(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4932651号
(P4932651)

(45)発行日　平成24年5月16日(2012.5.16)　(24)登録日　平成24年2月24日(2012.2.24)

(51)Int.Cl.		F I		
F16D 65/095	(2006.01)	F16D	65/095	A
F16D 55/228	(2006.01)	F16D	55/228	
F16D 65/02	(2006.01)	F16D	65/02	B
		F16D	65/095	G

請求項の数 6　(全 14 頁)

(21)出願番号　特願2007-237433 (P2007-237433)
(22)出願日　平成19年9月13日 (2007.9.13)
(65)公開番号　特開2009-68593 (P2009-68593A)
(43)公開日　平成21年4月2日 (2009.4.2)
審査請求日　平成22年6月28日 (2010.6.28)

(73)特許権者　000000516
曙ブレーキ工業株式会社
東京都中央区日本橋小網町１９番５号
(74)代理人　100087457
弁理士　小山　武男
(74)代理人　100148677
弁理士　武藤　正樹
(74)代理人　100056833
弁理士　小山　欽造
(72)発明者　前原　利史
東京都中央区日本橋小網町１９番５号　曙ブレーキ工業株式会社内

審査官　森本　康正

最終頁に続く

(54)【発明の名称】対向ピストン型ディスクブレーキ

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

車輪と共に回転するロータを挟んで設けられたアウタ、インナ両ボディ部、及び、このロータの回転方向に関しこれら両ボディ部の両端部同士を上記ロータの外周縁よりも径方向外方位置で連結する１対の連結部から成るキャリパと、上記両ボディ部に、互いに対向して設けられた複数のシリンダと、これら各シリンダ内に液密に且つ上記ロータの軸方向に関する変位を可能に嵌装された複数のピストンと、この軸方向に関する変位を可能として上記両ボディ部の内側面に対向する部分に、それぞれ支持された複数枚のパッドと、上記ロータの回転方向に関してこれら両パッドを構成するプレッシャプレートの少なくとも一方の端縁に対向する部分で上記ロータの外周縁よりも径方向外寄り部分に、上記両ボディ部同士の間に掛け渡す状態で設けられた、少なくとも１本のトルク受けピンとを備えた対向ピストン型ディスクブレーキに於いて、このトルク受けピンのうち、断面円形の杆部の周囲に、中心孔の内周面が円筒面で外周面の少なくとも一部に平面部を設けたトルク受けスリーブを回動可能に外嵌し、このトルク受けスリーブの外周面に設けられた平面部と上記両パッドのプレッシャプレートの端縁に形成された平坦面とを、互いに当接させた事を特徴とする対向ピストン型ディスクブレーキ。

【請求項２】

上記トルク受けスリーブの軸方向両端外周縁部の一部と、上記キャリパの一部内面との係合により、上記トルク受けピンを中心とする上記トルク受けスリーブの回動を制限している、請求項１に記載した対向ピストン型ディスクブレーキ。

【請求項３】
上記トルク受けピンを構成する杆部の一部に形成した小径部に、自由状態での外径がこの杆部の残部の外径よりも大きな弾性スリーブを設置し、この弾性スリーブの外周面を上記トルク受けスリーブの内周面に弾性的に当接させている、請求項１～２のうちの何れか１項に記載した対向ピストン型ディスクブレーキ。
【請求項４】
上記杆部の軸方向２個所位置で上記トルク受けスリーブの両端部内周面と対向する部分に形成した小径部に、それぞれ上記弾性スリーブを設置している、請求項３に記載した対向ピストン型ディスクブレーキ。
【請求項５】
１対のトルク受けピンが、上記ロータの回転方向に関して、上記両パッドを構成するプレッシャプレートの両側に設けられている、請求項１～４のうちの何れか１項に記載した対向ピストン型ディスクブレーキ。
【請求項６】
上記ロータの回転方向に関して、上記両パッドを構成するプレッシャプレートの両側縁のうち、このロータの径方向に関して外端部に、それぞれこのロータの回転方向に突出する係止突片が設けられており、これら各係止突片と上記両トルク受けピンに外嵌したトルク受けスリーブの外周面との係合により、上記両パッドが上記ロータの径方向内方に抜け出る事を防止している、請求項５に記載した対向ピストン型ディスクブレーキ。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
この発明は、自動車の制動に使用するディスクブレーキのうち、ロータの両側にピストンを、互いに対向する状態で設けた、対向ピストン型ディスクブレーキの改良に関する。
【背景技術】
【０００２】
自動車の制動を行なう為に、ディスクブレーキが広く使用されている。ディスクブレーキによる制動時には、車輪と共に回転するロータの軸方向両側に配置された１対のパッドを、ピストンによりこのロータの両側面に押し付ける。この様なディスクブレーキとして従来から各種構造のものが知られているが、ロータの両側にピストンを、互いに対向する状態で設けた、対向ピストン型ディスクブレーキは、安定した制動力を得られる事から、近年使用例が増えている。この様な対向ピストン型ディスクブレーキとして従来から、例えば特許文献１～１０に記載された構造のものが知られている。このうちの特許文献８の記載に基づいて、対向ピストン型ディスクブレーキの基本的構造を図６により、具体的構造を図７～１０により、それぞれ説明する。
【０００３】
図６に示す様に対向ピストン型のディスクブレーキ１は、車輪と共に回転するロータ２を挟む位置に、アウタボディ部３及びインナボディ部４から成るキャリパ５を設けている。又、これら各ボディ部３、４内にアウタシリンダ及びインナシリンダを、それぞれの開口部を上記ロータ２を介して互いに対向させた状態で設けている。そして、これらアウタシリンダ及びインナシリンダ内にアウタピストン及びインナピストンを、液密に、且つ上記ロータ２の軸方向に関する変位を可能に嵌装している。又、上記アウタボディ部３にはアウタパッドを、上記インナボディ部４にはインナパッドを、それぞれ上記ロータ２の軸方向に関する変位を可能に支持している。制動時には、上記アウタシリンダ及びインナシリンダ内に圧油を送り込み、上記アウタピストン及びインナピストンにより、上記アウタパッド及びインナパッドを、上記ロータ２の内外両側面に押し付ける。
【０００４】
又、図７～１０に示した、より具体的なディスクブレーキ１ａも、ロータ２を跨ぐ状態で配置されたキャリパ５ａを備える。このキャリパ５ａは、アルミニウム合金製の素材により一体に造ったもので、上記ロータ２の軸方向（図７、９の表裏方向、図８の上下方向

