

(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
2015年2月12日(12.02.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/019748 A1

(51) 国際特許分類:

F16D 55/14 (2006.01) F16D 125/04 (2012.01)
F16D 55/18 (2006.01) F16D 125/06 (2012.01)
F16D 65/02 (2006.01) F16D 125/36 (2012.01)
F16D 65/092 (2006.01) F16D 125/40 (2012.01)
F16D 65/22 (2006.01) F16D 125/48 (2012.01)
F16D 121/02 (2012.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2014/067393

(22) 国際出願日: 2014年6月30日(30.06.2014)

(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 2013-163821 2013年8月7日(07.08.2013) JP

(71) 出願人: トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 磯野 宏 (ISONO Hiroshi); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人プロスペック特許事務所 (PROSPEC PATENT FIRM); 〒4530801 愛知県名古屋市中村区太閤三丁目1番18号 名古屋KSビル12階 Aichi (JP).

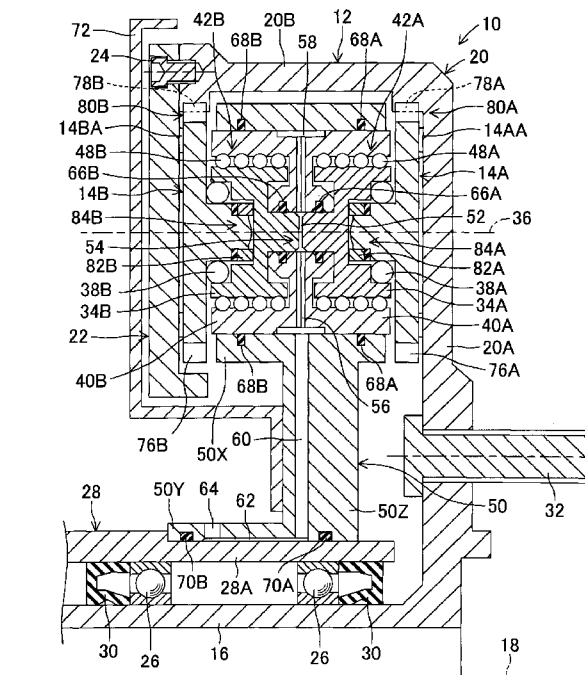
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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, 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, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: FRICTION BRAKE DEVICE

(54) 発明の名称: 摩擦ブレーキ装置



(57) Abstract: A friction brake device (10) comprises: a brake rotor (12); brake pads (14A, 14B) that rotate around an axis of rotation (36) that is parallel to the axis of rotation (18) of the friction brake device; rotating torque transmission devices (80A, 80B) that transmit rotating torque between the brake rotor and the brake pads; and a pressing device (54) that presses pressing members (34A, 34B) against the brake pads, and presses the brake pads against the brake rotor. Furthermore, the friction brake device has rotating torque-converting mechanisms (42A, 42B, 82A, 82B) that transmit the rotating torque of the brake pads to the pressing members, and convert the rotating torque of the pressing members to a pressing force with which the pressing members press the brake pads.

(57) 要約: ブレーキロータ (12) と、その回転軸線 (18) に平行な自転軸線 (36) の周りに回転可能なブレーキパッド (14A、14B) と、ブレーキロータとブレーキパッドとの間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置 (80A、80B) と、押圧部材 (34A、34B) をブレーキパッドに対し押圧してブレーキパッドをブレーキロータに対し押圧する押圧装置 (54) と、を有する摩擦ブレーキ装置 (10)。ブレーキパッドの回転トルクを押圧部材に伝達し、押圧部材の回転トルクを、押圧部材がブレーキパッドを押圧する押圧力に変換する回転トルク-押圧力変換機構 (42A、42B、82A、82B) を有する。

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, 添付公開書類:
MR, NE, SN, TD, TG).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 摩擦ブレーキ装置

技術分野

[0001] 本発明は、摩擦ブレーキ装置に係り、更に詳細にはブレーキロータに摩擦部材を押圧することにより摩擦力を発生させる摩擦ブレーキ装置に係る。

背景技術

[0002] 摩擦ブレーキ装置の一つとして、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 1 に記載されている如く、押圧部材を介してロータディスクに押圧される摩擦部材を有し、摩擦部材がロータディスクの回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能なブレーキ装置が既に知られている。この種のディスク型のブレーキ装置においては、摩擦部材がロータディスクに対し相対的に回転軸線の周りに公転することにより制動トルクが発生され、またロータディスクに対し相対的に自転軸線の周りに自転することにより抗力トルクが発生される。そして抗力トルクが歯車装置によってロータディスクへ伝達されることによって制動トルクが発生される。

[0003] 上記特許文献 1 に記載されたブレーキ装置によれば、摩擦部材がロータディスクに対し相対的に公転することによってのみ制動トルクが発生される一般的なブレーキ装置に比して、制動力を高くすることができる。この場合、押圧装置が押圧部材を介して摩擦部材をロータディスクに対し押圧する押圧力を高くすることなく制動力を高くすることができる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開 2 0 0 8 - 1 5 1 1 9 9 号公報

発明の概要

[0005] 〔発明が解決しようとする課題〕

しかし、上記公開公報に記載された摩擦ブレーキ装置においては、押圧部材が摩擦部材をロータディスクに対し押圧する押圧力は増力されないので、

押圧装置が摩擦部材に対し押圧部材を押圧する押圧力と同一である。そのため、押圧装置の押圧力を高くすることなく制動力を高くすることに限界があり、制動力をさらに一層高くする上で改善の余地がある。

[0006] 本発明は、自転可能な摩擦部材及びブレーキロータと摩擦部材との間に回転トルクを伝達する伝達装置を有する摩擦ブレーキ装置に於ける上述の如き限界に鑑みてなされたものである。そして本発明の主要な課題は、押圧装置の押圧力を高くすることなく、押圧部材が摩擦部材をロータディスクに対し押圧する押圧力を、摩擦部材の回転トルクを有効に利用して増力することである。

[0007] 〔課題を解決するための手段及び発明の効果〕

本発明によれば、回転軸線の周りに回転するブレーキロータと、回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能な回転摩擦部材と、ブレーキロータと回転摩擦部材との間に回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置と、押圧部材を回転摩擦部材に対し押圧することにより回転摩擦部材をブレーキロータに対し押圧する押圧装置と、を有する摩擦ブレーキ装置に於いて、回転摩擦部材の回転トルクを押圧部材に伝達すると共に、押圧部材の回転トルクを、押圧部材が回転摩擦部材を押圧する押圧力に変換する回転トルク－押圧力変換機構を有する、ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置が提供される。

[0008] この構成によれば、回転トルク伝達装置により、ブレーキロータの回転トルクが回転摩擦部材へ伝達される。そして、回転トルク－押圧力変換機構により、回転摩擦部材の回転トルクが押圧部材へ伝達されると共に、押圧部材の回転トルクが押圧部材により回転摩擦部材を押圧する押圧力に変換される。よって、押圧部材が回転摩擦部材をロータディスクに対し押圧する押圧力を、ブレーキロータより摩擦部材へ伝達される回転トルクを有効に利用して増力することができる。

[0009] 従って、押圧装置が押圧部材を介して回転摩擦部材をブレーキロータに対し押圧する押圧力を増大させなくても、上記公開公報に記載された摩擦ブレーキ装置に比して、回転摩擦部材の公転及び自転により発生される制動力を

一層高くすることができる。

[0010] また、本発明によれば、上記構成において、押圧部材は、回転摩擦部材を自転軸線の周りに回転可能に支持すると共に、静止支持部材により自転軸線の周りに回転可能に支持されており、回転トルク－押圧力変換機構は、回転摩擦部材と静止支持部材との間に配置され、回転摩擦部材より押圧部材へ回転トルクを伝達する回転トルク伝達部材と、自転軸線の周りの静止支持部材に対する押圧部材の相対回転を、押圧部材が自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう直線変位に変換する回転－直線変位変換機構と、を有してよい。

[0011] この構成によれば、回転トルク伝達部材により、回転摩擦部材より押圧部材へ回転トルクが伝達される。また、回転－直線変位変換機構により、自転軸線の周りの静止支持部材に対する押圧部材の相対回転が、押圧部材が自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう直線変位に変換される。よって、押圧部材により回転摩擦部材を自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう方向へ移動させることができるので、回転摩擦部材がロータディスクを押圧する押圧力を増力することができる。

[0012] また、本発明によれば、回転－直線変位変換機構は、自転軸線の周りに螺旋状に延在する案内溝を備えたねじ式の回転－直線変位変換機構であってよい。

[0013] この構成によれば、回転－直線変位変換機構は、自転軸線の周りに螺旋状に延在する案内溝を備えたねじ式の回転－直線変位変換機構である。よって、案内溝によるねじ作用により、押圧部材の回転運動を、押圧部材が自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう直線運動に変換することができる。

[0014] また、本発明によれば、上記構成において、回転－直線変位変換機構は、自転軸線に沿って互いに対向する押圧部材及び静止支持部材の傾斜面であって、自転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向へ傾斜して自転軸線の周りに円弧状に延在する傾斜面を有するくさび式の回転－直線変位変換機構であってよい。

