

(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 2015/019747 A1

- (51) 国際特許分類:
F16D 55/14 (2006.01) *F16D 125/36* (2012.01)
F16D 65/092 (2006.01) *F16D 125/50* (2012.01)
F16D 65/22 (2006.01) *F16D 127/08* (2012.01)
F16D 121/20 (2012.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/067392
- (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 2013-163822 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K Sビル12階 Aichi (JP).

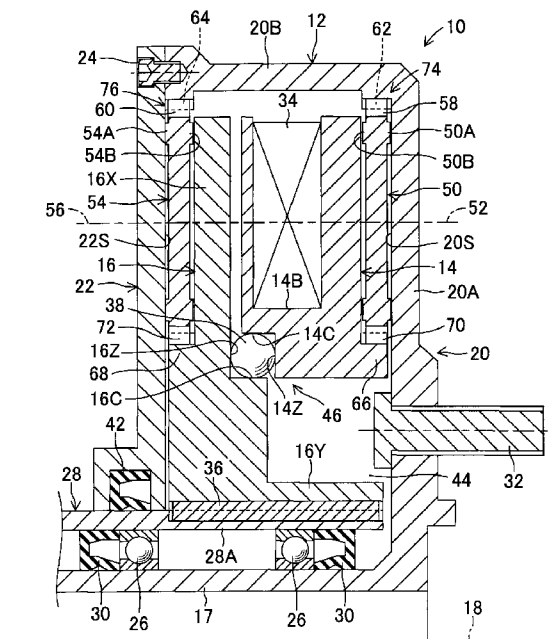
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, 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 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(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) has: a brake rotor (20) that has friction surfaces (20S, 22S) and rotates around an axis of rotation (18); rotary friction members (50, 54) that are capable of rotating around axes of rotation (52, 56) that are parallel to the aforementioned axis of rotation; and a pressing device (34) that presses pressing members (14, 16) against the rotary friction members, and presses the rotary friction members against the friction surfaces. The brake rotor, rotary friction members, and the pressing members constitute planetary gear mechanisms (74, 76) that utilize the rotary friction members as planetary gears. The rotary friction members frictionally engage with the friction surfaces and the pressing members, and a pressing force boosting mechanism (46), which converts a relative rotating torque to a pressing force, is disposed between the pressing members and a non-rotating member (16).

(57) 要約: 摩擦面 (20S、22S) を有し回転軸線 (18) の周りに回転するブレーキロータ (20) と、回転軸線に平行な自転軸線 (52、56) の周りに回転可能な回転摩擦部材 (50、54) と、押圧部材 (14、16) を回転摩擦部材に対し押圧して回転摩擦部材を摩擦面に対し押圧する押圧装置 (34) とを有する摩擦ブレーキ装置 (10)。ブレーキロータ、回転摩擦部材、押圧部材は、回転摩擦部材を遊星歯車とする遊星歯車機構 (74、76) を構成しており、回転摩擦

部材は摩擦面及び押圧部材と摩擦係合し、押圧部材と非回転部材 (16) との間には、相対回転トルクを押圧力に変換する押圧力増力機構 (46) が設けられている。

WO 2015/019747 A1

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] 摩擦ブレーキ装置において、摩擦部材をブレーキロータに押圧すると共に、摩擦部材がブレーキロータより受ける回転トルクを利用してくさび作用を発生させ、これによりブレーキロータに対する摩擦部材の押圧力を増大させる構造が既に知られている。例えば、下記の特許文献1には、くさび作用を発生させる自己倍力機構を有する摩擦ブレーキ装置が記載されている。

[0003] この種の摩擦ブレーキ装置によれば、くさび作用による押圧力の増大が行われないブレーキ装置に比して、摩擦部材を押圧する押圧装置の押圧力を高くすることなくブレーキ装置が発生する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2004-225902号公報

発明の概要

[0005] 〔発明が解決しようとする課題〕

上記特許文献1に記載されている如き従来のくさび作用を発生させる摩擦ブレーキ装置においては、摩擦部材はブレーキロータと摩擦係合し、ブレーキロータに対しその回転軸線の周りに相対回転する際の摩擦力により制動力を発生する。また、摩擦部材は摩擦力により回転軸線の周りに非回転部材に対し相対的に回転変位せしめられることによりくさび作用を発生する。

[0006] しかし、摩擦部材は回転軸線の周りのブレーキロータに対する相対回転以外の運動をしないため、摩擦力により発生される制動力が制限される。よって、従来のくさび作用を発生させる摩擦ブレーキ装置には、制動力を十分に

高くする上で改善の余地がある。

[0007] 本発明は、くさび作用を発生させる従来の摩擦ブレーキ装置における上述の如き問題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、ブレーキロータに対する回転軸線の周りの相対回転以外の運動を摩擦部材にさせると共に、くさび作用により増大された押圧力にて摩擦部材を押圧することにより、十分に高い摩擦力を発生させることである。

[0008] 〔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、回転軸線に垂直に延在する摩擦面を有し、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、押圧部材を回転摩擦部材に対し押圧することにより、回転摩擦部材を摩擦面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おいて、ブレーキロータ、回転摩擦部材、押圧部材は、回転摩擦部材を遊星歯車とする遊星歯車機構を構成しており、回転摩擦部材は、押圧部材により摩擦面に対し押圧されると、摩擦面及び押圧部材と摩擦係合し、押圧部材と回転軸線の周りに回転不能に支持された非回転部材との間には、押圧力増力機構が設けられており、押圧力増力機構は、押圧部材と非回転部材との間の回転軸線の周りの相対回転トルクを、押圧部材を回転摩擦部材に対し押圧する押圧力に変換する、ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置が提供される。

[0009] 上記の構成において、押圧部材により回転摩擦部材が摩擦面に対し押圧されると、回転摩擦部材は摩擦面及び押圧部材と摩擦係合し、摩擦部材と押圧部材との間の摩擦力により押圧部材は非回転部材に対し相対的に回転軸線の周りに回転せしめられる。よって、押圧部材と非回転部材との間の相対回転トルクが、押圧力増力機構により押圧部材を回転摩擦部材に対し押圧する押圧力に変換され、これにより回転摩擦部材が摩擦面に対し押圧される押圧力が増力される。

[0010] また、ブレーキロータ、回転摩擦部材、押圧部材は、回転摩擦部材を遊星歯車とする遊星歯車機構を構成しているので、回転摩擦部材は回転軸線に平

行な自転軸線の周りに自転しつつ回転軸線の周りに公転する。よって、回転摩擦部材は摩擦面及び押圧部材と摩擦係合して公転及び自転の両方による摩擦力を発生する。さらに、回転摩擦部材と摩擦面及び押圧部材との間の押圧力は押圧力増力機構により増力された押圧力である。

[0011] 従って、上記構成によれば、摩擦部材がブレーキロータに対し回転軸線の周りの相対回転以外の運動をしない従来のくさび作用型摩擦ブレーキ装置に比して、制動力を十分に高くすることができる。

[0012] また、本発明によれば、上記の構成において、摩擦面は、回転軸線に沿って互いに隔置された第一及び第二の摩擦面を含み、回転摩擦部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面と摩擦係合可能に支持された第一及び第二の回転摩擦部材を含み、押圧部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面に対し第一及び第二の回転摩擦部材を押圧する第一及び第二の押圧部材であって、回転軸線に沿って変位可能に支持された第一及び第二の押圧部材を含み、押圧装置は、第一及び第二の押圧部材の一方が対応する回転摩擦部材に対応する摩擦面に対し押圧する力を制御する押圧力制御機構を含み、ブレーキロータ、第一及び第二の回転摩擦部材、第一及び第二の押圧部材は、それぞれ第一及び第二の回転摩擦部材を遊星歯車とする第一及び第二の遊星歯車機構を構成しており、第一及び第二の摩擦面は互いに対向し、第一及び第二の回転摩擦部材、第一及び第二の押圧部材、及び押圧力制御機構の少なくとも一部は、第一の摩擦面と第二の摩擦面との間に配置されているよう構成されてよい。

[0013] 上記の構成によれば、第一及び第二の回転摩擦部材は、第一の摩擦面と第二の摩擦面との間において第一及び第二の押圧部材により互いに逆方向へ押圧されることによりそれぞれ第一及び第二の摩擦面に対し押圧される。回転摩擦部材として第一及び第二の2種類の回転摩擦部材があるので、例えば上記特許文献1に記載された摩擦ブレーキ装置の如く1種類の回転摩擦部材しか存在しない場合に比して、制動力を高くすることができる。

[0014] また、第一及び第二の押圧部材による押圧の反力を他方の押圧部材に伝達させることができるので、押圧の反力を受ける別の部材を設ける必要がない

。よって、例えば上記特許文献 1 に記載された摩擦ブレーキ装置の如く押圧の反力を受ける別の部材が必要である場合に比して、摩擦ブレーキ装置の構造を単純化することができる。

[0015] また、本発明によれば、上記の構成において、第一の押圧部材は静止部材により回転軸線の周りに回転可能に、かつ、回転軸線に沿って変位可能に支持され、第二の押圧部材は静止部材により回転軸線の周りに回転不能に、かつ、回転軸線に沿って変位可能に支持され、第二の押圧部材及び静止部材は非回転部材を構成し、押圧力制御機構は少なくとも第一の押圧部材が第一の摩擦面に対し第一の回転摩擦部材を押圧する力を制御するよう構成されてよい。

[0016] 上記の構成によれば、第一の回転摩擦部材が第一の押圧部材により第一の摩擦面に対し押圧されると、第一の回転摩擦部材は第一の摩擦面と摩擦係合すると共に、第一の押圧部材にも摩擦係合する。よって、第一の押圧部材は第一の回転摩擦部材との間の摩擦力による引きずりにより回転軸線の周りに回転せしめられ、これにより第一の押圧部材は第二の押圧部材に対し相対的に回転軸線の周りに回転せしめられる。従って、第一の押圧部材と非回転部材の一部である第二の押圧部材との間の相対回転トルクが、押圧力増力機構により押圧力に変換され、これにより第一及び第二の回転摩擦部材がそれぞれ第一及び第二の摩擦面に対し押圧される押圧力が増力される。

[0017] また、本発明によれば、上記の構成において、押圧力増力機構は、第一及び第二の押圧部材の間に回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、第一及び第二の押圧部材が回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを回転軸線に沿って第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に変換すると共に、第一及び第二の回転摩擦部材がそれぞれ第一及び第二の摩擦面を押圧する反力を第一及び第二の押圧部材の間に相互に伝達する力伝達機構と、回転軸線の周りに回転不能に支持された回転トルク担持部材であって、第一及び第二の押圧部材の一方より第一及び第二の押圧部材の他方へ伝達される回転トルクを他方の押圧部材を介し

て受け止める回転トルク担持部材と、を有するよう構成されてよい。

[0018] 上記の構成によれば、力伝達機構及び回転トルク担持部材の共働により、回転トルクを回転軸線に沿って第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に変換し、その変換された力によって押圧力を増力することができる。

[0019] また、本発明によれば、上記の構成において、力伝達機構は、それぞれ第一及び第二の押圧部材に設けられ回転軸線に沿う方向に互いに対向する第一及び第二の対向面を有し、第一及び第二の対向面は回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、第一及び第二の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に変換するよう構成されてよい。