、図１０の左右方向）両側に配置されたアウタボディ部３ａ及びインナボディ部４ａと、これら両ボディ部３ａ、４ａの周方向（図７～９の左右方向）両端部同士を連結する１対の連結部６、６とを備える。そして、図示の例の場合には、上記両ボディ部３ａ、４ａにそれぞれ３個ずつ、合計６個のアウタ、インナ各シリンダ７、７（８、８）を設け、これら各シリンダ７、７（８、８）にアウタ、インナ各ピストン９、９（１０、１０）を嵌装している。そして、これら各ピストン９、９（１０、１０）により、上記ロータ２を挟んで上記両ボディ部３ａ、４ａに支持されたアウタ、インナ両パッド１１、１２を、上記ロータ２に押圧する事で、制動を行なう様に構成している。

【０００５】

上記アウタボディ部３ａとインナボディ部４ａとの周方向中間部で上記両連結部６、６の間に位置する部分のうち、径方向外端部同士の間に、１対のトルク受けピン１３、１３と１本の結合ピン１４とを、それぞれ上記両ボディ部３ａ、４ａ同士の間に掛け渡す状態で設けている。これら各ピン１３、１４のうち、両トルク受けピン１３、１３は、上記アウタ、インナ両パッド１１、１２のプレッシャプレート１５、１５を、上記ロータ２の回転方向に関して両側から挟む位置で、ロータ２の外周縁よりも径方向外寄り部分に設けている。又、上記結合ピン１４は、上記両パッド１１、１２よりも径方向外側で上記両トルク受けピン１３、１３の間部分に設けている。これら両トルク受けピン１３、１３は、制動時に上記ロータ２と上記両パッド１１、１２を構成するライニング１６、１６との摩擦に基づいて上記両プレッシャプレート１５、１５に伝達されたブレーキトルクを、上記キャリパ５ａを介して車体（懸架装置）に伝達する為のものである。この為に、上記両トルク受けピン１３、１３の一部外周面は、上記アウタ、インナ両パッド１１、１２を構成するプレッシャプレート１５、１５の周方向両端縁に、当接若しくは近接対向させている。

【０００６】

これに対して上記結合ピン１４は、上記アウタボディ部３ａとインナボディ部４ａとの間隔が、制動の為の加圧時の反力で拡がる方向に変形する事を極力阻止する役目を果たす。又、上記結合ピン１４と、上記両パッド１１、１２のプレッシャプレート１５、１５の径方向外周縁との間に、パッドクリップ１７を設けて、これら両プレッシャプレート１５、１５に、径方向内方に向く弾力と、互いに離れる方向の弾力とを付与している。

【０００７】

更に、前記アウタボディ部３ａ及びインナボディ部４ａの径方向内寄り部分に、これら両ボディ部３ａ、４ａ毎に独立した係止ピン１８、１８を、これら両ボディ部３ａ、４ａ毎に２本ずつ設けている。これら各係止ピン１８、１８はそれぞれ、これら両ボディ部３ａ、４ａの径方向内端部で周方向両端部近傍位置に、それぞれ固定している。この状態で上記各係止ピン１８、１８の一部外周面に、上記両パッド１１、１２のプレッシャプレート１５、１５の径方向内端縁が、上記パッドクリップ１７の弾力に基づいて押し付けられる。上記各係止ピン１８、１８は、上記両パッド１１、１２が前記キャリパ５ａから、前記ロータ２の径方向内方に抜け出る事を防止すると共に、非制動時に上記両パッド１１、１２ががたつく事を防止する。

【０００８】

上述の様に構成する対向ピストン型ディスクブレーキによる制動時には、前記各アウタシリンダ７、７及びインナシリンダ８、８に圧油を送り込む。そして、前記アウタピストン９、９及びインナピストン１０、１０を押し出して、上記アウタ、インナ両パッド１１、１２を前記ロータ２の両側面に押圧する。この結果、これら両パッド１１、１２を構成するライニング１６、１６と上記ロータ２の両側面との摩擦により、制動が行なわれる。尚、この摩擦に基づいて上記両パッド１１、１２に加わる制動トルクは、前記両トルク受けピン１３、１３のうちのアンカ側（ロータ２の回出側）のトルク受けピン１３により支承する。即ち、制動時には、上記両パッド１１、１２のプレッシャプレート１５、１５のうち、上記ロータ２の回転方向前端縁が上記アンカ側のトルク受けピン１３に押し付けられて、上記制動トルクをこのトルク受けピン１３に伝達する。

【０００９】

上述の様な従来構造の場合、制動時に上記制動トルクを支承するトルク受けピン１３の外周面と、上記両プレッシャプレート１５、１５の前端縁との当接面積が狭い。即ち、曲率半径の小さな円筒面である、上記トルク受けピン１３の外周面と、平面状である上記両プレッシャプレート１５、１５の前端縁とが当接する為、当接部の接触状態は線接触に近い状態となり、この当接部の弾性変形を考慮したとしても、当接面積は極く限られる。この為、制動時に、上記両ライニング１６、１６と上記ロータ２の両側面との摩擦に基づいて振動が発生した場合、上記当接部が振動し易く、制動時に発生する、所謂ブレーキノイズを低減する面から不利になる。更には、上記当接部で、塑性変形や摩耗が生じ易く、生じた場合には、上記両パッド１１、１２の挙動が不安定になり易く、上記ブレーキノイズ低減の面から一層不利になる。

【００１０】

【特許文献１】特開平５－１０６６６２号公報
【特許文献２】特開平７－１２７６７４号公報
【特許文献３】特開平８－１５９１８５号公報
【特許文献４】特開平８－２５４２２８号公報
【特許文献５】特開平９－２５７０６３号公報
【特許文献６】特開２００３－１２０７２４号公報
【特許文献７】特開２００４－１８３９０４号公報
【特許文献８】特開２００５－１２１１７４号公報
【特許文献９】特開２００５－２９９９３０号公報
【特許文献１０】特表２００５－５１７８７７号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【００１１】

本発明は、上述の様な事情に鑑みて、各パッドのプレッシャプレートの端縁と、制動トルクを支承する部材との当接部の当接面積を広くできる構造を実現すべく発明したものである。