- [0015] この構成によれば、回転一直線変位変換機構は、押圧部材及び静止支持部材の傾斜面であって、自転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向へ傾斜して自転軸線の周りに円弧状に延在する傾斜面を有するくさび式の回転一直線変位変換機構である。よって、押圧部材及び静止支持部材の傾斜面によるくさび作用により、押圧部材の回転運動を、押圧部材が自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう直線運動に変換することができる。
- [0016] また、本発明によれば、上記構成において、各傾斜面は仮想平面に対し互いに逆方向へ傾斜する領域を有してよい。
- [0017] この構成によれば、各傾斜面は仮想平面に対し互いに逆方向へ傾斜する領域を有しているので、押圧部材の回転方向に関係なく、押圧部材により回転摩擦部材を自転軸線に沿ってブレーキロータへ向かう方向へ移動させることができる。よって、ロータディスクの回転方向に関係なく、回転摩擦部材がロータディスクを押圧する押圧力を増力することができる。従って、本発明のブレーキ装置が車両のブレーキ装置に適用される場合に、車両が前進しているか後進しているかに関係なく、高い制動力を応答性よく発生させることができる。
- [0018] また、本発明によれば、上記構成において、回転摩擦部材は、自転軸線と同軸に延在する軸部を有し、回転トルク伝達部材は、自転軸線に沿って弾性的に圧縮変形可能な領域を含み、回転トルク伝達部材及び軸部は、領域の圧縮変形量が基準値以上になると、軸部が自転軸線上にて押圧部材に係合することにより、回転トルク伝達部材により伝達される回転トルクが増大することを阻止する回転トルク伝達制限機構を形成してよい。
- [0019] この構成によれば、弾性的に圧縮変形可能な領域の圧縮変形量が基準値以上になると、回転摩擦部材の軸部が自転軸線上にて押圧部材に係合することにより、回転トルク伝達部材により伝達される回転トルクが増大することが阻止される。また、回転摩擦部材の回転トルクが同一の場合について見ると、回転トルク伝達部材により押圧部材へ伝達される回転トルクは、回転摩擦部材に対し押圧部材を押圧する押圧装置の押圧力に応じて変化する。

[0020] 従って、押圧部材の回転トルクが際限なく回転摩擦部材を押圧する押圧力に変換されることを、回転トルク伝達制限機構により確実に防止することができる。また、押圧装置の押圧力に応じて押圧力の増力を行わせることができると共に、押圧力の増力が際限なく行われることを確実に防止することができる。

[0021] また、本発明によれば、上記構成において、回転トルク伝達部材は、軸部に嵌合した状態にて自転軸線に沿って延在し、一端にて回転摩擦部材及び静止支持部材の一方により支持され、他端にて回転摩擦部材及び静止支持部材の他方に全周にわたり摩擦係合可能であってよい。

[0022] この構成によれば、例えば回転トルク伝達部材が自転軸線の周りの一部の領域においてしか設けられていない場合に比して、回転摩擦部材より押圧部材への回転トルクの伝達を良好に行わせることができる。また、例えば回転トルク伝達部材の他端が自転軸線の周りの一部の領域においてしか回転摩擦部材及び静止支持部材の他方に摩擦係合できない場合に比して、回転摩擦部材より押圧部材への回転トルクの伝達を良好に行わせることができる。また、回転トルク伝達部材の他端と摩擦係合する回転摩擦部材及び静止支持部材の他方に偏摩耗の如き異常摩耗が発生する虞れを低減し、ブレーキ装置の耐久性を向上させることができる。

[0023] また、本発明によれば、上記構成において、回転トルク伝達装置は、ブレーキロータ及び回転摩擦部材に設けられ互いに噛合する歯車を含んでいてよい。

[0024] この構成によれば、互いに噛合する歯車を含む回転トルク伝達装置によってブレーキロータ及び回転摩擦部材の間に回転トルクが伝達される。よって、ブレーキロータの回転トルクによって回転摩擦部材を自転軸線の周りに確実に自転させると共に、回転摩擦部材の自転による抗力トルクを確実に制動トルクに変換してブレーキロータに伝達させることができる。

図面の簡単な説明

[0025] [図1]車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の

第一の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図2]車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第二の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図3]車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第三の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図4]図3に示されたくさび式の回転トルクー押圧力変換機構を、回転軸線の周りに延在する円筒状の切断面に沿って切断して示す部分断面図である。

[図5]押圧部材及び支持部材が相対変位した場合についてくさび式の回転トルクー押圧力変換機構を示す部分断面図である。

[図6]くさび式の回転トルクー押圧力変換機構のカム面の一つの修正例を示す部分断面図である。

[図7]くさび式の回転トルクー押圧力変換機構のカム面の他の一つの修正例を示す部分断面図である。

発明を実施するための形態

[0026] 以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施形態について詳細に説明する。

[0027] [第一の実施形態]

図1は、車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第一の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[0028] 図1において、10はブレーキ装置を全体的に示しており、ブレーキ装置10は、ブレーキロータ12と、第一及び第二の回転摩擦部材としてのブレーキパッド14A及び14Bとを有している。ブレーキロータ12は、図には示されていない車輪の回転軸16と共に一体的に回転軸線18の周りに回転する。特に図示の実施形態においては、ブレーキロータ12は、回転軸16と一体をなすメインロータ20と、該メインロータと共に一体的に回転するサブロータ22とを有している。メインロータ20及びサブロータ22は同一の金属材料にて形成されている。

[0029] メインロータ 20 は、回転軸線 18 に沿って互いに隔置されたディスク部 20A と円筒部 20B とを有している。ディスク部 20A は、内周部にて回転軸 16 と一体に連結され、回転軸線 18 に垂直に回転軸線 18 の周りに実質的に円板状に延在している。円筒部 20B は、ディスク部 20A の外周部と一体に接続され、回転軸線 18 の周りに円筒状に延在している。サブロータ 22 は、回転軸線 18 に垂直に回転軸線 18 の周りに円環板状に延在し、外周部にて円筒部 20B のディスク部 20A とは反対側の端部に複数のボルト 24 によって連結されている。

[0030] なお、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 は、互いに同一の厚さを有し、円筒部 20B の厚さはディスク部 20A 及びサブロータ 22 の厚さよりも小さい。しかし円筒部 20B は、回転軸線 18 の周りに円筒状に延在しているので、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 よりも高い剛性を有している。

[0031] かくして、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 は、それぞれ回転軸線 18 に垂直に回転軸線 18 の周りに延在し回転軸線 18 に沿って互いに隔置された第一及び第二のディスク部として機能する。円筒部 20B は、ボルト 24 と共働してディスク部 20A 及びサブロータ 22 の外周部を一体的に接続する接続部として機能する。ディスク部 20A、円筒部 20B 及びサブロータ 22 は、回転軸線 18 を通る径方向の切断面で見ると径方向内方へ開いたコの字形の断面形状をなしている。ディスク部 20A 及びサブロータ 22 の互いに対向する面は、回転軸線 18 に垂直に互いに平行に回転軸線 18 の周りに全周に亘り延在する第一及び第二の摩擦面をそれぞれ郭定している。

[0032] 回転軸 16 は、一对のボールベアリング 26 を介して車輪支持部材 28 のスリーブ部 28A により回転軸線 18 の周りに回転可能に支持されている。一对のボールベアリング 26 と回転軸 16 とスリーブ部 28A との間の空間は、グリースの如き潤滑剤にて充填されている。一对のボールベアリング 26 に対し軸線方向両側には一对のシール部材 30 が配置されており、シール部材 30 は、ボールベアリング 26 に粉塵や泥水が侵入しないよう回転軸 1

6とスリーブ部28Aとの間をシールしている。

[0033] 図には示されていないが、メインロータ20のディスク部20Aは、回転軸線18の周りに互いに90°隔置された状態にて4本のボルト32及びこれに螺合するナットにより車輪のリム部に一体的に連結されるようになっている。従って、回転軸16及びブレーキロータ12（メインロータ20及びサブロータ22）は、車輪と共に回転軸線18の周りに回転する。

[0034] ブレーキパッド14A及び14Bは、ディスク部20Aとサブロータ22との間に配置され、互いに同一の形状及び大きさを有している。ブレーキパッド14A及び14Bは、それぞれ互いに同軸をなす円板部と軸部とを有し、円板部がディスク部20Aとサブロータ22の側に位置している。ブレーキパッド14Aの円板部は外面の外周部に摩擦部14AAを有し、ブレーキパッド14Bの円板部は外面の外周部に摩擦部14BAを有している。各摩擦部は円板部の側面より隆起した状態でブレーキパッドの軸線の周りに環帯状に延在している。

[0035] なお、ブレーキパッド14A及び14Bは、例えば粉末焼結法によって製造されることにより、摩擦部は円板部と一体に形成されてよい。また、摩擦部は、環帯状の摩擦材が円板部の側面に接着又は他の手段により固定されることにより形成されてもよい。更に、摩擦部14AA及び14BAは互いに同一の摩擦材料にて構成されているが、互いに異なる摩擦材料にて構成されていてもよい。

[0036] ブレーキパッド14A及び14B、それぞれ押圧部材34A及び34Bにより回転軸線18に平行な自転軸線36の周りに回転可能であると共に、自転軸線36に沿って押圧部材34A及び34Bに対し相対変位可能であるよう、支持されている。押圧部材34A及び34Bは、それぞれブレーキパッド14A及び14Bの軸部を囲繞する円筒部と、該円筒部と一体に形成された軸部と、それらを一体に接続する円板部とを有している。ブレーキパッド14A及び14Bの軸部の先端は球面状をなし、それぞれ押圧部材34A及び34Bより僅かに隔置されている。ブレーキパッド14A及び14Bの軸

部と押圧部材 34 A 及び 34 B の円筒部との間には、それぞれ複数のボール 38 A 及び 38 B が介装されている。

[0037] 押圧部材 34 A 及び 34 B は、それぞれ支持部材 40 A 及び 40 B により、自転軸線 36 の周りに回転可能であると共に、自転軸線 36 に沿って支持部材 40 A 及び 40 B に対し相対変位可能であるよう、支持されている。支持部材 40 A 及び 40 B は、それぞれ互いに一体をなす外側円筒部と内側円筒部とを有し、これらの円筒部は回転軸線 18 に整合している。支持部材 40 A 及び 40 B の外側円筒部は、それぞれボールねじ機構 42 A 及び 42 B を介して押圧部材 34 A 及び 34 B の円筒部を支持し、支持部材 40 A 及び 40 B の内側円筒部は、それぞれ押圧部材 34 A 及び 34 B の軸部を直接支持している。

[0038] ボールねじ機構 42 A は、それぞれ押圧部材 34 A の円筒部の外面及び支持部材 40 A の外側円筒部の内面に設けられたねじ溝と、これらのねじ溝内に部分的に係合する複数のボール 48 A とを含んでいる。同様に、ボールねじ機構 42 B は、それぞれ押圧部材 34 B の円筒部の外面及び支持部材 40 B の外側円筒部の内面に設けられたねじ溝と、これらのねじ溝内に部分的に係合する複数のボール 48 B とを含んでいる。各ねじ溝は自転軸線 36 の周りに螺旋状に延在している。

