

(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
2016年8月25日(25.08.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/132854 A1

- (51) 国際特許分類:
B62D 5/04 (2006.01) **B62D 113/00** (2006.01)
B62D 5/14 (2006.01) **B62D 119/00** (2006.01)
B62D 107/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/052587
- (22) 国際出願日: 2016年1月29日(29.01.2016)
- (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 2015-028634 2015年2月17日(17.02.2015) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 松村 達雄 (MATSUMURA, Tatsuo); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP). 渡辺 正規 (WATANABE, Masaki);

〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号
日立オートモティブシステムズ株式会社内
Kanagawa (JP).

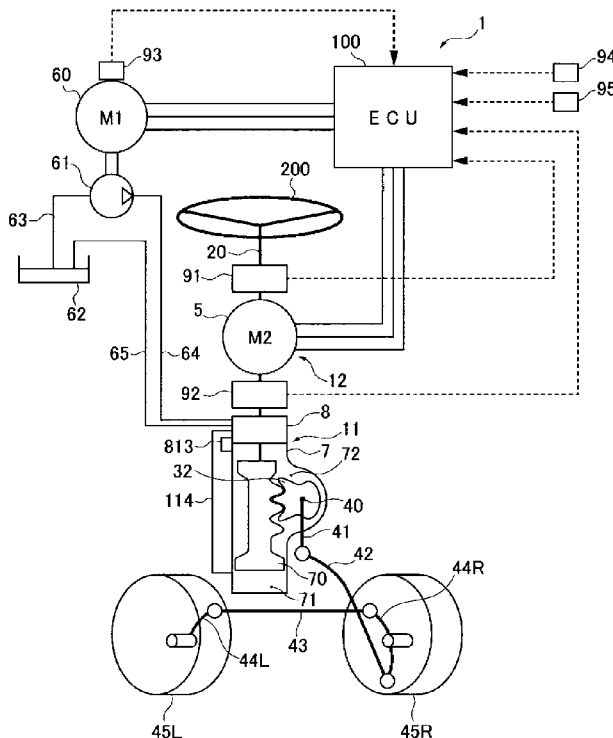
- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 新大手町ビル206区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー

[続葉有]

(54) Title: POWER STEERING DEVICE

(54) 発明の名称: パワーステアリング装置

[図1]



(57) Abstract: Provided is a power steering device that is capable of coordinating control using a pump device and control using an electric motor of an input shaft. The power steering device is provided with a power cylinder having a pair of hydraulic chambers partitioned by a piston and generating steering assist force of a steering wheel, a pump device that is driven and controlled by a first electric motor and that discharges a working fluid, a rotary valve that selectively supplies the working fluid supplied from the pump device to the hydraulic chambers in accordance with the relative rotation of the input shaft and an output shaft, a second electric motor that is provided so as to surround at least a portion of the input shaft in the axial direction and that controls the rotation of the input shaft, and a second electric motor control unit that is provided in the control device and that outputs a control signal for driving and controlling the second electric motor on the basis of a rotational frequency signal of the first electric motor.

(57) 要約:

[続葉有]



ロシア (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))

ポンプ装置を用いた制御と入力軸の電動モータを用いた制御とを協調させることができるパワーステアリング装置を提供する。パワーステアリング装置は、ピストンによって区画された 1 対の液圧室を有するパワーシリンダであって、転舵輪の操舵アシスト力を発生させるパワーシリンダと、第 1 電動モータによって駆動制御され、作動液を吐出するポンプ装置と、入力軸と出力軸との相対回転に応じてポンプ装置から供給される作動液を選択的に液圧室に供給するロータリバルブと、入力軸の少なくとも軸線方向一部分を包囲するように設けられ、入力軸の回転を制御する第 2 電動モータと、制御装置に設けられ、第 1 電動モータの回転数信号に基づき、第 2 電動モータを駆動制御する制御信号を出力する第 2 電動モータ制御部と、を備える。

明 細 書

発明の名称： パワーステアリング装置

技術分野

[0001] 本発明は、パワーステアリング装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、ポンプ装置が吐出する作動液をパワーシリンダに供給することで操舵アシスト力を発生可能であると共に、ステアリングホイールの操舵操作に伴い回転する入力軸に電動モータを備えたパワーステアリング装置が知られている（例えば特許文献１）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開２００５－９６７６７号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかし、従来のパワーステアリング装置では、ポンプ装置を用いた制御と入力軸の電動モータを用いた制御との協調制御については何ら考慮されていなかった。本発明の目的とするところは、両制御を協調させることができるパワーステアリング装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0005] 上記目的を達成するため、本発明の一実施形態のパワーステアリング装置は、ポンプ装置を駆動制御する電動モータの出力に基づき、入力軸の電動モータを駆動制御する。

