

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012 年 8 月 23 日(23.08.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/111828 A1

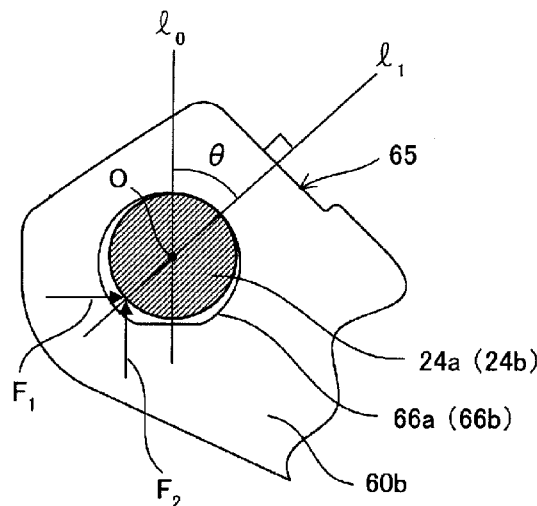
- (51) 国際特許分類:
F16D 65/097 (2006.01) *F16D 65/095* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/053884
- (22) 国際出願日: 2012 年 2 月 17 日(17.02.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2011-033909 2011 年 2 月 18 日(18.02.2011) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 曙ブレーキ工業株式会社 (AKEBONO BRAKE INDUSTRY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町 1 9 番 5 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 橋爪 尚也 (HASHIZUME Naoya). 槇島 拓也 (MAKISHIMA Takuya). 小川 泰明 (OGAWA Yasuaki).
- (74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI Shohei et al.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目 7 番 1 3 号 虎ノ門イーストビルディング 10 階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

[続葉有]

(54) Title: ATTACHMENT STRUCTURE FOR PAD CLIP

(54) 発明の名称: パッドクリップの組付け構造

[図11]



(57) Abstract: An outer pad (58) supported by a pair of slide pins (24a and 24b) is provided with a seat (65) for attaching a support part (80) of a pad clip (74). The ratio between a radial component and a circumferential component, with respect to a rotor, of a biasing force produced by the pad clip (74) is changed by setting the angle (θ) between: a first straight line (l_0) that passes, in the radial direction of the rotor, through the centers of arcs forming through-holes (66a and 66b); and a second straight line (l_1) that passes through said centers and perpendicularly intersects the abovementioned seat (65).

(57) 要約: 一対のスライドピン 24 a, 24 b に支承されるアウトパッド 58 にはパッドクリップ 74 の支持部 80 を取り付けるための辺である座 65 を設け、貫通孔 66 a, 66 b を構成する円弧部の中心を通るロータ半径方向に沿った第 1 の直線 l_0 と、前記中心を通り座 65 に対して垂直に交わる第 2 の直線 l_1 との成す角 θ の設定により、パッドクリップ 74 による付勢力におけるロータ半径方向とロータ円周方向の分力の割合を変化させる構成とした。



WO 2012/111828 A1



MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 添付公開書類:
TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

明 細 書

発明の名称 : パッドクリップの組付け構造

技術分野

[0001] 本発明はディスクブレーキ装置に係り、特にブレーキパッドをピンスライドさせるフローティング型のディスクブレーキ装置におけるパッドクリップの組付け構造に関する。

背景技術

[0002] ブレーキパッドをピンスライドさせるタイプのフローティング型ディスクブレーキ装置としては、特許文献1や特許文献2に開示されているような構成のものが知られている。このような構成のディスクブレーキ装置では、各々図示はされていないが、パッドクリップと呼ばれるバネが備えられ、スライドピンに支承されるブレーキパッドを押さえ付けている。

[0003] ブレーキパッドに設けられた貫通孔（貫通部）とスライドピンとの間には、その構成上僅かな隙間が設けられる。このためブレーキパッドは、単純にスライドピンに支承されているだけでは、車両走行時の振動や、制動時の慣性力、トルクなどによりロータの半径方向や円周方向に振動し、ラトル音やクランク音（カチン音）を生じさせることとなる。

[0004] このため、ブレーキパッドは、パッドクリップを介してスライドピンに押し付けられ、ロータの半径方向、または円周方向、あるいはその両方への移動（ガタツキ）が抑制されることとなる。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：日本国特開昭55-142127号公報

特許文献2：日本国特表2006-520448号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 特許文献1や特許文献2に開示されているような構成のディスクブレーキ

装置では一般的に、キャリパとブレーキパッドとの間に大型のパッドクリップを設けることにより、キャリパを基点としてブレーキパッドをロータの半径方向内周側へ押し下げる構造が採られている。

[0007] しかしこのような構造を採った場合、パッドクリップの構成によってブレーキパッドに対する付勢力の方向が決まってしまう。また、ブレーキパッドは必ずロータの半径方向内周側への付勢力を与えられることとなる。

[0008] これに対し、ブレーキパッドに付与される振動やトルクは一定では無く、またその方向も一定とは限らない。このため、ディスクブレーキ装置には、ラトル音の軽減作用が強いものや、クランク音（カチン音）の軽減作用が強いもの、および両者の特性を併せ持ったものなど、種々の特性に対応可能な構造が望まれてきているが、従来のディスクブレーキ装置の構造ではその要望に対応することが困難とされている。

[0009] そこで本発明では、上記問題を解消し、パッドクリップの構成に変化を加える事なくブレーキパッドに負荷する付勢力の負荷方向と、その力の割合を調整することのできるパッドクリップの組付け構造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

[0010] 本発明の上記目的は、下記構成により達成される。

(1) プレッシャプレートに形成された貫通孔を介してディスクブレーキ装置を構成する一対のスライドピンに支承されるブレーキパッドを前記スライドピンに対して付勢させるパッドクリップの組付け構造であって、前記パッドクリップは、前記ブレーキパッドを構成するプレッサプレートを挟持する支持部と、前記プレッサプレートの板面に沿って配置されるベース部と、前記スライドピンに当接し、付勢力を生じさせるバネ部とを有し、前記ブレーキパッドには前記パッドクリップの支持部を取り付けるための辺である座を設け、前記貫通孔を構成する円弧部の中心を通るロータ半径方向に沿った第1の直線と、前記中心を通り前記座に対して垂直に交わる第2の直線との成す角の設定により、前記パッドクリップによる付勢力におけるロー

タ半径方向とロータ円周方向の分力の割合を変化させる構成としたパッドクリップの組付け構造。

上記（１）のような構成を有するパッドクリップの組付け構造によれば、パッドクリップの構成を変える事無くブレーキパッドに負荷する付勢力の負荷方向と、その力の割合を調整することができる。

[0011] （２） 上記（１）の構成を有するパッドクリップの組付け構造であって、前記第１の直線と前記第２の直線との成す角が４５度未満となるように前記座の角度を設定するパッドクリップの組付け構造。

上記（２）のような構成を有するパッドクリップの組付け構造によれば、ロータの半径方向に負荷する力がロータの円周方向に負荷する力よりも強くなる。

[0012] （３） 上記（１）の構成を有するパッドクリップの組付け構造であって、前記第１の直線と前記第２の直線との成す角が４５度となるように前記座の角度を設定するパッドクリップの組付け構造。

上記（３）のような構成を有するパッドクリップの組付け構造によれば、ロータの半径方向に負荷する力と円周方向に負荷する力が均衡することとなる。

[0013] （４） 上記（１）の構成を有するパッドクリップの組付け構造であって、前記第１の直線と前記第２の直線との成す角が４５度よりも大きくなるように前記座の角度を設定するパッドクリップの組付け構造。

上記（４）のような構成を有するパッドクリップの組付け構造によれば、ロータの円周方向に負荷する力がロータの半径方向に負荷する力よりも強くなる。

図面の簡単な説明

[0014] [図１]図１は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を適用することのできるディスクブレーキ装置の第１の実施形態における平面形態を示す図である。

[図２]図２は図１に示したディスクブレーキ装置の正面形態を示す図である。

[図3]図3は図1に示したディスクブレーキ装置の右側面形態を示す図である。

[図4]図4は図1に示したディスクブレーキ装置の右下面側斜視図である。

[図5]図5は本発明の第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置におけるスライドピンと係合部の構成を示す図である。

[図6]図6は本発明の第1の実施形態に係るアウトパッドおよびパッドクリップの係合状態を示す斜視図である。

[図7]図7(a)～図7(c)は本発明の第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置のアウトパッドにおける貫通孔のピッチ P_1 とスライドピンのピッチ P_2 の関係、および制動トルク負荷時の様子を説明するための図であり、図7(a)は非制動時、図7(b)は低制動トルク時、図7(c)は高制動トルク時を示す。

[図8]図8は本発明の一実施形態に係る一对のパッドクリップの構成を示す側面側斜視図である。

[図9]図9は図8に示した一对のパッドクリップの構成を示すバネ部側から見た斜視図である。

[図10]図10は本発明の第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置におけるスライドピンに対するアウトパッドの押し付け形態を示す図である。

[図11]図11は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を説明するための一例を示す図であり、貫通孔の中心を通る第1の直線 l_0 と第2の直線 l_1 との角度 θ が 45° の場合の例を示す図である。

[図12]図12は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を説明するための一例を示す図であり、貫通孔の中心を通る第1の直線 l_0 と第2の直線 l_1 との角度 θ が 45° 未満の場合の例を示す図である。

[図13]図13は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を説明するための一例を示す図であり、貫通孔の中心を通る第1の直線 l_0 と第2の直線 l_1 との角度 θ が 45° より大きい場合の例を示す図である。

[図14]図14は本発明の第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置におけ

るロータ回入側のスライドピンとアウトパッドの貫通孔との動作関係を説明するための図である。

[図15]図15は本発明の第1の実施形態において制動時にアウトパッドに生ずる偶力がロータ回転方向と逆向きとなる構成の一例を示す図である。

[図16]図16は本発明の第1の実施形態において制動時にアウトパッドに生ずる偶力がロータ回転方向と同一方向となる構成の一例を示す図である。

[図17]図17は本発明の第1の実施形態において制動時にアウトパッドに生ずる偶力が逆転した場合におけるスライドピンに対するアウトパッドの押し付け形態を示す図である。

[図18]図18は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を適用することのできるディスクブレーキ装置の第2の実施形態における正面形態を示す図である。

[図19]図19(a)～図19(c)は本発明の第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置のアウトパッドにおける貫通孔のピッチ P_1 とスライドピンのピッチ P_2 の関係、および制動トルク負荷時の様子を説明するための図であり、図19(a)は非制動時、図19(b)は低制動トルク時、図19(c)は高制動トルク時を示す。

[図20]本発明の第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置におけるスライドピンに対するアウトパッドの押し付け形態を示す図である。

[図21]本発明の第2の実施形態において制動時にアウトパッドに生ずる偶力が逆転した場合におけるスライドピンに対するアウトパッドの押し付け形態を示す図である。

発明を実施するための形態

[0015] 以下、本発明のパッドクリップの組付け構造に係る実施の形態について、図面を参照しつつ詳細に説明する。まず、図1から図4を参照して、本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を適用することのできる第1の実施形態のディスクブレーキ装置について説明する。なお、図1は本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を適用可能なディスクブ