[0039] 支持部材 40 A 及び 40 B は、それらの内端が互いに当接する状態にて静止部材 50 により支持されている。特に、図示の実施形態においては、静止部材 50 は自転軸線 36 に沿って延在する円筒部 50 X を有し、支持部材 40 A 及び 40 B は円筒部 50 X に圧入により固定されている。よって、支持部材 40 A 及び 40 B は、静止部材 50 に対し相対的に自転軸線 36 の周りに回転せず、また静止部材 50 に対し相対的に自転軸線 36 に沿って変位もしない。従って、支持部材 40 A、40 B 及び静止部材 50 は互いに共働して静止支持部材として機能する。静止部材 50 は、円筒状の内周部 50 Y を有し、円筒部 50 X は回転軸線 18 に垂直に回転軸線 18 の周りに延在する円環板状部 50 Z により内周部 50 Y と一体に接続されている。

[0040] ブレーキパッド 14 A 及び 14 B の軸部及び支持部材 40 A 及び 40 B の内側円筒部は、互いに共働してシリンダ室 52 を有するピストン－シリンダ装置 54 を形成している。支持部材 40 A 及び 40 B の内端の間には、それらの内端に設けられた複数の径方向の溝により複数の径方向通路 56 が形成されている。支持部材 40 A 及び 40 B の内端部の周りには、静止部材 50 の円筒部 50 X と共働して自転軸線 36 の周りに延在する環状通路 58 が形成されている。

[0041] なお、図 1 においては、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B、押圧部材 34 A 及び 34 B、支持部材 40 A 及び 40 B、円筒部 50 X、ピストン－シリンダ装置 54 等は、それぞれ一つしか図示されていない。しかし、これらは回転軸線 18 の周りに均等に隔置された状態にて複数設けられていてもよい。

[0042] 静止部材 50 の円筒部 50 X 及び円環板状部 50 Z の内部には、径方向の外端にて環状通路 58 と連通する径方向通路 60 が形成されている。また、静止部材 50 の内周部 50 Y の内面には、回転軸線 18 の周りに延在する環状溝 62 が形成されており、環状溝 62 は径方向通路 60 の径方向の内端と連通している。環状溝 62 は、静止部材 50 の内周部 50 Y に設けられた連通孔 64 及び図には示されていない導管により油圧式のブレーキアクチュエータに接続されている。

[0043] シリンダ室 52 の両側にて押圧部材 34 A 及び 34 B の軸部と支持部材 40 A 及び 40 B の内側円筒部との間の領域は、リングシール 66 A 及び 66 B によりシールされている。また、環状通路 58 の両側にて支持部材 40 A 及び 40 B の外側円筒部と静止部材 50 の円筒部 50 X との間の領域は、リングシール 68 A 及び 68 B によりシールされている。さらに、環状溝 62 の両側にて車輪支持部材 28 のスリーブ部 28 A と静止部材 50 の内周部 50 Y との間の領域は、リングシール 70 A 及び 70 B によりシールされている。

[0044] また、静止部材 50 の円環板状部 50 Z の側面には、カバー部材 72 がね

じ止めにより固定されている。カバー部材 7 2 は、サブロータ 2 2 より隔置された状態にてサブロータを覆っており、ブレーキロータ 1 2 と静止部材 5 0 との間を経てブレーキ装置 1 0 の内部へ粉塵や泥水が侵入することを防止する。

[0045] ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の円板部の外周にはそれぞれ外歯車 7 6 A 及び 7 6 B が設けられており、外歯車 7 6 A 及び 7 6 B はそれぞれメインロータ 2 0 の円筒部 2 0 B に設けられた内歯車 7 8 A 及び 7 8 B と噛合している。外歯車 7 6 A、7 6 B 及び内歯車 7 8 A、7 8 B は、ブレーキロータ 1 2 とブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B との間の摩擦力に依存せずにそれらの間に回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置 8 0 A 及び 8 0 B として機能する。

[0046] ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部は、根本側の大径部と先端側の小径部とを有し、小径部にはそれぞれ回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B が嵌合している。回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B は、必要に応じてそれぞれブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B と押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B との間に自転軸線 3 6 の周りの回転トルクを伝達する機能を果たす。

[0047] 回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B は、高い弾性率を有する硬質ゴムの如き弾性材にて形成された弾性円筒体と、弾性円筒体よりもシリンダ室 5 2 の側に配置され金属の如き実質的に剛体にて形成された硬質円筒体とよりなっている。弾性円筒体及び硬質円筒体は、それぞれ内端及び外端にて接着等の手段により一体的に連結されている。弾性円筒体の外端は大径部と小径部との間の肩部に接着等の手段により固定されており、硬質円筒体の内端は押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B と摩擦係合し得るようになっている。

[0048] なお、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の回転トルクが回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B によって押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B へ伝達されると、これらの押圧部材は支持部材 4 0 A 及び 4 0 B に対し相対的に自転軸線 3 6 の周りに回転する。ボールねじ機構 4 2 A 及び 4 2 B の各ねじ溝のねじれ方向は、車両の前進時において、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B が自転軸線 3 6 の周

りに回転しつつ、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に近づく方向へ変位する方向に設定されている。

[0049] よって、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B が回転すると、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B がブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に近づく方向へ変位し、押圧部材は回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B を介してブレーキパッドを押圧する。従って、ボールねじ機構 4 2 A、4 2 B 及び回転トルク伝達部材 8 2 A、8 2 B は、押圧部材 3 4 A、3 4 B 及び支持部材 4 0 A、4 0 B と共働して、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の回転トルクを押圧部材の押圧力に変換する変換機構として機能する。

[0050] 自由状態における回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B の長さは、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部の小径部の長さ、すなわち、大径部と小径部との間の肩部から先端までの長さよりも長い。しかし、回転トルク伝達部材が長手方向に圧縮応力を受けると、中間円筒体が圧縮変形することにより、回転トルク伝達部材の長さは軸部の小径部の長さに減少することができる。従って、回転トルク伝達部材 8 2 A 及び 8 2 B は、それらが長手方向に圧縮応力を受けており、それらの長さが軸部の小径部の長さよりも大きい状況においては、ブレーキパッドと押圧部材との間に回転トルクを伝達する。そして、伝達される回転トルクは、硬質円筒体の内端と押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B との間の摩擦力に比例し、よって回転トルク伝達部材が受ける圧縮応力に比例する。

[0051] しかし、回転トルク伝達部材が受ける圧縮応力がさらに増大し、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部の先端がそれぞれ押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B に当接すると、回転トルク伝達部材が受ける圧縮応力はそれ以上増大しなくなる。よって、この状況においては、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B がブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部を押圧する押圧力が増大されても、ブレーキパッドと押圧部材との間に伝達される回転トルクは増大しない。従って、ブレーキパッド 1 4 A、1 4 B の軸部及び回転トルク伝達部材 8 2 A、8 2 B は、互いに共働してブレーキパッド 1 4 A、1 4 B と押圧部材 3 4 A、3 4

Bとの間における回転トルクの伝達を制限する回転トルク伝達制限機構 8 4 A 及び 8 4 B として機能する。

[0052] 以上の説明より解る如く、ピストンシリンダ装置 5 4 のシリンダ室 5 2 内の油圧が増大されると、ブレーキパッド 1 4 A、1 4 B 及び押圧部材 3 4 A、3 4 B が互いに離れる方向へ駆動される。これにより、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B は、それぞれディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 の摩擦面に対し押圧される。よって、ピストンシリンダ装置 5 4 は、静止部材 5 0 により支持され、それぞれ押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B を介してディスク部 2 0 A とサブロータ 2 2 に対しブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B を押圧する第一及び第二の押圧装置として機能する。

[0053] 図には示されていない車輪が回転すると、ブレーキロータ 1 2 及び回転軸 1 6 は車輪と共に回転軸線 1 8 の周りに回転する。しかし、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B、スリーブ部 2 8、支持部材 4 0 A 及び 4 0 B、静止部材 5 0 及びカバー部材 7 2 は回転軸線 1 8 の周りに回転しない。よって、ディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 は、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に対し相対的に回転軸線 1 8 の周りに回転する。また、ディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 の回転トルクがそれぞれ回転トルク伝達装置 8 0 A 及び 8 0 B によって自転軸線 3 6 の周りの回転トルクに変換されてブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B へ伝達される。従って、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B は、自転軸線 3 6 の周りに自転しつつディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 に対し相対的に回転軸線 1 8 の周りに公転すると共に、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B に対し相対的に自転軸線 3 6 の周りに回転する。

[0054] また、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B が押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B によって押圧されると、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の摩擦部は、それぞれディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 と摩擦係合し、摩擦力が発生する。従って、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の公転による制動トルク T_{rv} に加えて、自転による制動トルク T_{rt} が発生し、それらの総和が制動トルク T_b となる。

