

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4641729号
(P4641729)

(45) 発行日 平成23年3月2日(2011.3.2)

(24) 登録日 平成22年12月10日(2010.12.10)

(51) Int. Cl.		F I	
F 1 6 D	65/06	(2006.01)	F 1 6 D 65/06 J
B 6 1 H	13/34	(2006.01)	B 6 1 H 13/34
F 1 6 D	49/00	(2006.01)	F 1 6 D 49/00 A
F 1 6 F	15/02	(2006.01)	F 1 6 F 15/02 C

請求項の数 7 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2004-59906 (P2004-59906)	(73) 特許権者	000196587
(22) 出願日	平成16年3月4日(2004.3.4)		西日本旅客鉄道株式会社
(65) 公開番号	特開2005-249065 (P2005-249065A)		大阪府大阪市北区芝田2丁目4番24号
(43) 公開日	平成17年9月15日(2005.9.15)	(73) 特許権者	503405689
審査請求日	平成19年2月22日(2007.2.22)		ナブテスコ株式会社
			東京都港区海岸一丁目9番18号
特許法第30条第1項適用	2003年(平成15年)	(73) 特許権者	000173784
12月8日	社団法人日本機械学会発行の「通計番号:		財団法人鉄道総合技術研究所
No. 03-51	第10回鉄道技術連合シンポジウム		東京都国分寺市光町2丁目8番地38
講演論文集」に発表		(74) 代理人	100104064
			弁理士 大熊 岳人
		(72) 発明者	大熊 茂
			大阪府大阪市北区芝田二丁目4番24号
			西日本旅客鉄道株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 制輪子の振動低減構造及びブレーキ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子の振動を低減する制輪子の振動低減構造であって、

前記制輪子の背面と複数箇所接触する接触部と、

前記制輪子を保持する制輪子頭の質量を増加させる重り部とを備え、

前記制輪子は、鉄道車両の車輪の踏面に押し付けられる踏面ブレーキ装置の制輪子であり、

前記重り部は、前記制輪子が首振り運動して振動するときの回転中心よりも下側に配置されており、前記制輪子頭の側面に固定されていること、

を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項2】

請求項1に記載の制輪子の振動低減構造において、

前記重り部は、前記制輪子頭の側面に装着又は側面に一体形成されていること、

を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項3】

請求項1又は請求項2に記載の制輪子の振動低減構造において、

前記接触部は、前記制輪子の背面上端及び背面下端とそれぞれ接触すること、

を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項4】

請求項 3 に記載の制輪子の振動低減構造において、
前記接触部は、前記制輪子の背面中央から前記背面上端寄りに離間した箇所、及び背面中央から前記背面下端寄りに離間した箇所とそれぞれ接触すること、
を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項 5】

制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子の振動を低減する制輪子の振動低減構造であって、

前記制輪子を保持する制輪子頭の質量を増加させる重り部を備え、

前記制輪子は、鉄道車両の車輪の踏面に押し付けられる踏面ブレーキ装置の制輪子であり、

10

前記重り部は、前記制輪子が首振り運動して振動するときの回転中心よりも下側に配置されており、前記制輪子頭の側面に固定されていること、

を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の制輪子の振動低減構造において、

前記重り部は、前記制輪子頭の側面に装着又は側面に一体形成されていること、

を特徴とする制輪子の振動低減構造。

【請求項 7】

走行する車両を制動させるブレーキ装置であって、

請求項 1 から請求項 6 までのいずれか 1 項に記載の制輪子の振動低減構造と、

前記制輪子頭を駆動する駆動力を発生する駆動力発生部と、

前記制輪子頭に前記駆動力を伝達する駆動力伝達機構部と、

を備えるブレーキ装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子の振動を低減する制輪子の振動低減構造、及び走行する車両を制動させるブレーキ装置に関する。

【背景技術】

30

【0002】

鉄道車両のブレーキ装置では、ブレーキ時に車輪の踏面に押し付けられる制輪子付近から耳障りな大きなブレーキ鳴き音（ブレーキノイズ）が発生することがある。特に、地下ホームなどの地下区間では、騒音が閉空間で発生するため騒音が大きく反響し拡散され難い。従来の制輪子の振動低減構造（従来技術 1）は、マグネタイトを主成分とするフェライト粉末を樹脂中に混入して固形化したフェライト複合材層によって、制輪子を保持する制輪子頭の一部が形成されている（例えば、特許文献 1 参照）。この従来技術 1 では、適度の剛性と振動減衰特性を有しブレーキ時に発生する振動音の伝播を有効に阻止している。また、従来の制輪子の振動低減構造（従来技術 2）は、制輪子と制輪子頭との間に制振材を備えている（例えば、特許文献 2 参照）。この従来技術 2 では、ブレーキ時に発生する制輪子の振動を制振材が減衰させている。さらに、従来の制輪子の振動低減構造（従来技術 3）は、自動車のドラムブレーキ装置のブレーキライニングを保持する押圧材に重りが装着されている（例えば、特許文献 3 参照）。この従来技術 3 では、ブレーキ時に発生する振動を重りによって抑えている。

40

【0003】

【特許文献 1】特開昭 61-027321 号公報

【0004】

【特許文献 2】特開昭 53-035872 号公報

【0005】

【特許文献 3】特開 2000-088016 号公報

50

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

従来技術1では、制輪子頭の一部をフェライト複合材層によって形成する必要があるため、制輪子頭の製造工程が複雑になって製造に手間がかかり制輪子頭の製造コストが高くなってしまふ問題がある。また、従来技術2では、制輪子と保持部との間に制振材を配置する必要があるため、ブレーキ装置の構造が複雑になり整備や点検が困難になるとともに、部品点数が増加するためコストが高くなってしまふ問題がある。さらに、従来技術3では、トラックなどの自動車のドラムブレーキ装置に発生するブレーキ鳴きを重りによって抑えることができるが、鉄道車両の運動エネルギーは他の陸上交通機関に比べて非常に大きい10ため停止時の騒音も非常に大きくなる。このため、従来技術3では、鉄道車両のブレーキ時に発生する騒音を十分に低減することができない可能性がある。