[0006] よって、ポンプ装置を用いた制御と入力軸の電動モータを用いた制御とを協調させることができる。

図面の簡単な説明

[0007] [図１]実施例１のパワーステアリング装置が適用された操舵系の構成を示す。

[図2]実施例1のパワーステアリング装置の部分断面を示す。

[図3]実施例1のパワーステアリング装置における制御装置の構成を示す。

[図4]実施例1の第1電動モータ制御部における目標回転数演算部の構成を示す。

[図5]実施例1の目標回転数演算部がスタンバイ回転数を設定するためのマップを示す。

[図6]実施例1の目標回転数演算部が実行回転数を設定するためのマップを示す。

[図7]実施例1の第2電動モータ制御部が目標トルクを設定するためのマップを示す。

[図8]実施例1の第2電動モータ制御部が作動液の温度に基づき目標トルクを設定するためのマップを示す。

[図9]実施例1のパワーステアリング装置における操舵トルクとパワーシリンダで発生する液圧差との関係を示す。

[図10]実施例2の第1電動モータ制御部における目標回転数演算部の構成を示す。

[図11]実施例2の第2電動モータ制御部が目標トルクを設定するためのマップを示す。

[図12]実施例2における急操舵時の各変数の時間変化を示す。

[図13]実施例5の第1パワーステアリング機構のシステムを示す。

発明を実施するための形態

[0008] 以下、本発明のパワーステアリング装置を実現する形態を、図面に基づき実施例を用いて説明する。

[0009] [実施例1]

まず、構成を説明する。実施例1のパワーステアリング装置1（以下、単に装置1という。）は、車両の操舵系に適用される。最初に、図1及び図2を参照しつつ、機構的な構成を説明する。図1は、装置1が適用される操舵系の構成を模式的に示す。図2は、操舵軸20の軸心を通る平面で装置1の一部を切

った断面を示す。以下、操舵軸20の軸心が延びる方向にz軸を設け、操舵軸20に対しステアリングホイール200が接続される側を正とする。操舵系は、ステアリング機構として、操作機構とギヤ機構とリンク機構を有する。操作機構は、ステアリングホイール（ハンドル）200と操舵軸（ステアリングシャフト）20を有する。操舵軸20は、（広義の）入力軸21と出力軸24とに分割される。入力軸21のz軸正方向側には、ステアリングホイール200が連結される。入力軸21には、運転者によるステアリングホイール200の操舵操作による回転力（操舵トルク）が入力される。入力軸21は、上記操舵操作に伴い回転する。また、入力軸21は、運転者に操舵反力を伝達する。入力軸21は、（狭義の）入力軸22と中間軸23とに分割される。入力軸22は筒状である。

[0010] 中間軸23は、入力軸22のz軸負方向側に配置されるスタブシャフトである。中間軸23のz軸正方向側は有底筒状である。入力軸22のz軸負方向側は、中間軸23のz軸正方向側の内周に挿入され、ニードルベアリング230を介して中間軸23の上記内周に回転自在に支持される。中間軸23の上記内周のz軸正方向側には凹凸231が周方向に並んで設けられる。これに対向する入力軸22の外周にも凹凸が周方向に並んで設けられる。入力軸22と中間軸23の間には第2トーションバー26が配置される。第2トーションバー26は、入力軸22の内周側に挿入される。第2トーションバー26のz軸正方向側は、入力軸22のz軸正方向側にピンで固定される。第2トーションバー26のz軸負方向側は、入力軸22よりもz軸負方向側に突出し、中間軸23に固定される。中間軸23は、第2トーションバー26の弾性変形（捻れ）を介して、入力軸22と相対回転可能に連結される。中間軸23には、第2トーションバー26を介して入力軸22から回転力が入力される。中間軸23は、入力軸22の回転に伴い回転する。また、中間軸23は、第2トーションバー26を介して入力軸22に回転反力を伝達する。尚、入力軸22に対し中間軸23が中立位置から所定量以上回転しようとする、中間軸23の凹凸231が入力軸22の上記凹凸に当接して噛合う。これにより両軸22, 23の相対回転量が所定量以下に制限される。

