

(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2005-9612

(P2005-9612A)

(43) 公開日 平成17年1月13日(2005.1.13)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 D 65/20	F 1 6 D 65/20	3 J 0 5 8
F 1 6 D 55/228	F 1 6 D 55/228	

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号	特願2003-175900 (P2003-175900)	(71) 出願人	301065892 株式会社アドヴィックス 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地
(22) 出願日	平成15年6月20日 (2003. 6. 20)	(74) 代理人	100074206 弁理士 鎌田 文二
		(74) 代理人	100084858 弁理士 東尾 正博
		(74) 代理人	100087538 弁理士 鳥居 和久
		(72) 発明者	松崎 善樹 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内
		Fターム(参考)	3J058 AA43 AA48 AA53 AA66 AA69 AA74 AA77 AA84 AA87 BA42 CC02 CC23 CC33 CC36 FA01

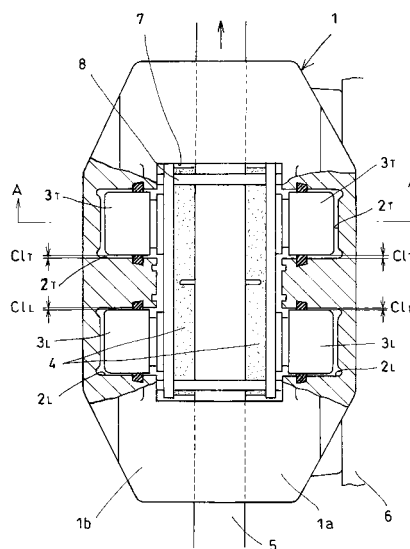
(54) 【発明の名称】 ピストン対向型ディスクブレーキ

(57) 【要約】

【課題】 キャリパのインナー部とアウター部にそれぞれ複数のシリンダを形成した多ポットピストン対向型ディスクブレーキは、キャリパが液圧で太鼓変形したときにロータ回出側のピストンがシリンダ内でこじられて、ロータ回入側のピストンとロータ回出側のピストンの推力に差がつき、それがパッドの偏摩耗を助長する原因になっているので、この問題をなくす。

【解決手段】 ロータ回出側のシリンダ2_Lの内径面とピストン3_Lの外径面との間のクリアランスc1_Tを、ロータ回入側のシリンダ2_Tの内径面とピストン3_Tの外径面との間のクリアランスc1_Lよりも大きくしてピストン3_Tにピストン3_Lよりも大きな傾きの自由度を与え、キャリパ1が太鼓変形してもピストン3_Tの推力にロスがでないようにした。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ロータを跨いで対向させるキャリパのインナー部とアウター部にそれぞれ複数のシリンダを形成し、ロータを間に挟む一对のパッドを各シリンダに挿入したピストンで押圧してロータに摺接させるピストン対向型ディスクブレーキにおいて、

ロータ回出側のシリンダの内径面とこのロータ回出側のシリンダに挿入したピストンの外径面との間のクリアランス c_{1T} を、ロータ回入側のシリンダの内径面とこのロータ回入側のシリンダに挿入したピストンの外径面との間のクリアランス c_{1L} よりも大きくしたことを特徴とするピストン対向型ディスクブレーキ。

【発明の詳細な説明】

10

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、車両などの制動に用いられるピストン対向型ディスクブレーキ、詳しくは、パッド（摩擦パッド）の偏摩耗を抑制した多ポット（シリンダの総数が4以上あるものをここでは多ポットと言う）ピストン対向型ディスクブレーキに関する。

【0002】

【従来の技術】

周知のピストン対向型ディスクブレーキの中に、図3に示すようなものがある。この図3のピストン対向型ディスクブレーキは、ロータ5を跨いで対向させるキャリパ1のインナー部1aとアウター部1bにシリンダ 2_L 、 2_T をそれぞれ形成し、インナー部1aの各シリンダ 2_L 、 2_T に挿入したピストン 3_L 、 3_T でインナー側のパッド4を、アウター部1bの各シリンダ 2_L 、 2_T に挿入したピストン 3_L 、 3_T でアウター側のパッド4を各々押圧してロータ5に摺接させる4ポット型のディスクブレーキである。なお、 2_L はロータ回入側のシリンダ、 3_L はロータ回入側のピストン、 2_T はロータ回出側のシリンダ、 3_T はロータ回出側のピストンを表している。