【0007】

この発明の課題は、既存の装置の構造を大規模に変更することなく簡単な構造によってブレーキ時の騒音を低減することができる制輪子の振動低減構造及びブレーキ装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この発明は、以下に記載するような解決手段により、前記課題を解決する。

なお、この発明の実施形態に対応する符号を付して説明するが、この実施形態に限定するものではない。20

請求項1の発明は、制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子(13)の振動を低減する制輪子の振動低減構造であって、前記制輪子の背面(13b)と複数箇所接触する接触部(16)と、前記制輪子を保持する制輪子頭(14)の質量を増加させる重り部(17)とを備え、前記制輪子は、鉄道車両(2)の車輪(4a)の踏面(4c)に押し付けられる踏面ブレーキ装置(5)の制輪子であり、前記重り部は、前記制輪子が首振り運動して振動するときの回転中心(11)よりも下側に配置されており、前記制輪子頭の側面に固定されていることを特徴とする制輪子の振動低減構造(15)である。

【0009】

請求項2の発明は、請求項1に記載の制輪子の振動低減構造において、前記重り部は、前記制輪子頭の側面に装着又は側面に一体形成されていることを特徴とする制輪子の振動低減構造である。30

【0010】

請求項3の発明は、請求項1又は請求項2に記載の制輪子の振動低減構造において、前記接触部は、前記制輪子の背面上端及び背面下端とそれぞれ接触することを特徴とする制輪子の振動低減構造である。

【0011】

請求項4の発明は、請求項3に記載の制輪子の振動低減構造において、前記接触部は、前記制輪子の背面中央から前記背面上端寄りに離間した箇所、及び背面中央から前記背面下端寄りに離間した箇所とそれぞれ接触することを特徴とする制輪子の振動低減構造である。40

【0012】

請求項5の発明は、制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子(13)の振動を低減する制輪子の振動低減構造であって、前記制輪子を保持する制輪子頭(14)の質量を増加させる重り部(17)を備え、前記制輪子は、鉄道車両(2)の車輪(4a)の踏面(4c)に押し付けられる踏面ブレーキ装置(5)の制輪子であり、前記重り部は、前記制輪子が首振り運動して振動するときの回転中心(11)よりも下側に配置されており、前記制輪子頭の側面に固定されていることを特徴とする制輪子の振動低減構造(15)である。50

【 0 0 1 3 】

請求項 6 の発明は、請求項 5 に記載の制輪子の振動低減構造において、前記重り部は、前記制輪子頭の側面に装着又は側面に一体形成されていることを特徴とする制輪子の振動低減構造である。

【 0 0 1 4 】

請求項 7 の発明は、走行する車両 (2) を制動させるブレーキ装置であって、請求項 1 から請求項 6 までのいずれか 1 項に記載の制輪子の振動低減構造 (1 5) と、前記制輪子頭を駆動する駆動力を発生する駆動力発生部 (6) と、前記制輪子頭に前記駆動力を伝達する駆動力伝達機構部 (7) とを備えるブレーキ装置 (5) である。

【発明の効果】

10

【 0 0 1 5 】

この発明によると、既存の装置の構造を大規模に変更することなく簡単な構造によってブレーキ時の騒音を低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 6 】

(第 1 実施形態)

以下、図面を参照して、この発明の第 1 実施形態について詳しく説明する。

図 1 は、この発明の第 1 実施形態に係るブレーキ装置を備える鉄道車両の側面図である。図 2 は、この発明の第 1 実施形態に係るブレーキ装置を台車に装着した状態を示す側面図である。図 3 は、この発明の第 1 実施形態に係るブレーキ装置の側面図である。

20

図 1 に示す軌道 1 は、車両 2 が走行する通路 (線路) であり、車両 2 を支持し案内するレール 1 a などから構成されている。レール 1 a は、図 2 に示すように、車輪 4 a を直接支持する頭頂面 (頭部上面) 1 b を備えている。車両 2 は、電車や気動車などの鉄道車両であり、車体 3 と、台車 4 と、ブレーキ装置 5 などを備えている。車体 3 は、乗客を積載し輸送するための構造物であり、台車 4 は車体 3 を支持して走行する装置である。台車 4 は、レール 1 a と転がり接触する車輪 4 a と、この車輪 4 a を支持する台車枠 4 b などから構成されている。車輪 4 a は、図 2 に示すように、レール 1 a の頭頂面 1 b と接触して摩擦抵抗を受ける踏面 4 c と、この踏面 4 c の外側に連続して形成されたフランジ 4 d とを備えている。

【 0 0 1 7 】

30

図 2 及び図 3 に示すブレーキ装置 5 は、走行する車両 2 を制動させる基礎ブレーキ装置 (踏面ブレーキ装置) である。ブレーキ装置 5 は、図 3 に示すように、駆動力発生部 6 と、駆動力伝達機構部 7 と、制輪子吊り 8 と、収容部 9 と、ピン 1 0 , 1 1 と、傾き止め部 1 2 と、制輪子 1 3 と、制輪子頭 1 4 と、振動低減構造 1 5 などを備えている。ブレーキ装置 5 は、駆動力発生部 6 が発生する駆動力をこの原理によって制輪子 1 3 に伝達して踏面 4 c に制輪子 1 3 を押し付け、踏面 4 c と制輪子 1 3 との間に発生する摩擦力によって車輪 4 a の回転を抑える。ブレーキ装置 5 は、図 3 に示すように、各構成要素がユニット化されたユニットブレーキであり、図 1 に示すように車輪 4 a 毎 (1 台車当たり合計 4 個で 1 両当たり合計 8 個) に設置されており、図示しないボルトなどの固定部材によって台車枠 4 b に固定されている。図 1 及び図 2 に示すブレーキ装置 5 は、踏面 4 c に対して片側から押し付ける踏面片押式のユニットブレーキ装置であり、保守性の向上と小型軽量化が図られている。