【課題を解決するための手段】

【００１２】

本発明の対向ピストン型ディスクブレーキは、前述した従来から知られている対向ピストン型ディスクブレーキと同様に、キャリパと、複数のシリンダと、複数のピストンと、複数枚のパッドと、少なくとも１本のトルク受けピンとを備える。

このうちのキャリパは、車輪と共に回転するロータを挟んで設けられたアウタ、インナ両ボディ部、及び、このロータの回転方向に関しこれら両ボディ部の両端部同士を上記ロータの外周縁よりも径方向外方位置で連結する１対の連結部から成る。

又、上記各シリンダは、上記両ボディ部に、互いに対向して設けられている。

又、上記各ピストンは、上記各シリンダ内に、液密に、且つ、上記ロータの軸方向に関する変位を可能に嵌装されている。

又、上記各パッドは、上記軸方向に関する変位を可能として上記両ボディ部の内側面（上記ロータを介して互いに対向する面）に対向する部分に、それぞれ支持されている。

又、上記トルク受けピンは、上記ロータの回転方向に関してこれら両パッドを構成するプレッシャプレートの少なくとも一方の端縁に対向する部分で、上記ロータの外周縁よりも径方向外寄り部分に、上記両ボディ部同士の間に掛け渡す状態で設けられている。

【００１３】

特に、本発明の対向ピストン型ディスクブレーキに於いては、上記トルク受けピンのうち、断面円形の杆部の周囲に、中心孔の内周面が円筒面で外周面の少なくとも一部に平面部を設けた、トルク受けスリーブを外嵌している。そして、このトルク受けスリーブの外周面に設けられた平面部と上記両パッドのプレッシャプレートの端縁に形成された平坦面とを、互いに当接させている。

この様な本発明を実施する場合に好ましくは、例えば請求項２に記載した様に、上記ト

ルク受けスリーブの軸方向両端外周縁部の一部と、上記キャリパの一部内面との係合により、上記トルク受けピンを中心とする上記トルク受けスリーブの回動を制限する。

【００１４】

或いは、請求項３に記載した様に、上記トルク受けピンを構成する杆部の一部に形成した小径部に、自由状態での外径がこの杆部の残部の外径よりも大きな弾性スリーブを設置し、この弾性スリーブの外周面を上記トルク受けスリーブの内周面に、弾性的に当接させる。

この様な請求項３に記載した発明を実施する場合に好ましくは、請求項４に記載した様に、上記杆部の軸方向２個所位置で上記トルク受けスリーブの両端部内周面と対向する部分に形成した小径部に、それぞれ弾性スリーブを設置する。

【００１５】

或いは、請求項５に記載した様に、１対のトルク受けピンを、上記ロータの回転方向に関して、上記両パッドを構成するプレッシャプレートの両側に設ける。

この様な請求項５に記載した発明を実施する場合に好ましくは、請求項６に記載した様に、上記ロータの回転方向に関して、上記両パッドを構成するプレッシャプレートの両側縁のうち、このロータの径方向に関して外端部に、それぞれこのロータの回転方向に突出する係止突片を設ける。そして、これら各係止突片と上記両トルク受けピンに外嵌したトルク受けスリーブの外周面との係合により、上記両パッドが上記ロータの径方向内方に抜け出る事を防止する。

【発明の効果】

【００１６】

上述の様に構成する本発明の対向ピストン型ディスクブレーキによれば、各パッドのプレッシャプレートの端縁と、制動トルクを支承する部材であるトルク受けスリーブの外周面との当接部の当接面積を広くして、制動時にこれら各当接部でブレーキノイズに結び付く振動が発生したり、これら各当接部に塑性変形や摩耗が生じる事を抑えられる。

即ち、上記トルク受けピンに外嵌したトルク受けスリーブは、このトルク受けピンを中心として、少なくとも若干の回動が可能である。この為、上記各パッドのプレッシャプレートの端縁に形成された平坦面を上記トルク受けスリーブの外周面に設けた平面部に突き当てると、このトルク受けスリーブが上記トルク受けピンに対し回動して、この平面部と上記平坦面とを広い面積で当接させる。又、このトルク受けピンの外周面と上記トルク受けスリーブの内周面との嵌合は、曲率半径が近い円筒面同士の嵌合であるから、これら両周面同士の当接面積も十分に広くなる。この結果、上記当接部の当接面積を広くして、上記効果を得られる。

又、請求項２に記載した構造を採用すれば、上記トルク受けピンを中心とする上記トルク受けスリーブの回動量を必要最小限に止める事で、対向ピストン型ディスクブレーキの組立時に、このトルク受けスリーブと上記各パッドのプレッシャプレートの端縁とを係合させる作業を容易に行なえる。

【００１７】

又、請求項３に記載した様に、上記トルク受けピンと上記トルク受けスリーブとの間に弾性スリーブを設ければ、走行時や制動時の振動に伴ってこのトルク受けピンの周囲でこのトルク受けスリーブががたつく事を防止して、走行時や制動時に異音が発生する事を防止できる。特に、請求項４に記載した様に、上記トルク受けスリーブの両端部内周面と対向する部分にそれぞれ弾性スリーブを設置すれば、制動時に上記トルク受けピンに対し上記トルク受けスリーブが傾斜する方向に大きなモーメントが作用する事を防止できる。そして、このトルク受けスリーブの外周面に設けた平面部と上記プレッシャプレートの端縁に形成された平坦面との当接状態を安定させて、上記ブレーキノイズに結び付く振動の発生を、より有効に防止できる。

【００１８】

又、請求項５に記載した様に１対のトルク受けピンを設ければ、車両が前進、後退、何れの方向に走行する場合の制動時にも、上記ブレーキノイズに結び付く振動の発生を防止

できる。

更に、請求項６に記載した構成を採用すれば、前述の図７～１０に示した従来構造に於ける係止ピン１８、１８の如き、各パッドがキャリパからロータの径方向内方に抜け出るのを防止する為の専用の機構を設ける必要がなくなり、対向ピストン型ディスクブレーキの構造の簡略化による製造コストの低減を図れる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１９】