- [0055] 制動トルク T_{rv} 及び T_{rt} は、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対するブレーキパッド 14A 及び 14B の押圧力に比例する。また、それらの押圧力は、ボールねじ機構 42A、42B 等による回転トルク→押圧力変換機構により増力されるが、それらの押圧力はピストン→シリンダ装置 54 のシリンダ室 52 内の油圧に比例する。従って、シリンダ室 52 内の油圧の制御によって押圧力を制御することにより、制動トルク T_b 、即ちブレーキ装置 10 が発生する制動力を制御することができる。
- [0056] 上述の如く、制動トルク T_b は公転による制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} との和である。また、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対するブレーキパッド 14A 及び 14B の押圧力は、ボールねじ機構 42A、42B 等による回転トルク→押圧力変換機構により増力される。そして、回転トルクは、ディスク部 20A 及びサブロータ 22 より回転トルク伝達装置 80A 及び 80B を経てブレーキパッド 14A 及び 14B へ伝達される回転トルク、すなわち、車輪の回転トルクに由来するものである。
- [0057] 従って、第一の実施形態によれば、制動トルク T_{rv} のみしか発生しない従来の一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、また、回転トルクが押圧力に変換されることによる押圧力の増力が行われない上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。
- [0058] 例えば、図 1 には示されていないが、回転軸線 18 と回転トルク伝達装置 80A 及び 80B との距離を 152.5mm とし、回転軸線 18 と自転軸線 36 との距離を 120mm とし、自転軸線 36 と摩擦部 14AA 及び 14BA の中央との距離を 25mm とする。また、各摩擦接触部の摩擦係数を μ とし、押圧装置としてのピストン→シリンダ装置 54 による押圧力を $F1\text{kgf}$ とし、回転トルクが押圧力に変換されることによる増力後の押圧力を $F2\text{kgf}$ とする。
- [0059] ブレーキパッド 14A 及び 14B が自転することにより発生する自転軸線 36 の周りの抗力トルク T_{st} は、二つのブレーキパッドの自転により発生する抗力トルクの和であるので、下記の式 1 により表される。

$$\begin{aligned} T_{st} &= 2 \times 25 \times \mu \times F^2 \\ &= 50 \mu F^2 \quad \dots\dots (1) \end{aligned}$$

[0060] この抗力トルク T_{st} は、回転トルク伝達装置 80A 及び 80B により回転軸線 18 の周りの制動方向の回転トルクに変換され、自転による制動トルク T_{rt} としてブレーキロータ 12 へ伝達される。自転軸線 36 と回転トルク伝達装置 80A 及び 80B との距離は 32.5 mm であるので、自転による制動トルク T_{rt} は下記の式 2 により表される。

$$\begin{aligned} T_{rt} &= 50 \mu F^2 / 32.5 \times 152.5 \\ &= 234 \mu F^2 \quad \dots\dots (2) \end{aligned}$$

[0061] また、公転による制動トルク T_{rv} は、ブレーキパッド 14A 及び 14B が自転軸線 36 に沿って作用する押圧力 F^2 によってディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対し押圧されることによる摩擦力により発生され则认为られよい。よって、制動トルク T_{rv} は下記の式 3 により表される。

$$\begin{aligned} T_{rv} &= 2 \times 120 \mu F^2 \\ &= 240 \mu F^2 \quad \dots\dots (3) \end{aligned}$$

[0062] よって、制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} と和である制動トルク T_b は、下記の式 4 により表され、制動トルク T_{rv} のみしか発生しない従来の一般的な構造のブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比 R_{bt1} は、下記の式 5 により表される。

$$\begin{aligned} T_b &= 234 \mu F^2 + 240 \mu F^2 \\ &= 474 \mu F^2 \quad \dots\dots (4) \\ R_{bt1} &= 474 \mu F^2 / 240 \mu F^2 \\ &= 1.975 \quad \dots\dots (5) \end{aligned}$$

[0063] また、ボールねじ機構 42A 及び 42B のねじ溝のリード角を 14 deg とし、回転トルクを押圧力に変換する効率を 100% とし、自転軸線 36 とボール 48A 及び 48B の中心までの距離を 18 mm とする。回転トルク伝達部材 82A、82B と押圧部材 34A、34B との間の摩擦係数 μ_2 を 0.6 とし、自転軸線 36 と回転トルク伝達部材 82A、82B の肉厚中心までの距離

を6mmとする。

- [0064] 回転トルクが押圧力に変換されることによるサーボ力F3は下記の式6により表される。また、押圧力F1はF2－F3であるので、回転トルクが押圧力に変換されることによる増力のサーボ比Rbt2は、下記の式7により表される。

$$F3 = F2 \times 0.6 \times 6 / 18 / \tan 14$$

$$= F2 \times 0.802 \quad \dots\dots (6)$$

$$Rbt2 = F2 / F1$$

$$= \{1 / (1 - 0.802)\}$$

$$= 5.05 \quad \dots\dots (7)$$

- [0065] よって、ブレーキパッドが自転しない従来の一般的なブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比は、 $Rbt1 \times Rbt2 = 9.98$ である。また、ブレーキパッドが自転する上記公開公報に記載されたブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比は、Rbt2、すなわち、5.05である。従って、第一の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来の一般的な構造のブレーキ装置の約10倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約5倍の制動トルクを発生させることができる。

- [0066] なお、この実施形態において、ブレーキパッド等が回転軸線18の周りにそれぞれN（正の整数）個設けられる場合には、制動トルクTbは式5により表される値のN倍になる。よって、更に高い制動トルクを発生させることができ、サーボ比Rbt1及びRbt2の何れをも一層高くすることができる。

- [0067] また、ピストン－シリンダ装置54による押圧力が増大するにつれて、回転トルク伝達部材82A、82Bの圧縮変形量が増大する。よって、ピストン－シリンダ装置54による押圧力がある値以上になると、ブレーキパッド14A及び14Bの軸部の先端が自転軸線36の位置に於いて押圧部材34A及び34Bに当接する。従って、ブレーキパッドから押圧部材へ伝達される回転トルクはそれ以上増大しないので、その状況における制動トルクのサーボ比はRbt1になる。

[0068] また、車両の後進時には、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B はボールねじ機構 4 2 A 及び 4 2 B による回転トルクから押圧力への変換機能は、ディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 に対するブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の押圧力を低減するよう作用する。しかし、上述の如く、ピストン－シリンダ装置 5 4 による押圧力がある値以上になると、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部の先端が押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B に当接し、ブレーキパッドから押圧部材へ伝達される回転トルクはそれ以上増大しない。よって、制動力の発生 of 応答性は、車両の前進時に比して多少低下するが、車両の後進時にも制動操作に応じて制動力を発生させることができる。また、その場合にも、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の自転によるサーボ効果が得られる。

[0069] [第二の実施形態]

図 2 は、車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第二の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。なお、図 2 において、図 1 に示された部材と同一の部材には図 1 において付された符号と同一の符号が付されている。このことは、後述の図 3 についても同様である。

[0070] この第二の実施形態においては、メインロータ 2 0 は、円筒部 2 0 B を有しておらず、回転軸 1 6 とは別の部材である。また、メインロータ 2 0 の円環板状のディスク部 2 0 A は、放熱のためのフィンよりなる接続部 6 4 によりサブロータ 2 2 と一体に接続されている。回転軸 1 6 は外端部にフランジ部 1 6 A を有し、フランジ部 1 6 A にはディスク部 2 0 A と一体をなすリム部 2 0 C の内周部が 4 本のボルト 3 2 により連結されている。従って、図には示されていないが、ボルト 3 2 及びこれに螺合するナットは、共締めによりリム部 2 0 C をフランジ部 1 6 A と共に車輪のディスク部に一体的に連結する。

[0071] ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B、押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B、支持部材 4 0 A 及び 4 0 B は、第一の実施形態の場合とは逆の向きにてブレーキロータ 1 2 の両側に配置されている。よって、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B

の円板部はディスク部 20 A 及びサブロータ 22 の側に位置し、軸部は円板部より互いに離れる方向へ延在している。また、支持部材 40 A 及び 40 B は、ブレーキロータ 12 の外周部を跨いで実質的に断面 U 形に延在するキャリパ 88 により、自転軸線 36 に沿ってキャリパに対し相対変位も自転軸線 36 の周りに回転もしないよう、支持されている。

[0072] キャリパ 88 は、ボルトや溶接の如き連結手段により一体的に連結された半体 88 A 及び 88 B よりなり、半体 88 B はボルトの如き連結手段により静止部材 50 に一体的に固定されている。半体 88 A 及び 88 B は、それぞれ押圧部材 34 A、34 B 及び支持部材 40 A、40 B と共働して、シリンダ室 52 A 及び 52 B を有するピストン-シリンダ装置 54 A 及び 54 B を形成している。ピストン-シリンダ装置 54 A 及び 54 B は、それぞれ押圧部材 34 A 及び 34 B を介してブレーキパッド 14 A 及び 14 B をディスク部 20 A 及びサブロータ 22 に対し押圧する押圧装置を形成している。

[0073] 図 2 には示されていないが、シリンダ室 52 A 及び 52 B は、それぞれ半体 88 A 及び 88 B に設けられた内部通路及びこれらに連通する導管により油圧式のブレーキアクチュエータに接続されている。従って、シリンダ室 52 A 及び 52 B 内の油圧は、ブレーキアクチュエータによって同時に同一の圧力に制御される。

[0074] メインロータ 20 の外周には、実質的に円筒状をなすリング歯車部材 90 が溶接等の手段により固定されており、リング歯車部材 90 は回転軸線 18 に沿ってその周りに延在している。リング歯車部材 90 の両端部の内面には内歯車 78 A、78 B が設けられており、これらの内歯車はそれぞれブレーキパッド 14 A 及び 14 B の円板部の外周に設けられた外歯車 76 A 及び 76 B と噛合している。第一の実施形態の場合と同様に、外歯車 76 A、76 B 及び内歯車 78 A、78 B は、ブレーキロータ 12 とブレーキパッド 14 A 及び 14 B との間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置 80 A 及び 80 B として機能する。

[0075] 図 2 と図 1 との比較より解る如く、この第二の実施形態の他の点は上述の

第一の実施形態と同様に構成されている。従って、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B がそれぞれピストン-シリンダ装置 54 A 及び 54 B による押圧力によって互いに近づく方向へ押圧される点を除き、第二の実施形態は第一の実施形態と同様に作動する。

[0076] よって、第二の実施形態によれば、第一の実施形態の場合と同様に、従来の一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。

[0077] なお、ブレーキ装置 10 の各距離が第一の実施形態の場合と同一であるとすると、制動トルクのサーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も第一の実施形態の場合と同一である。従って、第二の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来の一般的な構造のブレーキ装置の約 10 倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約 5 倍の制動トルクを発生させることができる。

[0078] [第三の実施形態]

図 3 は、車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第三の実施形態を、回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図、図 4 は図 3 に示されたくさび式の回転トルク-押圧力変換機構を、自転軸線の周りに延在する円筒状の切断面に沿って切断して示す部分断面図である。