[0011] 出力軸24は、入力軸21（中間軸23）のz軸負方向側に配置される。言換え

ると、中間軸23は入力軸22と出力軸24の間に配置される。出力軸24は筒状である。中間軸23のz軸負方向側は、出力軸24のz軸正方向側に形成された筒状部の内周側に挿入される。中間軸23と出力軸24の間には第1トーションバー25が配置される。第1トーションバー25は、出力軸24の内周側に挿入される。第1トーションバー25のz軸正方向側は、中間軸23のz軸負方向側にピンで固定される。第1トーションバー25のz軸負方向側は、出力軸24のz軸負方向側にピンで固定される。出力軸24は、第1トーションバー25の弾性変形（捻れ）を介して、中間軸23と相対回転可能に連結される。出力軸24には、第1トーションバー25を介して中間軸23から回転力が入力される。出力軸24は、中間軸23の回転に伴い回転する。また、出力軸24は、第1トーションバー25を介して中間軸23に回転反力を伝達する。

[0012] ギヤ機構はボール・ナット型であり、ボール・ナット機構30と、ウォームシャフト（ねじ軸）31と、セクタギヤ32とを有する。ウォームシャフト31は、出力軸24のz軸負方向側と一体に設けられており、その外周にはねじ溝310が設けられる。ボール・ナット機構30は、ナット301と複数のボール302を有する。ナット301は筒状であり、その内周にはねじ溝303が設けられる。ナット301の外周における一側面にはラック304が設けられる。ナット301の外周における他側面にはボール・チューブ305が取付けられる。ナット301の内周側にはウォームシャフト31が挿入される。ナット301は、ウォームシャフト31に対して、軸方向に相対移動可能に嵌合する。複数のボール302は、ナット301のねじ溝303とウォームシャフト31のねじ溝310との間に収容される。セクタギヤ32は、ナット301のラック304と噛合う。ウォームシャフト31が回転すると、ボール302は溝310, 303の中を転がって移動し、ナット301をz軸方向に移動させる。ボール302は、ボール・チューブ305を経て溝310, 303の内部を循環する。ナット301がz軸方向に移動すると、セクタギヤ32が回転する。

[0013] リンク機構は、セクタシャフト40と、ピットマンアーム41と、ドラッグリンク42と、タイロッド43を有する。セクタシャフト40は、セクタギヤ32に固定される。セクタシャフト40は、セクタギヤ32と略同軸に延び、セクタギヤ3

2と一体に回転する。ピットマンアーム41は、セクタシャフト40とドラッグリンク42とに連結される。ドラッグリンク42は、ピットマンアーム41と、一方の転舵輪45Rのナックルアーム44Rとに連結される。タイロッド43は、例えば車軸懸架式サスペンションでは、両転舵輪45L, 45Rのナックルアーム44L, 44Rに連結される。ピットマンアーム41は、セクタシャフト40の回転を、ドラッグリンク42を介してナックルアーム44Rに伝達する。ナックルアーム44Rに伝達された動きは、タイロッド43を介して、他方の転舵輪45Lのナックルアーム44Lに伝達される。

[0014] 装置1は、第1パワーステアリング機構11と、第2パワーステアリング機構12と、センサ91～94と、制御装置100とを有する。第1パワーステアリング機構11は、ポンプ装置61と、パワーピストン（以下、単にピストンという。）70と、パワーシリンダ7と、コントロールバルブ8とを有する。ピストン70とコントロールバルブ8はハウジング110に収容される。即ち、第1パワーステアリング機構11は、パワーシリンダ7とコントロールバルブ8とがギヤ機構に組み込まれて一体化されたインテグラル型である。第1パワーステアリング機構11は、ポンプ装置61が発生した液圧を利用する液圧式である。作動液として例えばパワーステアリングフルード（PSF）が用いられる。

[0015] ポンプ装置61は、作動液を吐出する液圧源であり、ハウジング110の外部に配置される。ポンプ装置61は、1回転当たりの吐出量（ポンプ容量）が可変である可変容量形である。ポンプ装置61として、例えば、流量制御弁を備えた可変容量形ベーンポンプを用いることができる。流量制御弁は、ポンプ容量を制御することで、ポンプ装置61の吐出流量を固有吐出流量以下に制限する。尚、ポンプ装置61は、電磁弁によって固有吐出流量を変更可能とした電子制御型であってもよい。また、ポンプ装置61は、ポンプ容量が一定である固定容量形であってもよい。また、ポンプ装置61として、ベーンポンプ以外の形式のポンプ、例えばギヤポンプを用いてもよい。ポンプ装置61の吸入側は、配管（吸入液路）63を介して、ハウジング110の外部におけるリザーバタンク62に接続される。ポンプ装置61の吐出側は、配管（供給液路）64を介して

コントロールバルブ8に接続される。ポンプ装置61は第1電動モータ60により駆動制御される。即ち、第1パワーステアリング機構11は、第1電動モータ60の動力をポンプ装置61の駆動力として用いる液圧電動式である。第1電動モータ60は、3相交流式のブラシレスモータである。