［実施の形態の第１例］

図１～４は、請求項１、２、５、６に対応する、本発明の実施の形態の第１例を示している。本例のディスクブレーキ１ｂを構成するキャリパ５ｂは、アルミニウム合金をダイキャスト成形する事により一体に造られたもので、アウタボディ部３ｂ及びインナボディ部４ｂと、ロータ２（図６、８～１０参照）の回転方向に関してこれら両ボディ部３ｂ、４ｂの両端部同士を、上記ロータ２の外周縁よりも径方向外側部分で連結した、１対の連結部６ａ、６ａとを備える。更に本例の場合には、これら両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間に、ブリッジ部１９を掛け渡している。このブリッジ部１９は、１対の脚部２０、２０とこれら両脚部２０、２０の先端部同士を連結する連結部２１とから成る門型である。この様なブリッジ部１９は、上記両脚部２０、２０の基端部を上記両ボディ部３ｂ、４ｂの外周面に連続させる事により、上記両ボディ部３ｂ、４ｂと一体に設けている。本例の場合には、上記ブリッジ部１９を、前進状態での制動時に於けるアンカ側（図１～３の右側）に偏らせた状態で設けている。又、上記両ボディ部３ｂ、４ｂには、それぞれアンカ側と反アンカ側とに分けて１対ずつのシリンダを設けているが、それぞれのアンカ側のシリンダの内径を反アンカ側のシリンダの内径よりも大きくしている。この構成により、アウタパッド１１ａ及びインナパッド１２ａを上記ロータ２の側面に押し付ける力を、アンカ側で反アンカ側よりも大きくしている。

【００２０】

又、上記両ボディ部３ｂ、４ｂの両端外径寄り部分で上記両連結部６ａ、６ａの近傍部分に、本発明の特徴部分である、２組のトルク受けピン１３ａ、１３ａとトルク受けスリーブ２２、２２とを、それぞれ着脱可能に設けている。これら両トルク受けピン１３ａ、１３ａは、ステンレス鋼、軸受鋼等の鉄系合金の様に、ヤング率が高く（弾性変形しにくく、引っ張り方向の力に対する剛性が高く）、耐摩耗性（好ましくは更に耐食性）が優れた金属材料により造られている。上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａの形状及び構造は、上記両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間に確実に支持固定できるものであれば、特に問わない。図示の例の場合、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａは、断面円形の杆部２３と、この杆部２３の基端部に固設した、外向フランジ状で小判形の鍔部２４と、この杆部２３の先端部にこの杆部２３と同心に形成された、この杆部２３よりも小径の雄ねじ部２５とを備える。

【００２１】

又、上記両トルク受けスリーブ２２、２２も、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａと同様の金属材料により造られている。これら両トルク受けスリーブ２２、２２は、全体を管状に造られたもので、中心孔２６の内周面を円筒面としている。又、この中心孔２６の内径を、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａを構成する上記杆部２３の外径よりも僅かに（例えば０．０５～０．２０㎜）大きくしている。従って、上記中心孔２６内には上記杆部２３を、ほぼ隙間なく挿入できる。又、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面は、隅角部に面取り部２７、２７を形成した（円周方向に関して面取り部２７、２７と平面部２８、２８とを交互に連続させた）、略四角（異形八角）筒面としている。又、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の軸方向長さL_{22}は、上記両ボディ部３ｂ、４ｂの互いに対向する１対の軸方向内側面２９、２９同士の間隔D_{29}よりも少し短く、前記両連結部６ａ、６ａの円周方向内側面のうちの平面部３０、３０部分の軸方向寸法L_{30}よりも大きい（$L_{30}<L_{22}<D_{29}$）。

【００２２】

上記両トルク受けスリーブ２２、２２の軸方向長さL_{22}を上記両軸方向内側面２９、２９及び上記両平面部３０、３０の寸法D_{29}、L_{30}との関係で上述の様に規制する事により、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の長さ方向両端面外周縁と、前記キャリパ５ｂの内面のうちで、上記両軸方向内側面２９、２９と上記両平面部３０、３０との連続部に存在する曲面部３１、３１とを係合可能としている。即ち、上記両トルク受けスリーブ２２、２２を、上記両平面部３０、３０と平行に、且つ、これら両平面部３０、３０と適切な間隔をあけて配置した状態で、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の長さ方向両端面外周縁のうち、上記各平面部２８、２８のうちの何れかの平面部２８の長さ方向両端部に対応する端縁が、上記各曲面部３１、３１と係合する様にしている。そして、係合した状態で、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａを中心とする回動を制限する（回動量を必要最小限に規制する）様にしている。

【００２３】

上述の様な１対のトルク受けスリーブ２２、２２は、それぞれ、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａにより、上記キャリパ５ｂの内部空間のうちで、上記両連結部６ａ、６ａの近傍部分に支持される。この為に、上記両トルク受けスリーブ２２、２２を、前記アウタ、インナ、両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間の所定位置に配置した状態で、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａの杆部２３を、上記両ボディ部３ｂ、４ｂの両端寄り外径寄り部分に形成した通孔３２ａ、３２ｂ及び上記両トルク受けスリーブ２２、２２の中心孔２６に挿通する。そして、前記鍔部２４を、上記アウタボディ部３ｂの外側面に形成した係合凹部３３に係合させる。この状態で、上記トルク受けピン１３ａの回転が阻止されるので、このトルク受けピン１３ａの先端部に形成した雄ねじ部２５にナット３４を螺合させる。そして、これらナット３４と上記鍔部２４との間で、上記両ボディ部３ｂ、４ｂの外側面両端寄り部分を抑え付ける。この状態で、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の長さ方向両端面外周縁が、上記各曲面部３１、３１と係合し、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａに対する上記両トルク受けスリーブ２２、２２の回動量が規制（必要最小限に制限）される。

【００２４】

又、前記ロータ２の回転方向に関して、前記アウタパッド１１ａ及び前記インナパッド１２ａを構成するプレッシャプレート１５ａ、１５ａの両端縁は、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａに支持された上記両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面に、当接若しくは近接対向している。上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの両端縁で上記ロータ２の径方向に関して外端部は、これら両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの中心線αに対してほぼ平行な方向に存在する、平坦面３５、３５としている。そして、これら各平坦面３５、３５と、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面に設けた平面部２８、２８とを、当接若しくは近接対向させている。これら両トルク受けスリーブ２２、２２は、それぞれの長さ方向両端面外周縁が上記各曲面部３１、３１に衝合しない範囲で、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａの周囲で回動可能である為、上記各平坦面３５、３５と上記各平面部２８、２８とは、対向する部分の全面に亙り、広い面積で均一に当接する。