[0079] 図 3 と図 1 との比較より解る如く、この第三の実施形態においては、第一及び第二の実施形態におけるボールねじ機構 42 A 及び 42 B に代えて、くさび式の回転トルク-押圧力変換機構 90 A 及び 90 B が設けられている。なお、図 3 においては、二つの回転トルク-押圧力変換機構 90 A 及び 90 B が図示されているが、回転トルク-押圧力変換機構は一つであってもよく、また自転軸線 36 の周りに均等に隔置された状態にて複数の回転トルク-押圧力変換機構が設けられてもよい。

[0080] 各回転トルク-押圧力変換機構 90 A 及び 90 B は、押圧部材 34 A 及び 34 B の円筒部の内端部の外面に設けられ径方向外方へ面する円柱状の肩部

と支持部材４０Ａ及び４０Ｂの円筒部との間に介装されたボール９２Ａ及び９２Ｂを含んでいる。ボール９２Ａ及び９２Ｂは実質的に剛固な金属の如き材料にて形成されている。

[0081] ボール９２Ａが配置された径方向の領域にて自転軸線３６に沿って互いに対向する押圧部材３４Ａ及び支持部材４０Ａの表面は、それぞれボール９２Ａに係合可能なカム面３４ＡＺ及び４０ＡＺを有している。同様に、ボール９２Ｂが配置された径方向の領域にて自転軸線３６に沿って互いに対向する押圧部材３４Ｂ及び支持部材４０Ｂの表面は、それぞれボール９２Ｂに係合可能なカム面３４ＢＺ及び４０ＢＺを有している。各カム面は、自転軸線３６を中心とする円弧状に延在している。

[0082] 図４に示されている如く、カム面３４ＡＺは、支持部材４０Ａへ向けて開いた湾曲部３４ＡＺＡと、該湾曲部に連続して湾曲部の両側に延在する平面状の傾斜部３４ＡＺＢ及び３４ＡＺＣとを有している。傾斜部３４ＡＺＢ及び３４ＡＺＣは、湾曲部３４ＡＺＡより離れるにつれて支持部材４０Ａに近づくよう、自転軸線３６に垂直な仮想平面９４に対し傾斜している。同様に、カム面４０ＡＺは押圧部材３４Ａへ向けて開いた湾曲部４０ＡＺＡと、該湾曲部に連続して湾曲部の両側に延在する平面状の傾斜部４０ＡＺＢ及び４０ＡＺＣとを有している。傾斜部４０ＡＺＢ及び４０ＡＺＣは、湾曲部４０ＡＺＡより離れるにつれて押圧部材３４Ａに近づくよう、仮想平面９４に対し傾斜している。

[0083] 図示の実施形態においては、図４に示されている如く、仮想平面９４に対する傾斜部３４ＡＺＢ等の傾斜角の大きさは同一である。よって、各ボール９２Ａの径方向に互いに対向する傾斜部３４ＡＺＢと４０ＡＺＣ及び３４ＡＺＣと４０ＡＺＢは、仮想平面９４に対し互いに同一の方向へ傾斜し、互いに平行に延在している。

[0084] なお、図には示されていないが、回転トルクー押圧力変換機構９０Ｂは回転トルクー押圧力変換機構９０Ａと同様の構造を有している。すなわち、カム面３４ＢＺ及び４０ＢＺは、自転軸線３６に沿う方向の向きが逆である点

を除き、それぞれカム面 34AZ 及び 40AZ と同様に形成されている。

[0085] また、図 3 と図 1 との比較より解る如く、この第三の実施形態においては、回転トルク伝達部材 82A 及び 82B は押圧部材 34A 及び 34B に固定されている。図 3 に示されている如く、押圧部材 34A 及び 34B には、ブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部の小径部と径方向に対向する領域に、自転軸線 36 の周りに全周に亘り延在する切欠きが設けられている。回転トルク伝達部材 82A 及び 82B は、これらの切欠き収容された状態にて配置されている。

[0086] 回転トルク伝達部材 82A 及び 82B の弾性円筒体は、押圧部材 34A 及び 34B の側面に接着等の手段により固定され、硬質円筒体の端面はブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部の大径部と小径部との間の肩部に対向している。従って、この第三の実施形態においても、ブレーキパッド 14A、14B の軸部及び回転トルク伝達部材 82A、82B は、互いに共働してブレーキパッドと押圧部材との間における回転トルクの伝達を制限する回転トルク伝達制限機構 84A 及び 84B として機能する。

[0087] 図 3 と図 1 との比較より解る如く、この第三の実施形態の他の点は上述の第一の実施形態と同様に構成されている。従って、ブレーキロータ 12 の回転トルクがくさび式の回転トルク－押圧力変換機構 90A 及び 90B によってブレーキパッド 14A 及び 14B に対する押圧力に変換される点を除き、第三の実施形態は第一の実施形態と同様に作動する。そして、第一及び第二の実施形態の場合と同様に、ブレーキパッド 14A 及び 14B の公転による制動トルク T_{rv} に加えて、自転による制動トルク T_{rt} が発生し、それらの総和が制動トルク T_b となる。

[0088] 例えば、図 3 に示されている如く、ピストン－シリンダ装置 54 のシリンダ室 52 の圧力が増大されていない非制動時には、回転トルク－押圧力変換機構の構成部材は押圧部材 34A 及び支持部材 40A について図 4 に示された標準位置に位置決めされる。そして、押圧部材 34A、34B 及び支持部材 40A、40B が標準位置にあるときには、自転軸線 36 に沿う方向の押

圧部材 34 A、34 B と支持部材 40 A、40 B との間の間隔が最小になり、二つの押圧部材を離間させる力は発生しない。よって、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B は、それぞれディスク部 20 A 及びサブロータ 22 と実質的に摩擦係合せず、制動力は発生しない。

[0089] これに対し、シリンダ室 52 の圧力が増大される制動時には、ピストン—シリンダ装置 54 の押圧力によって押圧部材 34 A 及び 34 B が回転トルク伝達部材 82 A 及び 82 B を介してブレーキパッド 14 A 及び 14 B に対し押圧される。よって、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B は、それぞれディスク部 20 A 及びサブロータ 22 と摩擦係合する。

[0090] また、ディスク部 20 A 及びサブロータ 22 の回転トルクがそれぞれ回転トルク伝達装置 80 A 及び 80 B によって自転軸線 36 の周りの回転トルクに変換されてブレーキパッド 14 A 及び 14 B へ伝達される。そして、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B の回転トルクが回転トルク伝達部材 82 A 及び 82 B を介して押圧部材 34 A 及び 34 B へ伝達される。よって、押圧部材 34 A 及び 34 B は自転軸線 36 の周りにそれぞれ支持部材 40 A 及び 40 B に対し相対的に回転する。

[0091] その結果、図 5 に示されている如く、押圧部材 34 A 及び支持部材 40 A は互いに逆方向へ相対回転変位するので、ボール 38 A の位置におけるカム面 34 Z A 及び 40 Z A は互いに接近しようとする。しかし、ボール 38 A は圧縮変形しないので、所謂くさび効果が発生し、押圧部材及び支持部材 16 は自転軸線 36 に沿って互いに離れる方向へ相対変位する。よって、ディスク部 20 A 及びサブロータ 22 に対するブレーキパッド 14 A 及び 14 B の押圧力が増力される。

[0092] 制動トルク T_{rv} 及び T_{rt} は、ディスク部 20 A 及びサブロータ 22 に対するブレーキパッド 14 A 及び 14 B の押圧力に比例する。また、それらの押圧力は、くさび式の回転トルク—押圧力変換機構 90 A 及び 90 B により増力されるが、それらの押圧力はピストン—シリンダ装置 54 のシリンダ室 52 内の油圧に比例する。従って、シリンダ室 52 内の油圧の制御によって押

圧力を制御することにより、制動トルク T_b 、即ちブレーキ装置 10 が発生する制動力を制御することができる。

[0093] よって、第三の実施形態によれば、第一及び第二の実施形態の場合と同様に、従来の一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。

[0094] また、ブレーキ装置 10 の各距離が第一の実施形態の場合と同一であり、カム面 34ZA 等の傾斜角が 14 deg であり、回転トルクから押圧力への変換効率が 100% であるとする、制動トルクのサーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も第一の実施形態の場合と同一である。従って、第三の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来の一般的な構造のブレーキ装置の約 10 倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約 5 倍の制動トルクを発生させることができる。

[0095] 特に、第三の実施形態によれば、カム面 40AZ の傾斜部 40AZB 及び 40AZC は、仮想平面 94 に対し互いに逆方向へ傾斜し、傾斜部 40AZB 及び 40AZC も、仮想平面 94 に対し互いに逆方向へ傾斜している。よって、くさび式の回転トルクー押圧力変換機構 90A 及び 90B は、押圧部材 34A 及び 34B が支持部材 40A 及び 40B に対し何れの方角へ相対的に回転変位する場合にも、回転トルクを押圧力に変換することができる。従って、車両が前進しているか後進しているかに関係なく、高い制動力を応答性よく発生させることができる。

[0096] なお、上述の第一ないし第三の実施形態によれば、ピストンーシリンダ装置 54 による押圧力が増大すると、回転トルク伝達部材 82A 及び 82B の圧縮変形量が増大する。そして、その圧縮変形量が予め設定された値以上になると、ブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部の先端が自転軸線 36 の位置に於いて押圧部材 34A 及び 34B に当接し、ブレーキパッドから押圧部材へ伝達される回転トルクはそれ以上増大しなくなる。

[0097] よって、押圧部材の回転トルクが際限なくブレーキパッドを押圧する押圧

力に変換されることを確実に防止することができる。また、押圧部材の回転トルクが押圧力に変換されることによる押圧力の増力を、ピストンシリンダ装置 54 による押圧力に応じて行わせることができると共に、押圧力の増力が際限なく行われることを確実に防止することができる。

[0098] また、上述の第一ないし第三の実施形態によれば、回転トルク伝達部材 82A 及び 82B は、弾性円筒体と硬質円筒体とよりなり、それぞれブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部に嵌合している。そして、硬質円筒体は自転軸線 36 の周りの全周にわたり押圧部材又はブレーキパッドと摩擦係合し得るようになっている。