レーキ装置の第 1 の実施形態を示す平面図であり、図 2 は正面図、図 3 は右側面図である。また、図 4 は右下側からの斜視図である。

[0016] ディスクブレーキ装置 10 は、サポート 38 と、このサポート 38 に係合するスライドピン 24 a, 24 b、およびスライドピン 24 a, 24 b に係合するキャリパ 12、並びにブレーキパッド（インナパッド 52, アウタパッド 58）を基本として構成される。

[0017] サポート 38 は、ディスクブレーキ装置 10 を車両に固定すると共に、車輪と共に矢印 X 方向に回転するロータ 100（図 15 参照）の制動トルクを受け止めるトルク受けとしての役割を担う。サポート 38 は、詳細を後述するスライドピン 24 a, 24 b を係合させるために設けられる一对のトルク受け部 40 a, 40 b と、一对のトルク受け部 40 a, 40 b を連結するサポートブリッジ部 46 とを有し、全体形状として略 U 字状を成す。

[0018] トルク受け部 40 a, 40 b の先端側にはそれぞれ、スライドピン 24 a, 24 b を係合させるためのネジ孔 42（図 5 参照）が設けられている。トルク受け部 40 a, 40 b とサポートブリッジ部 46 との接合箇所には、サポート 38 を車両等に固定するための取付孔 44 が設けられている。また、一对のトルク受け部 40 a, 40 b の対向する側面には、対向位置に、略 U 字状の凹部 48 が形成されている。凹部 48 は、詳細を後述するインナパッド 52（ブレーキパッド）を保持すると共に摺動させるための摺動レールとしての役割を担う。

[0019] スライドピン 24 a, 24 b は、上述したサポート 38 のトルク受け部 40 a, 40 b に設けられたネジ孔 42 に螺合され、詳細を後述するキャリパ 12 とアウタパッド 58（ブレーキパッド）の摺動レールとしての役割を担うと共に、制動時には、アウタパッド 58 のトルク受けとしての役割も担う。

[0020] スライドピン 24 b（24 a）は図 5 に示すように、サポート 38 との螺合部 30 を基点として、先端側にアウタパッド 58 の摺動部を有し、基端側にキャリパ 12 の摺動部を有することとなる。このため、スライドピン 24

b (24 a) は、締付けのためのボルト頭 26 とキャリパ摺動部 28、螺合部 30、およびアウトパッド摺動部 32 を有することとなる。本第 1 の実施形態に係るキャリパ 12 は詳細を後述するように、アーム部 20 に設けられた貫通孔 22 を介してスライドピン 24 b (24 a) に係合し、また、貫通孔 22 とスライドピン 24 b (24 a) との間には、スリーブ 34 とブーツ 36 が設けられる。スリーブ 34 は、キャリパ 12 のスライド量を確保する。一方、ブーツ 36 は、スリーブ 34 と貫通孔 22 との間の摺動部にダストが付着することを防止すると共に、スリーブ 34 と貫通孔 22 とのダンピング機能を有する。

[0021] キャリパ 12 は、キャリパ本体 14 と爪部 18、キャリパブリッジ部 16、およびアーム部 20 を基本として構成される。キャリパ本体 14 には、ロータ 100 のインナ側に配置され、少なくともシリンダ (不図示) と、ピストン 15 が設けられる。シリンダ内には、ブレーキ操作により作動油が流入し、流入した作動油を介してピストン 15 が押し出され、詳細を後述するインナパッド 52 におけるプレッシャプレート 54 を押圧することとなる。シリンダの開口部とピストン 15 の先端部の間には、蛇腹状のピストンブーツ (不図示) が設けられ、摺動部へのダストの付着防止が図られている。

[0022] 爪部 18 は、ロータ 100 を介してキャリパ本体 14 と反対側、すなわちロータ 100 のアウト側に配置され、詳細を後述するアウトパッド 58 を支持する役割を担う。爪部 18 は、詳細を後述するキャリパブリッジ部 16 を基点として、ロータ半径方向内側へ向けて延設されている。このため、爪部 18 とキャリパ本体 14 とはロータ 100 を介して対向する位置に設けられる。また、本第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置 10 では、爪部 18 におけるロータ回入側とロータ回出側の双方に貫通孔 18 a, 18 a が設けられ、詳細を後述するアウトパッド 58 を爪部 18 の内壁に凹凸嵌合可能な構成としている。

[0023] アーム部 20 は、キャリパ本体 14 から両端側 (ロータ 100 の回入側と回出側) へ延設された係合部である。アーム部 20 の先端側には、スライド

ピン 24 a, 24 b におけるキャリパ摺動部 28 に係合するための貫通孔 22 (図 5 参照) が設けられており、この貫通孔 22 を介してスライドピン 24 a, 24 b との係合が成される。

[0024] 本第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置 10 ではブレーキパッドとして、サポート 38 に設けられた凹部 48 を摺動するインナパッド 52 と、スライドピン 24 a, 24 b を摺動するアウトパッド 58 とを備える。なお、インナパッド 52、アウトパッド 58 共に、プレッシャプレート 54, 60 と、プレッシャプレート 54, 60 に添着された摩擦部材であるライニング 56, 62 とを基本として構成される。

[0025] インナパッド 52 におけるプレッシャプレート 54 は、ライニング 56 よりも一回り大きな金属の平板により略扇状に形成されたプレート本体と、このプレート本体の両端に突設された耳部 (不図示) を有する。プレッシャプレート 54 の耳部をサポート 38 に形成された凹部 48 に遊嵌させることで、インナパッド 52 がロータ 100 の軸方向へスライド可能となる。なお、サポート 38 の凹部 48 には、金属板により構成されたパッドクリップ 50 が設けられ、インナパッド 52 がロータ軸方向へ摺動する際の摺動抵抗の低減と走行時の引き摺り防止が図られている。

[0026] アウトパッド 58 におけるプレッシャプレート 60 は図 6 に示すように、ライニング 62 よりも一回り大きな金属の平板により略扇状に形成されたプレート本体 60 a と、このプレート本体 60 a の両端に、プレート本体 60 a を基点として略 V 字状となるように突設されたアーム部 60 b およびアーム部 60 b の先端側に形成された貫通孔 66 a, 66 b を有する。アウトパッド 58 は、アーム部 60 b の貫通孔 66, 66 b にスライドピン 24 a, 24 b におけるアウトパッド摺動部 32 を挿通させることで、スライドピン 24 a, 24 b 上での摺動が可能となる。また、アウトパッド 58 におけるプレッシャプレート 60 のライニング添着面と反対側の爪部 18 との当接面には、キャリパ 12 の爪部 18 に設けた貫通孔 18 a に対応する位置に、一対の凸部 64 が形成されている。一対の凸部 64 を爪部 18 の貫通孔 18 a

(凹部)に嵌合させることで、キャリパ12をアウトパッド58に対して安定保持させることが可能となる。

[0027] また、本第1の実施形態に係るアウトパッド58には、プレッシャプレート60における爪部18との当接面に第2クリップ68が設けられている。第2クリップ68は、その中心部を基部70として両側に延設された一对のバネ部72を有するクリップである。第2クリップ68は、プレッシャプレート60に対し、基部70が固定されることで機能する。基部70は、プレッシャプレート60に設けられた一对の凸部64間の中心位置に固定されている。なお、基部70の固定手段としては、カシメや、ネジ止めなどを挙げることができる。

[0028] このような第2クリップ68を設けたアウトパッド58では、アウトパッド58を爪部18へ固定する際、プレッシャプレート60に設けた凸部64を貫通孔18aへ嵌合させると共に、第2クリップ68により爪部18を挟み込むことで、アウトパッド58を爪部18へ付勢させる。これにより、アウトパッド58の倒れ込みを防ぎ、ライニングの偏摩耗を防止することができる。また、アウトパッド58は、詳細を後述する一对のパッドクリップ74により、スライドピン24a, 24bに対して安定接触することとなる。このため、スライドピン24a, 24bを介して安定保持されるアウトパッド58に対して爪部18を付勢させることで、キャリパ12のガタツキを防止し、安定させることができる。なお、第2クリップ68のように、基部70からバネ部72の作用点である先端までの距離を長くすることにより、荷重のバラツキを抑制することができる。また、本第1の実施形態では爪部18の内壁に設ける凹部について貫通孔18aとして表現しているが、貫通孔に替えて有底の袋穴としても良い。

[0029] また、本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10では、アウトパッド58における貫通孔66a, 66bの中心ピッチ P_1 と、スライドピン24a, 24bの中心ピッチ P_2 とが、

$$P_1 > P_2$$

の関係を満たすように、貫通孔 66 a, 66 b のピッチ P_1 が定められている (図 7 (a) 参照)。

[0030] このような構成とした場合、図 7 (b) に示すように、制動初期時等の低制動トルク発生時には回出側に配置されたスライドピン 24 b のみに貫通孔 66 b の内壁が接触し、スライドピン 24 b のみに制動トルクが負荷されることとなる。一方、図 7 (c) に示すように、高い制動トルクが生じた場合には、ロータ回出側に配置されたスライドピン 24 b が制動トルク負荷方向に撓み、ロータ回入側に配置されたスライドピン 24 a に貫通孔 66 a の内壁が接触することとなり、一对のスライドピン 24 a, 24 b に制動トルクが分散されることとなる。このように、制動トルクの高低に応じて制動トルクを分散させることを可能にすることで、スライドピン 24 a, 24 b の大径化等、強度補強を行う必要性がなくなり、スライドピンの大径化に伴う重量増加等を抑制することができる。

[0031] アウタパッド 58 には、アーム部 60 b に一对のパッドクリップ 74 (第 1 パッドクリップ) が設けられている。以下、パッドクリップ 74 の構成を説明した上で、アウタパッド 58 に対するパッドクリップ 74 の組付け構造について詳細に説明する。

[0032] アーム部 60 b に設けられたパッドクリップ 74 は、貫通孔 66 a, 66 b に挿通されたスライドピン 24 a, 24 b に付勢し、パッドクリップ 74 で保持されたアウタパッド 58 を付勢方向と逆側に押し付ける役割を担う。本実施形態に係るパッドクリップ 74 は、ロータ 100 の回入側と回出側とで同じものが採用される。具体的な構成としては図 8 及び図 9 に詳細を示すように、ベース部 76 と支持部 80、およびバネ部 82 を基本として構成される。ベース部 76 は、詳細を後述する支持部 80 とバネ部 82 との間に位置する部位であり、本実施形態の場合、スライドピン 24 a, 24 b を挿通させるための貫通孔 78 が設けられ、プレッシャプレート 60 の面に沿って配置される。支持部 80 は、ベース部 76 からアウタパッド 58 のプレッシャプレート 60 側へ屈曲された板片により構成される。支持部 80 は、板片

を略U字状（横U字状）に形成することで、プレッシャプレート60を厚み方向に挟持可能とされる。また、バネ部82は、ベース部76を基点として、支持部80とは反対側に向けてロール状に曲げ形成された板片である。このように形成されたロール部をスライドピン24a, 24bに押し当てることで、支持部80によって挟持されたプレッシャプレート60がバネ部82側へ引き寄せられることとなる。つまり、本実施形態に係るパッドクリップ74を用いることによれば、スライドピン24a, 24bを基点（アース）として、アウトパッド58をバネ部82の配置方向に引き寄せることができ、車両走行時のラトル音や、制動時のクロンク音（カチン音）を抑制することができる。このような構成のパッドクリップ74は、支持部80やバネ部82を形成するための曲げ方向がいずれも捻れを含まない一方向であるため、加工性が良い。また、展開状態での平面形態がシンプルであり、板取性が良いため、材料歩留まりが良好で、製造コストが安価となる。