【００２５】

又、上記ロータ２の回転方向に関して、上記両パッド１１ａ、１２ａを構成するプレッシャプレート１５ａ、１５ａの両側縁のうち、上記ロータ２の径方向に関して外端部に、それぞれこのロータ２の回転方向に突出する係止突片３６、３６を設けている。そして、これら各係止突片３６、３６と上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａに外嵌したトルク受けスリーブ２２、２２の外周面とを係合させている。本例の場合、上記各係止突片３６、３６のうちの、上記ロータ２の径方向内側の側面を、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面に設けた平面部２８、２８のうち、上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの両端縁が当接している平面部２８、２８の隣の平面部２８、２８に当接させている。そして、上記両パッド１１ａ、１２ａが、上記ロータ２の径方向内方に抜け出る事を防止している。又、上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの外周縁と、前記ブリッジ部１９の内周側面と、反アンカ側のトルク受けピン１３ａに外嵌したトルク受けスリーブ２２と

の間にパッドクリップ１７ａを設け、上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの係止突片３６、３６を上記両トルク受けスリーブ２２、２２に向け弾性的に押圧して、非制動時に上記両パッド１１ａ、１２ａががたつく事を防止している。

【００２６】

上述の様に構成する本例の対向ピストン型ディスクブレーキによれば、上記両パッド１１ａ、１２ａのプレッシャプレート１５ａ、１５ａのアンカ側端縁に設けた平坦面３５、３５と、制動トルクを支承する部材である、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面に設けた平面部２８、２８との当接部の当接面積を広くできる。そして、制動時にこれら各当接部でブレーキノイズに結び付く振動が発生したり、これら各当接部に塑性変形や摩耗が生じる事を抑えられる。しかも、上記両トルク受けスリーブ２２、２２は、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａに対して若干の回動を可能に支持している為、制動トルク等によって、上記両パッド１１ａ、１２ａに、アンカ側のトルク受けスリーブ２２との当接部を中心として回転する等の挙動が生じた場合でも、両トルク受けスリーブ２２、２２は、外周面に設けた平面部２８、２８と上記各平坦面３５、３５とを面当たり（面接触）させながら追従する。又、これら各平坦面３５、３５と上記各平面部２８、２８との平行度を厳密に規制しなくても、これら各面３５、２８同士を、互いに対向する面同士のほぼ全体に亙り、均一に当接させられる。従って、上記当接部の面積を確保する為に、各部の形状精度を厳密に規制する必要性も低く、製造コストが嵩む事もない。又、上記両トルク受けピン１３ａの外周面と上記両トルク受けスリーブ２２、２２の内周面との嵌合は、曲率半径が近い凸円筒面と凹円筒面との嵌合であるから、これら両周面同士の当接面積も十分に広くなる。この為、これら両周面同士の当接部に関しても、制動時にこれら各当接部でブレーキノイズに結び付く振動が発生したり、これら各当接部に塑性変形や摩耗が生じる事はない。

【００２７】

又、本例の構造の場合には、上記両トルク受けスリーブ２２、２２の長さ方向両端面外周縁と前記各曲面部３１、３１との係合により、これら両トルク受けスリーブ２２、２２の回動量を規制（上記各面３５、２８同士を均一に当接させる為に必要とされる最小限に制限）している。従って、上記両トルク受けスリーブ２２、２２同士の間に上記両パッド１１ａ、１２ａを組み付ける以前の状態でも、これら両トルク受けスリーブ２２、２２の外周面のうち、何れかの面取り部２７が上記両パッド１１ａ、１２ａを組み付けるべき空間部分に向け、大きく突出する事はない。この為、対向ピストン型ディスクブレーキの組立時に、上記両トルク受けスリーブ２２、２２と上記両パッド１１ａ、１２ａのプレッシャプレート１５ａ、１５ａの端縁とを係合させる作業を容易に行なえる。

【００２８】

又、本例の構造の場合には、上記両パッド１１ａ、１２ａを、前記ロータ２の回転方向に関して両側から挟む状態で、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａ及び上記両トルク受けスリーブ２２、２２を設けているので、車両が前進、後退、何れの方向に走行する場合の制動時にも、上記ブレーキノイズに結び付く振動の発生を防止できる。

しかも本例の場合には、上記両トルク受けピン１３ａ、１３ａ及び上記両トルク受けスリーブ２２、２２を利用して（これら両トルク受けスリーブ２２、２２と前記各係止突片３６、３６との係合により）、上記両パッド１１ａ、１２ａが、前記キャリパ５ｂから上記ロータ１の径方向内方に抜け出るのを防止している。この為、本例の構造によれば、前述の図７～１０に示した従来構造に於ける係止ピン１８、１８の如き、上記両パッド１１ａ、１２ａが前記キャリパ５ｂから前記ロータ２の径方向内方に抜け出るのを防止する為の専用の機構を設ける必要がなくなり、対向ピストン型ディスクブレーキの構造の簡略化による製造コストの低減を図れる。

【００２９】

更に、本例の対向ピストン型のディスクブレーキ１ｂによれば、前記アウタ、インナ両ボディ部３ｂ、４ｂの変形を有効に抑えられ、しかもこれら両ボディ部３ｂ、４ｂの薄肉化による軽量化を図り易い構造を実現できる。即ち、これら両ボディ部３ｂ、４ｂは、前

記ブリッジ部１９により互いの中間部同士を結合している。従って、制動時にこれら両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間に加わる、これら両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間隔を拡げる方向の力に拘らず、これら両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間隔が拡がる事はなく、制動時にもこれら両ボディ部３ｂ、４ｂの変形を有効に抑えられる。