[0099] よって、例えば回転トルク伝達部材が自転軸線の周りの一部の領域においてしか設けられていない場合に比して、ブレーキパッドより押圧部材への回転トルクの伝達を良好に行わせることができる。また、例えば回転トルク伝達部材の他端が自転軸線の周りの一部の領域においてしかブレーキパッド又は押圧部に摩擦係合できない場合に比して、回転摩擦部材より押圧部材への回転トルクの伝達を良好に行わせることができる。さらに、回転トルク伝達部材の他端と摩擦係合するブレーキパッド又は押圧部材に偏摩耗の如き異常摩耗が発生する虞れを低減し、ブレーキ装置の耐久性を向上させることができる。

[0100] また、例えば回転トルク伝達部材が硬質ゴムの如き弾性材のみにて形成されており、弾性材が直接ブレーキパッド又は押圧部に摩擦係合する場合に比して、回転トルク伝達部材の摩耗を抑制し、このことによってもブレーキ装置の耐久性を向上させることができる。

[0101] また、上述の第一及び第三の実施形態によれば、ディスク部 20A、円筒部 20B 及びサブロータ 22 は、回転軸線 18 を通る径方向の切断面で見ても径方向内方へ開いたコの字形の断面形状をなしている。そして、押圧部材 34A 及び 34B 等は、ディスク部 20A とサブロータ 22 との間に配設され、それらに対しブレーキパッド 14A 及び 14B 等を互いに離れる方向へ押圧するようになっている。

[0102] よって、従来のディスクブレーキ装置の如くブレーキロータの両側に跨るよう延在し摩擦部材や押圧装置を支持すると共に押圧装置の押圧力の反力を担持するキャリパは不要であり、またキャリパの剛性を高くすることも不要である。また、ディスク部20A及びサブロータ22は、回転軸線18の周りに全周に亘り延在しているので、回転軸線の周りに円弧状にしか延在しないキャリパに比してブレーキロータ12の剛性を高くすることができる。

[0103] 以上においては、本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

[0104] 例えば、上述の各実施形態においては、回転トルク伝達部材82A及び82Bはそれぞれブレーキパッド14A及び14Bの軸部に嵌合している。しかし、回転トルク伝達部材は自転軸線36より径方向に隔置された位置にて回転トルクを伝達し得る限り、自転軸線36の周りの一部の領域にのみ設けられていてもよい。

[0105] また、回転トルク伝達部材82A及び82Bは、弾性円筒体と硬質円筒体とよりなり、弾性円筒体にてブレーキパッド14A及び14B又は押圧部材34A及び34Bに固定されている。しかし、回転トルク伝達部材82A及び82Bは一端にて例えばブレーキパッド及び押圧部材の一方に例えば当接することにより支持され、ブレーキパッド及び押圧部材の他方に摩擦係合可能である限り、固定されていなくてもよい。また、弾性材が耐摩耗性にも優れていれば、硬質の部分が省略されてもよい。

[0106] また、上述の各実施形態においては、摩擦係合部材14A及び14Bは互いに同一の大きさを有し、それらの自転軸線36は互いに整合している。しかし、摩擦係合部材14A及び14Bは互いに異なる大きさや直径を有していてもよく、それらの自転軸線は互いに整合していなくてもよい。

[0107] また、上述の各実施形態においては、摩擦係合部材14A及び14Bの摩擦部14AA及び14BAは、自転軸線36を中心として互いに同一の半径の位置に設けられている。しかし、摩擦部14AA及び14BAは互いに異

なる半径の位置に設けられていてもよい。

[0108] また、上述の各実施形態においては、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に対し押圧部材 3 4 A 及び 3 4 B を押圧する押圧装置はピストン－シリンダ装置であるが、押圧装置は電磁式の押圧装置であってもよい。

[0109] また、上述の第一及び第二の実施形態においては、回転トルク－押圧力変換機構はボールねじ機構 4 0 A 及び 4 2 B であるが、自転軸線 3 6 の周りにらせん状に延在する案内溝を有する限り、ボールの如き転動要素を含まないねじ機構であってもよい。その場合のねじの溝及びそれに係合する歯の形状は、インボリュート歯形、矩形の如き任意の形状であってもよい。

[0110] また、上述の第三の実施形態においては、くさび式の回転トルク－押圧力変換機構 9 0 A 及び 9 0 B のカム面 3 4 A Z 及び 4 0 A Z は、それぞれ湾曲部 3 4 A Z A 及び 4 0 A Z A と、湾曲部の両側に延在する平面状の傾斜部 3 4 A Z B、4 0 A Z B 及び 3 4 Z C、4 0 A Z C とを有している。しかし、回転トルク－押圧力変換機構のカム面は自転軸線 3 6 に垂直な仮想平面 9 4 に対し同一の方向へ傾斜した傾斜面を有する限り、他の形状を有していてもよい。

[0111] 例えば、図 6 に示されている如く、またカム面 3 4 A Z が山形をなし、カム面 4 0 A Z がカム面 3 4 A Z を受ける谷形をなしていてもよい。なお、この修正例においても、押圧部材 3 4 A 及び支持部材 4 0 A のカム面の間にボールの如き転動要素が介装されてもよい。また、図 7 に示されている如く、湾曲部の両側に延在する傾斜部 3 4 A Z B、4 0 A Z B 及び 3 4 A Z C、4 0 A Z C の仮想平面 9 4 に対する傾斜角が湾曲部より離れるにつれて漸次小さくなるよう、これらの傾斜部は湾曲していてもよい。

[0112] また、上述の第三の実施形態の如く、押圧部材及び支持部材のカム面の間にボールの如き転動体が介装されている場合には、一方のカム面の傾斜角のみが湾曲部より離れるにつれて漸次小さくなるよう湾曲していてもよい。なお、転動体は円柱状のローラやテーパを有するローラであってもよい。

[0113] これらの修正例によれば、自転軸線 3 6 の周りの押圧部材及び支持部材 1

6の相対変位量が増大するにつれて、回転トルクが自転軸線36に沿う方向に分解される力の成分を漸次大きくすることができる。よって、ブレーキ装置のブレーキ特性をプログレッシブなブレーキ特性にすることができる。

[0114] また、上述の第三の実施形態においては、カム面34AZ及び40AZは、それぞれ湾曲部34AZA及び40AZAを有しているが、湾曲部が設けられることなく傾斜部34AZBの如き傾斜部のみよりなっているもよい。

[0115] また、上述の第一及び第三の実施形態においては、円筒部20Bはディスク部20Aと一体に形成されてメインロータ20を形成している。しかし、円筒部20Bはサブロータ22と一体に形成されてもよく、またディスク部20A、円筒部20B、サブロータ22が別体に形成されてもよい。

[0116] また、各実施形態のブレーキ装置は車両用のブレーキ装置であるが、本発明のブレーキ装置は車両以外の用途に適用されてもよい。

符号の説明

[0117] 10…ブレーキ装置、12…ブレーキロータ、14A, 14B…ブレーキパッド、18…回転軸線、20…メインロータ、22…サブロータ、34A, 34B…押圧部材、36…自転軸線、40A, 40B…支持部材、42A, 42B…ボールねじ機構、50…静止部材、54…ピストンシリンダ装置、80A, 80B…回転トルク伝達装置、82A, 82B…回転トルク伝達部材、84A, 84B…回転トルク伝達制限機構、88…キャリパ、90A, 90B…くさび式の回転トルクー押圧力変換機構

請求の範囲

- [請求項1] 回転軸線の周りに回転するブレーキロータと、前記回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能な回転摩擦部材と、前記ブレーキロータと前記回転摩擦部材との間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置と、押圧部材を前記回転摩擦部材に対し押圧することにより前記回転摩擦部材を前記ブレーキロータに対し押圧する押圧装置と、を有する摩擦ブレーキ装置に於いて、
- 前記回転摩擦部材の回転トルクを前記押圧部材に伝達すると共に、前記押圧部材の回転トルクを、前記押圧部材が前記回転摩擦部材を押圧する押圧力に変換する回転トルク－押圧力変換機構を有する、ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置。
- [請求項2] 前記押圧部材は、前記回転摩擦部材を前記自転軸線の周りに回転可能に支持すると共に、静止支持部材により前記自転軸線の周りに回転可能に支持されており、
- 前記回転トルク－押圧力変換機構は、前記回転摩擦部材と前記静止支持部材との間に配置され、前記回転摩擦部材より前記押圧部材へ回転トルクを伝達する回転トルク伝達部材と、前記自転軸線の周りの前記静止支持部材に対する前記押圧部材の相対回転を、前記押圧部材が前記自転軸線に沿って前記ブレーキロータへ向かう直線変位に変換する回転－直線変位変換機構と、を有することを特徴とする請求項1に記載の摩擦ブレーキ装置。
- [請求項3] 前記回転－直線変位変換機構は、前記自転軸線の周りに螺旋状に延在する案内溝を備えたねじ式の回転－直線変位変換機構であることを特徴とする請求項2に記載の摩擦ブレーキ装置。
- [請求項4] 前記回転－直線変位変換機構は、前記自転軸線に沿って互いに対向する前記押圧部材及び前記静止支持部材の傾斜面であって、前記自転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向へ傾斜して前記自転軸線の周りに円弧状に延在する傾斜面を有するくさび式の回転－直線変位変換