40

【 0 0 1 8 】

駆動力発生部 6 は、制輪子頭 1 4 を駆動する駆動力を発生するブレーキシリンダ装置である。駆動力発生部 6 は、図 3 に示すように、圧縮空気が供給されるシリンダ 6 a と、圧縮空気の空気圧に応じてシリンダ 6 a 内を前進するピストン 6 b と、ピストン 6 b を後退する方向に付勢するばね 6 c などを備えている。

【 0 0 1 9 】

駆動力伝達機構部 7 は、制輪子頭 1 4 に駆動力を伝達する梃子装置などである。駆動力伝達機構部 7 は、梃子レバー 7 a と、連結ピン 7 b と、支点 7 c と、連結ピン 7 d と、押

50

棒 7 e と、隙間調整部 7 f などを用意している。梘子レバー 7 a は、ピストン 6 b の直線運動を回転運動に変換するリンク部材であり、梘子レバー 7 a には支点 7 c に近い側に凹状の球面貫通孔 7 g が形成されている。連結ピン 7 b は、ピストン 6 b の先端部と梘子レバー 7 a の一端部とを回転自在に連結する軸部材であり、支点 7 c は梘子レバー 7 a を支持する部分であり、連結ピン 7 d は梘子レバー 7 a の他端部と支点 7 c とを回転自在に連結する軸部材である。押棒 7 e は、梘子レバー 7 a の回転運動を直線運動に変換する軸部材であり、ピストン 6 b が前進すると制輪子 1 3 を踏面 4 c に押し付け、ピストン 6 b が後退すると制輪子 1 3 を踏面 4 c から離間させる。押棒 7 e の先端部は、略 L 字状に屈曲して形成されており、押棒 7 e の他端部には雄ねじ部 7 h が形成されている。隙間調整部 7 f は、制輪子 1 3 と踏面 4 c との間の間隔を調整する筒状部材であり、隙間調整部 7 f の内周部には、押棒 7 e の雄ねじ部 7 h と噛み合う雌ねじ部 7 i が形成されており、隙間調整部 7 f の外周部には梘子レバー 7 a の球面貫通孔 7 g と嵌合する凸状の球面軸受部 7 j が形成されている。隙間調整部 7 f は、雄ねじ部 7 h と雌ねじ部 7 i とのねじ込み量が調整されると、押棒 7 e に対する球面軸受部 7 j の前後方向の位置が変化するため、押棒 7 e のストロークが変化して制輪子 1 3 と踏面 4 c との間の間隔を可変する。

10

【 0 0 2 0 】

制輪子吊り 8 は、制輪子 1 3 及び制輪子頭 1 4 を進退自在に支持する支持部材（ハンガ）である。収容部 9 は、駆動力伝達機構部 7 を収容するケーシングであり、制輪子吊り 8 を C_1 、 C_2 方向に回転自在に支持する支持部 9 a を備えている。収容部 9 には駆動力発生部 6 が取り付けられている。ピン 1 0 は、制輪子吊り 8 の一端部を支持部 9 a に回転自在に連結する軸部材である。ピン 1 1 は、制輪子吊り 8 の他端部を回転自在に連結するとともに、押棒 7 e と制輪子頭 1 4 とが一体となって進退可能なように押棒 7 e の屈曲部を制輪子頭 1 4 に固定する軸部材（シューヘッドピン）である。傾き止め部 1 2 は、ブレーキ緩解時などに制輪子頭 1 4 の傾きを防止する部分であり、押棒 7 e と制輪子頭 1 4 とが一体となって進退可能なように押棒 7 e の先端部を制輪子頭 1 4 に固定する連結ピン 1 2 a を備えている。

20

【 0 0 2 1 】

制輪子 1 3 は、車輪 4 a の踏面 4 c に押し付けられて制動力を発生するブレーキ摩擦材（シュー）である。制輪子 1 3 は、一般鋳鉄で製造された鋳鉄制輪子、りんやマンガンなどを一定量以上含有する鋳鉄で製造された合金鋳鉄制輪子、合成樹脂を主体とする合成制輪子、金属粉末を基材にして所定の制輪子特性を有する粉末成分を添加して焼結成形した焼結合金制輪子などである。制輪子 1 3 は、図 3 に示すように、外観形状が略円弧状の板状部材であり、踏面 4 c と摩擦接触する摩擦面（ライニング面）1 3 a と、制輪子頭 1 4 と接触する制輪子背面（背板）1 3 b とを備えている。制輪子 1 3 は、図示しない制輪子キー（制輪子コッタ）によって制輪子頭 1 4 に固定されており、ブレーキ作用時には A_1 方向に前進して踏面 4 c に押し付けられブレーキ緩解時には A_2 方向に後退して踏面 4 c から離間する。

30

【 0 0 2 2 】

制輪子頭 1 4 は、制輪子 1 3 を保持する保持部材（シューヘッド）である。制輪子頭 1 4 は、制輪子 1 3 と同様に外観形状が略円弧状に鑄造などによって成形された金属であり、制輪子 1 3 を先端面に取り付け支持している。制輪子頭 1 4 は、振動低減構造 1 5 を備えている。

40

【 0 0 2 3 】

図 4 は、この発明の第 1 実施形態に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の外観図であり、図 4 (A) は側面図であり、図 4 (B) は正面図である。