【００３０】

又、本例の場合には、上記ブリッジ部１９をアンカ側に偏らせると共に、反アンカ側のトルク受けピン１３ａを着脱可能としているので、上記ブリッジ部１９による上記両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の結合剛性の確保と上記キャリパ５ｂの小型・軽量化を図りつつ、このキャリパ５ｂへの前記両パッド１１ａ、１２ａの着脱作業を容易に行なえる。この着脱作業の際には、図４に示す場合（図４はアンカ側のトルク受けピン１３ａを示している）と同様に、上記反アンカ側のトルク受けピン１３ａを取り外した状態で、上記両パッド１１ａ、１２ａを、上記ブリッジ部１９と反アンカ側の連結部６ａとの間の隙間を通じて、１対の連結部６ａ、６ａ同士の間に抜き差しする。尚、この際、アンカ側のトルク受けピン１３ａ及びトルク受けスリーブ２２は、上記キャリパ５ｂに結合したままである。上記両パッド１１ａ、１２ａの装着作業時に、上記反アンカ側のトルク受けピン１３ａ及びトルク受けスリーブ２２は、上記両パッド１１ａ、１２ａを、上記両連結部６ａ、６ａ同士の間に或る程度差し込んだ後（これら両パッド１１ａ、１２ａの反アンカ側部分が、図３に示す状態よりも、ロータ２の径方向に関して少しだけ外側に存在する状態で）、上記両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間に掛け渡す。上記両パッド１１ａ、１２ａの取り外し作業時には、ほぼ同じ状態で、上記反アンカ側のトルク受けピン１３ａ及びトルク受けスリーブ２２を上記両ボディ部１１ａ、１２ａ同士の間から取り外す。これら両パッド１１ａ、１２ａを上記両連結部６ａ、６ａ同士の間に組み付けた状態では、図１～３に示す様に、上記反アンカ側のトルク受けピン１３ａを上記両ボディ部３ｂ、４ｂ同士の間に掛け渡すと共に、前記パッドクリップ１７ａを装着する。

【００３１】

［実施の形態の第２例］

図５は、請求項３、４に対応する、本発明の実施の形態の第２例に組み込むトルク受けピン１３ｂを示している。本例の対向ピストン型ディスクブレーキに組み込むトルク受けピン１３ｂは、杆部２３の外周面の軸方向に離隔した２個所位置に、それぞれ小径部３７、３７を形成している。そして、これら両小径部３７、３７にそれぞれ、硬質ゴム、硬質ビニルの如きエラストマー製で円筒状の弾性スリーブ３８、３８を設置している。これら両弾性スリーブ３８、３８の自由状態での外径は、上記杆部２３の残部、即ち、上記小径部３７、３７以外の部分の外径よりも少しだけ大きい。又、これら両小径部３７、３７を形成する位置は、上記トルク受けピン１３ｂとトルク受けスリーブ２２（図１～４参照）とを組み立てた状態で、このトルク受けスリーブ２２の軸方向両端部内周面に対向する位置としている。従って、このトルク受けスリーブ２２を上記杆部２３に外嵌した状態では、上記両弾性スリーブ３８、３８の外周面が上記トルク受けスリーブ２２の両端部内周面に、それぞれ全周に亙り弾性的に当接する。

【００３２】

この様な、それぞれが１対の弾性スリーブ３８、３８を装着した上記トルク受けピン１３ｂを使用した本例の対向ピストン型ディスクブレーキの場合には、両弾性スリーブ３８、３８の減衰力により、上記トルク受けピン１３ｂと上記トルク受けスリーブ２２との相対変位が緩徐に行なわれる様になる。そして、走行時や制動時の振動に伴って上記トルク受けピン１３ｂの周囲で上記トルク受けスリーブ２２ががたつく事を防止して、走行時や制動時に異音が発生する事を防止できる。

【００３３】

更に、本例の構造の場合には、上記トルク受けスリーブ２２の両端部内周面と対向する部分に、それぞれ弾性スリーブ３８、３８を設置している。又、この弾性スリーブ３８、３８を設置した軸方向位置は、アウタ、インナ両パッド１１ａ、１２ａを構成するプレッシャプレート１５ａ、１５ａ（図１～３参照）の端縁に整合する位置でもある。この為本

例の構造の場合には、制動時に上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａから上記トルク受けスリーブ２２の両端部に、ほぼ同じ大きさの力が同じく方向に加わる。この為、このトルク受けスリーブ２２を上記トルク受けピン１３ｂに対し傾斜させる方向に大きなモーメントが作用する事を防止できる。そして、上記トルク受けスリーブ２２の外周面に設けた平面部２８（図１～４参照）と上記両プレッシャプレート１５ａ、１５ａの端縁との当接状態を安定させて、上記ブレーキノイズに結び付く振動の発生を、より有効に防止できる。上記トルク受けピン１３ｂに上記両弾性スリーブ３８、３８を装着した点以外の構成及び作用は、前述した実施の形態の第１例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

【産業上の利用可能性】

【００３４】

本発明は、制動時にパッドに加わる制動トルクを、アウタ、インナ、両ボディ部同士の間に掛け渡したトルク受けピンにより支承する対向ピストン型ディスクブレーキであれば、図１～４に示した構造に限らず、例えば、前述の図７～１０に示した構造でも実施できる。

又、アウタ、インナ両パッドをトルク受けピン及びトルク受けスリーブにより支持する場合に、プレッシャプレート両端部にコ字形の延出部を設け、この部分により上記トルク受けスリーブの外周面を外径側及び内径側から挟み込む様にしても良い。この様な構成を採用すれば、制動時にパッドに作用するモーメントによりこのパッドが浮き上がる事を防止できる。