[0016] ハウジング110は、ギヤハウジング111とバルブハウジング112を有する。ギヤハウジング111は、シリンダ部111aとセクタギヤ収容部111bとを有する。シリンダ部111aは、z軸方向に延びる有底円筒状であり、z軸負方向側が閉塞し、z軸正方向側が開口する。セクタギヤ収容部111bは、シリンダ部111aの径方向外側に膨らむ形状に、シリンダ部111aと一体的に設けられる。シリンダ部111aはピストン70（ボール・ナット機構30）を収容する。セクタギヤ収容部111bはセクタギヤ32を収容する。バルブハウジング112は筒状であり、ギヤハウジング111のz軸正方向側に配置される。バルブハウジング112は、ギヤハウジング111（シリンダ部111a）のz軸正方向側の開口を液密に封止する。ギヤハウジング111の内周面とバルブハウジング112のz軸負方向側の面とにより囲まれる空間が、パワーシリンダ7を形成する。カバー113は、バルブハウジング112のz軸正方向側の開口を液密に封止する。バルブハウジング112はコントロールバルブ8を収容する。

[0017] ピストン70は、ナット301と一体化される。ピストン70は、パワーシリンダ7の内部においてz軸方向に移動可能に収容される。パワーシリンダ7の内部は、ピストン70によって、第1液圧室71と第2液圧室72（1対の液圧室）に区画される。ピストン70のz軸負方向側の外周には、ピストンシール701が装着される。ピストンシール701により、パワーシリンダ7の内部が第1液圧室71と第2液圧室72とに液密に区画形成（隔成）される。シリンダ部111aの内周側であってピストンシール701よりz軸負方向側が第1液圧室71となり、シリンダ部111aの内周側であってピストンシール701よりz軸正方向側及びセクタギヤ収容部111bの内周側が第2液圧室72となる。言換えると、セクタギヤ32は第2液圧室72内に配置される。ボール・ナット機構30を構成するウォームシャフト31（ねじ溝310）、ボール302、及びナット301（ねじ溝303）は、出

力軸24とピストン70との間に配置される。これらは、出力軸24の回転運動をピストン70の軸方向移動に変換する変換機構として機能する。尚、ナット301の外周に設けられたラック304及びこれに噛合うセクタギヤ32は、ピストン70の軸方向移動を回転運動に変換する第2の変換機構として機能する。リンク機構は、ピストン70の軸方向移動（セクタギヤ32の回転運動）を転舵輪45に伝達する伝達機構として機能する。

[0018] コントロールバルブ8は、ロータリバルブ式であり、ロータリバルブにより構成される。コントロールバルブ（以下、ロータリバルブという。）8は、入力軸21（中間軸23）と出力軸24との相対回転に応じて、ポンプ装置61から供給される作動液を、パワーシリンダ7の第1液圧室71及び第2液圧室72に選択的に供給する。ロータリバルブ8は、ロータ80とスリーブ81を有する。ロータ80は、中間軸23のz軸負方向側と一体的に設けられる。スリーブ81は、出力軸24のz軸正方向側における上記筒状部と一体的に設けられる。バルブハウジング112のz軸負方向側の内周には、周方向（z軸の周り方向）に延びる横溝である、供給ポート112aと、第1ポート112bと、排出ポート112cとが、z軸方向に並んで設けられる。バルブハウジング112の内部には、供給ポート112aに接続する供給液路112dと、排出ポート112cに接続する排出液路112eが設けられる。バルブハウジング112とギヤハウジング111の内部には、第1液圧室71に接続する第1液路114が設けられる。供給ポート112aは、供給液路112d及び配管（供給液路）64を介してポンプ装置61（の吐出側）と接続される。第1ポート112bは、第1液路114を介して第1液圧室71と接続される。排出ポート112cは、排出液路112e及び配管（排出液路）65を介してリザーバタンク62と接続される。

[0019] ロータ80の外周には、z軸方向に延びる縦溝である、供給用凹部801と排出用凹部802（図13参照）が、周方向に交互に並んで設けられる。スリーブ81の内周には、z軸方向に延びる縦溝である、右操舵用凹部810Rと左操舵用凹部810L（図13参照）が、周方向に交互に並んで設けられる。スリーブ81のz軸負方向側には、スリーブ81の内周と外周を連通するように、第1液路811と、第

2 液路812と、供給液路813と、排出液路814とが設けられる。第 1 液路811は、左操舵用凹部810Lに開口する。第 2 液路812は、右操舵用凹部810Rに開口する。周方向で左操舵用凹部810Lと右操舵用凹部810Rとの間に挟まれた凸部には、供給液路813又は排出液路814が開口する。液路813, 814は周方向で交互に配置される。