振動低減構造 1 5 は、制動時に発生する騒音を低減するためにこの騒音の原因となる制輪子 1 3 の振動を低減する構造である。振動低減構造 1 5 は、図 3 及び図 4 に示すように、接触部 1 6 と重り部 1 7 とから構成されている。振動低減構造 1 5 は、制輪子 1 3 の拘束力を増加させるとともに制輪子頭 1 4 の重量を増加させて制輪子 1 3 の振動を抑え、ブレーキ作用時に発生する騒音を低減する。

50

【0024】

接触部16は、制輪子背面13bと複数箇所接触する部分である。接触部16は、制輪子13に対する制輪子頭14の押付けバランスを安定させて制輪子13に発生するがたつきを抑える機能を有する。接触部16は、図3及び図4に示すように、制輪子背面13bと接触する側の制輪子頭14の表面(保持部分)を凸状に加工して形成した凸部16a~16dを備えている。図3に示すように、凸部16aは制輪子背面13bの上端と接触し、凸部16bは制輪子背面13bの下端と接触し、凸部16cは制輪子背面13bの中央から上端寄りに離間した箇所と接触し、凸部16dは制輪子背面13bの中央から下端寄りに離間した箇所と接触する。接触部16は、凸部16a~16dを制輪子背面13bと4箇所接触させて制輪子13を支持する。

10

【0025】

重り部17は、制輪子頭14の重量を増加させる部分である。重り部17は、ブレーキ装置5が制輪子13と共振して騒音が増幅されるのを抑えるために、制輪子頭14の質量を増加させて振動の発生を低減する機能を有する。重り部17は、図3及び図4に示すように、外観形状が円柱状に鋳造などによって成形された金属である。重り部17は、図3に示す制輪子吊り8と干渉しないように制輪子頭14の下側に配置されており、車輪4aのフランジ4dとは反対側(車両2の幅方向の外側)の制輪子頭14の側面にボルトなどの固定部材によって装着されている。

【0026】

次に、この発明の第1実施形態に係るブレーキ装置の動作を説明する。

20

ブレーキ作用時には、図3に示すシリンダ6a内に圧縮空気が供給されると、ばね6cの付勢力に抗してピストン6bが A_1 方向に前進し、支点7cを回転中心として梃子レバー7aが B_1 方向に回転する。梃子レバー7aの球面貫通孔7gには球面軸受部7jが嵌合している。このため、梃子レバー7aが B_1 方向に回転すると、ピン10を回転中心として制輪子吊り8が C_1 方向に回転するとともに押棒7eが A_1 方向に前進する。その結果、制輪子13及び制輪子頭14が押棒7eとともに A_1 方向に前進して、制輪子13の摩擦面13aが踏面4cに押し付けられて車両2が制動される。凸部16a~16dが制輪子背面13bと接触しているため、制輪子13の上部と下部の押付けバランスが安定し、制輪子13と制輪子頭14との間のがたつきが抑えられる。また、重り部17が制輪子頭14に装着されているため、制輪子頭14の質量が増加され制輪子頭14の振動が抑えられる。その結果、ブレーキ作用時に踏面4cと制輪子13とが接触したときに発生する摩擦振動が抑えられるため、制輪子13の振動がブレーキ装置5に伝わりブレーキ装置5が振動するのを防ぎ、ブレーキ時に発生する騒音が抑えられる。

30

【0027】

ブレーキ緩解時には、図3に示すシリンダ6a内に圧縮空気が排出されるとばね6cの付勢力によってピストン6bが A_2 方向に後退し、支点7cを回転中心として梃子レバー7aが B_2 方向に回転する。梃子レバー7aが B_2 方向に回転すると、ピン10を回転中心として制輪子吊り8が C_2 方向に回転するとともに押棒7eが A_2 方向に後退する。その結果、制輪子13及び制輪子頭14が押棒7eとともに A_2 方向に後退して、制輪子13の摩擦面13aが踏面4cから離れて車両2の制動が解除される。

40

【0028】

この発明の第1実施形態に係る制輪子の振動低減構造及びブレーキ装置には、以下に記載するような効果がある。

(1) この第1実施形態では、制輪子背面13bと複数箇所接触部16が接触し、制輪子13を保持する制輪子頭14の質量を重り部17が増加させる。このため、制輪子13の押付けバランスが安定して拘束力が増し、制輪子13と制輪子頭14との間の接触部分のがたつきが抑えられて両者の運動が安定化する。また、振動入力に対する感度が低下するために、制輪子13の摩擦振動によりブレーキ装置5に入力する力の伝達が低下し制輪子頭14の振動が抑えられる。その結果、ブレーキ時に発生する騒音の発生頻度と騒音レベルとを低下させることができる。

50

【0029】

(2) この第1実施形態では、制輪子頭14の下側に重り部17が配置されており、この重り部17が制輪子頭14の側面に装着されている。このため、図3に示す制輪子吊り8と重り部17とが干渉するのを防止することができるとともに、ブレーキ装置5の構造上及び艤装上の制約を受けずに制輪子頭14に重り部17を簡単に取り付けることができる。また、ブレーキ装置5の構造を大幅に変更することなく、既存の制輪子頭14に重り部17を後から簡単に装着することができる。また、全ての車両2の制輪子頭14に重り部17を装着する必要がなく、騒音の発生する制輪子13を保持する制輪子頭14のみに重り部17を個別に装着すれば足りるため低コストで騒音低減効果を図ることができる。

【0030】

(3) この第1実施形態では、制輪子背面13bの上端及び下端と凸部16a, 16bがそれぞれ接触する。また、この第1実施形態では、制輪子背面13bの中央から上端寄りに離間した箇所、及び制輪子背面13bの中央から下端寄りに離間した箇所と凸部16c, 16dがそれぞれ接触する。その結果、制輪子背面13bと制輪子頭14とが面接触する場合に比べて、制輪子背面13bと制輪子頭14とが点接触するため、制輪子頭14が制輪子13を押し付ける押付けバランスを安定化させることができる。