【図面の簡単な説明】

【００３５】

【図１】本発明の実施の形態の第１例を、アウタ寄りの径方向外側から見た状態で示す斜視図。

【図２】同径方向外側から見た正投影図。

【図３】図２のイ－イ断面図。

【図４】図１の右部の分解斜視図。

【図５】トルク受けピンの別例を示す斜視図で、（Ａ）は弾性スリーブと組み合わせた状態を、（Ｂ）は弾性スリーブを取り外した状態を、それぞれ示している。

【図６】従来から知られているディスクブレーキの第１例を示す斜視図。

【図７】同第２例をインナ側から見た状態で示す正投影図。

【図８】図７の上方である、径方向外方から見た図。

【図９】図８のロ－ロ断面図。

【図１０】図９のハ－ハ断面図。

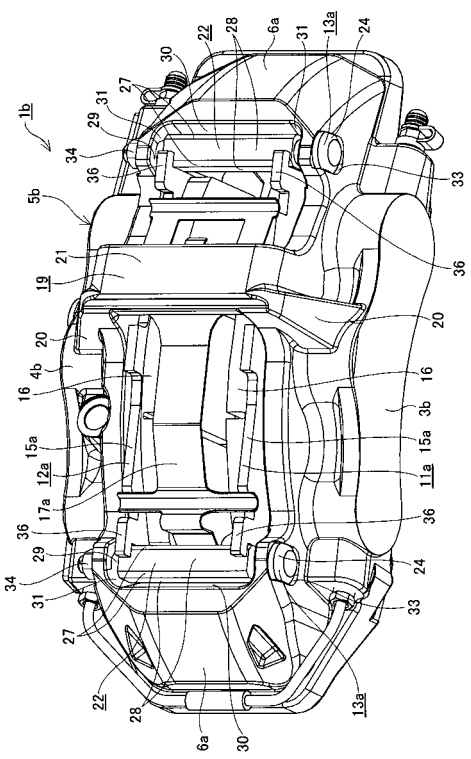
【符号の説明】

【００３６】

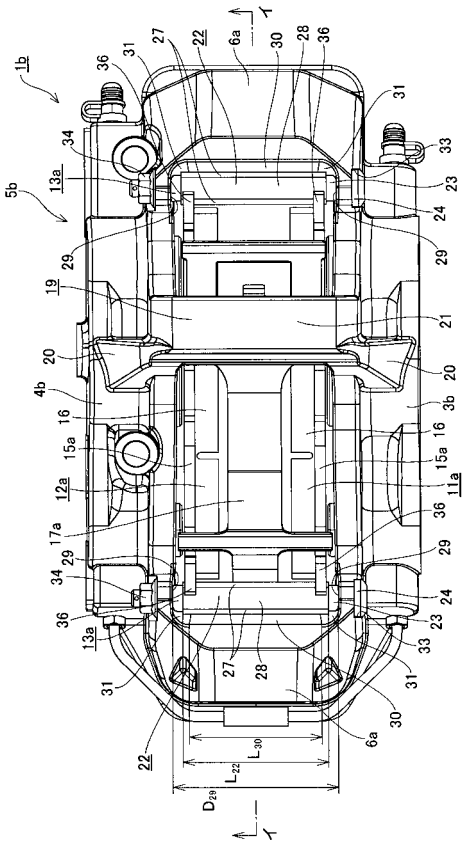
１、１ａ、１ｂ　ディスクブレーキ
２　ロータ
３、３ａ、３ｂ　アウタボディ部
４、４ａ、４ｂ　インナボディ部
５、５ａ、５ｂ　キャリパ
６、６ａ　連結部
７　アウタシリンダ
８　インナシリンダ
９　アウタピストン
１０　インナピストン
１１、１１ａ　アウタパッド
１２、１２ａ　インナパッド
１３、１３ａ、１３ｂ　トルク受けピン
１４　結合ピン

１５、１５ａ　プレッシャプレート
１６　　ライニング
１７、１７ａ　パッドクリップ
１８　　係止ピン
１９　　ブリッジ部
２０　　脚部
２１　　連結部
２２　　トルク受けスリーブ
２３　　杆部
２４　　鍔部
２５　　雄ねじ部
２６　　中心孔
２７　　面取り部
２８　　平面部
２９　　軸方向内側面
３０　　平面部
３１　　曲面部
３２ａ、３２ｂ　通孔
３３　　係合凹部
３４　　ナット
３５　　平坦面
３６　　係止突片
３７　　小径部
３８　　弾性スリーブ

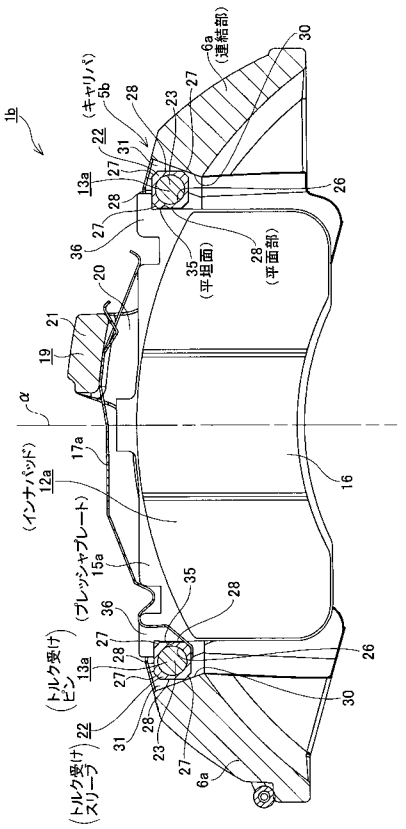
【図１】



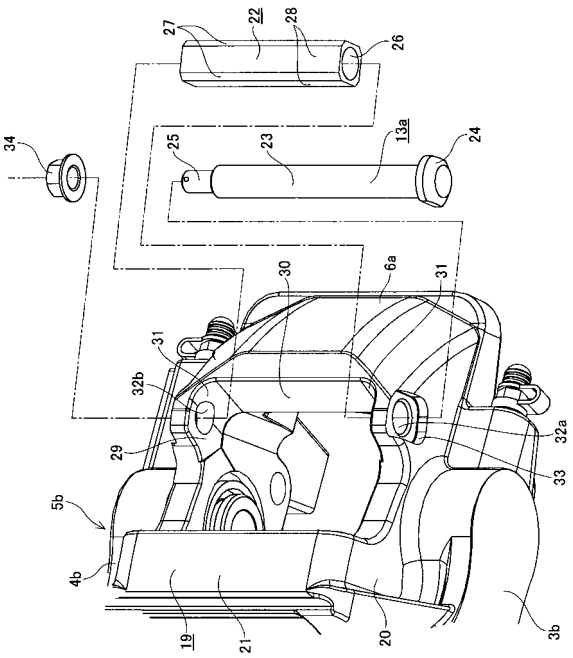
【図２】



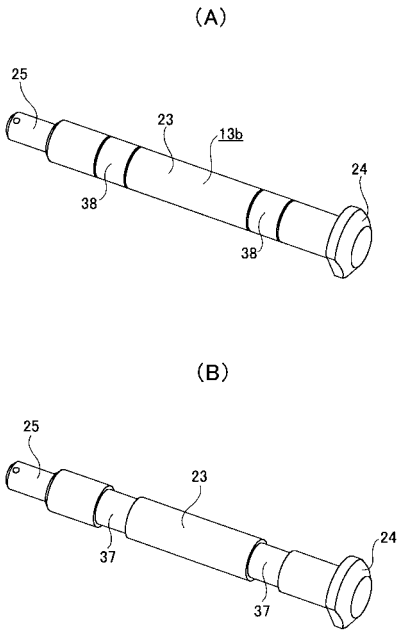
【図３】


1b
(キャリパ)
5b
(連結部)
6a
(平坦面)
35
(平面部)
28
(インナパッド)
12a
(プレッシャプレート)
15a
(トルク受け)
ピン
(トルク受け)
スリーブ
α