20

【0003】

このような多ポットピストン対向型ディスクブレーキは、例えば、下記特許文献1などに示されている。

【0004】

【特許文献1】

30

特開平5-106662号公報

【0005】

なお、従来の多ポットピストン対向型ディスクブレーキは、生産上の観点、即ち加工の共通化のために、図4に示すロータ回入側（リーディング側）シリンダ 2_L の内径面とこのロータ回入側シリンダ 2_L に挿入したピストン 3_L の外径面との間のクリアランス c_{1L} と、ロータ回出側（トレーリング側）シリンダ 2_T の内径面とこのロータ回出側シリンダ 2_T に挿入したピストン 3_T の外径面との間のクリアランス c_{1T} を同一にしている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

40

ディスクブレーキは、図5に示すように、 f の力が働くロータ摺動部に対してパッド4のトルク受け部がロータ軸方向に t 離れた位置にあり、このオフセット量 t により、制動時にパッドに $M = f \cdot t$ のモーメントが発生する。このために、パッド4はロータ回入側の面圧が高くなり、パッドの摩耗がロータ回入側で大きくなる。

【0007】

一方、ピストン対向型ディスクブレーキは、ピストンに加えた液圧の反力でキャリパ1が図6に示すように変形する。太鼓変形と称されるこの変形に伴い、キャリパ1に形成したロータ回入側のシリンダ 2_L とロータ回出側のシリンダ 2_T の中心線が図に二点鎖線で示す方向、即ち、キャリパ1の中央を向く方向に傾く。

【0008】

50

ロータ回入側のパッド摩耗が大きくなった状態でシリンダ 2_L 、 2_T の中心線Cが図6に示すように傾くと、キャリパ変形（太鼓状変形）によるシリンダ中心線Cの傾き方向と偏摩耗したパッドに追従しようとするピストンの傾き方向がロータ回入側では同じ向きになるのに対し、ロータ回出側では逆向きになり、また、これに加えてシリンダからのピストン突出量もロータ回出側がロータ回入側よりも小さくなるため、ロータ回出側のピストン 3_T がロータ回入側のピストン 3_L よりも早くシリンダの内壁に当たり、このピストン 3_T の摺動抵抗が大きくなってそのピストンの推力にロスがでる。

【0009】

この推力ロスによりロータ回出側でパッドの面圧が下がり、ロータ回出側におけるパッド摩耗が益々小さくなってロータ回入側でのパッドの偏摩耗が助長される。

10

【0010】

この発明は、液圧によるキャリパの太鼓変形に起因したロータ回出側ピストンのいわゆるこじりを防止してパッドの偏摩耗が助長されるのを抑え、それによってパッドの偏摩耗を減少させることを目的としている。

【0011】

【課題を解決するための手段】

上記の課題を解決するため、この発明においては、ロータを跨いで対向させるキャリパのインナー部とアウト部それぞれ複数のシリンダを形成し、ロータを間に挟む一対のパッドを各シリンダに挿入したピストンで押圧してロータに摺接させるピストン対向型ディスクブレーキにおいて、

20

ロータ回出側のシリンダの内径面とこのロータ回出側のシリンダに挿入したピストンの外径面との間のクリアランス c_{1_T} を、ロータ回入側のシリンダの内径面とこのロータ回入側のシリンダに挿入したピストンの外径面との間のクリアランス c_{1_L} よりも大きくした。

【0012】

【作用】

ロータ回出側のピストンの外周のクリアランス c_{1_T} とロータ回入側のピストンの外周のクリアランス c_{1_L} の関係を $c_{1_T} > c_{1_L}$ にすると、シリンダに挿入したピストンの傾きの自由度がロータ回出側で大きくなってキャリパの太鼓変形が発生したときのロータ回出側のピストンのこじりが防止され、ロータ回出側のピストンに推力ロスが生じ