【0031】

(4) この第1実施形態では、振動低減構造15を備える制輪子頭14を駆動力発生部6が駆動し、制輪子頭14にこの駆動力を駆動力伝達機構部7が伝達する。その結果、ブレーキ作用時に発生するブレーキ装置5の振動を低減して騒音の発生を抑えることができる。

【0032】

(第2実施形態)

図5は、この発明の第2実施形態に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の外觀図であり、図5(A)は側面図であり、図5(B)は正面図である。図5では、図3及び図4に示す部分と同一の部分については同一の番号を付して詳細な説明を省略する。

図5に示す振動低減構造15は、図3及び図4に示す制輪子背面13bと全面で接触する接触部18と、制輪子頭14の質量を増加させる重り部17とを備える。この第2実施形態では、図3及び図4に示す接触部16のような凹凸の加工をする必要がないため、制輪子頭14の構造が簡単になり制輪子頭14の振動を低コストで抑えることができる。

【実施例】

【0033】

次に、この発明の実施例について説明する。

(騒音発生原理の検証)

ブレーキ作用時の騒音の発生原理を解明するために、現車走行試験を実施して騒音発生時のブレーキ装置及び制輪子の各部の状態及び騒音を測定した。また、ブレーキ装置の各部及び車輪を打撃することによってこれらが振動を起こしやすい周波数を測定し騒音との関連性を解明した。振動については、3方向振動加速度計(ピックアップ)を使用して制輪子の上下部、制輪子頭の下部及び制輪子吊りなどの合計5箇所を測定し、騒音については騒音計を使用してブレーキ装置の上部及び車輪上部の2箇所を測定した。

【0034】

(騒音と振動との関係)

その結果、騒音の周波数と騒音発生時の制輪子頭付近の振動周波数とがともに1.8kHz付近で略一致しており、制輪子の振動と騒音との間に相関性があると推定された。また、騒音が発生しなかったときにはブレーキ装置の振動レベルが低く、制輪子頭付近が激しく振動したときだけ騒音が発生した。次に、ブレーキ装置を金属ハンマで加振したときの振動周波数を測定したところブレーキ装置が振動を起こしやすい周波数が約1.8kHz付近であり、騒音や制輪子の振動周波数と略一致した。その結果、制輪子の振動がブレーキ装置と共振し振動が増幅されることによって騒音が発生していると推定された。なお、車輪を加振したときの振動周波数を測定したところこの振動周波数が約1.8kHz付近ではないため、騒音と車輪との間の相関性は低いと推定された。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 5 】

(制 輪 子 の 挙 動)

振動周波数の測定結果から騒音発生時の制輪子の上部と下部の振動を比較すると、下部に比べて上部が大きく振動しており両者の振動の位相は逆向きであった。一般に、一定速度で回転している車輪の踏面に制輪子が押し付けられるとブレーキ装置にはがたつきがあるため制輪子は車輪と同じ方向に動き出す。しかし、ある点に達するとそれ以上車輪に制輪子が追従できなくなるため、踏面との間にすべりを生じながらもとの位置に制輪子が戻り、以降はこのサイクルを繰り返すことによって制輪子が振動し騒音が発生する。このため、回転中の車輪に制輪子を押し付けると、制輪子が首振り運動をともなって振動し、この振動がブレーキ装置に伝達されると考えられる。また、ブレーキ装置が振動を起こしやすい周波数が制輪子の振動と略一致するため、制輪子が振動するとブレーキ装置が共振して騒音を発生すると考えられる。

10

【 0 0 3 6 】

(制 輪 子 の 状 態 調 査)

首振り運動の原因として、制輪子背面と制輪子頭との接触状態が不安定であるため制輪子の拘束力が不足していることが推定される。例えば、制輪子と制輪子頭との接触面の曲率が一致していない場合や制輪子背面に凹凸がある場合には、制輪子と制輪子頭とが均一に接触せずこれらの接触面が定まらずに、拘束力が不安定になる可能性がある。制輪子の拘束状態が騒音に対してどのような影響を及ぼしているかを確認するために、制輪子背面と制輪子頭との接触状態を調査し、過去に実施した営業線での騒音測定データとの相関性について検討した。まず、制輪子背面を156エリアに区分けして、制輪子と制輪子頭との接触状態をエリア毎に接触痕などから目視で確認し接触又は非接触の2段階で評価した。制輪子のサンプル数は、騒音レベルの大小についてそれぞれ30個ずつとし、騒音レベルの大きなものと小さなものとに分けて統計し、それぞれの接触状態の分布を比較した。その結果、騒音レベルの大きな制輪子の接触部の分布について上部と下部とを比較すると、明らかに接触状態に違いがあり制輪子の拘束力が不安定になっていることが判明した。一方、騒音レベルの小さい制輪子の接触部の分布については、上部と下部とを比較すると接触状態の違いが少なく、制輪子の拘束力が安定していることが判明した。

20

【 0 0 3 7 】

(対 策 品 の 検 討)

制輪子背面の接触状態から押付けバランスと騒音との間に関連性があり、走行試験の結果から制輪子の押付けバランスが悪いと制輪子にがたつきが発生し首振り運動を起こすことが判明した。このため、第1の対策として、制輪子背面と接触する制輪子頭の表面を凹状に加工して制輪子を4点で支持し、押し付けバランスを安定させることにした。また、走行試験の結果からブレーキ装置が制輪子と共振して騒音が増幅されることが判明した。このため、第2の対策として、ブレーキ装置の中で最も振動の影響を受けやすい制輪子頭の構造を変更し質量を増加させることにした。

30

【 0 0 3 8 】

(改 善 策 の 効 果 確 認 試 験)

図6は、この発明の実施例に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の設置箇所と従来の制輪子頭の設置箇所とを示す試験車両の外観図である。