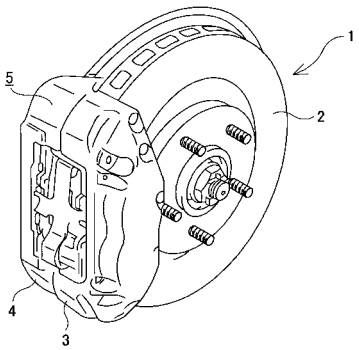
【図４】



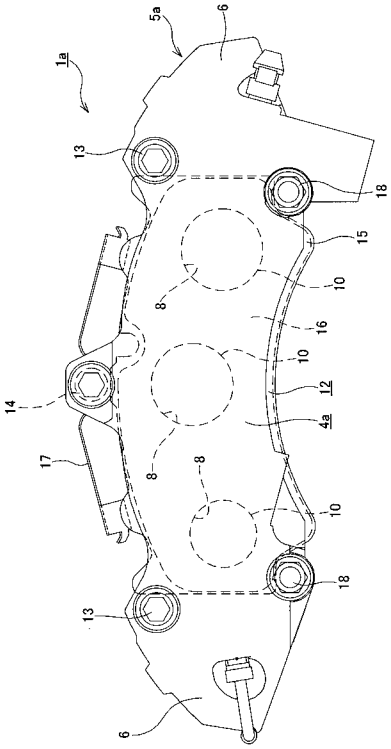
【図５】


(A)
25
23
13b
24
38
38
(B)
25
23
24
37
37

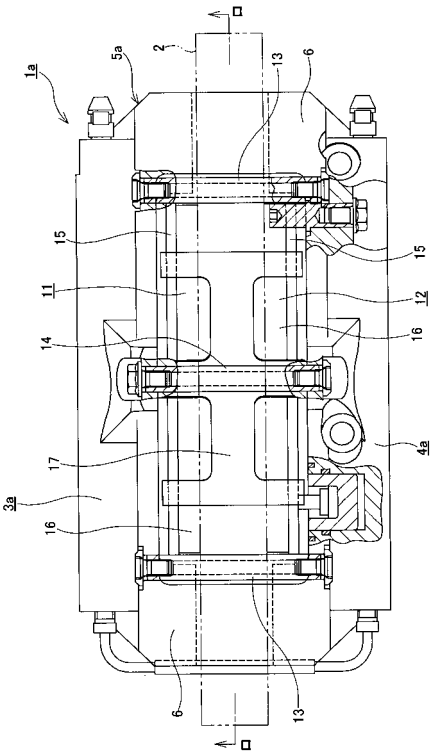
【図６】


1
5
2
4
3

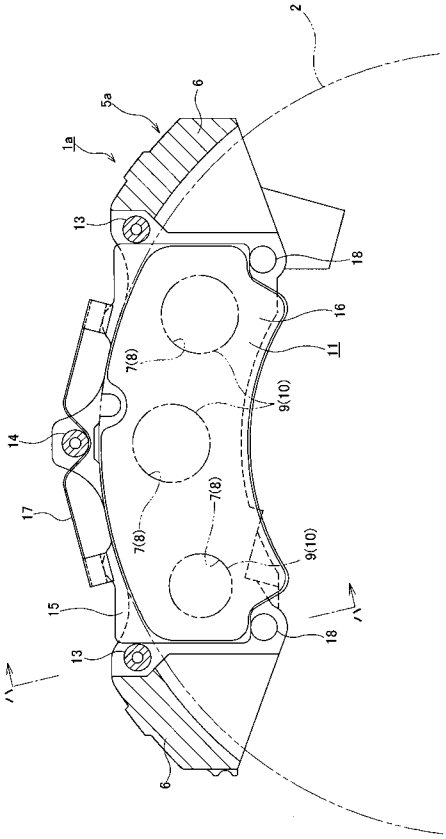
【図７】


1a
5a
6
13
18
15
10
8
16
12
4a
14
17
8
10
18
13
6

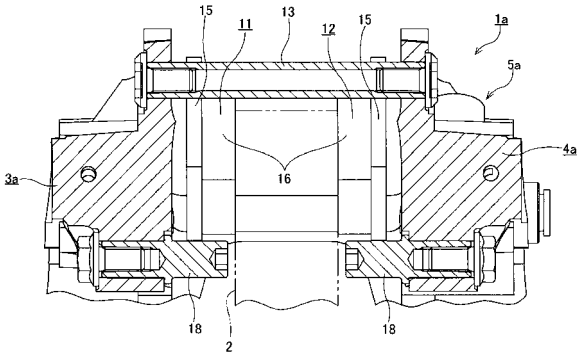
【図８】


1a
5a
2
13
6
15
11
12
14
16
4a
17
3a
16
6
13

【図９】


2
5a
6
1a
13
18
16
11
7(8)
9(10)
14
17
7(8)
7(8)
9(10)
15
18
13
6

【図１０】


15
11
13
12
15
1a
5a
4a
3a
16
18
2
18

フロントページの続き

(56)参考文献 実開平０２－１０５６１９（ＪＰ，Ｕ）
特公昭４０－０１１７７２（ＪＰ，Ｂ１）
特開平０８－０６１４０１（ＪＰ，Ａ）
実開昭５７－１８４３２８（ＪＰ，Ｕ）
特開昭５４－１４５８６４（ＪＰ，Ａ）
実開昭６２－０３９０３３（ＪＰ，Ｕ）
特開２００１－１２４１１５（ＪＰ，Ａ）
特開昭５６－１５３１２６（ＪＰ，Ａ）
特開昭５６－１３４６４３（ＪＰ，Ａ）
実開平０５－０５８９８２（ＪＰ，Ｕ）
実開平０４－１２９９３６（ＪＰ，Ｕ）
特開平０５－１０６６６２（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－１２７６７４（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－１５９１８５（ＪＰ，Ａ）
特開平０８－２５４２２８（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－２５７０６３（ＪＰ，Ａ）
特開２００３－１２０７２４（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－１８３９０４（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－１２１１７４（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－２９９９３０（ＪＰ，Ａ）
特表２００５－５１７８７７（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｄ　４９／００－７１／０４