[0033] アウトパッド58の押し付け方向は、アーム部60bに対するパッドクリップ74の取り付け形態に依存する。例えば本第1の実施形態の場合、図6に示すように、プレート本体60aを基点として略V字状に延設されているアーム部60bにおけるロータ半径方向外側に位置する辺を支持部80により挟持し、ベース部76を貫通孔66a, 66bに重ね合わせるように取り付けている。このような取り付け形態とした場合、ロータ回入側に配置されたパッドクリップ74は、スライドピン24aに対して、バネ部82をロータ半径方向外側のロータ回出側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24aに対して、ロータ半径方向内側のロータ回入側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔66aではロータ半径方向外側のロータ回出側に位置する内周面がスライドピン24aに付勢される。一方、ロータ回出側に配置されたパッドクリップ74は、スライドピン24bに対して、バネ部82をロータ半径方向外側のロータ回入側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24bに対して、ロータ半径方向内側のロータ回出側へ向けて押し付けられる力を受け

る。その結果、貫通孔 66b ではロータ半径方向外側のロータ回入側に位置する内周面がスライドピン 24b に付勢される（図 10 参照）。

[0034] 本第 1 の実施形態では、パッドクリップ 74 の組付け形態を安定させるために、支持部 80 の挟持する辺に座 65 を設け、貫通孔 66a, 66b を構成する円弧部（優弧）の中心 O から座 65 へ向けて伸ばした直線 l_1 （第 2 の直線）が、座 65 と垂直に交わるように構成している。このような構成とした場合、図 11 乃至図 13 に示すように、円弧部の中心 O を通るロータ半径方向に沿った直線 l_0 （第 1 の直線）と、座 65 に垂直に交わる直線 l_1 との成す角 θ を変えることで、パッドクリップ 74 による付勢力の分力である F_1 （円周方向）、 F_2 （半径方向）の割合を変化させることができる。角度 θ の変化に伴う分力 F_1 と F_2 の関係は、次のようなものとなる。すなわち、 $\theta < 45^\circ$ の場合には $F_1 < F_2$ となり、円周方向に働く分力よりも半径方向に働く分力が強くなる。また、 $\theta = 45^\circ$ の場合には $F_1 = F_2$ となり、円周方向に働く分力と半径方向に働く分力が均衡する。そして、 $\theta > 45^\circ$ の場合には、 $F_1 > F_2$ となり、円周方向に働く分力が半径方向に働く分力よりも強くなる。

[0035] 円周方向に働く分力よりも半径方向に働く分力が強い場合には、アウトパッド 58 の半径方向への移動を抑制する力が強くなる。この結果、アウトパッド 58 の振動等によって生ずるラトル音を抑制する効果を高めることができる。一方、円周方向に働く分力が半径方向に働く分力よりも強い場合には、アウトパッド 58 の円周方向への移動を抑制する力が強くなる。この結果、制動時のクロンク音（カチン音）を抑制する効果を高めることができる。そして、 $F_1 = F_2$ 、あるいは $F_1 \approx F_2$ とした場合には、両者の効果を得ることができる。

[0036] このように、アウトパッド 58 に対するパッドクリップ 74 の取り付け辺（座 65）の角度を変化させることで、パッドクリップ 74 の形態や特性を変更する事無く、アウトパッド 58 に負荷する付勢力の負荷方向と、その力の割合を調整することができる。

[0037] また、本第１の実施形態では、アウトパッド５８における貫通孔６６ａ，６６ｂの形態を次のようなものとしている。すなわち、スライドピン２４ａ，２４ｂを押し付ける側の壁面の平面形態を円弧状とし、押し付け側と反対側の壁面を平坦とし、いわゆる円弧と弦を組み合わせた形態としている。なお、本第１の実施形態の場合、円を弦によって分けられる２つの円弧のうち、弧状部が長い方、すなわち優弧と弦を組み合わせた馬蹄形の貫通孔６６ａ，６６ｂを構成している。本第１の実施形態に係るディスクブレーキ装置１０では、パッドクリップ７４によりアウトパッド５８をスライドピン２４ａ，２４ｂに押し付ける形態を採っている。このため、スライドピン２４ａ，２４ｂを押し付けた側と反対側に位置する貫通孔６６ａ，６６ｂの壁面とスライドピン２４ａ，２４ｂとの間には大きな隙間が生ずることとなる。そして、スライドピン２４ａ，２４ｂと貫通孔６６ａ，６６ｂの壁面との間に必要以上の隙間を設けた場合、スライドピン２４ａ，２４ｂと貫通孔６６ａ，６６ｂとの間でのラトル音が増大する要因となる。よって、その隙間を埋めるように貫通孔６６ａ，６６ｂの一部を狭めることで、無用なガタツキを防止し、ラトル音の抑制を成すことができる。

[0038] このような構成を有するディスクブレーキ装置１０によれば、爪部１８に嵌着されたアウトパッド５８をスライドピン２４ａ，２４ｂに対してメタルタッチで支持することとなる。このため、スライドピン２４ａ，２４ｂに対してスリーブ３４およびブーツ３６を介して係止されたキャリパ１２の倒れ込みを防止し、ガタツキを抑えることができる。

[0039] 次に、このような構成を有するディスクブレーキ装置１０における制動時の動作について説明する。まず、車両運転者が図示しないブレーキペダルやブレーキレバーを操作すると、キャリパ本体１４のシリンダに作動油が充填される。シリンダへの作動油の充填に伴い、シリンダ内に収容されているピストン１５がロータ側へ押し出される。シリンダから押し出されたピストン１５は、サポート３８のトルク受け部４０ａ，４０ｂに支持されたインナパッド５２のプレッシャプレート５４を押圧し、インナパッド５２におけるラ

インニング５６をロータ１００の摺動面に押し付ける。インナパッド５２のライニング５６がロータ１００に押し付けられると、キャリパ本体１４は押し付け力の反力を受け、スライドピン２４ａ，２４ｂに沿ってロータ１００から離間するようにスライドする。キャリパ本体１４がロータ１００から離間するようにスライドすると、キャリパブリッジ部１６によりキャリパ本体１４に接続されている爪部１８は、ロータ側に引き寄せられるように動作する。爪部１８がロータ側に引き寄せられると、爪部１８に固定されたアウトパッド５８のプレッシャプレートが爪部１８により押圧され、スライドピン２４ａ，２４ｂに沿ってロータ側へスライドし、ライニング６２がロータ摺動面に押し付けられる。

[0040] 上記動作によりインナパッド５２とアウトパッド５８によりロータ摺動面が挟持されると、摩擦力によりインナパッド５２とアウトパッド５８は、ロータ回出方向へ連れ回りする力を受ける。この時、インナパッド５２はプレッシャプレート５４における耳部がサポート３８のトルク受け部４０ａ，４０ｂに形成された凹部４８に当接し、制動時に生ずる制動トルクを受けることで制動力を生じさせる。一方、アウトパッド５８は、回出側のスライドピン２４ｂとロータ回入側のスライドピン２４ａの双方により制動トルクを受け、これを車両本体に固定されたサポート３８に伝達することで、制動力を生じさせる。なお、上述したように、アウトパッド５８における制動トルクは、回出側のスライドピン２４ｂとロータ回入側のスライドピン２４ａに分散し、入力される。

[0041] また、本第１の実施形態に係るディスクブレーキ装置１０では、スライドピン２４ａ，２４ｂに対して貫通孔６６ａ，６６ｂの半径方向外側に位置する内周面が押し付けられた状態を維持しているため、アウトパッド５８が制動トルクを受けた際、引き側（ロータ回入側）では、図１４に示すように、貫通孔６６ａにおける円弧状の内周面に沿って（図１４中の点線、および破線で示した軌跡に沿って）スライドピン２４ａがロータ回入側へ（図１４中、右側の非制動時の位置から左側の高制動トルク負荷時の位置へ）移動する

ようにプレッシャプレート60がずれることとなる。このため、高制動トルク負荷時にスライドピン24aが急激に反対側の壁面に衝突するという事態が生じず、「押しアンカ」から「押し+引きアンカ」への切り替わりが急激に行われず、除々に切り替わる為、接触変化の安定化が図れる。その結果、制動時のクロンク音（カチン音）が抑制される。また、本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10では、インナパッド52のみをサポート38で保持する形態としたため、サポート38がロータ100を跨ぐ構成とする必要が無い。このため、アウト側の凹部形成等のためのサポート38の切削加工時間を短縮することができ、また軽量化が図れる。

[0042] 上記第1の実施形態においては、貫通孔66a, 66bを構成する優弧の直径を ϕD 、スライドピン24a, 24bの直径を ϕd とした場合（図10参照）、 ϕD と ϕd の差となる Δd が、スライドピン24a, 24b（上記第1の実施形態の場合スライドピン24b）が弾性変形することにより得られるアウトパッド58のシフト距離よりも短くなるように定める。このような構成とすることで、スライドピン24a, 24bが弾性変形する範囲で制動トルクの分散が図られることとなる。

[0043] 上記第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10では図15に示すように、制動時にアウトパッド58に生ずる偶力（モーメント）が矢印Aに示す方向に働いている場合を前提として説明した。このような方向にモーメントを生じさせるための手段の一例としては、ロータ中心軸 C_1 からアウトパッド58のモーメント中心までの距離 t_1 よりも、ロータ中心軸 C_1 から貫通孔66a, 66bの中心までの距離 t_2 が長い場合の構成を挙げることができ、上記第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10の構成もこれに準じている。このため、上述したようなパッドクリップ74の組付け構造を採った場合には、後続トルク受けとなる貫通孔66aにおいて、スライドピン24aが予め貫通孔66aにおける押し付け壁面（ロータ半径方向外周側）に押し付けられることとなり、クロンク音（カチン音）の発生を抑制することができる。

[0044] 一方、図16に示すように、制動時にアウトパッド58に生ずる偶力（モーメント）が矢印A'に示すように逆向きとなった場合、スライドピン24a、24bに対するアウトパッド58の押し付け方向が逆向きとなるようにパッドクリップ74が装着される（パッドクリップ74は不図示）。この場合におけるスライドピン24a、24bと貫通孔66a、66bとの関係は、図17に示すようなものとなる。具体的には、ロータ100の回入側に配置されたパッドクリップ74（図8参照）は、スライドピン24aに対して、バネ部82をロータ半径方向内側のロータ回出側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24aに対して、ロータ半径方向外側のロータ回入側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔66aではロータ半径方向内側のロータ回出側に位置する内周面がスライドピン24aに付勢される。一方、ロータ100の回出側に配置されたパッドクリップ74は、スライドピン24bに対して、バネ部82をロータ半径方向内側のロータ回入側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24bに対して、ロータ半径方向外側のロータ回出側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔66bではロータ半径方向内側のロータ回入側に位置する内周面がスライドピン24bに付勢される。このような構成とした場合であっても、第1の直線 l_0 と第2の直線 l_1 によって成す角 θ を制御するように座65の角度を調整することで、円周方向に働く分力 F_1 と半径方向に働く分力 F_2 の割合を変化させることができる。つまり、パッドクリップ74の形態を変化させることなく、その組付け構造の変化のみで対応することが可能となる。