40

図6に示す台車19は、従来例、比較例及び実施例1, 2の制輪子頭が試験条件毎に取り替えて装着される1位台車であり、台車20は従来例の制輪子頭が常に装着される2位台車である。騒音測定装置21は、台車19側のブレーキ装置の騒音を測定する騒音計であり、騒音測定装置22は台車20側のブレーキ装置の騒音を測定する騒音計である。ここで、従来例は、制輪子背面と面接触する制輪子頭(現行品)である。比較例は、制輪子背面と接触する側の表面を凹状に加工して制輪子背面と点接触する制輪子頭(対策品)である。実施例1は、比較例の構造に加えて、質量を増加させるための重りを装着した制輪子頭(対策品)である。実施例2は、従来例の構造に加えて、質量を増加させるための重りを装着した制輪子頭であり、実施例2は重りの質量が3.0kgである。従来例、比較例及

50

び実施例 1, 2 の効果を確認するために構内走行試験を実施し、従来例、比較例及び実施例 1, 2 の効果を比較した。なお、重りの取り付け位置については、現車でのスペース上の制約から車輪のフランジ側とは反対側の上下、上側のみ、下部のみと変化させ、重りの質量については1.5kg、3.0kg、7.0kgと変化させて試験を実施した。

【 0 0 3 9 】

(従来例の測定結果)

図 7 は、従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示すグラフである。図 8 は、従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

図 7 に示すブレーキノッチは、ブレーキ装置の操作量(刻み)を示し、BC圧はブレーキシリンダ内の圧力(ブレーキ装置の押付力)(kPa)であり、実線は台車 19 側のブレーキ装置の騒音レベル(dB)の時間変化であり、点線は台車 20 側のブレーキ装置の騒音レベル(dB)の時間変化である。図 8 に示す横軸は、ブレーキノッチの段数であり、縦軸は試験回数である。図 7 に示す台車 19, 20 に従来例の制輪子頭を取り付けて、初速度40km/hでブレーキノッチを5Nに投入したまま停車まで継続させて騒音測定装置 21, 22 によって騒音を測定した。その結果、図 7 に示すように、速度が20km/hから徐々に低下してBC圧が20kPaに上昇すると同時に騒音レベルが約110dB程度に上昇しており、台車 19, 20 側のいずれのブレーキ装置からも騒音が発生し車両が停止するまで騒音が継続している。また、図 8 に示すように、ブレーキノッチが3N以上の場合には騒音発生率が100%であった。

【 0 0 4 0 】

(比較例の測定結果)

図 9 は、比較例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示すグラフである。図 10 は、比較例に係る制輪子を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

図 6 に示す台車 19 に比較例の制輪子頭を取り付け、台車 20 に従来例の制輪子頭を取り付けて、初速度40km/hでブレーキノッチを5Nに投入したまま停車まで継続させて騒音測定装置 21, 22 によって騒音を測定した。その結果、図 9 に示すように、速度が20km/hから徐々に低下してBC圧が上昇を開始した瞬間に騒音レベルが僅かに上昇し、台車 19 側のブレーキ装置から騒音が発生しているがこの騒音は直ちに終息している。また、図 10 に示すようにブレーキノッチが3N以上の場合には騒音の発生率が44%まで下がっている。

【 0 0 4 1 】

(実施例 1 の測定結果)

図 11 は、この発明の実施例 1 に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示すグラフである。図 12 は、この発明の実施例 1 に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

図 6 に示す台車 19 に実施例 1 の制輪子頭を取り付け、台車 20 に従来例の制輪子頭を取り付けて、初速度40km/hでブレーキノッチを5Nに投入したまま停車まで継続させて騒音測定装置 21, 22 によって騒音を測定した。その結果、図 11 に示すように、速度が20km/hから徐々に低下してBC圧が上昇を開始しても騒音レベルが下降し、台車 19 側のブレーキ装置からは騒音が発生していない。また、図 12 に示すように、ブレーキノッチが3N以上の場合には騒音の発生率が22%まで下がっている。この実施例 1 では、制輪子頭の上下及び下側に質量3.0kgの重りを取り付けた場合に最も騒音低減効果が大きかった。

【 0 0 4 2 】

図 13 は、この発明の実施例 1、比較例及び従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音のピーク値をノッチ毎に平均化したグラフである。

図 13 に示す縦軸は騒音レベル(dB)であり、横軸はブレーキノッチの段数である。図 13 に示すように、比較例では従来例に比べて6.6dBの騒音レベルの低減が確認され、実施例 1 では従来例に比べて19.6dBの騒音レベルの大幅な低減が確認され騒音の音質も変化した。

【 0 0 4 3 】

(実施例2の測定結果)

図14は、この発明の実施例2及び従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音のピーク値をノッチ毎に平均化したグラフである。

図6に示す台車19に実施例2の制輪子頭を取り付け、台車20に従来例の制輪子頭を取り付けて、ブレーキ初速度15km/hでブレーキノッチを1N~8Nに投入したまま停車まで継続させて騒音測定装置21, 22によって騒音を測定した。その結果、図14に示すように、実施例2では実施例1に比べると騒音レベルの低減効果が低い、従来例に比べて5~10dB程度の騒音レベルの低減が確認された。

【0044】

(他の実施形態)

この発明は、以上説明した実施形態に限定するものではなく、以下に記載するように種々の変形又は変更が可能であり、これらもこの発明の範囲内である。

(1) この実施形態では、鉄道車両のブレーキ装置5に適用する場合を例に挙げて説明したが、自動車などの他の交通輸送手段のブレーキ装置についてもこの発明を適用することができる。また、この実施形態では、踏面ブレーキ装置を例に挙げて説明したがこれに限定するものではなく、ディスクに制輪子13を押し付けて制動させるディスクブレーキ装置やレール1aの頭頂面1bに制輪子13を押し付けて制動させるレールブレーキ装置などについてもこの発明を適用することができる。