[0020] 上記の構成によれば、第一及び第二の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に確実に伝達することができると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に確実に変換することができる。そして、第一及び第二の押圧部材は、その変換により増力された押圧力にて第一及び第二の回転摩擦部材をそれぞれ第一及び第二の摩擦面に対し押圧することができる。

[0021] また、本発明によれば、上記の構成において、摩擦面は、回転軸線に沿って互いに隔置された第一及び第二の摩擦面を含み、回転摩擦部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面と摩擦係合可能に支持された第一及び第二の回転摩擦部材を含み、押圧部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面に対し第一及び第二の回転摩擦部材を押圧する第一及び第二の押圧部材であって、回転軸線に沿って変位可能に支持された第一及び第二の押圧部材を含み、押圧装置は、第一及び第二の押圧部材の一方が対応する回転摩擦部材に対応する摩擦面に対し押圧する力を制御する押圧力制御機構を含み、ブレーキロータ、第一及び第二の回転摩擦部材、第一及び第二の押圧部材は、それぞれ第一及び第二の回転摩擦部材を遊星歯車とする第一及び第二の遊星歯車機構を構成しており、第一及び第二の摩擦面は互いに対向する方向とは逆の方向へ面し、第

一及び第二の回転摩擦部材、及び第一及び第二の押圧部材、第一及び第二の摩擦面に対し互いに反対の側に配置されているよう構成されてよい。

[0022] 上記の構成によれば、第一及び第二の回転摩擦部材は、第一及び第二の摩擦面の両側において第一及び第二の押圧部材により互いに近づく方向へ押圧されることによりそれぞれ第一及び第二の摩擦面に対し押圧される。回転摩擦部材として第一及び第二の2種類の回転摩擦部材があるので、例えば上記特許文献1に記載された摩擦ブレーキ装置の如く1種類の回転摩擦部材しか存在しない場合に比して、制動力を高くすることができる。

[0023] なお、第一及び第二の押圧部材による押圧の反力を例えばキャリパの如き部材によって他方の押圧部材へ伝達させることにより、押圧の反力を有効に利用して押圧力を高くすることができる。

[0024] また、本発明によれば、上記の構成において、第一及び第二の押圧部材はキャリパにより回転軸線の周りに回転可能に、かつ、回転軸線に沿って変位可能に支持され、キャリパは非回転部材を構成し、押圧力制御機構は少なくとも第一の押圧部材が第一の摩擦面に対し第一の回転摩擦部材を押圧する力を制御するよう構成されてよい。

[0025] 上記の構成によれば、第一の回転摩擦部材が第一の押圧部材により第一の摩擦面に対し押圧されると、第一の回転摩擦部材は第一の摩擦面と摩擦係合すると共に、第一の押圧部材とも摩擦係合する。よって、第一の押圧部材は第一の回転摩擦部材との間の摩擦力による引きずりにより回転軸線の周りに回転せしめられ、これにより第一の押圧部材はキャリパに対し相対的に回転軸線の周りに回転せしめられる。従って、第一の押圧部材と非回転部材であるキャリパとの間の相対回転トルクが、押圧力増力機構により押圧力に変換され、これにより第一の回転摩擦部材が第一の摩擦面に対し押圧される押圧力が増力される。

[0026] また、第一の回転摩擦部材と第一の摩擦面及び第一の押圧部材との間の増大された押圧力の反力がキャリパによって第二の押圧部材へ伝達され、第二の押圧部材は高い押圧力にて第二の回転摩擦部材を第二の摩擦面に対し押圧

する。その結果、第二の回転摩擦部材は第二の摩擦面と摩擦係合すると共に、第二の押圧部材にも摩擦係合する。よって、第二の押圧部材は第二の回転摩擦部材との間の摩擦力による引きずりにより回転軸線の周りに回転せしめられ、これにより第二の押圧部材はキャリパに対し相対的に回転軸線の周りに回転せしめられる。従って、第二の押圧部材と非回転部材であるキャリパとの間の相対回転トルクが、押圧力増力機構により押圧力に変換され、これにより第二の回転摩擦部材が第二の摩擦面に対し押圧される押圧力が増力される。

[0027] また、本発明によれば、上記の構成において、押圧力増力機構は、第一の押圧部材とキャリパとの間に回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、第一の押圧部材が回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを回転軸線に沿って第一の押圧部材とキャリパとを離間させる方向の力に変換すると共に、第一の回転摩擦部材が第一の摩擦面を押圧する反力を第一の押圧部材よりキャリパへ伝達する第一の力伝達機構と、第二の押圧部材とキャリパとの間に回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、第二の押圧部材が回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを回転軸線に沿って第二の押圧部材とキャリパとを離間させる方向の力に変換すると共に、第二の回転摩擦部材が第二の摩擦面を押圧する反力を第二の押圧部材よりキャリパへ伝達する第二の力伝達機構と、回転軸線の周りに回転不能に支持された回転トルク担持部材であって、第一の押圧部材よりキャリパへ伝達される回転トルク及び第二の押圧部材よりキャリパへ伝達される回転トルクを受け止める回転トルク担持部材と、を有するよう構成されてよい。

[0028] 上記の構成によれば、力伝達機構及び回転トルク担持部材の共働により、回転トルクを回転軸線に沿って第一及び第二の押圧部材が互いに近づく方向の力に変換し、その変換された力によって押圧力を増力することができる。

[0029] また、本発明によれば、上記の構成において、第一の力伝達機構は、それぞれ第一の押圧部材及びキャリパに設けられ回転軸線に沿う方向に互いに対

向する第三及び第四の対向面を有し、第三及び第四の対向面は回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、第三及び第四の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第一の押圧部材及びキャリパを離間させる方向の力に変換するよう構成されてよい。

[0030] 上記の構成によれば、第三及び第四の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に確実に伝達することができると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第一の押圧部材及びキャリパを離間させる方向の力に確実に変換することができる。そして、第一の押圧部材は、その変換により増力された押圧力にて第一の回転摩擦部材を第一の摩擦面に対し押圧することができる。

[0031] また、本発明によれば、上記の構成において、第二の力伝達機構は、それぞれ第二の押圧部材及びキャリパに設けられ回転軸線に沿う方向に互いに対向する第五及び第六の対向面を有し、第五及び第六の対向面は回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、第五及び第六の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第二の押圧部材及びキャリパを離間させる方向の力に変換するよう構成されてよい。

[0032] 上記の構成によれば、第五及び第六の対向面の傾斜領域の共働により、回転トルクを回転軸線の周りの周方向に確実に伝達することができると共に、回転トルクを回転軸線に平行で第二の押圧部材及びキャリパを離間させる方向の力に確実に変換することができる。そして、第二の押圧部材は、その変換により増力された押圧力にて第二の回転摩擦部材を第二の摩擦面に対し押圧することができる。

図面の簡単な説明

[0033] [図1]電磁式の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部分断面図である。

[図2]第一の実施形態を図1の右方より見た部分正面図である。

[図3]図2のIII-IIIに沿う部分断面図である。

[図4]第一及び第二の押圧部材が相対変位した場合について力伝達機構を示す部分断面図である。

[図5]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6]第二の実施形態を図5の右方より見た部分正面図である。

[図7]図6のVII-VIIに沿う部分断面図である。

[図8]力伝達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9]力伝達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

[0034] 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。

[0035] [第一の実施形態]

図1は、電磁式の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部分断面図、図2は、第一の実施形態を図1の右方より見た部分正面図、図3は、図2のIII-IIIに沿う部分断面図である。なお、図1は図2のI-Iに沿う断面図である。

[0036] 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、第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16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17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17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及び第一の押圧部材14は常磁性を有する金属材料にて形成されているが、第二の押圧部材16及びサブロータ22は常磁性を有しない金属材料にて形成されてよい。

[0037] メインロータ 20 は、回転軸線 18 に沿って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 17 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環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。

[0038] 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。

[0039] 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 の周りに円環板状に延在し回転軸線 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の摩擦面 20S 及び第二の摩擦面 22S をそれぞれ郭定している。

[0040] 回転軸 17 は、一对のボールベアリング 26 を介して静止部材としての車輪支持部材 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 17 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 17 とスリーブ部 28A との間をシールしている。

[0041] 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 17 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。

[0042] 第一の押圧部材 14 は回転軸線 18 の周りに全周に亘り延在する環状をなしている。また、第一の押圧部材 14 は回転軸線 18 の周りに全周に亘り延在し径方向外方へ開いた環状溝 14B を有している。環状溝 14B にはソレノイド 34 が配置されており、ソレノイド 34 は回転軸線 18 の周りに環状に延在している。

[0043] 図には示されていないが、ソレノイド 34 に対する通電は電子制御装置によって制御される。この場合、ブレーキペダルに対する踏力の如き運転者の制動操作量が検出され、制動操作量が高いほど電流値が高くなるようソレノイド 34 に対する制御電流が制御されてよい。

[0044] 第二の押圧部材 16 は互いに一体をなす円環板状部 16X 及び円筒部 16Y を有している。円環板状部 16X は回転軸線 18 の周りに全周に亘り延在し、円環板状部 16X の外周部は第一の押圧部材 14 より隔置された状態にて第一の押圧部材 14 とサブロータ 22 との間に配置されている。

[0045] 円筒部 16Y は車輪支持部材 28 のスリーブ部 28A に僅かな遊びを持って嵌合しており、円筒部 16Y の内面及びスリーブ部 28A の外面に設けられ回転軸線 18 に沿って延在するキー溝にはキー 36 が嵌め込まれている。よって、第二の押圧部材 16 は車輪支持部材 28 により回転軸線 18 の周りに回転不能に、かつ、回転軸線 18 に沿って変位可能に支持されている。

[0046] 円環板状部 16X は第一の押圧部材 14 の側において径方向外方へ面する円柱状の肩部 16C を有し、第一の押圧部材 14 は肩部 16C と径方向に対向する円筒状の肩部 14C を有している。肩部 14C 及び 16C は回転軸線

１８の周りに均等に隔置された８箇所において径方向に互いに隔置された領域を有しており、それらの領域における肩部１４Ｃ及び１６Ｃの間にはボール３８が介装されている。ボール３８は実質的に剛固な金属の如き材料にて形成されている。よって、第一の押圧部材１４は第二の押圧部材１６によりボール３８を介して回転軸線１８の周りに回転可能に、かつ、回転軸線１８に沿って変位可能に支持されている。

[0047] 第一の押圧部材１４及び第二の押圧部材１６は、肩部１４Ｃと肩部１６Ｃとの間の領域において互いに対向する側面に、対応するボール３８に係合可能な八つのカム面１４Ｚ及び１６Ｚをそれぞれ有している。図２に示されている如く、各カム面１４Ｚ及び１６Ｚは、対応するボール３８が配置された周方向位置に設けられており、回転軸線１８を中心とする円弧状に延在している。