[0020] スリーブ81はバルブハウジング112に回転自在に收容される。スリーブ81の z 軸正方向側は、ボールベアリング115を介してバルブハウジング112の内周に回転自在に支持される。スリーブ81はボールベアリング115の内輪として機能する。バルブハウジング112の z 負方向側の内周には、スリーブ81の z 軸負方向側の外周が対向する。バルブハウジング112に対するスリーブ81の回転位置にかかわらず、バルブハウジング112の供給ポート112aはスリーブ81の供給液路813に連通し、バルブハウジング112の第1ポート112bはスリーブ81の第 1 液路811に連通し、スリーブ81の第 2 液路812は第 2 液圧室72に連通し、バルブハウジング112の排出ポート112cは、スリーブ81の排出液路814に連通する。ロータ80はスリーブ81に回転自在に收容される。スリーブ81の内周には、ロータ80の外周が対向する。スリーブ81に対するロータ80の中立位置で、ロータ80の供給用凹部801又は排出用凹部802は、スリーブ81の左操舵用凹部810Lと右操舵用凹部810Rとの間に挟まれた上記凸部に対向する。供給用凹部801には供給液路813の開口が対向し、排出用凹部802には排出液路814の開口が対向する。

[0021] 第2パワーステアリング機構12は、電動モータの動力を操舵アシスト力として直接的に用いる電動式である。第2パワーステアリング機構12は、第2電動モータ5を有する。第2電動モータ5は、3相交流式のブラシレスモータであり、入力軸21に備えられ、入力軸21に接続される。第2電動モータ5は、中空の円環状であり、（広義の）入力軸21の少なくとも軸方向一部分を包囲するように配置される。第2電動モータ5は、回転トルクを発生し、入力軸21（中間軸23）のトルクを制御する。第2電動モータ5は、z 軸方向で、中間軸23の z 軸正方向側の一部及び（狭義の）入力軸22の z 軸負方向側の一部と重なる

ように配置される。第2電動モータ5は、モータ要素とモータハウジング50を有する。モータ要素は、ロータ51とステータ52を有する。ロータ51は筒状であり、中間軸23を取り囲むように、中間軸23の外周に嵌合する。ロータ51は中間軸23と一体となって回転可能に設けられる。具体的には、中間軸23の外周には筒状の結合部材51aが嵌合する。結合部材51aはキー51bを用いたキー結合により中間軸23と一体的に回転する。ロータ51は、結合部材51aの外周に嵌合する。ロータ51は結合部材51a（中間軸23）と一体的に回転する。ステータ52は筒状であり、ロータ51を取り囲むように、ロータ51の外周側に配置される。ステータ52の内周は、ロータ51の外周に対して所定の隙間を隔てて配置される。

[0022] モータハウジング50はモータ要素を収容する。モータハウジング50は、第1ハウジング501と第2ハウジング502を有する。第1ハウジング501は、z軸負方向側に開口する有底筒状である。第1ハウジング501は、アダプタ部材50aを介してバルブハウジング112に固定される。第1ハウジング501のz軸負方向側のフランジ部は、ボルトB1によりアダプタ部材50aに締結固定される。アダプタ部材50aは、ボルトB2によりバルブハウジング112のz軸正方向側に締結固定される。第1ハウジング501の内周側には、ロータ51とステータ52が収容される。第1ハウジング501の内周にはステータ52の外周が固定される。第2ハウジング502は、円板状である。第2ハウジング502は、第1ハウジング501のz軸負方向側の開口を閉塞するように、ボルト（図外）により第1ハウジング501に締結固定される。第1ハウジング501のz軸正方向側の底部には孔503が設けられる。孔503の内周側には、結合部材51aのz軸正方向側の端部が配置される。孔503の内周と結合部材51aの上記端部の外周との間には、第1軸受としてのボールベアリング505が設置される。第1ハウジング501は、ボールベアリング505を介して、結合部材51aの上記端部を回転自在に支持する。第2ハウジング502には孔504が設けられる。孔504の内周側には、結合部材51aのz軸負方向側の端部が配置される。孔504の内周と結合部材51aの上記端部の外周との間には、第2軸受としてのボールベアリング506が設置される。