30

【0013】

【発明の実施の形態】

この発明の実施の形態を図1及び図2に基づいて説明する。図の1は、マウント6（図2参照）で支持してロータ5を跨がせるキャリパである。このキャリパ1は、インナー部1aとアウト部1bをロータ軸方向に2分割してブリッジボルト（図示せず）で連結するものと、インナー部1aとアウト部1bを一体に連設するものとがあり、どちらを採用してもよい。

【0014】

キャリパ1のインナー部1a、アウト部1bにはそれぞれシリンダ 2_L 、 2_T が形成されており、インナー部とアウト部の各シリンダ 2_L 、 2_T に挿入したピストン 3_L とピストン 3_T でインナー、アウト部の各パッド4を押圧してロータ5の両面に摺接させるようにしている。

40

【0015】

シリンダ 2_L 、ピストン 3_L は、ロータ5の回入側にあり、また、シリンダ 2_T 、ピストン 3_T はロータ5の回出側にある。

【0016】

キャリパ1の中央部には開口7が設けられ、その開口7を横切ってインナー部1aとアウト部1b間にパッドピン8を横架し、そのパッドピン8をインナー側とアウト側の各

50

パッド4の裏板に設けられたピン穴に緩く通してパッド4をロータ軸方向スライド自在に支えている。

【0017】

このピストン対向型ディスクブレーキにおいては、インナー側、アウター側共に、シリンダ 2_L とそのシリンダ 2_L に挿入したピストン 3_L との間のクリアランス $c1_L$ と、シリンダ 2_T とそのシリンダ 2_T に挿入したピストン 3_T との間のクリアランス $c1_T$ の関係を、 $c1_T > c1_L$ に設定しており、そのために、ロータ回出側のピストン 3_T の傾きの自由度がロータ回入側のピストン 3_L の傾きの自由度よりも大きくなり、キャリパが太鼓変形したときのピストン 3_T のこじりが防止される。その結果、ピストンを拘束する力がロータの回入側と回出側でほぼ同一になり、パッドのロータ回入側、ロータ回出側にピストンからの押圧力が平均的に加わってロータ回出側でのパッドの面圧低下が抑えられる。

10

【0018】

上記のクリアランス $c1_L$ 、 $c1_T$ は、ピストン 3_L 、 3_T をシリンダ 2_L 、 2_T の中心に配置したときにピストン 3_L の外径面とシリンダ 2_L の内径面との間及びピストン 3_T の外径面とシリンダ 2_T の内径面との間にそれぞれ生じる隙間である。これらのクリアランス大きさは、液圧によるキャリパ変形量を考慮して適切な値に設定する。

【0019】

なお、ここでは、4ポットピストン対向型ディスクブレーキを例に挙げて説明を行ったが、この発明の適用対象は、4ポットピストン対向型ディスクブレーキに限定されない。

20

【0020】

【発明の効果】

以上述べたように、この発明の多ポットピストン対向型ディスクブレーキは、ロータ回入側ピストンとロータ回出側ピストンの外周のクリアランスに差をつけてロータ回出側ピストンの傾きの自由度をロータ回入側ピストン傾きの自由度よりも大きくし、キャリパが太鼓変形したときにロータの回入側、回出側でピストンの拘束力・推力に差がつかないようにしたので、キャリパの太鼓変形に起因したロータ回出側でのパッドの面圧低下が起こらず、ピストン推力の差による偏摩耗の助長が防止されてパッドの偏摩耗が従来のブレーキよりも小さくなる。

30

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明のピストン対向型ディスクブレーキの実施形態を示す部分破断平面図

【図2】図1のA-A線に沿った断面図

【図3】多ポットピストン対向型ディスクブレーキの概要を示す部分破断平面図

【図4】従来の多ポットピストン対向型ディスクブレーキにおけるピストン外周クリアランスの説明図

【図5】制動時にパッドに加わるモーメントの解説図

【図6】ピストン対向型ディスクブレーキの太鼓変形を示す図

【符号の説明】

- 1 キャリパ
- 1 a インナー部
- 1 b アウター部
- 2_L ロータ回入側のシリンダ
- 2_T ロータ回出側のシリンダ
- 3_L ロータ回入側のピストン
- 3_T ロータ回出側のピストン
- 4 パッド
- 5 ロータ
- 6 マウント
- 7 開口