[0048] 図３に示されている如く、カム面１４Ｚは、第二の押圧部材１６へ向けて開いた湾曲部１４ＺＡ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１４ＺＢ及び１４ＺＣとを有している。傾斜部１４ＺＢ及び１４ＺＣは、湾曲部１４ＺＡより離れるにつれて第二の押圧部材１６に近づくよう、回転軸線１８に垂直な仮想平面４０に対し傾斜している。同様に、カム面１６Ｚは第一の押圧部材１４へ向けて開いた湾曲部１６ＺＡ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１６ＺＢ及び１６ＺＣとを有している。傾斜部１６ＺＢ及び１６ＺＣは、湾曲部１６ＺＡより離れるにつれて第一の押圧部材１４に近づくよう、仮想平面４０に対し傾斜している。

[0049] 図示の実施形態においては、図３に示されている如く、仮想平面４０に対する傾斜部１４ＺＢ等の傾斜角の大きさは同一である。よって、各ボール３８の径方向に互いに対向する傾斜部１４ＺＢと１６ＺＣ及び１４ＺＣと１６ＺＢは、仮想平面４０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。

[0050] 特に、図示の実施形態においては、図１に示されている如く、サブロータ

２２の内周部は車輪支持部材２８のスリーブ部２８Ａに嵌合している。サブロータ２２の内周部とスリーブ部２８Ａとの間には、回転軸線１８の周りに全周に亘り延在するシール部材４２が配置されている。

[0051] 従って、メインロータ２０及びサブロータ２２は、回転軸１７、車輪支持部材２８、シール部材４２と共働して密閉空間４４を形成しており、第一の押圧部材１４、第二の押圧部材１６、ソレノイド３４及びボール３８は、密閉空間４４に收容されている。そして、密閉空間４４には潤滑剤が充填されている。従って、各ボール３８と肩部１４Ｃ及び１６Ｃとの間及び各ボール３８とカム面１４Ｚ及び１６Ｚの間には実質的に摩擦力が発生しないようになっている。

[0052] 図１に示されている如く、第一の押圧部材１４とメインロータ２０のディスク部２０Ａとの間には、四つの第一の回転摩擦部材５０が配置されており、各回転摩擦部材５０は回転軸線１８に平行な軸線５２を中心とする実質的に円板状をなしている。同様に、第二の押圧部材１６とサブロータ２２の間には、四つの第二の回転摩擦部材５４が配置されており、各回転摩擦部材５４は回転軸線１８に平行な軸線５６を中心とする実質的に円板状をなしている。軸線５２及び５６は互いに整合しており、第一の回転摩擦部材５０及び第二の回転摩擦部材５４は、それぞれ互いに他に対し回転軸線１８の周りに９０°隔置されている。

[0053] 第一の回転摩擦部材５０は外周部の両側面に摩擦部５０Ａ及び５０Ｂを有し、摩擦部５０Ａ及び５０Ｂはそれぞれディスク部２０Ａ及び第一の押圧部材１４の側面に摩擦係合し得るようになっている。同様に、第二の回転摩擦部材５４は外周部の両側面に摩擦部５４Ａ及び５４Ｂを有し、摩擦部５４Ａ及び５４Ｂそれぞれサブロータ２２及び第二の押圧部材１６の側面に摩擦係合し得るようになっている。各摩擦部は円板状の本体の側面より隆起した状態で回転摩擦部材５０、５４の軸線５２、５６の周りに環帯状に延在している。

[0054] なお、第一の回転摩擦部材５０及び第二の回転摩擦部材５４が例えば粉末

焼結法によって製造されることにより、摩擦部は円板状の本体と一体に形成されてよい。また、摩擦部は、環帯状の摩擦材が本体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50A、50B及び54A、54B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。

[0055] 図1に示されている如く、ソレノイド34に制御電流が通電されていないときには、第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16は図3に示された標準位置に位置決めされる。そして、二つの押圧部材が標準位置にあるときには、回転軸線18に沿う方向のカム面14Z及び16Zの間の距離が最小になり、ボール38がカム面14Z及び16Zを離間させることによって二つの押圧部材14及び16を離間させる力は発生しない。よって、第一の回転摩擦部材50の摩擦部50A、50Bは、それぞれディスク部20Aの摩擦面20S及び第一の押圧部材14の外面と実質的に摩擦係合しない。同様に、第二の回転摩擦部材54の摩擦部54A、54Bは、それぞれサブロータ22の摩擦面22S及び第二の押圧部材16の外面と実質的に摩擦係合しない。

[0056] 第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54の本体の外周部にはそれぞれ外歯車58及び60が設けられており、外歯車58及び60はメインロータ20の円筒部20Bの内周面に設けられた内歯車62及び64にそれぞれ噛合している。よって、第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54は、メインロータ20の円筒部20Bの内周面上を転動するよう、回転軸線18の周りに円筒部20Bに対し相対変位可能である。

[0057] 第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16は、それぞれ第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54に対し径方向内方に棚部66及び68を有している。棚部66及び68の外周面には第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54の外歯車58及び60にそれぞれ噛合する外歯車70及び72が設けられている。

[0058] かくして、回転摩擦部材50及び54の外歯車58及び60は、径方向外

側にてメインロータ 20 の円筒部 20 B の内歯車 62 及び 64 にそれぞれ噛合すると共に、径方向内側にて押圧部材 14 及び 16 の外歯車 70 及び 72 にそれぞれ噛合している。よって、第一の回転摩擦部材 50 及び第二の回転摩擦部材 54 は、それぞれ内歯車 62 及び 64 を内歯車とし、外歯車 70 及び 72 を太陽歯車とする遊星歯車機構 74 及び 76 の遊星歯車として機能する。

[0059] ブレーキロータ 12 が回転軸線 18 の周りに回転すると、メインロータ 20 の円筒部 20 B の回転がそれぞれ外歯車 58 及び 60 と内歯車 62 及び 64 との噛合部を介して第一の回転摩擦部材 50 及び第二の回転摩擦部材 54 へ伝達される。従って、第一の回転摩擦部材 50 及び第二の回転摩擦部材 54 は、それぞれディスク部 20 A 及びサブロータ 22 に対し相対的に回転軸線 18 の周りに公転すると共に、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 に対し相対的に回転軸線 18 の周りに公転する。この場合、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 に対する公転速度はディスク部 20 A 及びサブロータ 22 に対する公転速度よりも高い。また、軸線 52 及び 56 も回転軸線 18 の周りに公転し、第一の回転摩擦部材 50 及び第二の回転摩擦部材 54 はそれぞれ公転する軸線 52 及び 56 を自転軸線としてそれらの軸線の周りに自転する。

[0060] この第一の実施形態において、運転者により制動操作が行われると、制動操作量に対応する制御電流がソレノイド 34 に通電され、ソレノイド 34 により発生される電磁力によって第一の押圧部材 14 とディスク部 20 A との間に引力が作用する。そのため、第一の押圧部材 14 がディスク部 20 A に対し押圧されるので、第一の回転摩擦部材 50 の摩擦部 50 A、50 B は、それぞれディスク部 20 A の摩擦面 20 S 及び第一の押圧部材 14 の外面と摩擦係合する。よって、ソレノイド 34 は、第一の押圧部材 14 及びディスク部 20 A と共働して、第一の押圧部材 14 をディスク部 20 A に対し押圧する押圧力を制御する押圧力制御機構として機能する。

[0061] 図には示されていない車輪が回転していれば、第一の回転摩擦部材 50 は

摩擦部 50A とディスク部 20A の摩擦面 20S との間の摩擦力による回転軸線 18 の周りの回転トルクを受け、第一の押圧部材 14 に対し相対的に回転軸線 18 の周りに回転しようとする。また、第一の回転摩擦部材 50 は摩擦部 50B と第一の押圧部材 14 の外面との間の摩擦力により、第一の押圧部材 14 を回転軸線 18 の周りに回転させようとする。

[0062] 第一の押圧部材 14 は第二の押圧部材 16 により回転軸線 18 の周りに回転可能に支持されているが、第二の押圧部材 16 は回転軸線 18 の周りに回転することができない。そのため、第一の押圧部材 14 は第二の押圧部材 16 に対し相対的に回転軸線 18 の周りに回転する。その結果、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 は図 4 に示されている如く仮想平面 40 に沿って変位するので、ボール 38 の位置におけるカム面 14Z 及び 16Z は互いに接近しようとする。しかし、ボール 38 は圧縮変形しないので、所謂くさび効果が発生し、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 は回転軸線 18 に沿って互いに離れる方向へ相対変位する。

[0063] すなわち、ボール 38 及びカム面 14Z、16Z は、互いに共働して第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 を回転軸線 18 に沿って互いに離間する方向へ変位させる。また、ボール 38 及びカム面 14Z、16Z は、互いに共働して第一の押圧部材 14 より第二の押圧部材 16 へ回転軸線 18 の周りの回転トルクを伝達すると共に、回転トルクを二つの押圧部材を離間させる力に変換する。さらに、ボール 38 及びカム面 14Z、16Z は、摩擦係合部材が押圧部材によって摩擦面に対し押圧されることにより発生する反力を二つの押圧部材の間にて相互に伝達する。

[0064] よって、ボール 38 及びカム面 14Z、16Z は、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 の間における回転トルクの伝達、回転軸線 18 に沿う方向に二つの押圧部材を離間させる力の発生、反力の伝達を行う力伝達機構 46 を構成している。この力伝達機構 46 は第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 の間の相対回転トルクを押圧力に変換する。従って、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 はそれぞれ第一の回転摩擦部材 50 及び

第二の回転摩擦部材 54 を高い押圧力にて押圧すると共に、摩擦面 20S 及び 22S に対し回転摩擦部材 50 及び 54 を高い押圧力にて押圧する。また、ボール 38 及びカム面 14Z、16Z は、互いに共働して第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 を標準位置に位置決めする位置決め機構としての機能も果たす。

[0065] なお、相対回転トルクはソレノイド 34 により発生される電磁力による引力に比例し、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 を離間させる力は相対回転トルクに比例する。よって、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 がそれぞれ回転摩擦部材 50 及び 54 をディスク部 20A 及びサブディスク 22 に対し押圧する押圧力は、運転者の制動操作量に比例する。

[0066] また、第二の押圧部材 16 はキー 36 及びこれを受けるキー溝により車輪支持部材 28 に対し相対的に回転軸線 18 の周りに回転することが阻止される。よって、車輪支持部材 28 は、第二の押圧部材 16 が第一の押圧部材 14 より受ける回転トルクを受け止める回転トルク担持部材として機能する。

[0067] かくして、第一の実施形態によれば、力伝達機構 46 により、回転軸線 18 の周りの回転トルクが第一の押圧部材 14 より第二の押圧部材 16 へ伝達されると共に、力伝達機構 46 のくさび作用により、回転トルクが二つの押圧部材を離間させる力に変換される。また、押圧部材 14 及び 16 の押圧により発生される反力が、力伝達機構 46 を介して他方の押圧部材へ伝達される。

[0068] よって、力伝達機構 46 のくさび作用によりブレーキロータ 12 の回転トルクを有効に利用して押圧力を増力することができると共に、力伝達機構 46 を介して行われる反力の伝達により押圧力を増力することができる。従って、力伝達機構 46 は静止部材としての車輪支持部材 28 と共働して増力機構として機能するので、力伝達機構 46 が設けられていない場合に比して、高い制動力を発生させることができる。