機構であることを特徴とする請求項 2 に記載の摩擦ブレーキ装置。

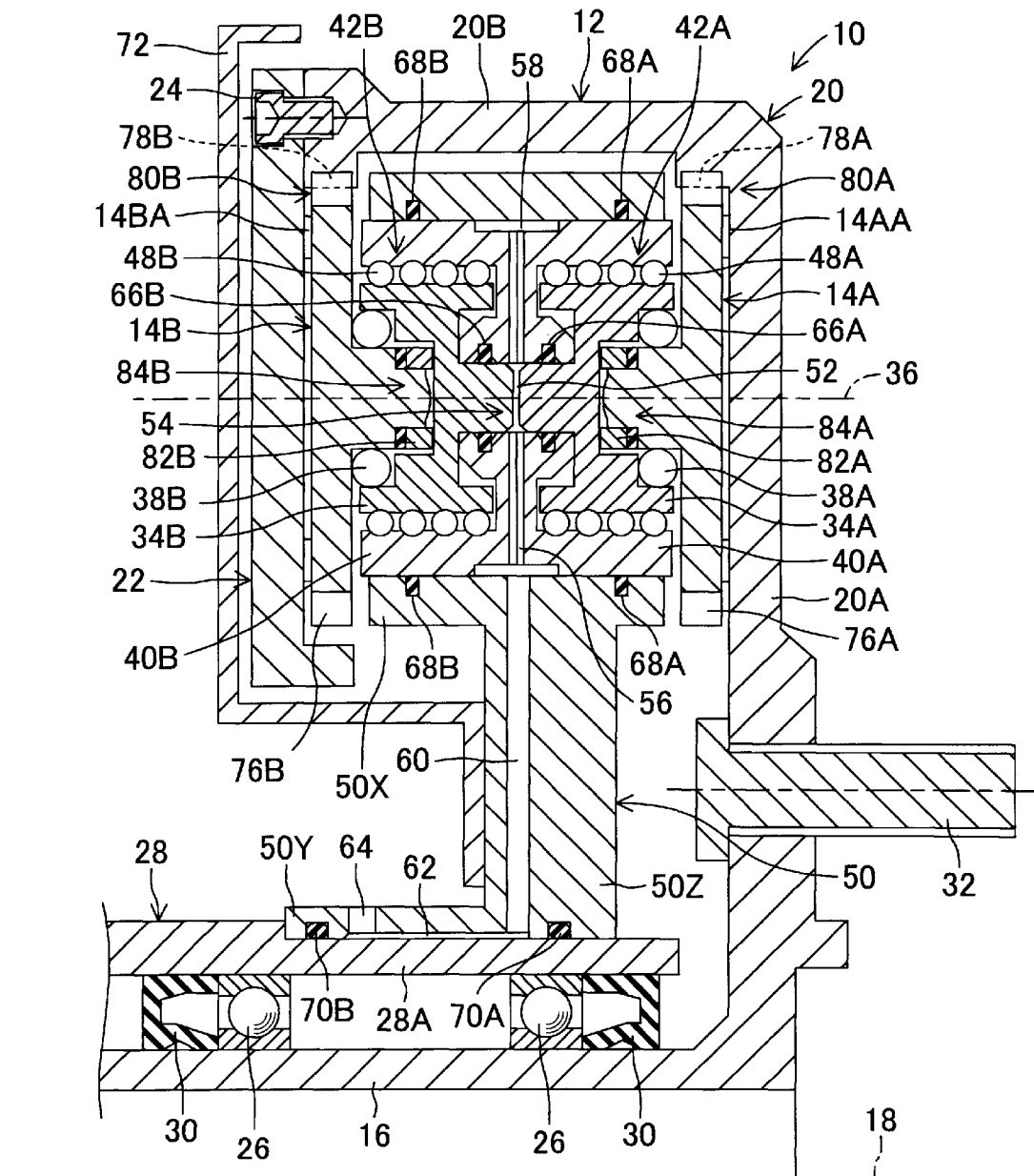
[請求項5] 各傾斜面は前記仮想平面に対し互いに逆方向へ傾斜する領域を有していることを特徴とする請求項 4 に記載の摩擦ブレーキ装置。

[請求項6] 前記回転摩擦部材は、前記自転軸線と同軸に延在する軸部を有し、前記回転トルク伝達部材は、前記自転軸線に沿って弾性的に圧縮変形可能な領域を含み、前記回転トルク伝達部材及び前記軸部は、前記領域の圧縮変形量が基準値以上になると、前記軸部が前記自転軸線上にて前記押圧部材に係合することにより、前記回転トルク伝達部材により伝達される回転トルクが増大することを阻止する回転トルク伝達制限機構を形成していることを特徴とする請求項 2 ないし 5 の何れかに記載の摩擦ブレーキ装置。

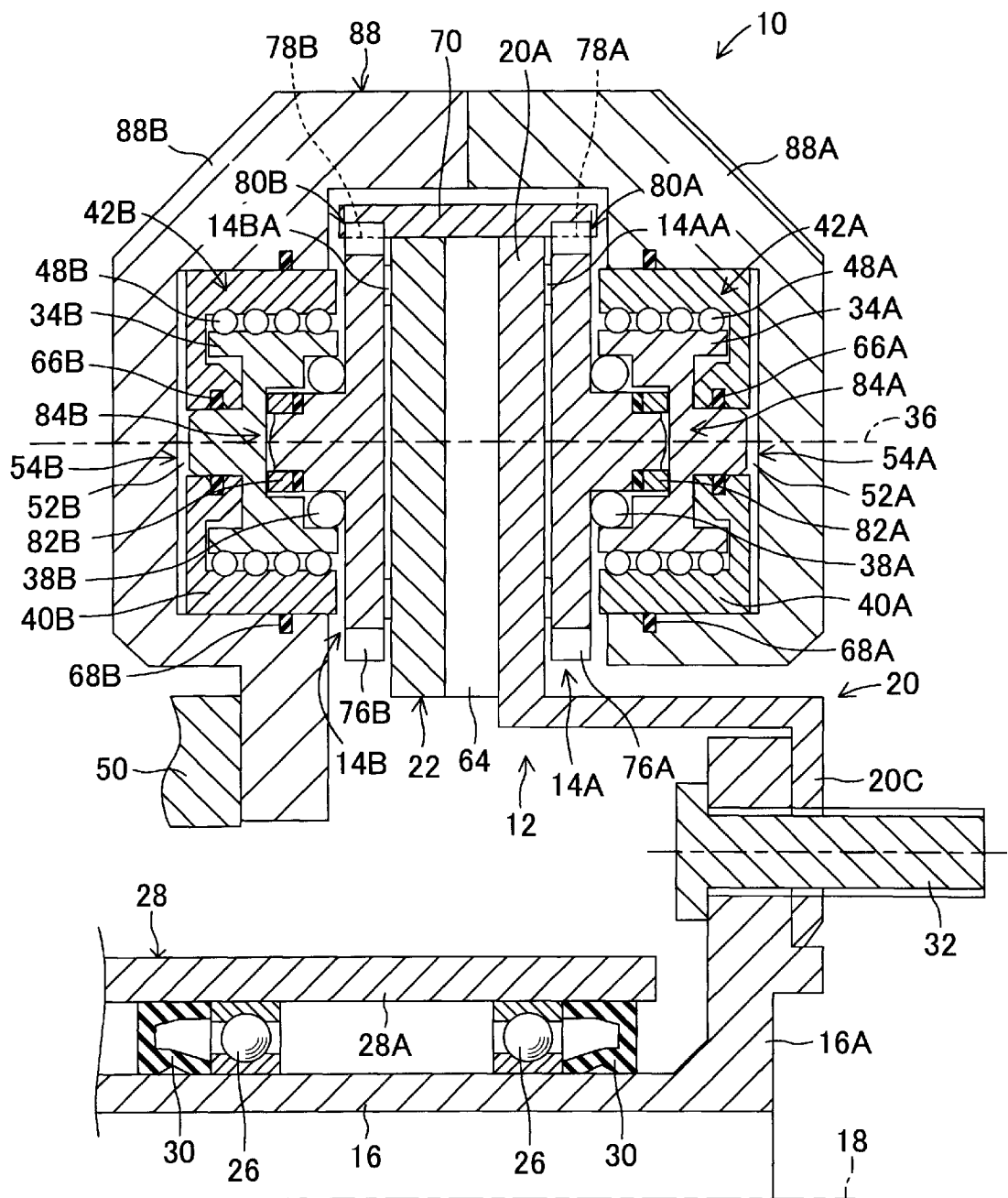
[請求項7] 前記回転トルク伝達部材は、前記軸部に嵌合した状態にて前記自転軸線に沿って延在し、一端にて前記回転摩擦部材及び前記静止支持部材の一方により支持され、他端にて前記回転摩擦部材及び前記静止支持部材の他方に全周にわたり摩擦係合可能であることを特徴とする請求項 6 に記載の摩擦ブレーキ装置。

[請求項8] 前記回転トルク伝達装置は、前記ブレーキロータ及び前記回転摩擦部材に設けられ互いに噛合する歯車を含んでいることを特徴とする請求項 1 ないし 7 の何れか一つに記載の摩擦ブレーキ装置。