40

50

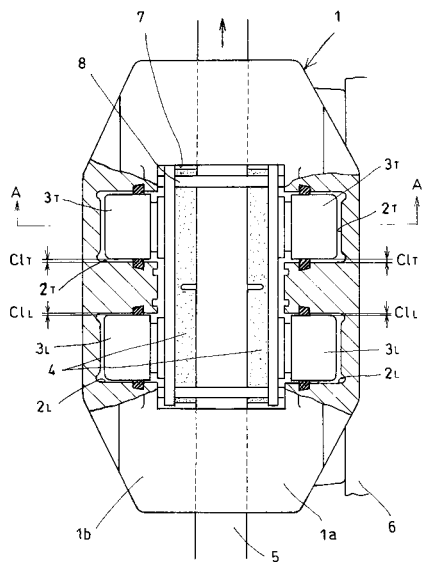
8 パッドピン

cl_L ロータ回入側ピストンの外周のクリアランス

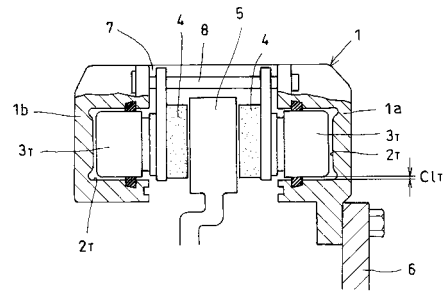
cl_T ロータ回出側ピストンの外周のクリアランス

C シリンダ中心線

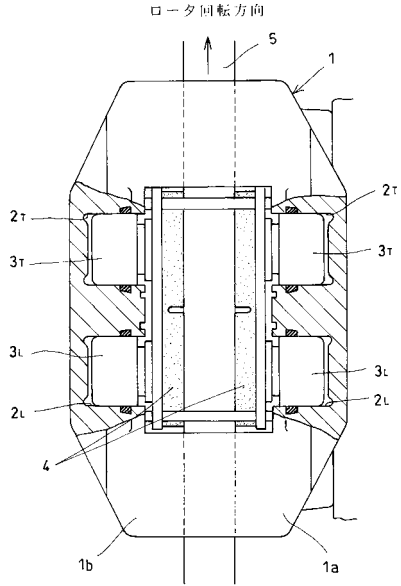
【図1】



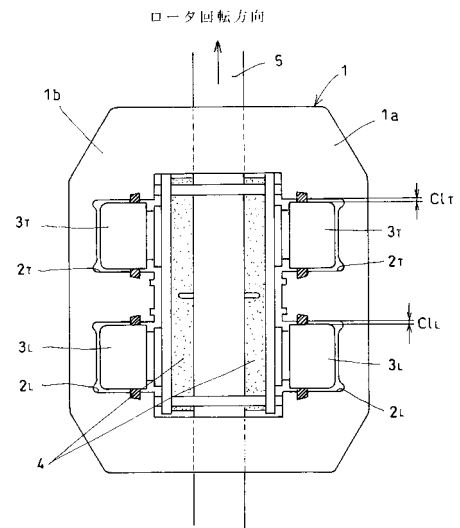
【図2】



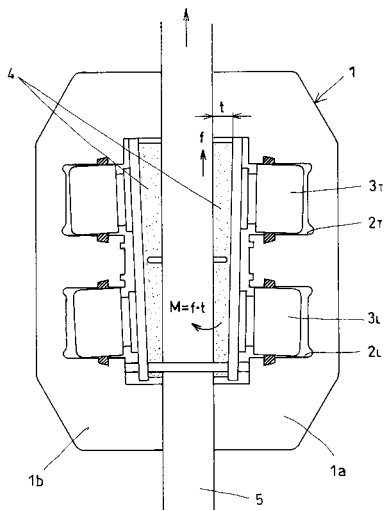
【図3】



【図4】



【図5】



【図6】