[0069] また、第一の実施形態によれば、押圧部材によって摩擦係合部材を摩擦面に対し押圧することにより発生される反力が押圧部材とは別の部材によって

支持される前述の公開公報に記載されたブレーキ装置に比して、構造を簡単なものにすることができる。また、摩擦係合部材がブレーキディスクの一方の摩擦面に対してしか押圧されない前述の公開公報に記載されたブレーキ装置に比して、高い制動トルクを発生させることができる。

[0070] 例えば、図1には示されていないが、回転軸線18とボール38の中心との距離を80mmとし、回転軸線18と自転軸線52、56との距離を120mmとし、自転軸線52、56と摩擦部50A、50B及び54A、54Bの中央との距離を25mmとする。また、回転軸線18と回転摩擦部材50及び54の外歯車58及び60とメインロータ20の内歯車62及び64との噛合部までの距離を150mmとする。また、回転軸線18と回転摩擦部材50及び54の外歯車58及び60と押圧部材14及び16の外歯車70及び72との噛合部までの距離を90mmとする。

[0071] また、各摩擦接触部の摩擦係数を μ とし、ソレノイド34により発生される電磁力による押圧力を $F1(\text{kgf})$ とし、力伝達機構46により回転トルクが押圧力に変換されることによる押圧力を $F2(\text{kgf})$ とする。第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16のトータルの押圧力 F 、すなわち、押圧部材14及び16がそれぞれ回転摩擦部材50及び54をディスク部20A及びサブロータ22に対し押圧する押圧力 F は、下記の式(1)により表される。なお、力伝達機構46においてセルフロックが生じないためには、 $F1$ が正の値でなければならない。

$$F = F1 + F2 \quad \cdots \cdots (1)$$

[0072] 仮想平面40に対する力伝達機構46のカム面14Z及び16Zの傾斜角を $\alpha(\text{rad})$ とし、第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16の相対回転トルク $Tre(\text{kgfm})$ とすると、押圧力 $F2$ は、下記の式(2)により表される。

$$F2 = Tre / 80 / \tan \alpha \quad \cdots \cdots (2)$$

[0073] 相対回転トルク Tb は押圧力を $F1$ に比例するので、力伝達機構46の増力比を N (1よりも大きい正の値)として、押圧力 $F2$ は、下記の式(3)により表される。

$$F_2 = N F_1 \quad \dots\dots (3)$$

[0074] 回転摩擦部材 50 及び 54 がそれぞれ押圧部材 14 及び 16 によってディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対し押圧された状態にてこれらに対し相対的に回転軸線 18 の周りに回転することにより発生される制動トルク T_{rv} は、下記の式 (4) により表される。

$$\begin{aligned} T_{rv} &= \mu F \times 120 \times 2 \\ &= 240 \mu F \quad \dots\dots (4) \end{aligned}$$

[0075] 回転摩擦部材 50 及び 54 が摩擦部 50A、50B 及び 54A、54B にて摩擦接触しつつそれぞれ自転軸線 52 及び 56 の周りに自転することにより発生する抗力トルクがメインロータ 20 に与える抗力 F_{rt} は、下記の式 (5) により表される。よって、抗力 F_{rt} による制動トルク T_{rt} は、下記の式 (6) により表される。

$$\begin{aligned} F_{rv} &= \mu F \times 25 / 30 \times 4 \\ &= 3.33 \mu F \quad \dots\dots (5) \\ T_{rt} &= F_{rv} \times 150 \\ &= 500 \mu F \quad \dots\dots (6) \end{aligned}$$

[0076] 従って、トータルの制動トルクは制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} と和であるトータルの制動トルク T_b は、下記の式 7 により表される。

$$\begin{aligned} T_b &= 240 \mu F + 500 \mu F \\ &= 740 \mu F \\ &= 740 (1 + N) \mu F_1 \quad \dots\dots (7) \end{aligned}$$

[0077] 回転摩擦部材 50 及び 54 がただ単にディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対し押圧力 F_1 にて押圧される従来の一般的なブレーキ装置における制動トルク T_c は、下記の式 (8) により表される。なお、制動トルク T_c は、回転摩擦部材 50 及び 54 が自転せずにディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対し押圧力 F_1 にて押圧された状態で回転軸線 18 の周りに回転することにより発生される制動トルクである。

$$T_c = \mu F_2 \times 120 \times 2$$

$$= 240 \mu F1 \dots\dots (8)$$

- [0078] 従って、従来の一般的なブレーキ装置との対比における第一の実施形態の制動トルクのサーボ比 $R_{bt} (= T_b / T_c)$ は、下記の式 9 により表される。よって、力伝達機構 46 の増力比 N が例えば 3 であれば、サーボ比 R_{bt} は約 1.2 になり、増力比 N が 4 であれば、サーボ比 R_{bt} は約 1.5 になる。

$$\begin{aligned} R_{bt} &= 740 (1 + N) \mu F1 / 240 \mu F1 \\ &= 3.08 (1 + N) \dots\dots (9) \end{aligned}$$

- [0079] また、前述の特許文献 1 に記載されたブレーキ装置との対比における第一の実施形態の制動トルクのサーボ比 $R_{bt} (= T_b / T_{rv})$ は、下記の式 10 により表される。

$$\begin{aligned} R_{bt} &= 740 F / 240 F \\ &= 3.08 \dots\dots (10) \end{aligned}$$

- [0080] 特に、第一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 14 及び 16 等は、ディスク部 20A とサブロータ 22 との間に配設され、それらに対し回転摩擦部材 50 及び 54 を互いに離れる方向へ押圧するようになっている。

- [0081] よって、従来のディスクブレーキ装置や後述の第二の実施形態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。

- [0082] なお、上述の第一の実施形態においては、第一の押圧部材 14 は回転軸線 18 の周りに回転可能であり、第二の押圧部材 16 は回転軸線 18 の周りに回転不能である。しかし、本発明の摩擦ブレーキ装置は、第一及び第二の押圧部材の両者が回転軸線 18 の周りに回転可能であり、第一及び第二の押圧

部材の所定量以上の回転が静止部材によって阻止されるものであってもよい。

〔第二の実施形態〕

[0083] 図5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、図6は、第二の実施形態を図5の右方より見た部分正面図、図7は、図6のII-VIIに沿う部分断面図である。なお、図5は図6のV-Vに沿う断面図である。また、図5ないし図7において、図1ないし図4に示された部材と同一の部材にはこれらの図において付された符号と同一の符号が付されている。

[0084] この第二の実施形態においては、メインロータ20は、円筒部20Bを有しておらず、回転軸17とは別の部材である。また、メインロータ20の円環板状のディスク部20Aは、放熱のためのフィンよりなる接続部80によりサブロータ22と一体に接続されている。回転軸17は外端部にフランジ部17Aを有し、フランジ部17Aにはディスク部20Aと一体をなすリム部20Cの内周部が4本のボルト32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32及びこれに螺合するナットは、共締めによりリム部20Cをフランジ部17Aと共に車輪のディスク部に一体的に連結する。

[0085] 第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54は、ディスク部20A及びサブロータ22の両側にてそれらの外面に対向するよう配置されている。また、第一の押圧部材14及び第二の押圧部材16は、それぞれ第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54に対しディスク部20A及びサブロータ22とは反対の側に配置されている。第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦部材54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、ボール38A及び38Bを介してキャリパに対し相対的に自転軸線52及び56の周りに回転可能に支持されている。

[0086] 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 88A 及び 88B よりなり、半体 88B はボルトの如き連結手段により静止部材 90 に一体的に固定されている。ボール 38A 及び 38B は、それぞれ第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 の円筒状の内面 14C 及び 16C と、半体 88A 及び 88B に設けられた円筒状の内面 88AC 及び 88BC との間に介装されている。

[0087] 図 7 に示されている如く、半体 88A 及び 88B の内面には、それぞれボール 38A 及び 38B を挟んで自転軸線 52 及び 56 に沿う方向にカム面 14Z 及び 16Z と対向するカム面 88AZ 及び 88BZ が設けられている。カム面 88AZ 及び 88BZ はカム面 14Z 及び 16Z に対し第一の実施形態のカム面 16Z 及び 14Z と同様の関係を有している。ソレノイド 34 は半体 88A の径方向内周部の外面に固定されている。

[0088] カム面 14Z 及び 88AZ は、ボール 38A と共働して第一の実施形態の力伝達機構 46 に対応する力伝達機構 46A を構成している。力伝達機構 46A は、第一の押圧部材 14 及び半体 88A の間における回転トルクの伝達、回転軸線 18 に沿う方向に半体 88A を離間させる力の発生、反力の伝達を行う。同様に、カム面 16Z 及び 88BZ は、ボール 38B と共働して第一の実施形態の力伝達機構 46 に対応する力伝達機構 46B を構成している。力伝達機構 46B は、第二の押圧部材 16 及び半体 88B の間における回転トルクの伝達、回転軸線 18 に沿う方向に半体 88B を離間させる力の発生、反力の伝達を行う。

[0089] これらの力伝達機構 46A 及び 46B は、それぞれ第一の押圧部材 14 と半体 88A との間及び第二の押圧部材 16 と半体 88B との間の相対回転トルクを押圧力に変換する。従って、第一の押圧部材 14 及び第二の押圧部材 16 は、それぞれ第一の回転摩擦部材 50 及び第二の回転摩擦部材 54 を高い押圧力にて押圧すると共に、摩擦面 20S 及び 22S に対し回転摩擦部材 50 及び 54 を高い押圧力にて押圧する。ボール 38A 及びカム面 14Z 及びカム面 88AZ は、互いに共働して第一の押圧部材 14 を標準位置に位置決めする位置決め機構としての機能も果たす。同様に、ボール 38B 及びカ

ム面 1 6 Z 及びカム面 8 8 B Z は、互いに共働して第二の押圧部材 1 6 を標準位置に位置決めする位置決め機構としての機能も果たす。

[0090] なお、相対回転トルクはソレノイド 3 4 により発生される電磁力による引力に比例し、第一の押圧部材 1 4 と半体 8 8 A とを離間させる力及び第二の押圧部材 1 6 と半体 8 8 B とを離間させる力は相対回転トルクに比例する。よって、第一の押圧部材 1 4 及び第二の押圧部材 1 6 がそれぞれ回転摩擦部材 5 0 及び 5 4 をディスク部 2 0 A 及びサブディスク 2 2 に対し押圧する押圧力は、運転者の制動操作量に比例する。

[0091] また、半体 8 8 A 及び 8 8 B は静止部材 9 0 により回転軸線 1 8 の周りに回転することが阻止される。よって、半体 8 8 A、8 8 B 及び静止部材 9 0 は、第一の押圧部材 1 4 及び第二の押圧部材 1 6 より受ける回転トルクを受け止める回転トルク担持部材として機能する。

[0092] 第一の押圧部材 1 4 及び第二の押圧部材 1 6 の棚部 6 6 及び 6 8 は、押圧部材の本体部より互いに近づく方向へ突出し、第一の回転摩擦部材 5 0 及び第二の回転摩擦部材 5 4 に対し径方向内側にて回転軸線 1 8 の周りに全周に亘り延在する円筒状をなしている。第一の実施形態の場合と同様に、棚部 6 6 及び 6 8 に設けられた外歯車 7 0 及び 7 2 は、それぞれ第一の回転摩擦部材 5 0 及び第二の回転摩擦部材 5 4 の外歯車 5 8 及び 6 0 と噛合している。