[0045] このような構成とする場合には、貫通孔66a、66bにおける優弧と弦との関係は、相対的に、優弧がロータ半径方向内側、弦が半径方向外側に位置することとなる。なお、このような方向にモーメントを生じさせるための手段の一例としては、図16に示すように、ロータ中心軸 C_1 からアウトパッド58のモーメント中心までの距離 t_1 が、ロータ中心軸 C_1 から貫通孔66a、66bの中心までの距離 t_2 よりも長い場合の構成を挙げることができる。

。

[0046] 次に、本発明の一実施形態に係るパッドクリップの組付け構造を適用することのできるディスクブレーキ装置に係る第2の実施形態について、図18を参照して説明する。なお、本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aの殆どの構成は、上述した第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10と同様である。よって、その構成を同一とする箇所には図面に同一符号を附して詳細な説明は省略することとする。

[0047] 本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aは、上述した第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10と異なり、アウトパッド58における貫通孔66a、66b間の中心ピッチ P_1 とスライドピン24a、24b間の中心ピッチ P_2 との関係が、

$$P_1 < P_2$$

となるように構成されている（図19（a）参照）。

[0048] このような構成のため制動時においては、図19（b）に示すような低制動トルク負荷時にはロータ回入側に配置されたスライドピン24aのみが貫通孔66aに接触することとなる。一方、図19（c）に示すように、制動トルクが高くなった場合には、ロータ回入側に配置されたスライドピン24aがロータ回出側（制動トルク方向）に撓み、ロータ回出側に配置されたスライドピン24bが貫通孔66bに接触することとなり、制動トルクの分散が図られる。

[0049] また、本第2の実施形態では、一对のパッドクリップ74のうちのロータ回入側に配置されたパッドクリップ74（例えば図18参照）は、スライドピン24aに対して、バネ部82をロータ半径方向内側のロータ回入側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24aに対して、ロータ半径方向外側のロータ回出側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔66aではロータ半径方向内側のロータ回入側に位置する内周面がスライドピン24aに付勢する。一方、ロータ回出側に配置されたパッドクリップ74は、スライドピン24bに対して、バネ部82をロ

ータ半径方向内側のロータ回出側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド58はスライドピン24bに対して、ロータ半径方向外側のロータ回入側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔66bではロータ半径方向内側のロータ回出側に位置する内周面がスライドピン24bに付勢される（図20参照）。

[0050] このような作用を成すパッドクリップ74は、上述した第1の実施形態に係るパッドクリップ74と同様な形態のもので良い。第1の実施形態と異なる点は、アウトパッド58に対するパッドクリップ74の取り付け形態にあり、この取り付け形態の相違によって、スライドピン24a, 24bに対するアウトパッド58の押し付け方向を相違させることができる。具体的には、本第2の実施形態の場合、プレッシャプレート60のアーム部60bにおけるロータ半径方向内側に位置する辺（座65）を支持部80により挟持する構成としている。このような構成のディスクブレーキ装置10aでは、上述したディスクブレーキ装置10と比べてアウトパッド58の押し付け方向が逆転することとなる。しかし、このような構成とした場合であっても、第1の直線 l_0 と第2の直線 l_1 によって成す角 θ を制御するように座65の角度を調整することで、円周方向に働く分力 F_1 と半径方向に働く分力 F_2 の割合を変化させることができ、パッドクリップ74の形態も変化させる必要はない。

[0051] また、貫通孔66a, 66bとスライドピン24a, 24bとの間における隙間の問題に関しては、上述した第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10とは逆になる。このため、本第2の実施形態では、貫通孔66a, 66bにおけるロータ半径方向外側に位置する部分に平坦部を設ける構成とした。このような構成とすることで、第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10と同様な効果を奏することができる。

[0052] 本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aでも、図15に示すように、制動時にアウトパッド58に生ずる偶力（モーメント）が矢印Aに示す方向に働いている場合を前提として説明した。このような方向にモーメ

ントを生じさせるための手段の一例としては上述したように、ロータ中心軸 C_1 からアウトパッド 58 のモーメント中心までの距離 t_1 よりも、ロータ中心軸 C_1 から貫通孔 66 a, 66 b の中心までの距離 t_2 が長い場合の構成を挙げることができる。このため、上述したようなパッドクリップ 74 の組付け構造を採った場合には、後続トルク受けとなる貫通孔 66 b において、スライドピン 24 b が予め貫通孔 66 b における押し付け壁面（ロータ半径方向内周側）に押し付けられることとなり、クランク音（カチン音）の発生を抑制することができる。

- [0053] 一方、図 16 に示すように、制動時にアウトパッド 58 に生ずる偶力（モーメント）が矢印 A' に示すように逆向きとなった場合、スライドピン 24 a, 24 b に対するアウトパッド 58 の押し付け方向が逆向きとなるようにパッドクリップ 74 が装着される（パッドクリップ 74 は不図示）。いわゆる引きアンカの場合、貫通孔 66 a が制動トルクを受けた後、この貫通孔 66 a を基点としてアウトパッド 58 が偶力発生方向に回転することとなるためである。この場合におけるスライドピン 24 a, 24 b と貫通孔 66 a, 66 b との関係は、図 21 に示すようなものとなる。本第 2 の実施形態と共通な第 1 の実施形態に係るパッドクリップ 74（図 8 参照）による付勢を例に挙げて説明すると、ロータ 100 の回入側に配置されたパッドクリップ 74 は、スライドピン 24 a に対して、バネ部 82 をロータ半径方向外側のロータ回入側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド 58 はスライドピン 24 a に対して、ロータ半径方向内側のロータ回出側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔 66 a ではロータ半径方向外側のロータ回入側に位置する内周面がスライドピン 24 a に付勢される。一方、ロータ 100 の回出側に配置されたパッドクリップ 74 は、スライドピン 24 b に対して、バネ部 82 をロータ半径方向外側のロータ回出側へ向けて当接させる。これにより、アウトパッド 58 はスライドピン 24 b に対して、ロータ半径方向内側のロータ回入側へ向けて押し付けられる力を受ける。その結果、貫通孔 66 b ではロータ半径方向外側のロータ回出側に位置する内周面

がスライドピン 24 b に付勢される。このような構成とした場合であっても、上記第 1 の実施形態と同様に、第 1 の直線 l_0 と第 2 の直線 l_1 によって成す角 θ を制御するように座 65 の角度を調整することで、円周方向に働く分力 F_1 と半径方向に働く分力 F_2 の割合を変化させることができる。

[0054] 図 21 に示すように、このような構成とする場合には、貫通孔 66 a, 66 b における優弧と弦との関係は、相対的に、優弧がロータ半径方向外側、弦が半径方向内側に位置することとなる。なお、このような方向にモーメントを生じさせるための手段の一例としては、上記第 1 の実施形態と同様、図 16 に示すように、ロータ中心軸 C_1 からアウトパッド 58 のモーメント中心までの距離 t_1 が、ロータ中心軸 C_1 から貫通孔 66 a, 66 b の中心までの距離 t_2 よりも長い場合の構成を挙げることができる。

[0055] 更に、本出願は、2011年2月18日出願の日本特許出願（特願2011-033909）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

産業上の利用可能性

[0056] 本発明のパッドクリップの組付け構造によれば、パッドクリップの構成を変える事無くブレーキパッドに負荷する付勢力の負荷方向と、その力の割合を調整することができる。

符号の説明

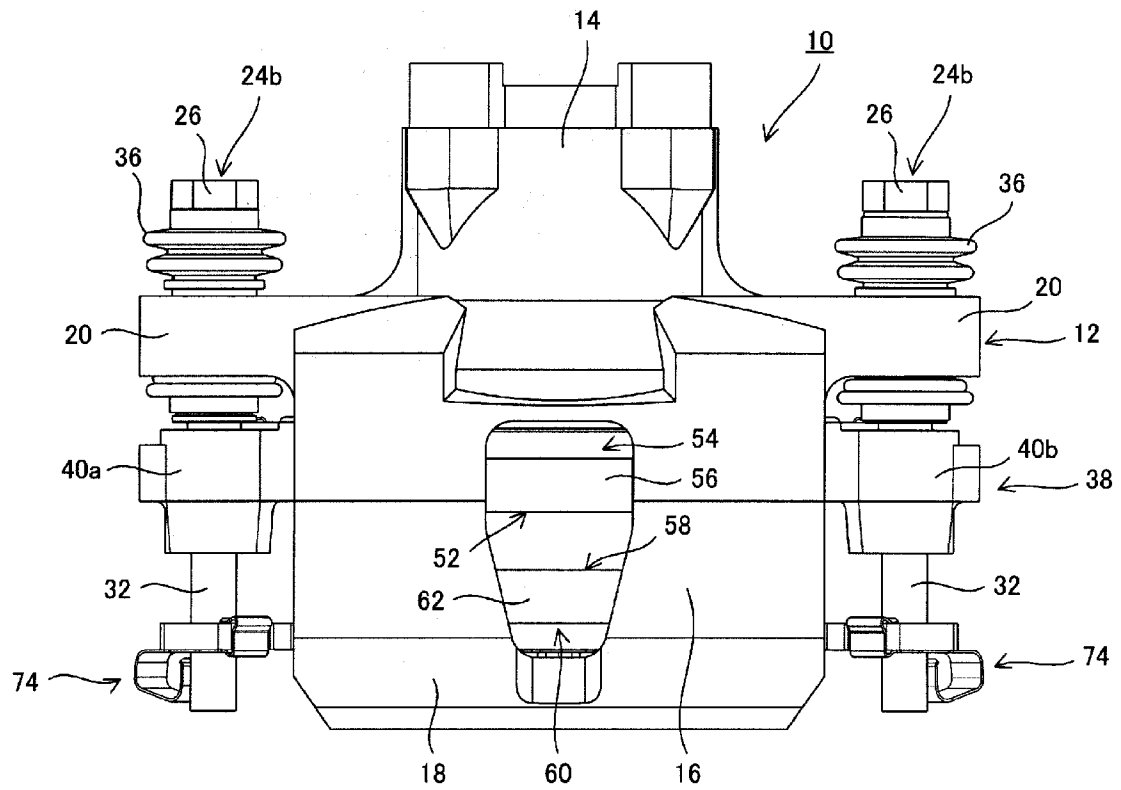
[0057] 10……………ディスクブレーキ装置、12……………キャリパ、14……………キャリパ本体、15……………ピストン、16……………キャリパブリッジ部、18……………爪部、20……………アーム部、22……………貫通孔、24 a, 24 b……………スライドピン、26……………ボルト頭、28……………キャリパ摺動部、30……………螺旋部、32……………アウトパッド摺動部、34……………スリーブ、36……………ブーツ、38……………サポート、40 a, 40 b……………トルク受け部、42……………ネジ孔、44……………取付孔、46……………サポートブリッジ部、48……………凹部、50……………パッドクリップ、52……………インナパッド、54……………プレッシャプレート、56……………ライニング、58……………アウトパッド、60

…………プレッシャプレート、60 a…………プレート本体、60 b…………アーム部、62…………ライニング、64…………凸部、66 a, 66 b…………貫通孔、68…………第2クリップ、70…………基部、72…………バネ部、74…………パッドクリップ、76…………ベース部、78…………貫通孔、80…………支持部、82…………バネ部、100…………ロータ。