。第2ハウジング502は、ボールベアリング506を介して、結合部材51aの上記端部を回転自在に支持する。

[0023] 第1ハウジング501のz軸正方向側には第1レゾルバ91が配置される。第1レゾルバ91はロータ910とステータ911を有する。ロータ910は、ボールベアリング505のz軸正方向側に隣接して、入力軸22の外周を取り囲むように設置される。ロータ910は、入力軸22と一体となって回転可能である。ステータ911は円環状である。第1ハウジング501の上記底部のz軸正方向側には、孔503を取り囲むように凹部507が設けられる。ステータ911は凹部507に設置される。ステータ911の内周は、ロータ910の外周に対して所定の隙間を隔てて配置される。第1レゾルバ91はカバー部材50bにより覆われる。カバー部材50bはボルトB3により第1ハウジング501のz軸正方向側に締結される。カバー部材50bには筒状部509が設けられる。筒状部509の内周側には、入力軸22が挿入される。筒状部509の内周と入力軸22の外周との間にはシール部材50cが設置される。第2ハウジング502のz軸負方向側には第2レゾルバ92が配置される。第2レゾルバ92はロータ920とステータ921を有する。ロータ920は、ボールベアリング506のz軸負方向側に隣接して、結合部材51aのz軸負方向側の外周を取り囲むように設置される。ロータ920は、結合部材51a（中間軸23）と一体となって回転可能である。ステータ921は円環状である。第2ハウジング502のz軸負方向側には、孔504を取り囲むように凹部508が設けられる。ステータ921は凹部508に設置される。ステータ921の内周は、ロータ920の外周に対して所定の隙間を隔てて配置される。

[0024] 第1レゾルバ91は、入力軸22の回転角（操舵角 $\theta 1$ ）を検出する第1回転角センサである。 $\theta 1$ は、ステアリングホイール200の（非操舵時における）中立位置を基準とした左右操舵方向における回転角である。第2レゾルバ92は、中間軸23の回転角 $\theta 2$ を検出する第2回転角センサである。 $\theta 2$ は、中間軸23の（非回転時における）中立位置を基準とした左右方向における回転角である。 $\theta 2$ は、結合部材51aの回転角でもあり、第2電動モータ5のロータ51の回転角と同等である。よって、第2レゾルバ92は、ロータ51の回転角（回転位

置)を検出するモータ回転センサとしても機能する。入力軸22に操舵トルクが入力されると、第2トーションバー26の捻れにより入力軸22と中間軸23の回転位置関係が変化する。よって、第1レゾルバ91の出力信号と第2レゾルバ92の出力信号との差は、第2トーションバー26に生じる操舵トルクを表す。第2トーションバー26は、トルクセンサ用のトーションバーである。

[0025] 次に、図3を参照しつつ、制御的な構成を説明する。図3は、制御装置100の構成を示す。信号の流れを矢印で示す。センサ91~95は、第1レゾルバ91と、第2レゾルバ92と、第3レゾルバ93と、車速センサ94と、作動液温度センサ95とを有する。第3レゾルバ94は、第1電動モータ60の出力軸の回転角を検出する。車速センサ94は、車両の速度(車速V)を検出する。作動液温度センサ95は、作動液の温度Toilを検出する。制御装置100には、第1、第2電動モータ60, 5を駆動制御するマイクロコンピュータが搭載される。制御装置100は、車速信号受信部101と、操舵角信号受信部102と、操舵速度信号受信部103と、操舵トルク演算部104と、第1モータ回転数信号受信部105と、作動液温度信号受信部106と、第1電動モータ制御部107と、第2電動モータ制御部108とを有する。

[0026] 車速信号受信部101は、車速センサ94の出力信号(車速Vの信号)を受信する(言換えると上記信号が入力される。以下、同様)。操舵角信号受信部102は、第1レゾルバ91の出力信号(入力軸22の回転角信号、言換えると操舵角信号)を受信する。第1レゾルバ91のステータ911はロータ910の回転に応じて信号を出力する。操舵角信号受信部102は、配線を介して上記出力信号を受信すると共に、この出力信号に基づき、操舵角 θ_h を演算する。操舵速度信号受信部103は、第1レゾルバ91が出力した操舵角信号を受信する。操舵速度信号受信部103は、配線を介して上記出力信号を受信すると共に、この出力信号に基づき、入力軸の回転速度(回転角速度)である操舵速度 ω_h を演算する。例えば、前回受信した信号と今回受信した信号との差に基づき、操舵角 θ_h の微分値として、 ω_h を算出できる。尚、制御装置100(操舵速度信号受信部103)が外部から操舵速度 ω_h の信号を受信するようにしてもよい。