[0093] メインロータ 2 0 の外周、すなわちディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 の円筒状の外周面には、実質的に円筒状をなすリング歯車部材 9 2 が溶接等の手段により固定されている。リング歯車部材 9 2 は回転軸線 1 8 に沿ってその周りに延在している。リング歯車部材 9 2 の両端の内周面には、リング歯車 9 4 A 及び 9 4 B が設けられており、リング歯車 9 4 A 及び 9 4 B はそれぞれ回転摩擦部材 5 0 及び 5 4 の外歯車 5 8 及び 6 0 と噛合している。

[0094] かくして、回転摩擦部材 5 0 及び 5 4 の外歯車 5 8 及び 6 0 は、径方向外側にてリング歯車部材 9 2 の内歯車 9 4 A 及 9 4 B にそれぞれ噛合すると共に、径方向内側にて押圧部材 1 4 及び 1 6 の外歯車 7 0 及び 7 2 にそれぞれ噛合している。よって、第一の回転摩擦部材 5 0 及び第二の回転摩擦部材 5

4は、それぞれ内歯車94A及94Bを内歯車とし、外歯車70及び72を太陽歯車とする遊星歯車機構74及び76の遊星歯車として機能する。

[0095] 第二の実施形態においては、ブレーキロータ12が回転軸線18の周りに回転すると、メインロータ20に固定されたリング歯車部材92の回転がそれぞれ外歯車58及び60と内歯車94A及94Bとの噛合部を介して回転摩擦部材50及び54へ伝達される。なお、第二の実施形態においても、ソレノイド34は、第一の押圧部材14及びディスク部20Aと共働して、第一の押圧部材14をディスク部20Aに対し押圧する押圧力を制御する押圧力制御機構として機能する。

[0096] 図には示されていない車輪が回転していれば、第一の回転摩擦部材50は摩擦部50Aとディスク部20Aの摩擦面20Sとの間の摩擦力による回転軸線18の周りの回転トルクを受け、第一の押圧部材14に対し相対的に回転軸線18の周りに回転しようとする。また、第一の回転摩擦部材50は摩擦部50Bと第一の押圧部材14の内面との間の摩擦力により、第一の押圧部材14を回転軸線18の周りに回転させようとする。

[0097] 第一の押圧部材14はキャリパ88の半体88Aにより回転軸線18の周りに回転可能に支持されているが、半体88Aは回転軸線18の周りに回転することができない。そのため、第一の押圧部材14は半体88Aに対し相対的に回転軸線18の周りに回転する。その結果、第一の押圧部材14及び半体88Aは相対変位するので、第一の実施形態の場合と同様に、所謂くさび効果が発生し、第一の押圧部材14及び半体88Aは回転軸線18に沿って互いに離れる方向へ押圧される。

[0098] そして、第一の押圧部材14と半体88Aとの間の押圧力は、キャリパ88により半体88Bへ伝達される。よって、半体88Bは第二の押圧部材16及び第二の回転摩擦部材54をサブロータ22に対し押圧する。第二の回転摩擦部材54は摩擦部54Aとサブロータ22の摩擦面22Sとの間の摩擦力による回転軸線18の周りの回転トルクを受け、第二の押圧部材16に対し相対的に回転軸線18の周りに回転しようとする。また、第二の回転摩

擦部材 5 4 は摩擦部 5 4 B と第二の押圧部材 1 6 の内面との間の摩擦力により、第二の押圧部材 1 6 を回転軸線 1 8 の周りに回転させようとする。

[0099] 半体 8 8 B は回転軸線 1 8 の周りに回転することができないので、第二の押圧部材 1 6 は半体 8 8 B に対し相対的に回転軸線 1 8 の周りに回転する。その結果、第二の押圧部材 1 6 及び半体 8 8 B は相対変位するので、第一の押圧部材 1 4 及び半体 8 8 A の相対変位の場合と同様に、所謂くさび効果が発生し、第二の押圧部材 1 6 及び半体 8 8 B は回転軸線 1 8 に沿って互いに離れる方向へ押圧される。

[0100] かくして、第二の実施形態によれば、力伝達機構 4 6 A により、回転軸線 1 8 の周りの回転トルクが第一の押圧部材 1 4 より半体 8 8 A へ伝達されると共に、力伝達機構 4 6 A のくさび作用により、回転トルクが二つの部材を離間させる力に変換される。同様に、力伝達機構 4 6 B により、回転軸線 1 8 の周りの回転トルクが第二の押圧部材 1 6 より半体 8 8 B へ伝達されると共に、力伝達機構 4 6 B のくさび作用により、回転トルクが二つの部材を離間させる力に変換される。また、押圧部材 1 4 及び 1 6 の押圧により発生される反力が、力伝達機構 4 6 A、4 6 B 及びキャリパ 8 8 を介して他方の押圧部材へ伝達される。

[0101] よって、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B のくさび作用によりブレーキロータ 1 2 の回転トルクを有効に利用して押圧力を増力することができると共に、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B を介して行われる反力の伝達により押圧力を増力することができる。従って、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B は静止部材 9 0 と共働して増力機構として機能するので、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B が設けられていない場合に比して、高い制動力を発生させることができる。

[0102] 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。

[0103] 特に、上述の第二の実施形態によれば、第一の回転摩擦部材 5 0 及び第二

の回転摩擦部材 5 4 の自転軸線 5 2 及び 5 6 は、互いに整合しているだけでなく、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B のボール 3 8 A 及び 3 8 B の中心と整合している。従って、自転軸線 5 2 及び 5 6 がボール 3 8 A 及び 3 8 B の中心と整合していない場合に比して、力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B により発生される押圧力によって回転摩擦部材 5 0 及び 5 4 を好ましくディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 に対し押圧することができる。

[0104] なお、以上の説明より解る如く、この第二の実施形態の力伝達機構 4 6 A 及び 4 6 B は、互いに共働して第一の実施形態の力伝達機構 4 6 と同様に機能する。よって、回転軸線 1 8 とボール 3 8 A、3 8 B の中心との距離等の各寸法が第一の実施形態の場合と同一であれば、制動トルクのサーボ比 R_{bt1} は第一の実施形態の場合と同一である。

[0105] なお、第一及び第二の実施形態によれば、摩擦部 5 0 A、5 0 B 及び 5 4 A、5 4 B は、それぞれ第一の回転摩擦部材 5 0 及び第二の回転摩擦部材 5 4 の円板状の本体と一体に形成されている。従って、これらの摩擦部が回転摩擦部材 5 0 及び 5 4 の本体と別体である場合に比して、部品点数を少なくし、構造を簡単なものにすることができる。

[0106] 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。

[0107] 例えば、上述の第一の実施形態においては、力伝達機構 4 6 のカム面 1 4 Z 及び 1 6 Z は、それぞれ湾曲部 1 4 Z A 及び 1 6 Z A と、湾曲部の両側に延在する平面状の傾斜部 1 4 Z B、1 6 Z B 及び 1 4 Z C、1 6 Z C とを有している。しかし、力伝達機構 4 6 のカム面は回転軸線 1 8 に垂直な仮想平面 4 0 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。

[0108] 例えば、図 8 に示されている如く、またカム面 1 4 Z が山形をなし、カム面 1 6 Z がカム面 1 4 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、第一及び第二の押圧部材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9に示されている如く、湾曲部の両側に延在する傾斜部14ZB、16ZB及び14ZC、16ZCの仮想平面40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。

[0109] なお、以上の修正が可能であることは、第二の実施形態における力伝達機構46Aのカム面14Z、88AZ及び力伝達機構46Bのカム面16Z、88BZについても同様である。

[0110] また、上述の第一及び第二の実施形態の如く、カム面の間にボール38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。

[0111] これらの修正例によれば、互いに対向するカム面を有する二つの部材が回転軸線18の周りに相対回転し、それらの部材の相対変位量が増大するにつれて、回転トルクが回転軸線18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。

[0112] また、上述の第一及び第二の実施形態においては、カム面14Z、16Z等は、それぞれ湾曲部14ZA、16ZA等を有しているが、湾曲部が設けられることなく傾斜部14ZBの如き傾斜部のみよりなっているもよい。

[0113] また、上述の第一及び第二の実施形態においては、摩擦係合部14A及び16Aは互いに同一の大きさを有し、第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦係合部材54は互いに同一の直径を有している。しかし、これらは互いに異なる大きさや直径を有していてもよい。

[0114] また、上述の第一及び第二の実施形態においては、第一の回転摩擦部材50及び第二の回転摩擦係合部材54の両側の摩擦部は、軸線52及び56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、回転摩擦部材50及び54の両側の摩擦部は互いに異なる半径の位置に設けられていてもよい。

- [0115] また、上述の第一の実施形態においては、円筒部 20 B はディスク部 20 A 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 20 B 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 20 A、円筒部 20 B、サブロータ 22 が別体に形成されてもよい。
- [0116] また、上述の第一の実施形態においては、メインロータ 20 及びサブロータ 22 は、回転軸 17、車輪支持部材 28、シール部材 42 と共働して密閉空間 44 を形成しているが、密閉空間が形成されていなくてもよい。
- [0117] なお、上述の第一の実施形態においては、押圧部材 14、16 や回転摩擦部材 50、54 は密閉空間 44 内に收容されている。よって、押圧部材等が密閉空間内に收容されていない場合に比して、ブレーキ装置 10 の作動時にそれらの部材の温度が上昇し易い。しかし、摩擦係合部材が上述の如く耐熱性にも優れたセラミック形の摩擦材料にて形成されていれば、温度上昇に起因する制動力の低下は小さい。また、押圧部材等が密閉空間内に收容される場合には、それらの部材の温度上昇が抑制されるよう、メインロータ 20 やサブロータ 22 に空冷用のフィンが設けられてもよい。
- [0118] また、上述の第一及び第二の実施形態においては、第一の押圧部材 14 がソレノイド 34 による電磁力によってディスク部 20 A に対し付勢されるようになっている。しかし、押圧部材を付勢する手段は例えば液圧式のものであるよう修正されてもよい。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

- [0119] 10…ブレーキ装置、12…ブレーキロータ、14…第一の押圧部材、16…第二の押圧部材、18…回転軸線、20…メインロータ、22…サブロータ、34…ソレノイド、38, 38A, 38B…ボール、46, 46A, 46B…力伝達機構、50…第一の回転摩擦部材、52…自転軸線、54…第二の回転摩擦部材、56…自転軸線、74, 76…遊星歯車機構、88…キャリパ、90…静止部材