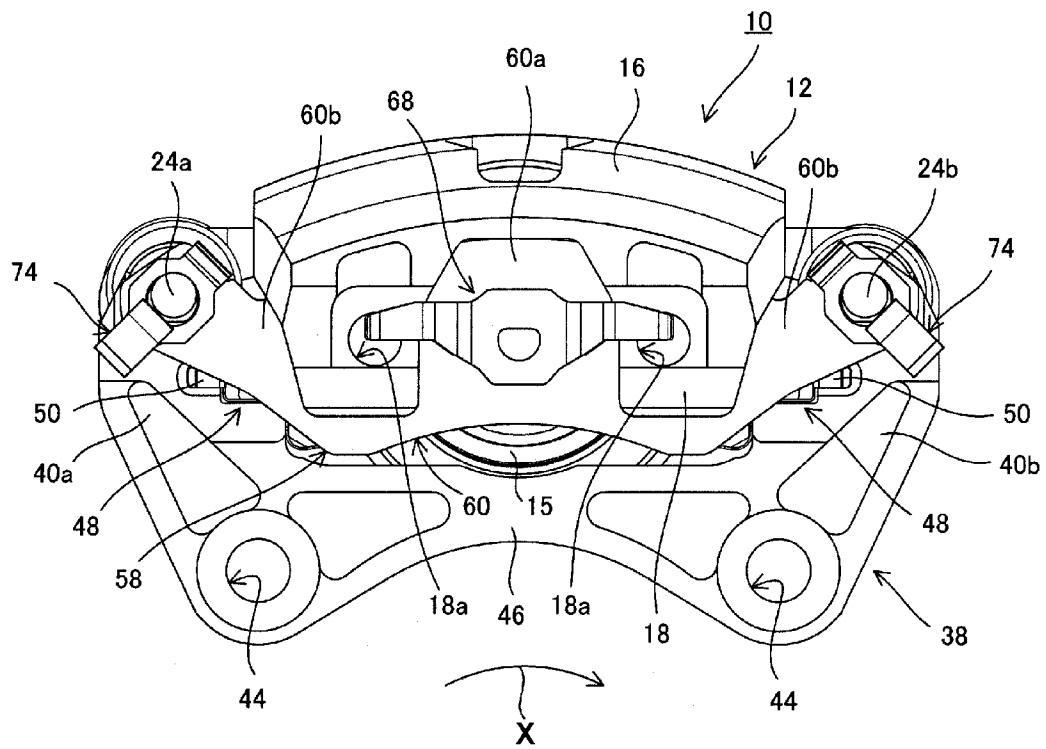
請求の範囲

- [請求項1] プレッシュプレートに形成された貫通孔を介してディスクブレーキ装置を構成する一対のスライドピンに支承されるブレーキパッドを前記スライドピンに対して付勢させるパッドクリップの組付け構造であって、
- 前記パッドクリップは、前記ブレーキパッドを構成するプレッシュプレートを挟持する支持部と、前記プレッシュプレートの板面に沿って配置されるベース部と、前記スライドピンに当接し、付勢力を生じさせるバネ部とを有し、
- 前記ブレーキパッドには前記パッドクリップの支持部を取り付けるための辺である座を設け、
- 前記貫通孔を構成する円弧部の中心を通るロータ半径方向に沿った第1の直線と、前記中心を通り前記座に対して垂直に交わる第2の直線との成す角の設定により、前記パッドクリップによる付勢力におけるロータ半径方向とロータ円周方向の分力の割合を変化させる構成としたパッドクリップの組付け構造。
- [請求項2] 前記第1の直線と前記第2の直線との成す角が45度未満となるように前記座の角度を設定する請求項1に記載のパッドクリップの組付け構造。
- [請求項3] 前記第1の直線と前記第2の直線との成す角が45度となるように前記座の角度を設定する請求項1に記載のパッドクリップの組付け構造。
- [請求項4] 前記第1の直線と前記第2の直線との成す角が45度よりも大きくなるように前記座の角度を設定する請求項1に記載のパッドクリップの組付け構造。

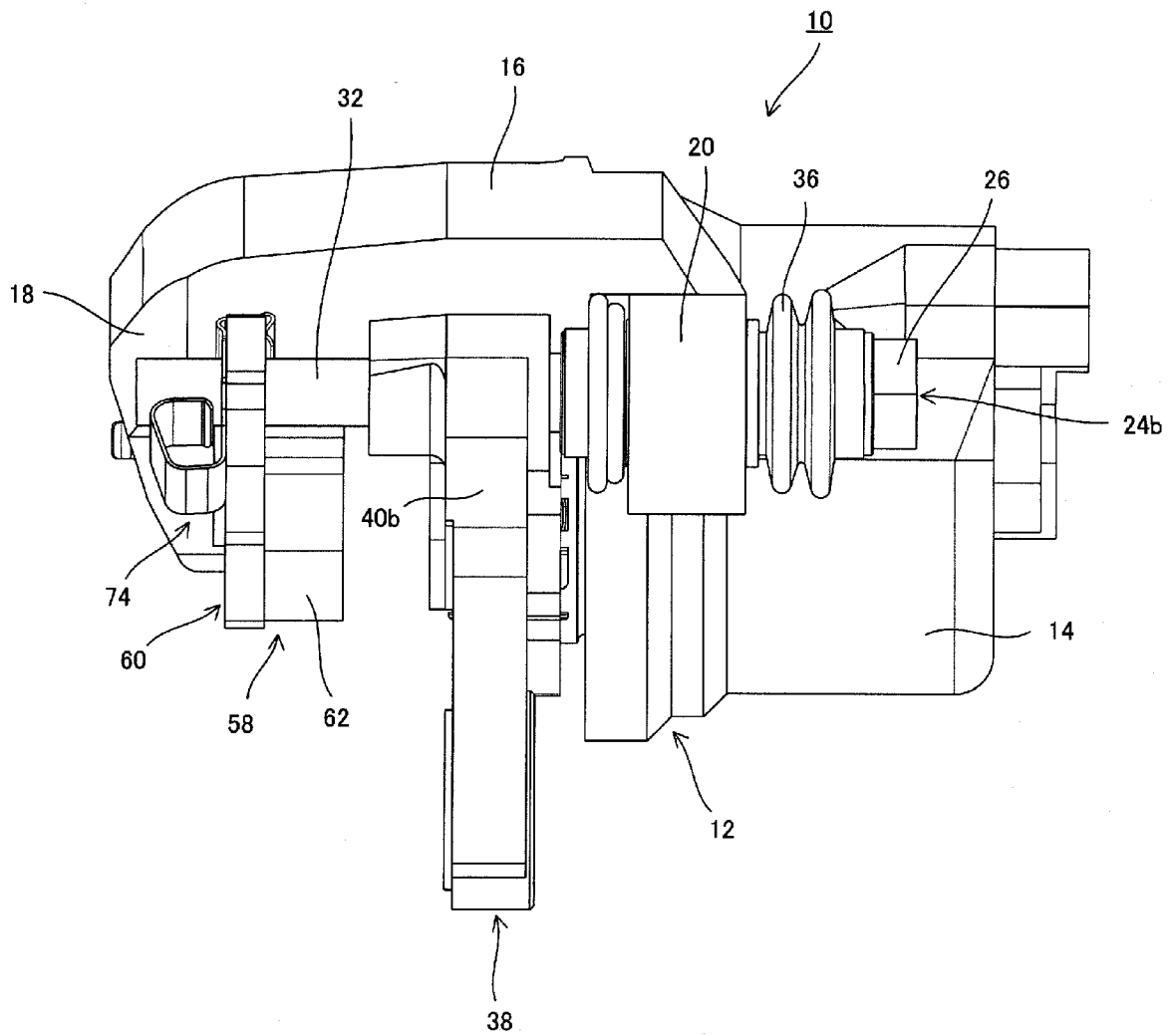
[図1]



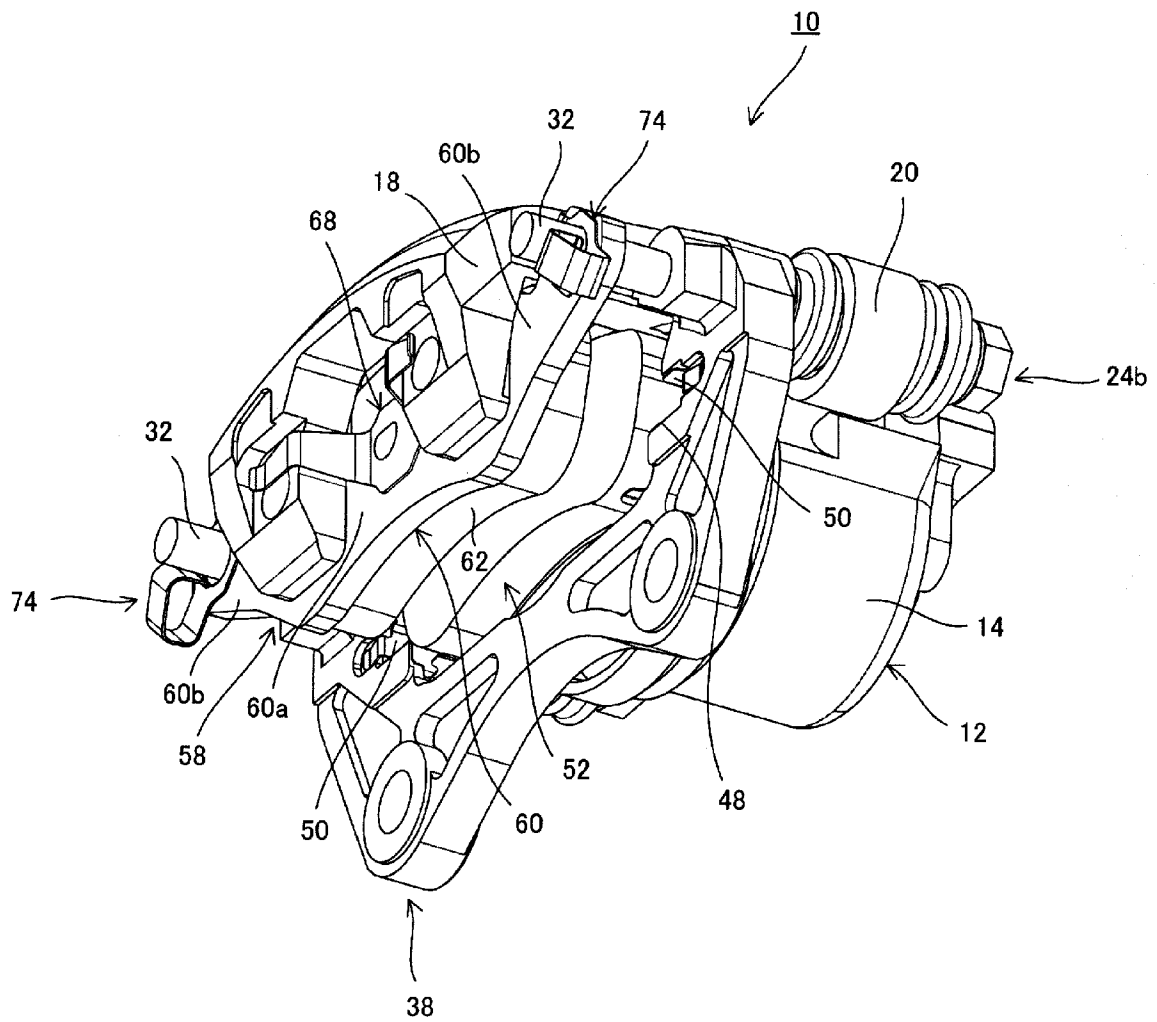
[図2]