[0027] 操舵トルク演算部104は、第1レゾルバ91の出力信号（入力軸22の回転角信号）と第2レゾルバ92の出力信号（中間軸23の回転角信号）とに基づき、第2トーションバー26に生じる操舵トルク T_h を演算する。即ち、 T_h は、両軸21, 22の回転角の差、言換えると第2トーションバー26の捻れ量に相当する。第2レゾルバ92のステータ921はロータ920の回転に応じて信号を出力する。操舵トルク演算部104は、配線を介して上記出力信号を受信する。また、操舵トルク演算部104は、配線を介して第1レゾルバ91の出力信号を受信する。操舵トルク演算部104は、これらの出力信号に基づき、操舵トルク T_h を演算する。第1モータ回転数信号受信部105は、第3レゾルバ93の出力信号を受信する。第1モータ回転数信号受信部105は、配線を介して上記出力信号を受信すると共に、この出力信号に基づき、第1電動モータ60の回転数 N を演算する。作動液温度信号受信部106は、作動液温度センサ95の出力信号（温度 T_{oil} の信号）を受信する。尚、作動液の温度 T_{oil} を推定する推定部を制御装置100に設け、作動液温度信号受信部106は、上記推定部により推定された温度 T_{oil} の信号を受信するようにしてもよい。

[0028] 第1電動モータ制御部107は、車両の運転状況や操舵状態に基づき、第1電動モータ60を駆動制御する。第1電動モータ制御部107は、目標回転数演算部107aと第1モータ駆動回路107bを有する。図4は、目標回転数演算部107aの構成を示す。目標回転数演算部107aは、スタンバイ回転数演算部107a1と、実行回転数演算部107a2と、加算部107a3と、制限部107a4とを有する。スタンバイ回転数演算部107a1は、演算された操舵角 θ_h 及び操舵トルク T_h に基づき、スタンバイ回転数 N_{sby} を演算する。 θ_h の大きさが第1の所定値 θ_{h1} より大きい場合、 N_{sby} を演算しない（ N_{sby} を0に設定する）。 θ_{h1} は0より大きい所定角である（ $\theta_{h1} > 0$ ）。 θ_h の大きさが θ_{h1} 以下である場合、例えば図5に示すマップを用いて、 T_h に基づき N_{sby} を設定する。 T_h の大きさが第1の所定値 T_{h1} より大きいとき、 N_{sby} を α に設定する。 T_{h1} は0より大きい所定トルクである（ $T_{h1} > 0$ ）。 α は0より大きい所定回転数である（ $\alpha > 0$ ）。 T_h の大きさが T_{h1} 以下であるとき、 N_{sby} を β に設定する。 β は α より小さく0より大きい所定回転

数である ($\alpha > \beta > 0$)。

[0029] 実行回転数演算部107a2は、受信された車速 V 及び演算された操舵速度 ωh に基づき、実行回転数 N_{exe} を演算する。例えば図6に示すマップを用いて、 V 及び ωh に基づき N_{exe} を設定する。 ωh が所定値 $\omega h1$ より小さい場合、 N_{exe} を0に設定する。 $\omega h1$ は0より大きい所定速度である ($\omega h1 > 0$)。 ωh が $\omega h1$ 以上である場合、 ωh が高いときは ωh が低いときより N_{exe} が大きくなるように、 N_{exe} を設定する。例えば、 ωh の増大に応じて（比例して） N_{exe} が大きくなるように設定する。また、 ωh が $\omega h1$ 以上である場合、 V が高いときは V が低いときより N_{exe} が小さくなる（図6における直線のグラフの傾きが小さくなる）ように、 N_{exe} を設定する。加算部107a3は、演算された N_{sby} と N_{exe} とを加算することで、第1電動モータ60の基本目標回転数 N_{base} を演算する。制限部107a4は、 θh の大きさが第2の所定値 $\theta h2$ より大きい場合、上記演算された N_{base} を第1電動モータ60の最終的な目標回転数 N^* とする。 $\theta h2$ は0より大きく、かつ $\theta h1$ より小さい所定角である ($\theta h1 > \theta h2 > 0$)。 θh の大きさが $\theta h2$ 以下である場合、 N^* を上記演算された N_{base} よりも低下させる。具体的には、 N^* を0に設定する。

[0030] 第1モータ駆動回路107bは、スイッチング素子として電界効果型トランジスタFETを有するインバータ回路であり、上記目標回転数 N^* を実現するように第1電動モータ60への通電量を制御する。