請求の範囲

- [請求項1] 回転軸線に垂直に延在する摩擦面を有し、前記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、
- 、
- 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摩擦面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おいて、
- 前記ブレーキロータ、前記回転摩擦部材、前記押圧部材は、前記回転摩擦部材を遊星歯車とする遊星歯車機構を構成しており、
- 前記回転摩擦部材は、前記押圧部材により前記摩擦面に対し押圧されると、前記摩擦面及び前記押圧部材と摩擦係合し、
- 前記押圧部材と前記回転軸線の周りに回転不能に支持された非回転部材との間には、押圧力増力機構が設けられており、
- 前記押圧力増力機構は、前記押圧部材と前記非回転部材との間の前記回転軸線の周りの相対回転トルクを、前記押圧部材を前記回転摩擦部材に対し押圧する押圧力に変換する、
- ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置。
- [請求項2] 前記摩擦面は、前記回転軸線に沿って互いに隔置された第一及び第二の摩擦面を含み、
- 前記回転摩擦部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面と摩擦係合可能に支持された第一及び第二の回転摩擦部材を含み、
- 前記押圧部材は、それぞれ前記第一及び第二の摩擦面に対し前記第一及び第二の回転摩擦部材を押圧する第一及び第二の押圧部材であって、前記回転軸線に沿って変位可能に支持された第一及び第二の押圧部材を含み、
- 前記押圧装置は、前記第一及び第二の押圧部材の一方が対応する回転摩擦部材を対応する摩擦面に対し押圧する力を制御する押圧力制御

機構を含み、

前記ブレーキロータ、前記第一及び第二の回転摩擦部材、前記第一及び第二の押圧部材は、それぞれ前記第一及び第二の回転摩擦部材を遊星歯車とする第一及び第二の遊星歯車機構を構成しており、

前記第一及び第二の摩擦面は互いに対向し、前記第一及び第二の回転摩擦部材、前記第一及び第二の押圧部材、及び前記押圧力制御機構の少なくとも一部は、前記第一の摩擦面と前記第二の摩擦面との間に配置されている、

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]

前記第一の押圧部材は静止部材により前記回転軸線の周りに回転可能に、かつ、前記回転軸線に沿って変位可能に支持され、前記第二の押圧部材は前記静止部材により前記回転軸線の周りに回転不能に、かつ、前記回転軸線に沿って変位可能に支持され、前記第二の押圧部材及び前記静止部材は前記非回転部材を構成し、前記押圧力制御機構は少なくとも前記第一の押圧部材が前記第一の摩擦面に対し前記第一の回転摩擦部材を押圧する力を制御す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]

前記押圧力増力機構は、

前記第一及び第二の押圧部材の間に前記回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、前記第一及び第二の押圧部材が前記回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを前記回転軸線に沿って前記第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に変換すると共に、前記第一及び第二の回転摩擦部材がそれぞれ前記第一及び第二の摩擦面を押圧する反力を第一及び第二の押圧部材の間に相互に伝達する力伝達機構と、

前記回転軸線の周りに回転不能に支持された回転トルク担持部材であって、前記第一及び第二の押圧部材の一方より前記第一及び第二の押圧部材の他方へ伝達される回転トルクを前記他方の押圧部材を介し

て受け止める回転トルク担持部材と、
を有することを特徴とする請求項 2 又は 3 に記載の摩擦ブレーキ装置
。

[請求項 5] 前記力伝達機構は、それぞれ前記第一及び第二の押圧部材に設けられ前記回転軸線に沿う方向に互いに対向する第一及び第二の対向面を有し、

前記第一及び第二の対向面は前記回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、

前記第一及び第二の対向面の前記傾斜領域の共働により、回転トルクを前記回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを前記回転軸線に平行で前記第一及び第二の押圧部材を離間させる方向の力に変換する、

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] 前記摩擦面は、前記回転軸線に沿って互いに隔置された第一及び第二の摩擦面を含み、

前記回転摩擦部材は、それぞれ第一及び第二の摩擦面と摩擦係合可能に支持された第一及び第二の回転摩擦部材を含み、

前記押圧部材は、それぞれ前記第一及び第二の摩擦面に対し前記第一及び第二の回転摩擦部材を押圧する第一及び第二の押圧部材であって、前記回転軸線に沿って変位可能に支持された第一及び第二の押圧部材を含み、

前記押圧装置は、前記第一及び第二の押圧部材の一方が対応する回転摩擦部材に対応する摩擦面に対し押圧する力を制御する押圧力制御機構を含み、

前記ブレーキロータ、前記第一及び第二の回転摩擦部材、前記第一及び第二の押圧部材は、それぞれ前記第一及び第二の回転摩擦部材を遊星歯車とする第一及び第二の遊星歯車機構を構成しており、

前記第一及び第二の摩擦面は互いに対向する方向とは逆の方向へ面

し、前記第一及び第二の回転摩擦部材、及び前記第一及び第二の押圧部材、前記第一及び第二の摩擦面に対し互いに反対の側に配置されている、

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7]

前記第一及び第二の押圧部材はキャリパにより前記回転軸線の周りに回転可能に、かつ、前記回転軸線に沿って変位可能に支持され、前記キャリパは前記非回転部材を構成し、前記押圧力制御機構は少なくとも前記第一の押圧部材が前記第一の摩擦面に対し前記第一の回転摩擦部材を押圧する力を制御す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]

前記押圧力増力機構は、

前記第一の押圧部材と前記キャリパとの間に前記回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、前記第一の押圧部材が前記回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを前記回転軸線に沿って前記第一の押圧部材と前記キャリパとを離間させる方向の力に変換すると共に、前記第一の回転摩擦部材が前記第一の摩擦面を押圧する反力を前記第一の押圧部材より前記キャリパへ伝達する第一の力伝達機構と、

前記第二の押圧部材と前記キャリパとの間に前記回転軸線の周りの回転トルクを伝達し、前記第二の押圧部材が前記回転軸線の周りに相対回転変位せしめられることにより発生するくさび作用を利用して回転トルクを前記回転軸線に沿って前記第二の押圧部材と前記キャリパとを離間させる方向の力に変換すると共に、前記第二の回転摩擦部材が前記第二の摩擦面を押圧する反力を前記第二の押圧部材より前記キャリパへ伝達する第二の力伝達機構と、

前記回転軸線の周りに回転不能に支持された回転トルク担持部材であって、前記第一の押圧部材より前記キャリパへ伝達される回転トルク及び前記第二の押圧部材より前記キャリパへ伝達される回転トルク

を受け止める回転トルク担持部材と、
を有することを特徴とする請求項 7 に記載の摩擦ブレーキ装置。

[請求項9] 前記第一の力伝達機構は、それぞれ前記第一の押圧部材及び前記キャリアパに設けられ前記回転軸線に沿う方向に互いに対向する第三及び第四の対向面を有し、

前記第三及び第四の対向面は前記回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、

前記第三及び第四の対向面の前記傾斜領域の共働により、回転トルクを前記回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを前記回転軸線に平行で前記第一の押圧部材及び前記キャリアパを離間させる方向の力に変換する、

ことを特徴とする請求項 8 に記載の摩擦ブレーキ装置。

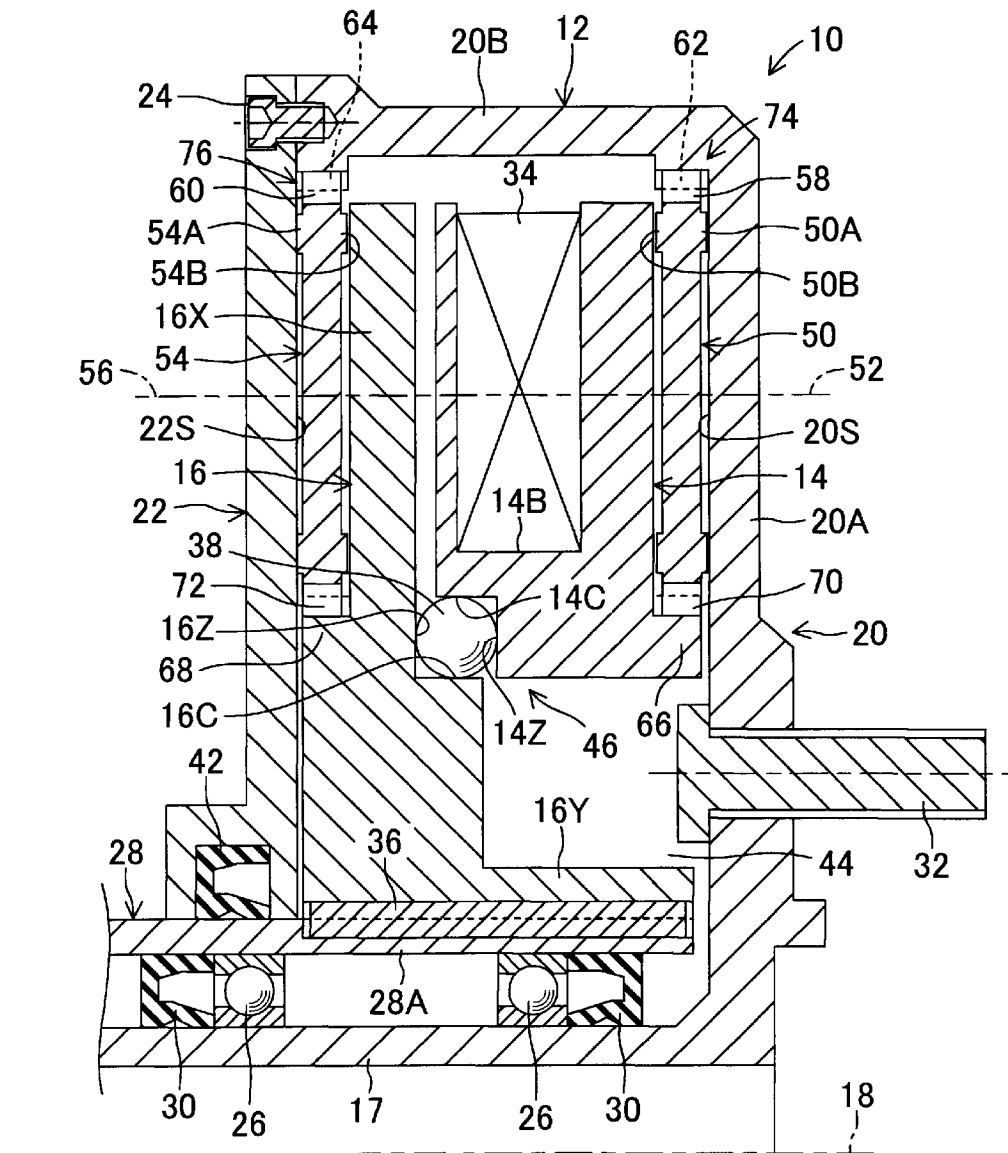
[請求項10] 前記第二の力伝達機構は、それぞれ前記第二の押圧部材及び前記キャリアパに設けられ前記回転軸線に沿う方向に互いに対向する第五及び第六の対向面を有し、