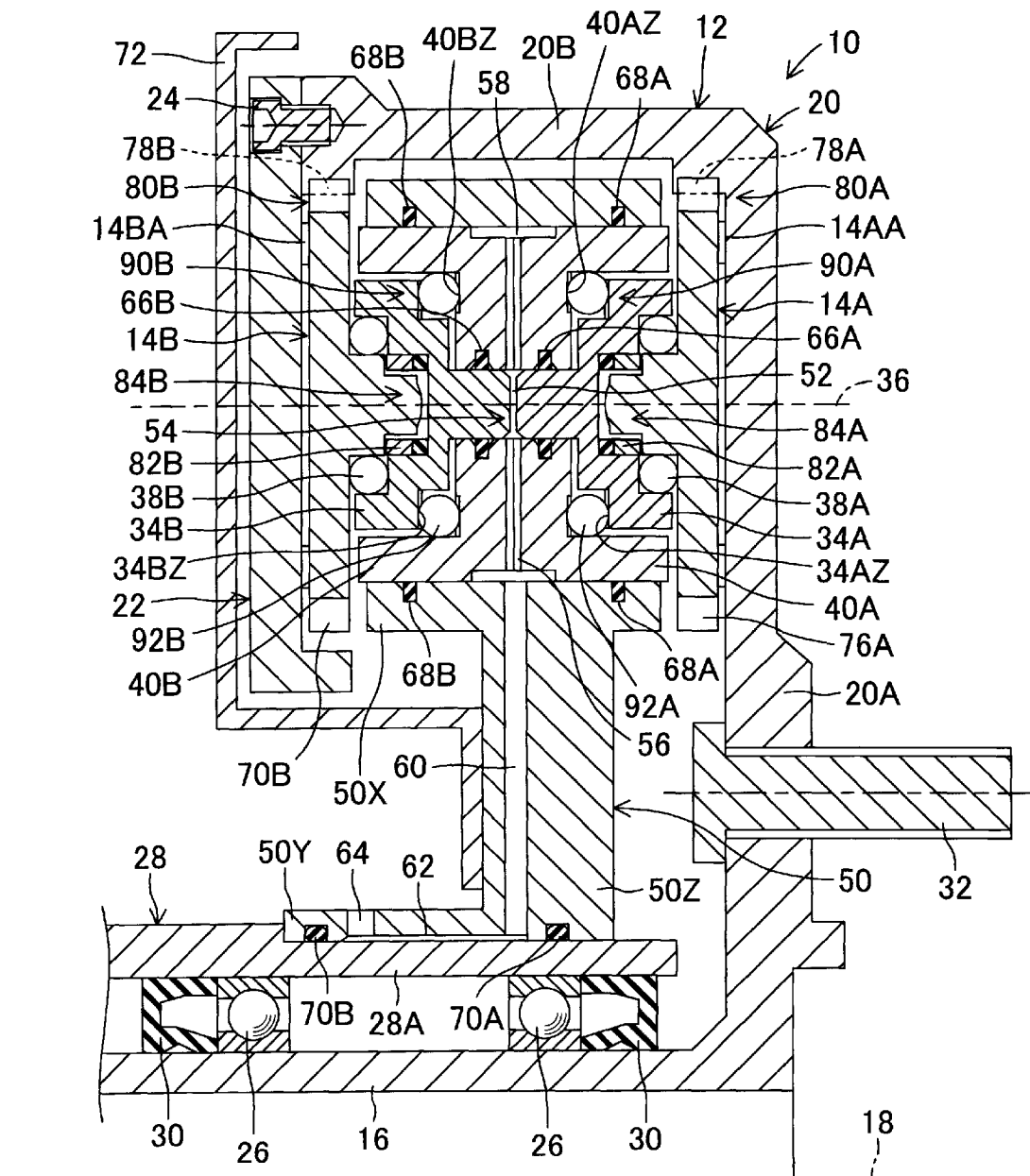
[図1]



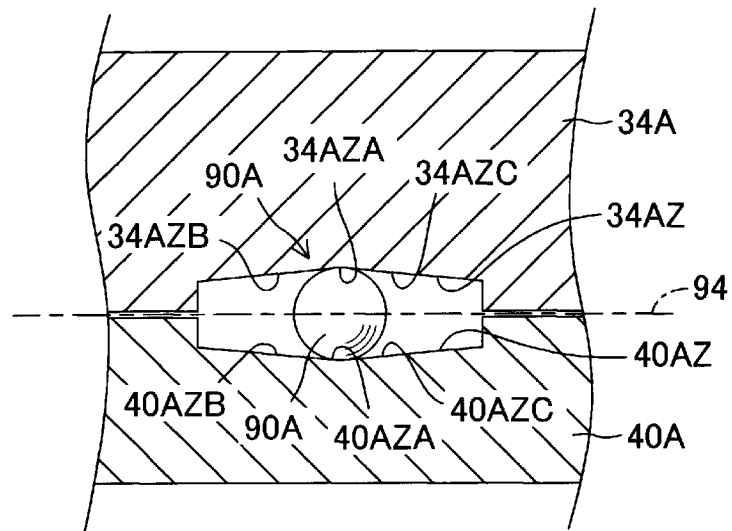
[図2]



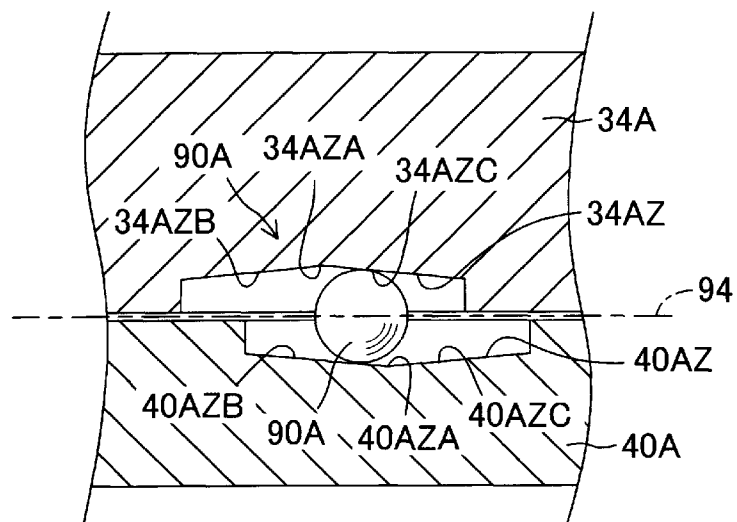
[図3]



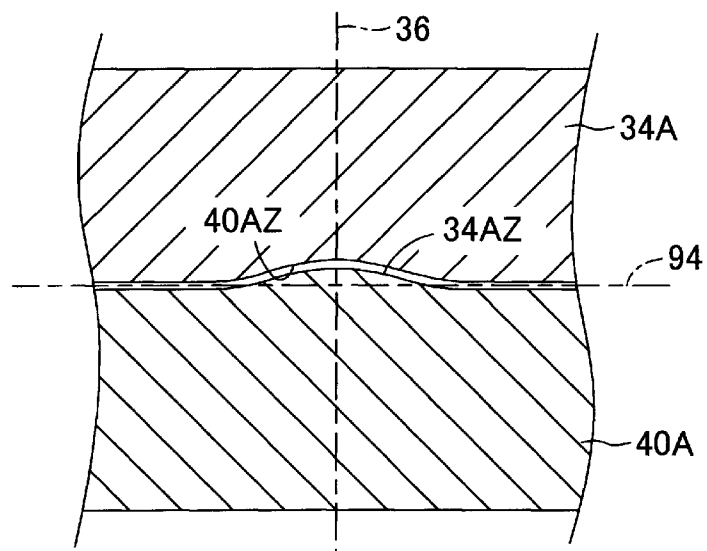
[図4]



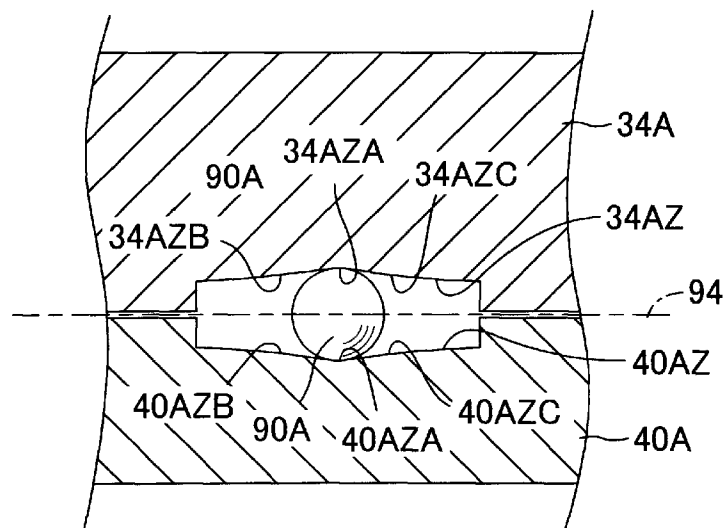
[図5]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/067393

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D55/14(2006.01)i, F16D55/18(2006.01)i, F16D65/02(2006.01)i,
F16D65/092(2006.01)i, F16D65/22(2006.01)i, F16D121/02(2012.01)n,
F16D125/04(2012.01)n, F16D125/06(2012.01)n, F16D125/36(2012.01)n,
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)

F16D55/14, F16D55/18, F16D65/02, F16D65/092, F16D65/22, F16D121/02,
F16D125/04, F16D125/06, F16D125/36, F16D125/40, F16D125/48

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 13690/1986(Laid-open No. 126630/1987) (Hosei Brake Industry Co., Ltd.), 11 August 1987 (11.08.1987), entire text; all drawings (Family: none)	1-8
A	JP 2008-151199 A (Toyota Motor Corp.), 03 July 2008 (03.07.2008), entire text; all drawings (Family: none)	1-8

☒ 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
17 September, 2014 (17.09.14)

Date of mailing of the international search report
30 September, 2014 (30.09.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/067393

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 2006-177532 A (Hitachi, Ltd.), 06 July 2006 (06.07.2006), entire text; all drawings (Family: none)	1-8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/067393

Continuation of A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
(International Patent Classification (IPC))

F16D125/40(2012.01)n, *F16D125/48*(2012.01)n

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

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16D55/14(2006.01)i, F16D55/18(2006.01)i, F16D65/02(2006.01)i, F16D65/092(2006.01)i,
F16D65/22(2006.01)i, F16D121/02(2012.01)n, F16D125/04(2012.01)n, F16D125/06(2012.01)n,
F16D125/36(2012.01)n, F16D125/40(2012.01)n, F16D125/48(2012.01)n

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. F16D55/14, F16D55/18, F16D65/02, F16D65/092, F16D65/22, F16D121/02, F16D125/04, F16D125/06,
F16D125/36, F16D125/40, F16D125/48

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 4 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 4 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 4 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
A	日本国実用新案登録出願 61-13690 号(日本国実用新案登録出願公開 62-126630 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（豊生ブレーキ工業株式会社）1987.08.11, 全文、全図（ファミリーなし）	1-8
A	JP 2008-151199 A（トヨタ自動車株式会社）2008.07.03, 全文、全図（ファミリーなし）	1-8

☒ 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

「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
「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
「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）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「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
「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
「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
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

1 7 . 0 9 . 2 0 1 4

国際調査報告の発送日

3 0 . 0 9 . 2 0 1 4

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 1 0 0 - 8 9 1 5
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）

中尾 麗

3 W

4 0 2 6

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 6 7

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 2006-177532 A (株式会社日立製作所) 2006.07.06, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-8