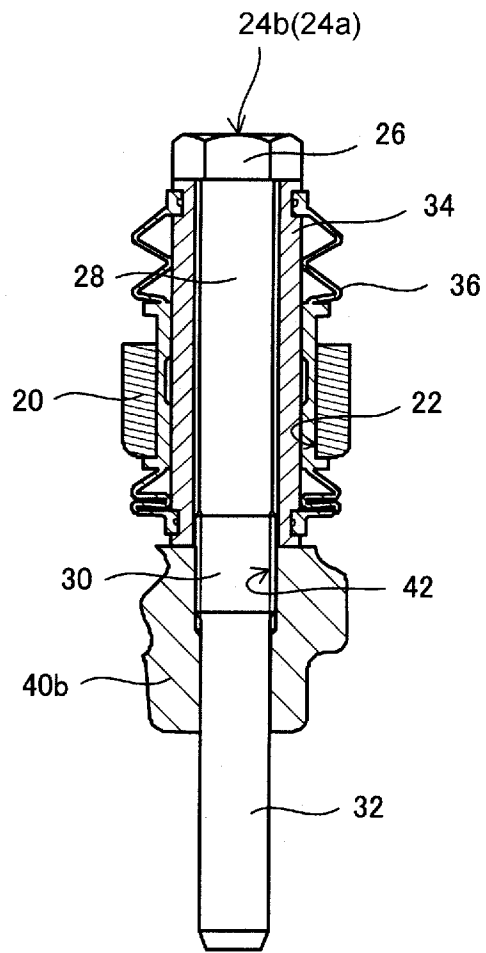
[図3]



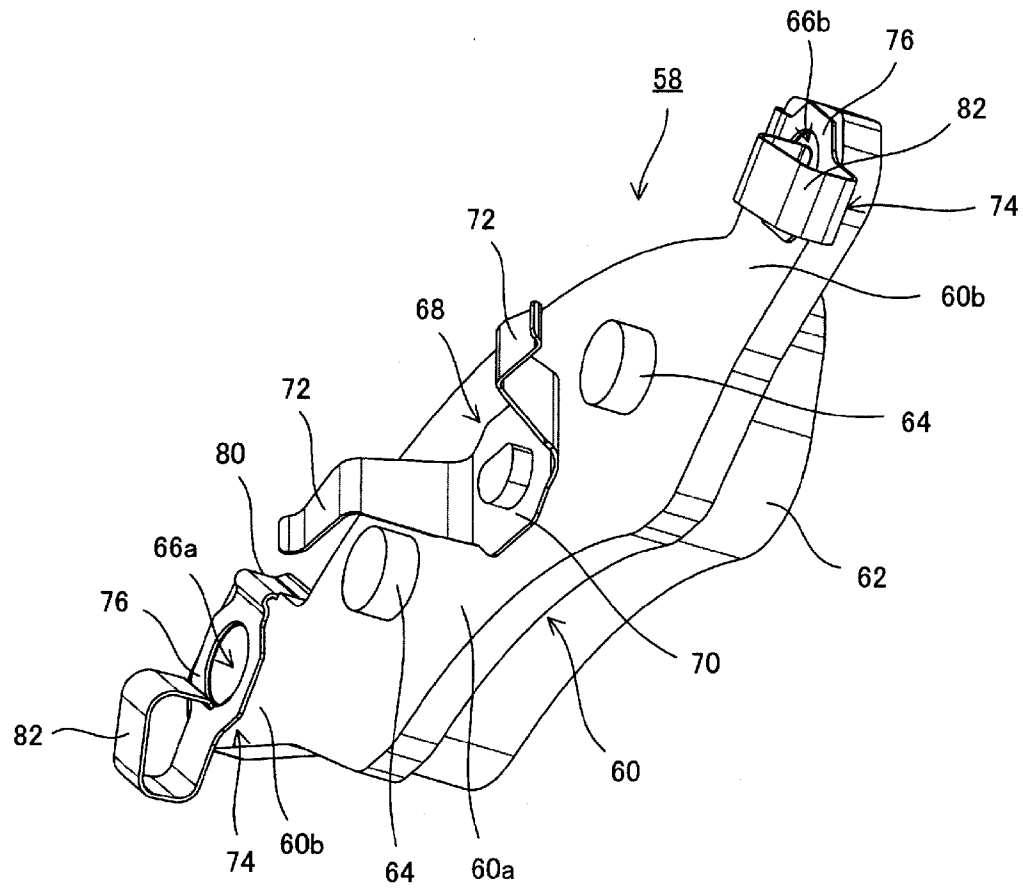
[図4]



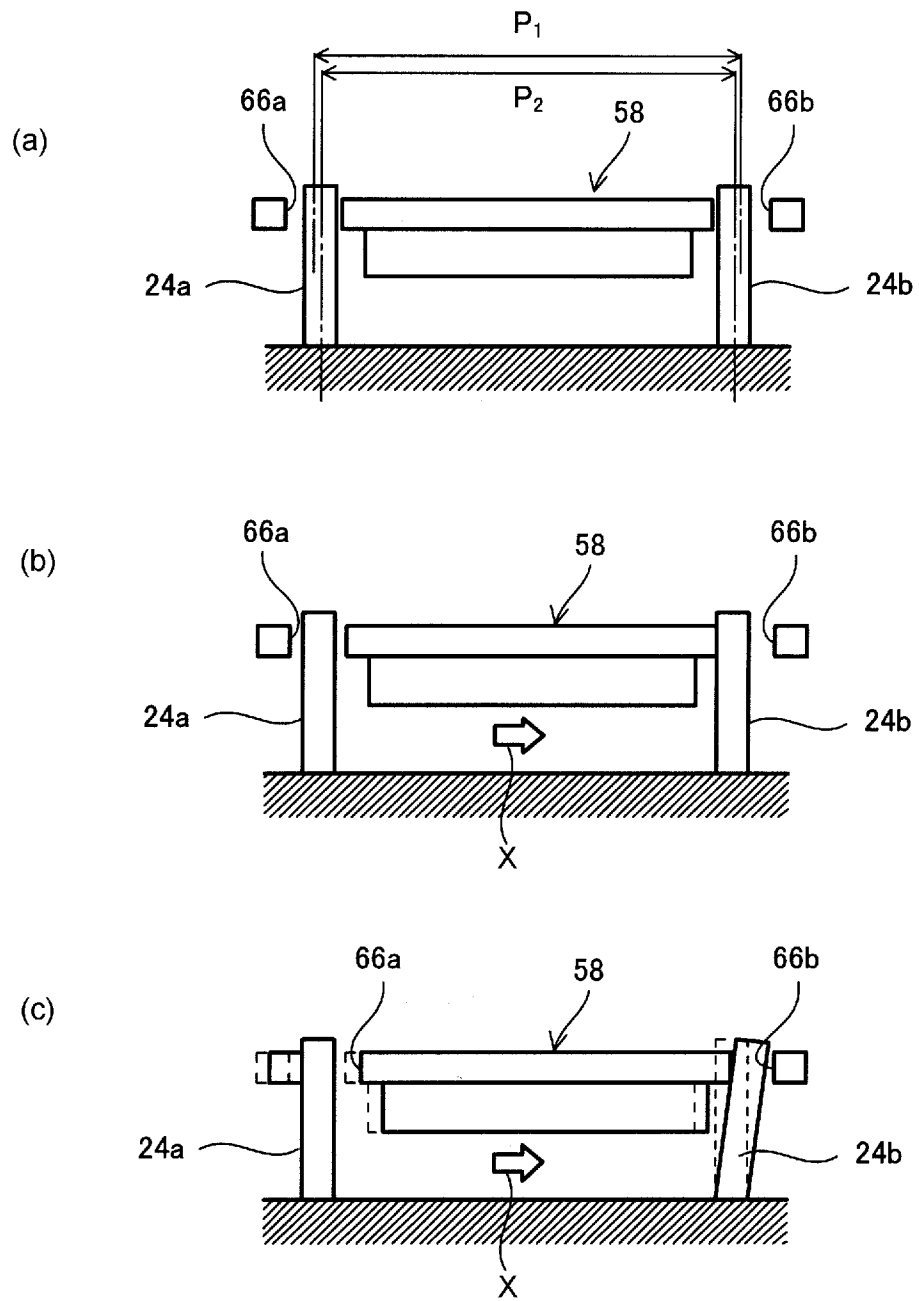
[図5]



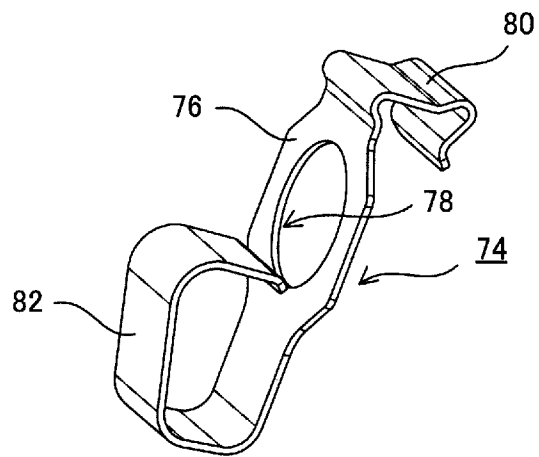
[図6]



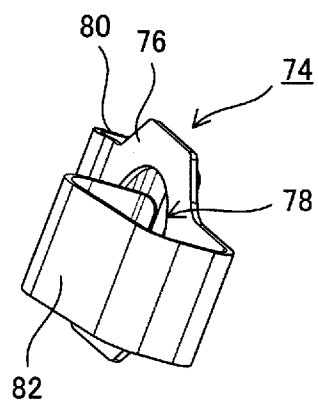
[図7]



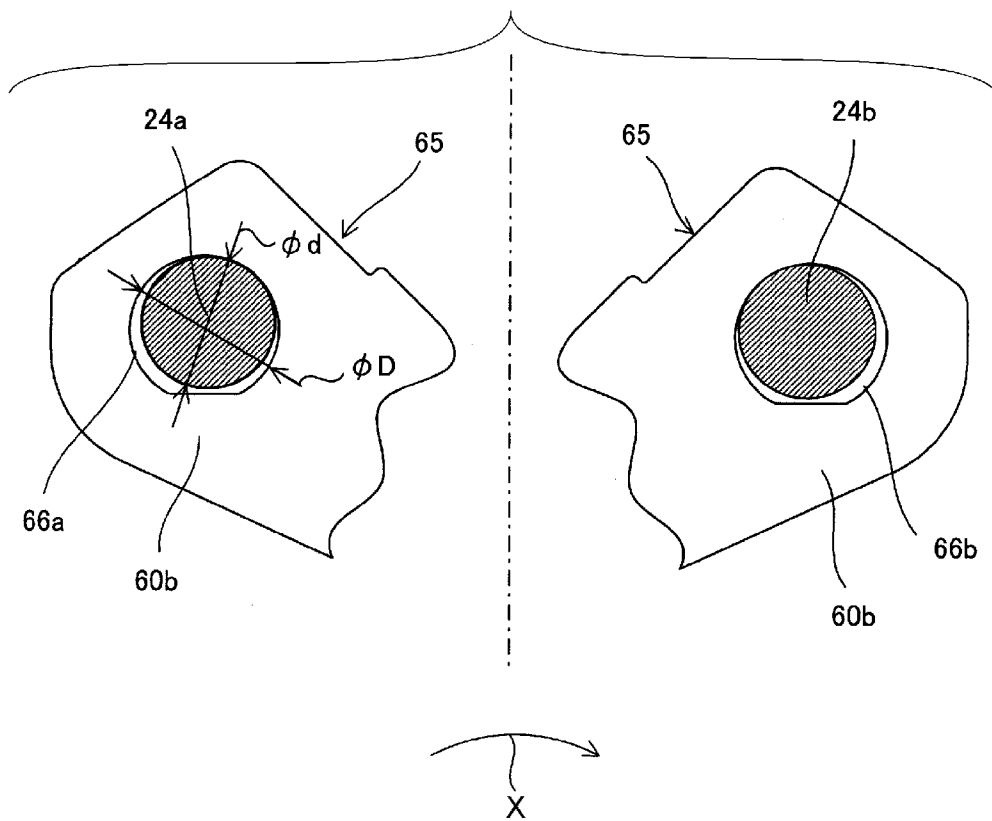
[図8]