前記第五及び第六の対向面は前記回転軸線に垂直な仮想平面に対し同一の方向に傾斜する傾斜領域を有し、

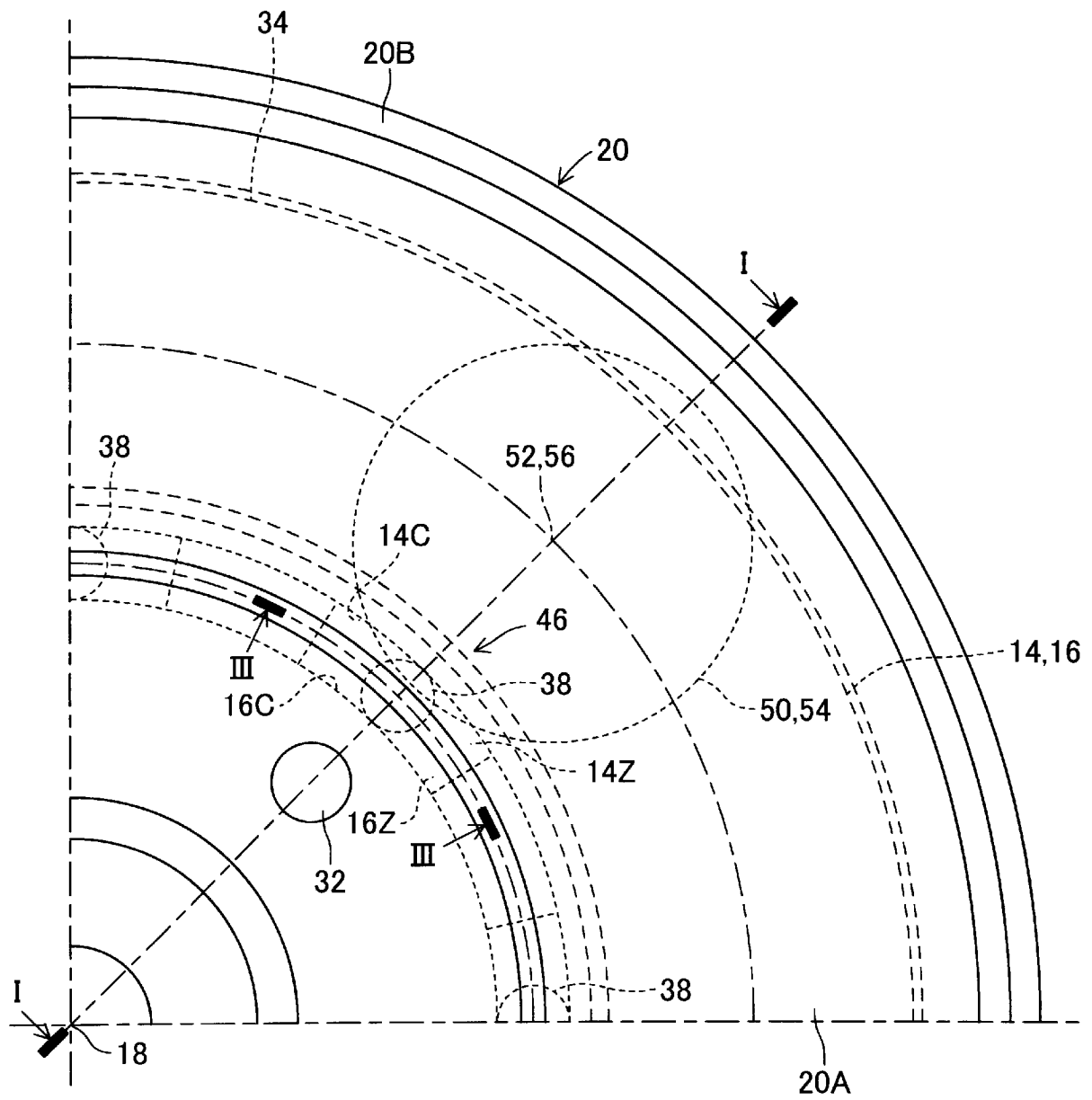
前記第五及び第六の対向面の前記傾斜領域の共働により、回転トルクを前記回転軸線の周りの周方向に伝達すると共に、回転トルクを前記回転軸線に平行で前記第二の押圧部材及び前記キャリアパを離間させる方向の力に変換する、

ことを特徴とする請求項 8 又は 9 に記載の摩擦ブレーキ装置。

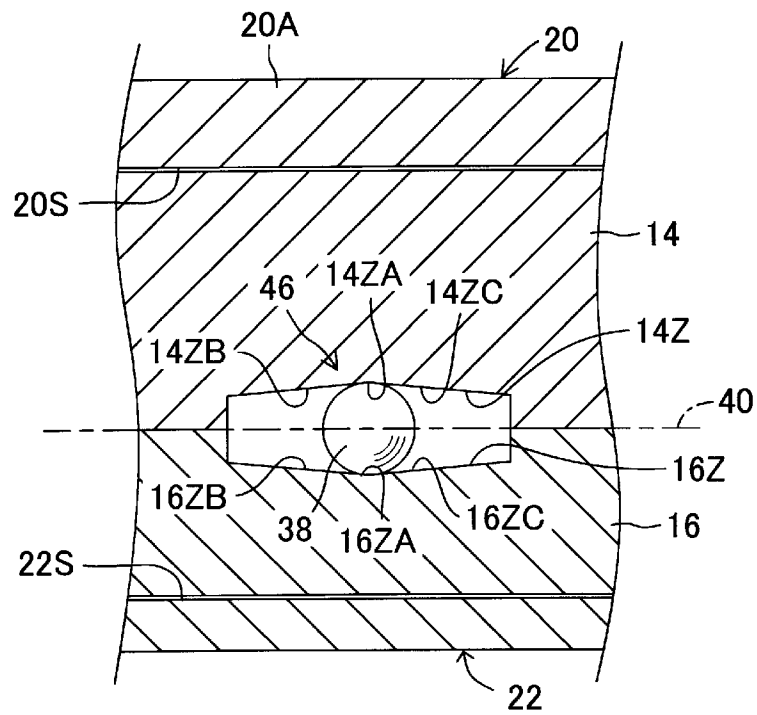
[図1]



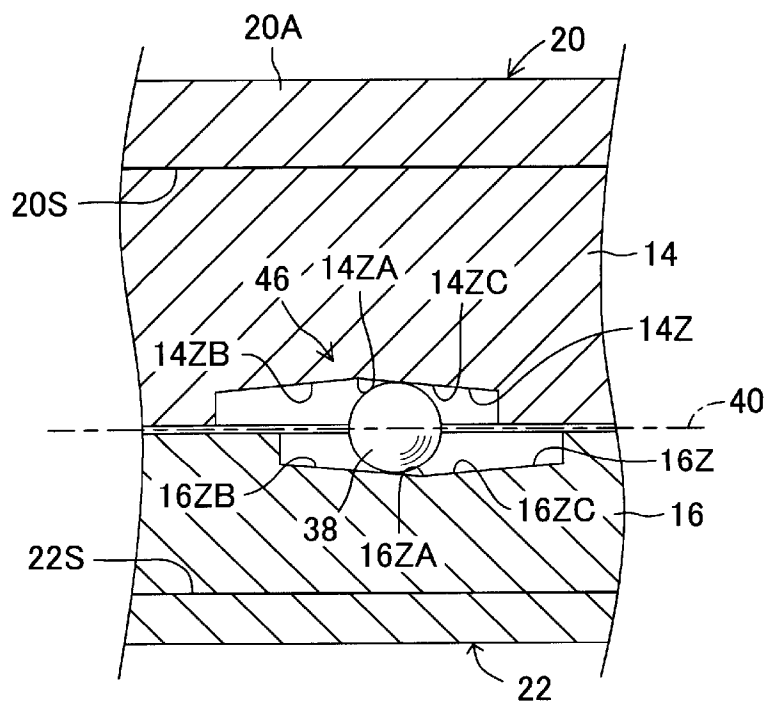
[図2]



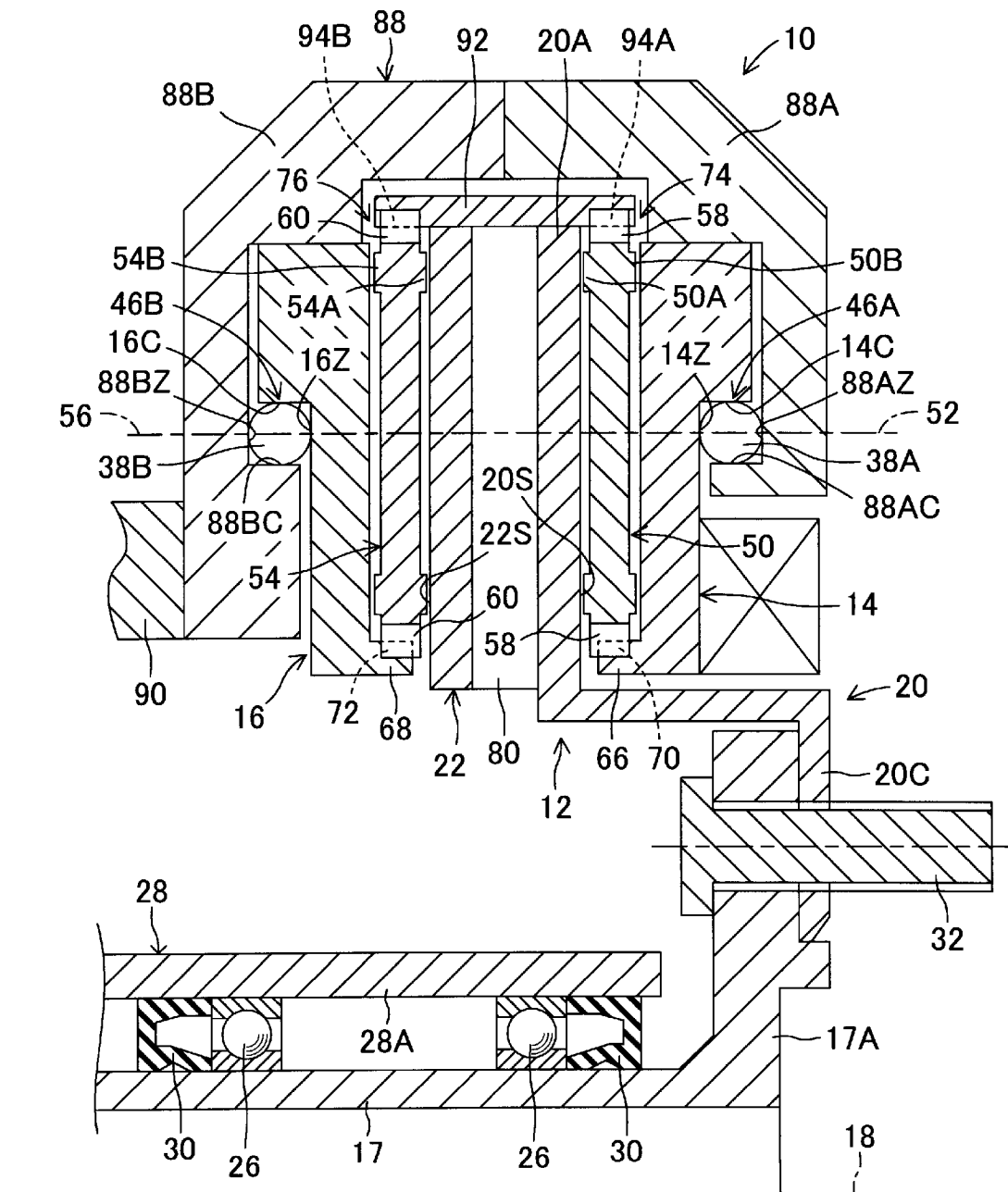
[図3]