【0045】

(2) この実施形態では、制輪子13と制輪子頭14とが別部材である場合を例に挙げて説明したが、これらが一体である頭付き制輪子についてもこの発明を適用することができる。また、この実施形態では、凸部16a~16dを制輪子背面13bと4点で接触させる場合を例に挙げて説明したが、凸部16a, 16bのみを制輪子背面13bと2点で接触させることもできる。

【0046】

(3) この実施形態では、制輪子頭14の側面に重り部17を取り付けた場合を例に挙げて説明したが、制輪子頭14の側面に重り部17を鋳造などによって一体形成することもできる。また、この実施形態では、制輪子頭14の下部に重り部17を配置した場合を例に挙げて説明したが、制輪子頭の上部及び下部に重り部17を配置することもできる。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図1】この発明の第1実施形態に係るブレーキ装置を備える鉄道車両の側面図である。

【図2】この発明の第1実施形態に係るブレーキ装置を台車に装着した状態を示す側面図である。

【図3】この発明の第1実施形態に係るブレーキ装置の側面図である。

【図4】この発明の第1実施形態に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の外觀図であり、(A)は側面図であり、(B)は正面図である。

【図5】この発明の第2実施形態に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の外觀図であり、(A)は側面図であり、(B)は正面図である。

【図6】この発明の実施例に係る制輪子の振動低減構造を備える制輪子頭の設置箇所と従来の制輪子頭の設置箇所とを示す試験車両の外觀図である。

【図7】従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示すグラフである。

【図8】従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

【図9】比較例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示すグラフである。

【図10】比較例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

【図11】この発明の実施例1に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音測定結果を示

10

20

30

40

50

すグラフである。

【図 1 2】この発明の実施例 1 に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音発生頻度を示すグラフである。

【図 1 3】この発明の実施例 1、比較例及び従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音のピーク値をノッチ毎に平均化したグラフである。

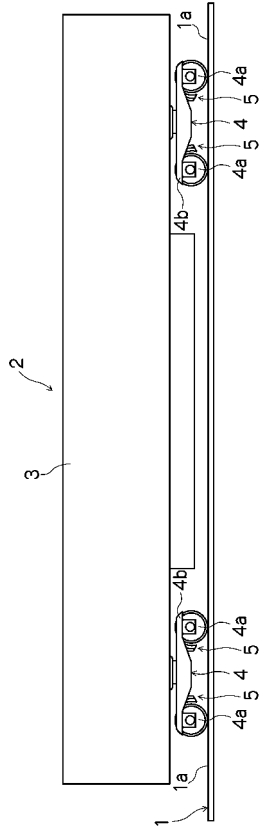
【図 1 4】この発明の実施例 2 及び従来例に係る制輪子頭を備えるブレーキ装置の騒音のピーク値をノッチ毎に平均化したグラフである。

【符号の説明】

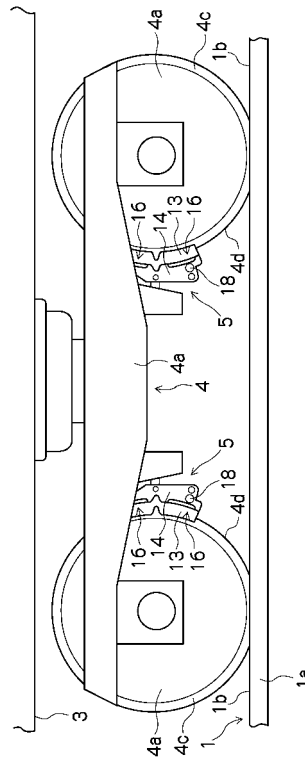
【 0 0 4 8 】

- | | | |
|---------------|-----------|----|
| 1 | 軌道 | 10 |
| 2 | 車両 | |
| 3 | 車体 | |
| 4 | 台車 | |
| 4 a | 車輪 | |
| 4 c | 踏面 | |
| 5 | ブレーキ装置 | |
| 6 | 駆動力発生部 | |
| 7 | 駆動力伝達機構部 | |
| 1 3 | 制輪子 | |
| 1 3 b | 制輪子背面 | 20 |
| 1 4 | 制輪子頭（保持部） | |
| 1 5 | 振動低減構造 | |
| 1 6 | 接触部 | |
| 1 6 a ~ 1 6 d | 凸部 | |
| 1 7 | 重り部 | |
| 1 8 | 接触部 | |