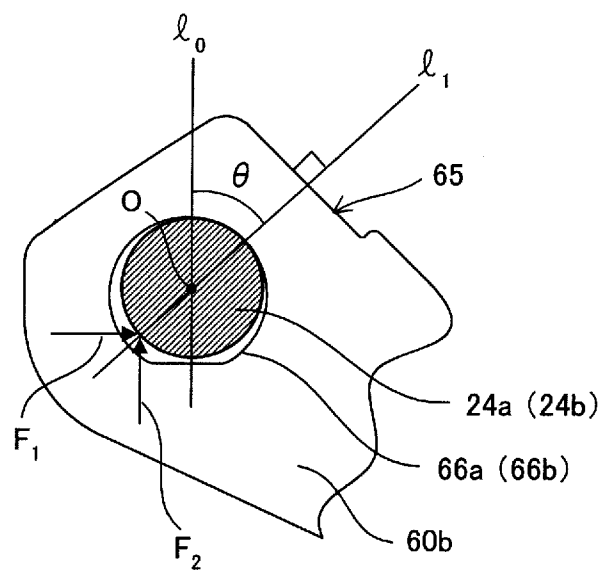
[図9]



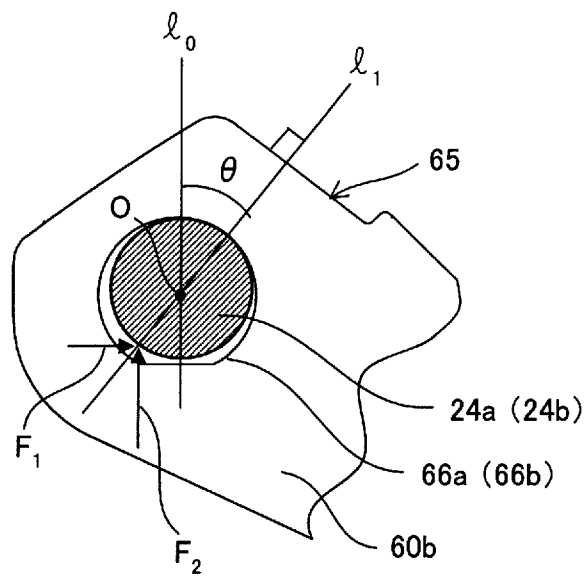
[図10]



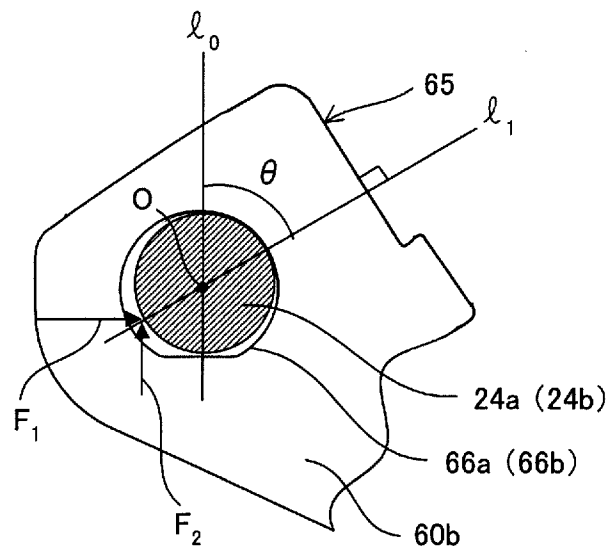
[図11]



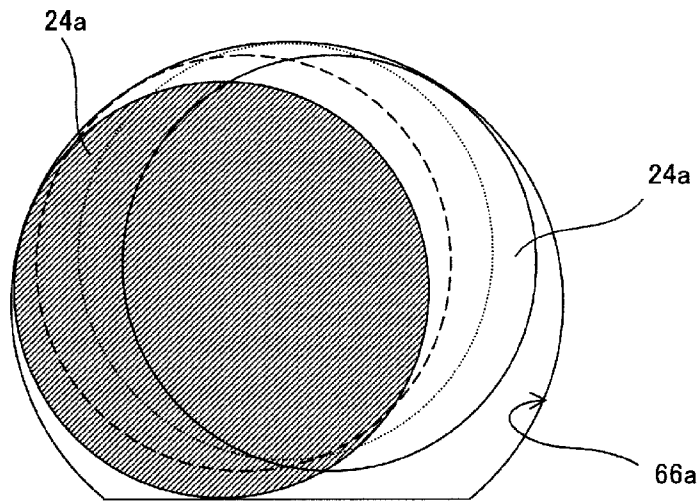
[図12]



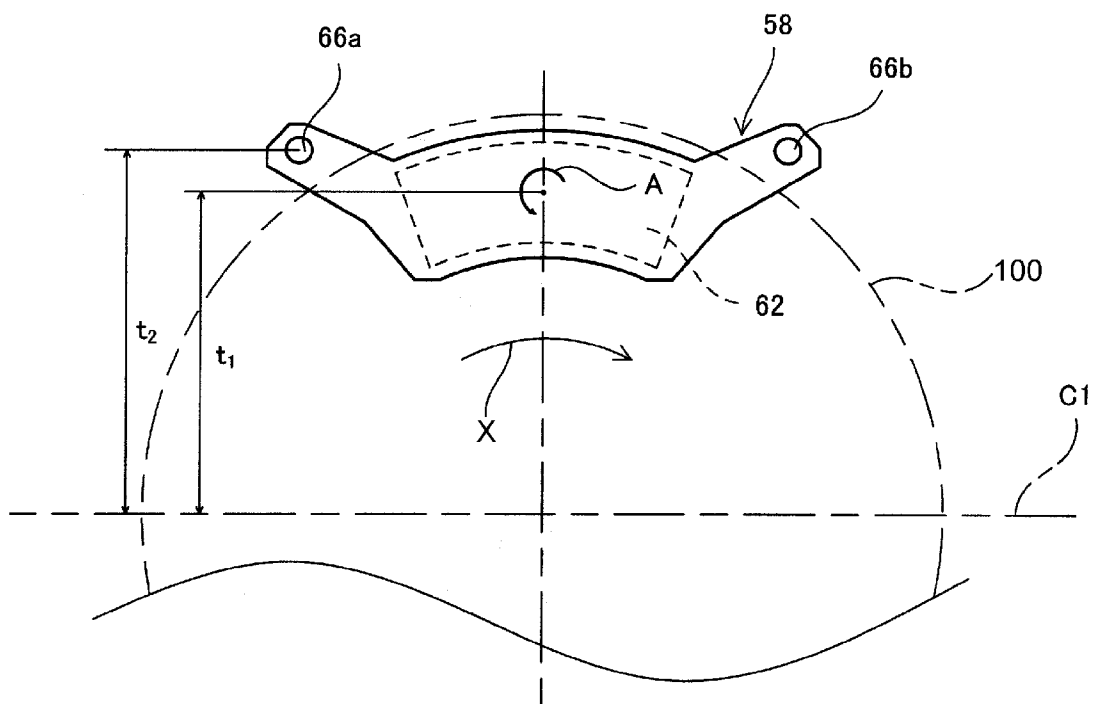
[図13]



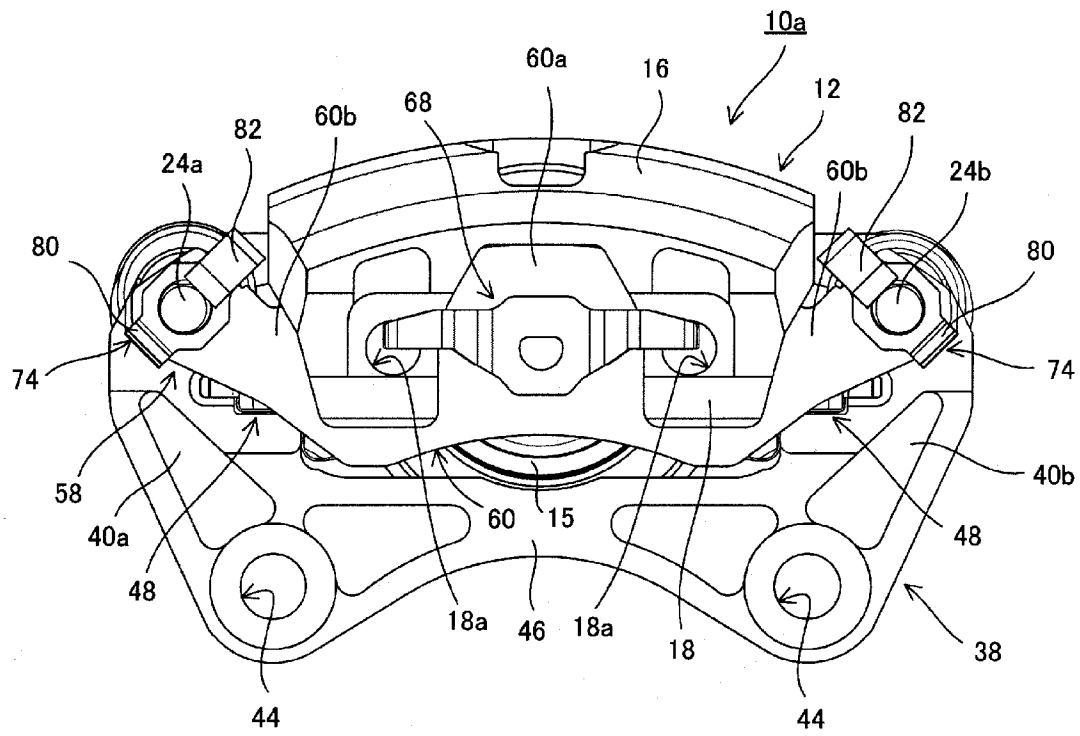
[図14]