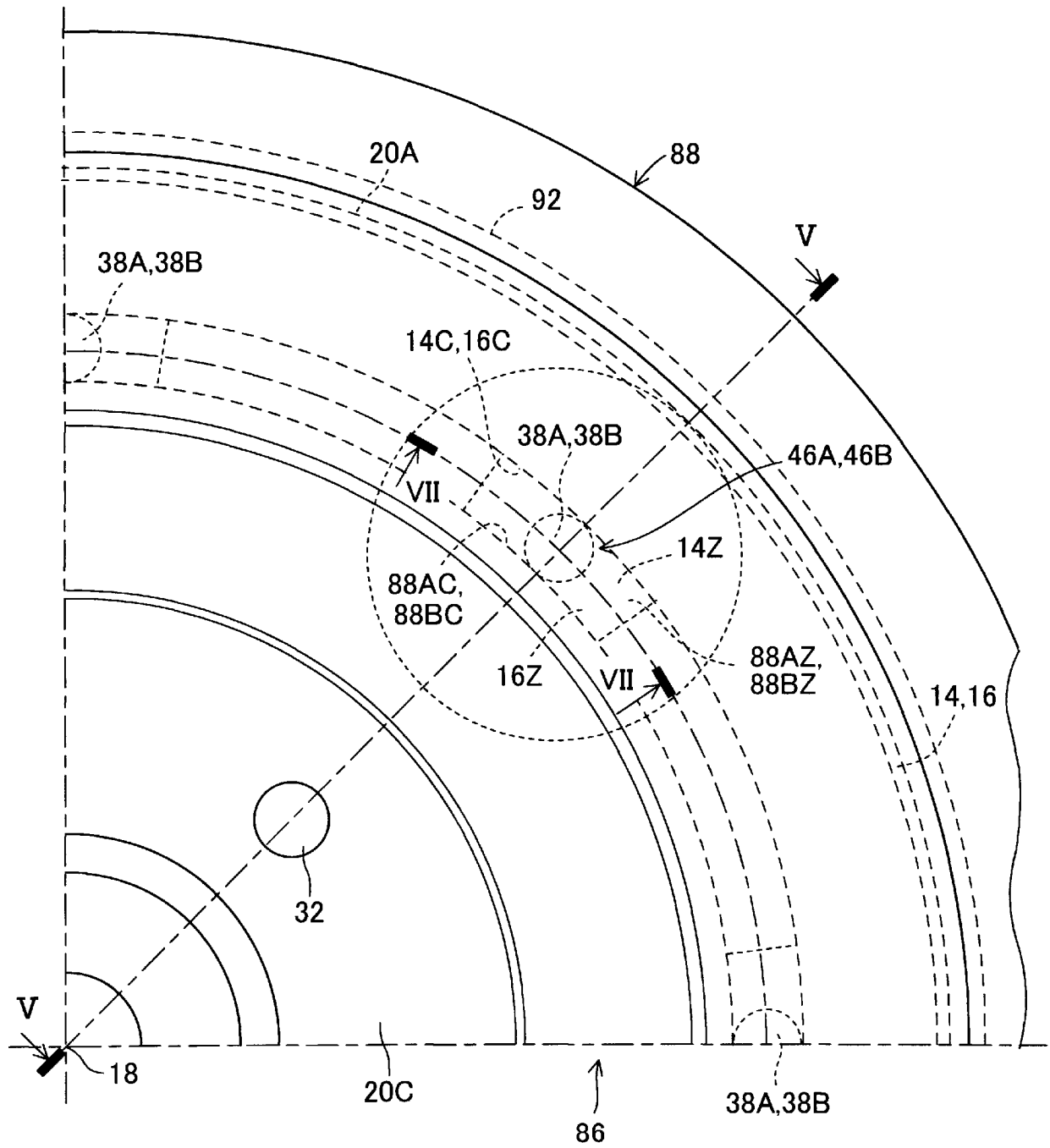
[図4]



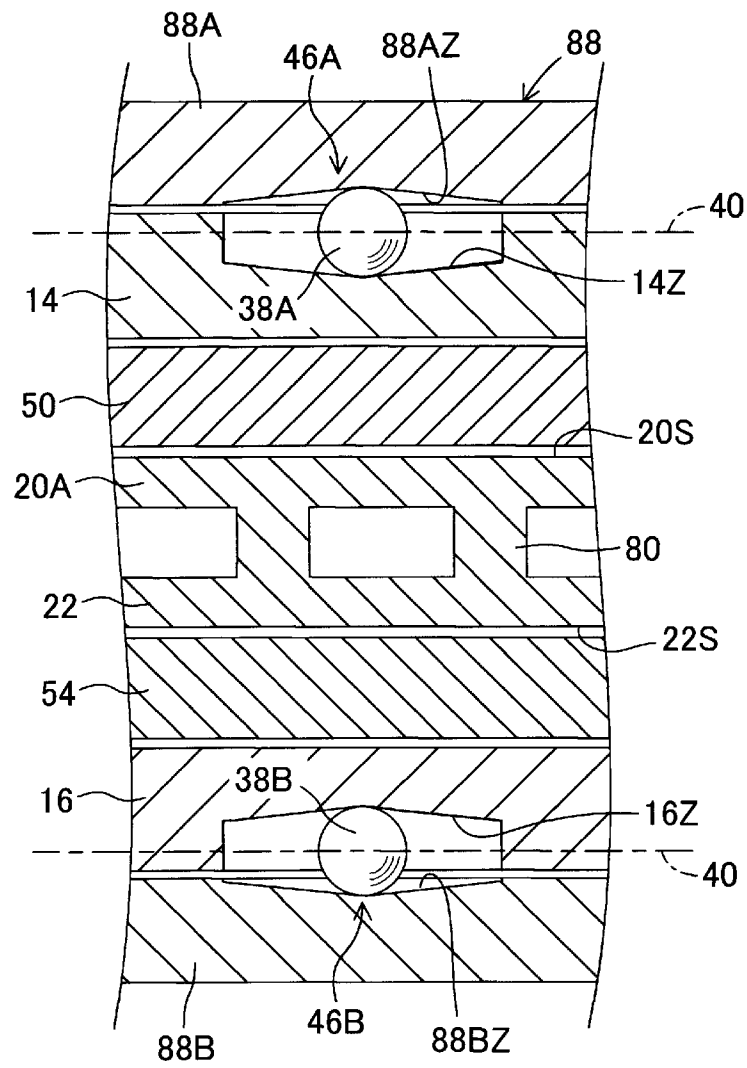
[図5]



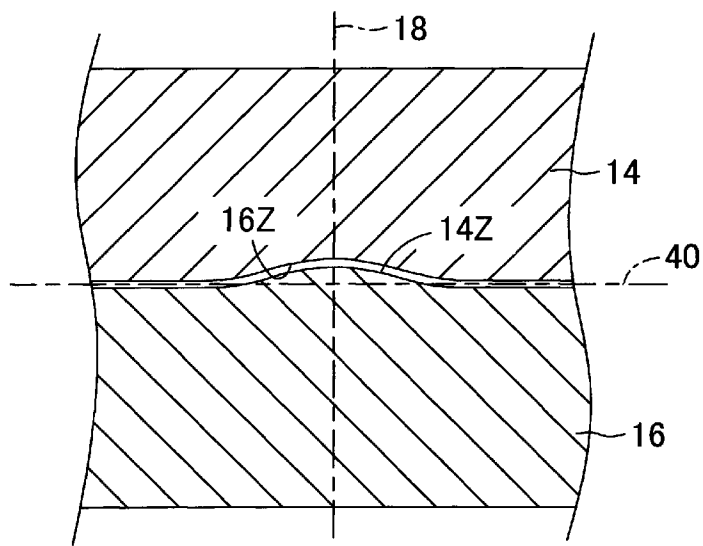
[図6]



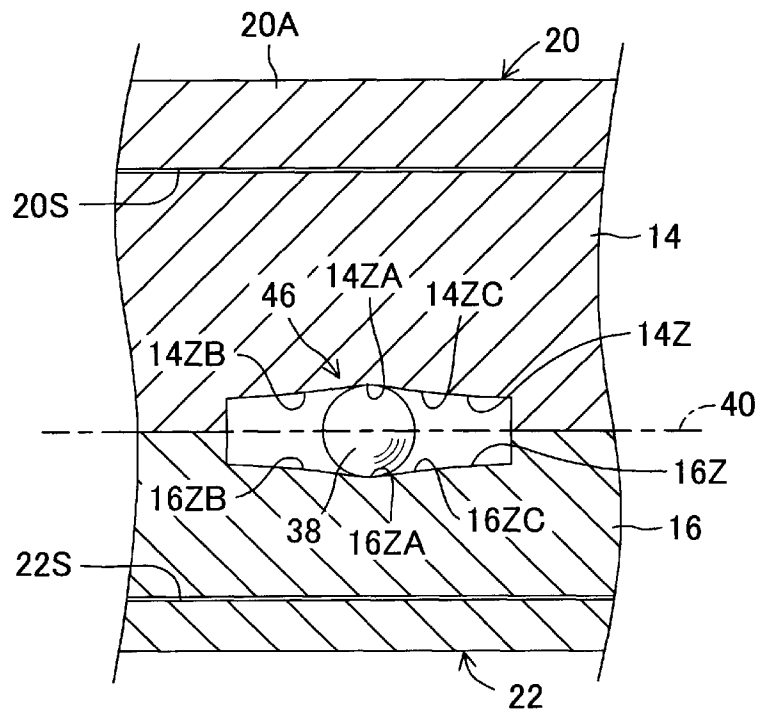
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/067392

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D55/14(2006.01)i, F16D65/092(2006.01)i, F16D65/22(2006.01)i,
F16D121/20(2012.01)n, F16D125/36(2012.01)n, F16D125/50(2012.01)n,
F16D127/08(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, F16D65/092, F16D65/22, F16D121/20, F16D125/36, F16D125/50,
F16D127/08

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)	1-10
A	DE 2633460 A1 (KLAUE, Hermann), 26 January 1978 (26.01.1978), page 5, line 11 to page 7, line 9; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-10

☒ 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/JP2014/067392

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 58-146723 A (Shinko Electric Co., Ltd.), 01 September 1983 (01.09.1983), entire text; all drawings (Family: none)	1-10
A	JP 2008-151199 A (Toyota Motor Corp.), 03 July 2008 (03.07.2008), entire text; all drawings (Family: none)	1-10
A	JP 2006-177532 A (Hitachi, Ltd.), 06 July 2006 (06.07.2006), entire text; all drawings (Family: none)	1-10

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, F16D65/092(2006.01)i, F16D65/22(2006.01)i, F16D121/20(2012.01)n,
F16D125/36(2012.01)n, F16D125/50(2012.01)n, F16D127/08(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, F16D65/092, F16D65/22, F16D121/20, F16D125/36, F16D125/50, F16D127/08

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）	1-10
A	DE 2633460 A1 (KLAUE, Hermann) 1978.01.26, 第 5 ページ第 11 行- 第 7 ページ第 9 行, 第 1-2 図（ファミリーなし）	1-10

☒ 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 58-146723 A (神鋼電機株式会社) 1983. 09. 01, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-10
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)	1-10
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)	1-10