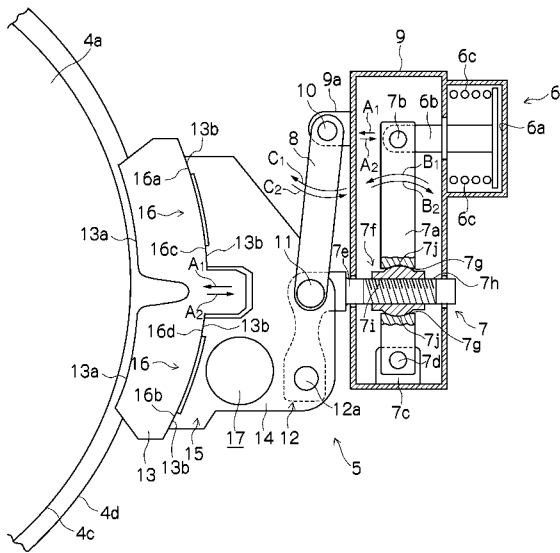
【図 1】



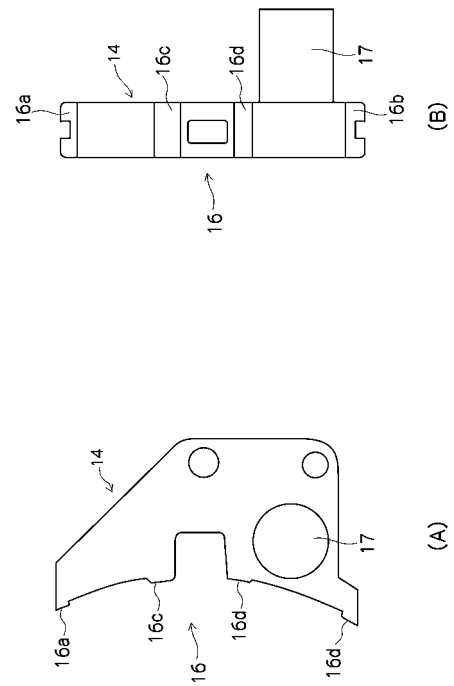
【図 2】



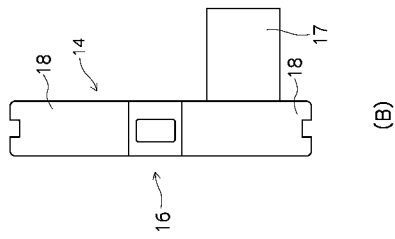
【図 3】



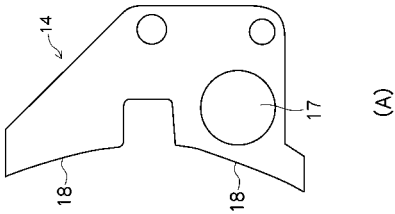
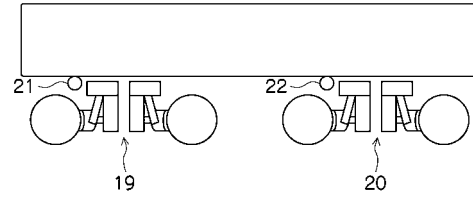
【図 4】



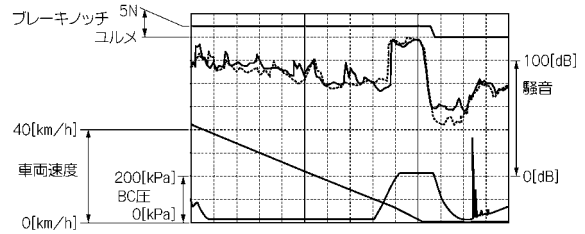
【図5】



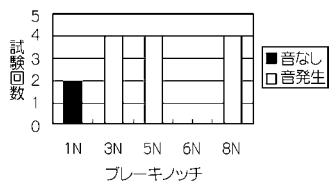
【図6】



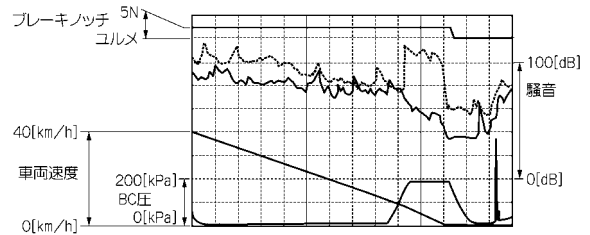
【図7】



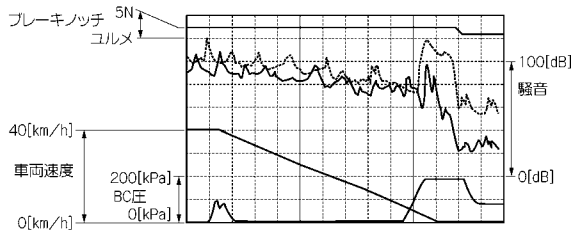
【図8】



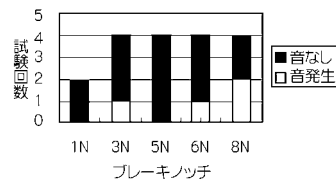
【図11】



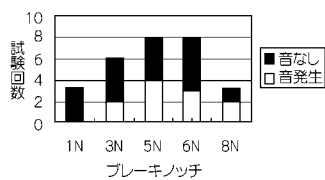
【図9】



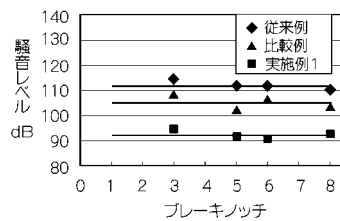
【図12】



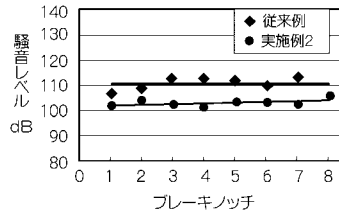
【図10】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

- (72)発明者 土井 雅秋
大阪府大阪市北区芝田二丁目4番24号 西日本旅客鉄道株式会社内
- (72)発明者 樋本 優樹
大阪府大阪市北区芝田二丁目4番24号 西日本旅客鉄道株式会社内
- (72)発明者 宗重 倫典
大阪府大阪市北区芝田二丁目4番24号 西日本旅客鉄道株式会社内
- (72)発明者 麻野 吉雄
兵庫県神戸市西区高塚台7丁目3番地の3 株式会社ナブコ 神戸工場内
- (72)発明者 野崎 展世
兵庫県神戸市西区高塚台7丁目3番地の3 株式会社ナブコ 神戸工場内
- (72)発明者 森田 光正
兵庫県神戸市西区高塚台7丁目3番地の3 株式会社ナブコ 神戸工場内
- (72)発明者 長澤 新
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 嵯峨 信一
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
- (72)発明者 中澤 伸一
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

審査官 塚原 一久

- (56)参考文献 特開平09-042335(JP,A)
特開平08-188191(JP,A)
特開2000-088016(JP,A)
実開平03-084436(JP,U)
実開平06-087741(JP,U)
特開昭53-035872(JP,A)
実開平04-042936(JP,U)
特開昭61-027321(JP,A)
特開2001-263411(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16D 49/00 - 71/04
B61H 13/34
F16F 15/00 - 15/36