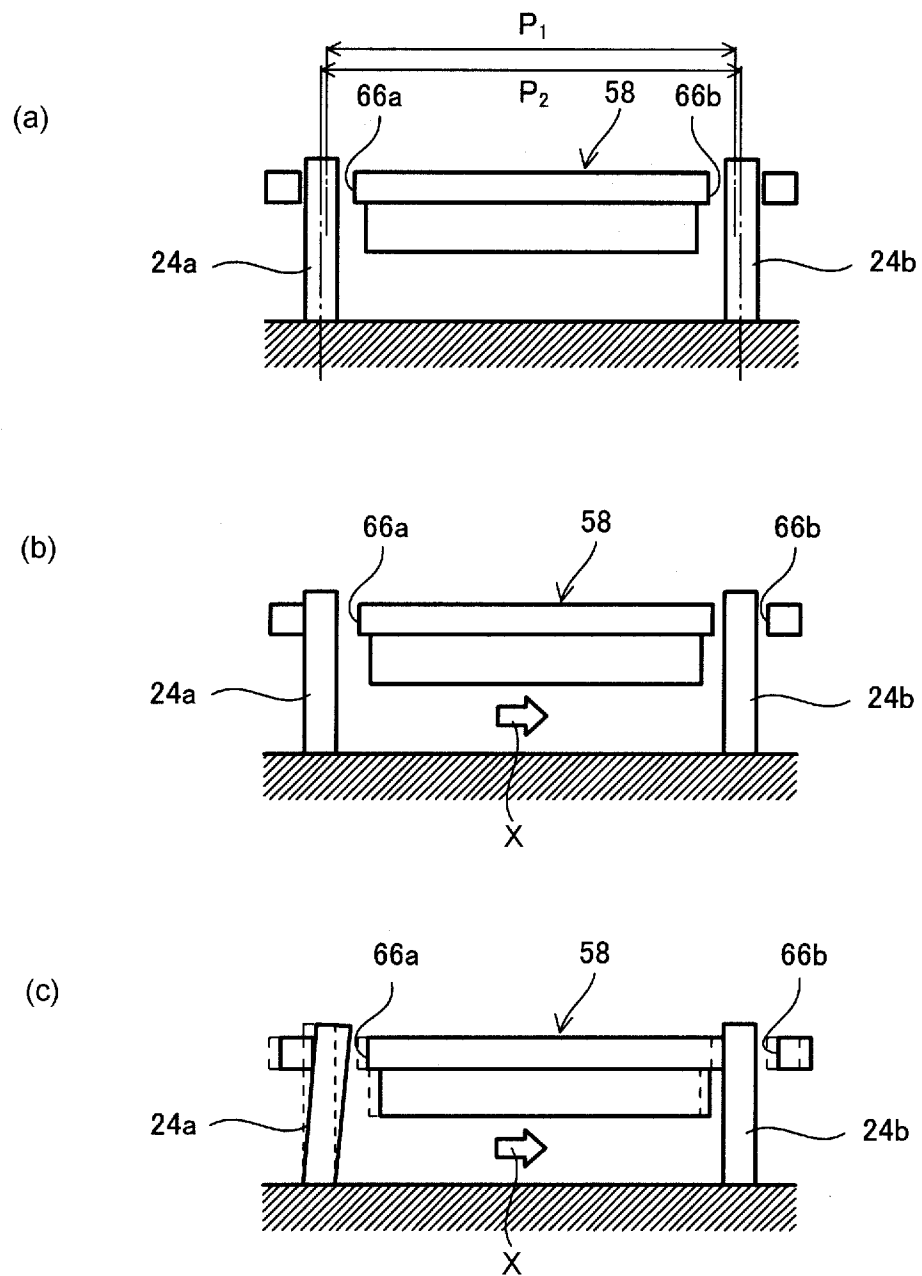
[図15]



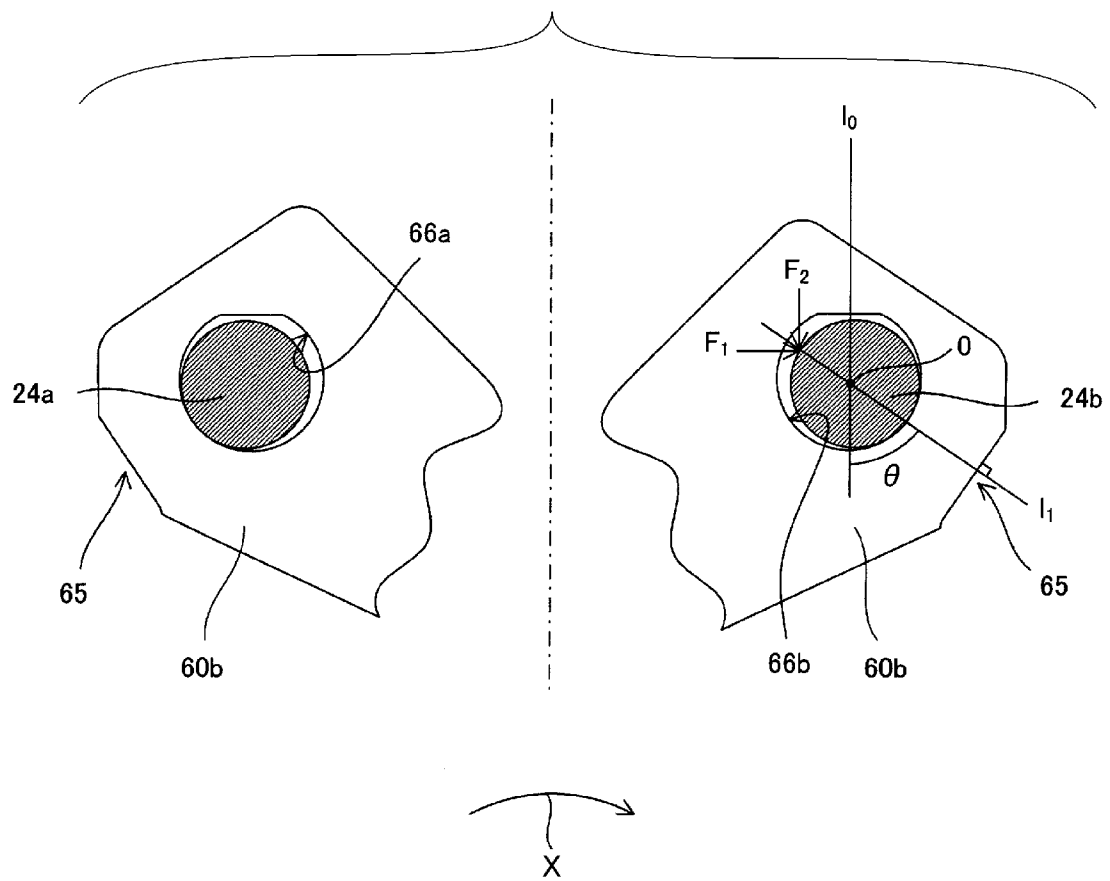
[図18]



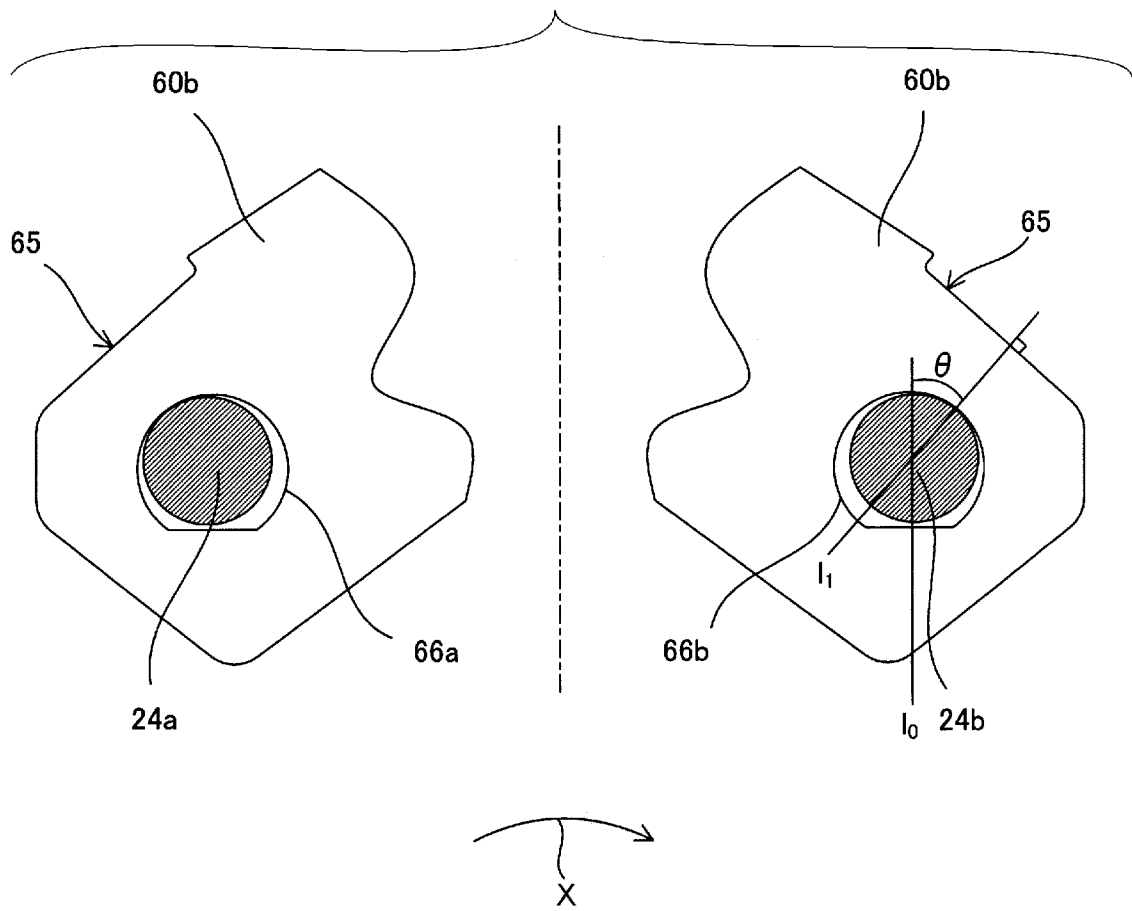
[図19]



[図20]



[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/053884

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D65/097(2006.01) i, F16D65/095(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16D65/097, F16D65/095

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 102747/1976 (Laid-open No. 19687/1978) (Tokico, Ltd.), 20 February 1978 (20.02.1978), fig. 1, 4 to 6 & GB 1585806 A	1-4
A	JP 9-53668 A (Sumitomo Electric Industries, Ltd.), 25 February 1997 (25.02.1997), fig. 5, 8 & US 5706917 A & EP 0747608 A1	1-4

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
29 March, 2012 (29.03.12)

Date of mailing of the international search report
10 April, 2012 (10.04.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/053884

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 50-12627 Y1 (Tokico, Ltd.), 18 April 1975 (18.04.1975), fig. 7, 8 (Family: none)	1-4
A	DE 3608577 A1 (Alfred Teves GmbH), 17 September 1987 (17.09.1987), fig. 1, 2 (Family: none)	1-4

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））
Int.Cl. F16D65/097 (2006.01) i, F16D65/095 (2006.01) i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16D65/097, F16D65/095

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	日本国実用新案登録出願51-102747号(日本国実用新案登録出願公開53-19687号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（トキコ株式会社）1978.02.20, 第1, 4-6図 & GB 1585806 A	1-4
A	JP 9-53668 A（住友電気工業株式会社）1997.02.25, 図5, 8 & US 5706917 A & EP 0747608 A1	1-4

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日
2 9 . 0 3 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日
1 0 . 0 4 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員） 鶴江 陽介	3 W	3 6 2 0
電話番号 03-3581-1101 内線 3368		

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 50-12627 Y1 (トキコ株式会社) 1975.04.18, 第7,8図 (ファミリーなし)	1-4
A	DE 3608577 A1 (Alfred Teves GmbH) 1987.09.17, 図1,2 (ファミリーなし)	1-4