[0031] 第2電動モータ制御部108は、車両の運転状況や操舵状態に基づき、第2電動モータ5を駆動制御する。第2電動モータ制御部108は、目標トルク演算部108aと第2モータ駆動回路108bを有する。目標トルク演算部108aは、演算された操舵トルク T_h 及び第1電動モータ60の回転数 N に基づき、第2電動モータ5の目標トルク T_{m^*} を演算する。例えば図7に示すマップを用いて、 T_h 及び N に基づき T_{m^*} を設定する。第1電動モータ60の回転数 N が第1の所定値 $N1$ より大きい場合、 T_{m^*} を演算しない (T_{m^*} を0に設定する)。 $N1$ は0より大きい所定回転数である ($N1 > 0$)。 N が $N1$ 以下である場合、 T_h が第2の所定値 T_{h2} より小さいときは、 T_{m^*} を0に設定する。 T_{h2} は0より大きい所定トルクである ($T_{h2} > 0$)。 T_h

が Th_2 以上であり、かつ第3の所定値 Th_3 以下である場合、 Th が大きいときは Th が小さいときより Tm^* が大きくなるように、 Tm^* を設定する。例えば、 Th の増大に応じて（比例して） Tm^* が大きくなるように設定する。 Th_3 は Th_2 より大きい所定トルクである（ $Th_3 > Th_2$ ）。 Th が Th_3 より大きいときは、 Tm^* を一定の最大値に設定する。 N が N_1 以下であり、かつ第2の所定値 N_2 以上である場合、 N が大きいときは N が小さいときより Tm^* が小さくなる（図7の $Th_2 \sim Th_3$ における直線のグラフの傾きが小さくなる）ように、 Tm^* を設定する。 N_2 は0以上であり、かつ N_1 より小さい所定回転数である（ $N_1 > N_2 \geq 0$ ）。

[0032] 目標トルク演算部108aは、受信された作動液の温度 $Toil$ に基づき、図7のマップを修正する。同じ Th であっても、 $Toil$ が低いときは $Toil$ が高いときより Tm^* が大きくなるように、 Tm^* を設定する。例えば、図8に示すように、図7における（ N 毎の）各グラフで、 $Toil$ の低下に応じて、 Th_2 及び Th_3 をそれぞれ小さくすると共に、 $Th_2 \sim Th_3$ における直線の傾きを大きくする。

[0033] 第2モータ駆動回路108bは、スイッチング素子としてFETを有するインバータ回路であり、上記目標トルク Tm^* を実現するように第2電動モータ5（ステータ52）への通電量を制御する。

[0034] 次に、作用効果を説明する。第1パワーステアリング機構11は、第1電動モータ60によりポンプ装置61を回転させ、ポンプ装置61からパワーシリンダ7に作動液を供給する。パワーシリンダ7の液压室71, 72には、ポンプ装置61が吐出する作動液が供給されることで、液压が発生する。この液压はピストン70（ナット301）に作用する。液压室71, 72の間の液压差はピストン70を z 軸方向に移動させる力を発生する。これにより、転舵輪45の転舵を補助する転舵アシスト力（操舵力を補助する操舵アシスト力）が発生し、運転者がステアリングホイール200を操作する力が軽減される。

[0035] ロータリバルブ8は、液路の切換えと液压の制御を行う。即ち、入力軸21（中間軸23）にトルクが入力されると、第1トーションバー25の捻れにより、スリーブ81に対するロータ80の回転位置が変化する。これにより、ポンプ装置61からの作動液の供給先、及びリザーバタンク62への作動液の排出元が、

第1 液圧室71と第2 液圧室72との間で切り替わる。例えば、スリーブ81に対してロータ80が中立位置から一方向（左操舵方向）へ回転する。このとき、ロータ80の供給用凹部801とスリーブ81の左操舵用凹部810Lとの間における絞り部の開度が大きくなる。一方、ロータ80の供給用凹部801とスリーブ81の右操舵用凹部810Rとの間における絞り部の開度が小さくなる。これにより、ポンプ装置61から第1 液圧室71への作動液の供給量が多くなる一方、ポンプ装置61から第2 液圧室72への作動液の供給量が少なくなる。また、ロータ80の排出用凹部802とスリーブ81の左操舵用凹部810Lとの間における絞り部の開度が小さくなる。一方、ロータ80の排出用凹部802とスリーブ81の右操舵用凹部810Rとの間における絞り部の開度が大きくなる。これにより、第1 液圧室71からリザーバタンク62への作動液の排出量が少なくなる一方、第2 液圧室72からリザーバタンク62への作動液の排出量が多くなる。よって、第1 液圧室71の液圧が第2 液圧室72の液圧に対し大きくなる。この液圧差により、第1 液圧室71の容積が大きくなる方向へピストン70が押されるため、転舵輪45を左方向へ転舵させる力（操舵力）が発生する。スリーブ81に対してロータ80が中立位置から他方向（右操舵方向）へ回転したときも、同様にして、転舵輪45を右方向へ転舵させる力（操舵力）が発生する。

[0036] 運転者の操舵力ないし第2電動モータ5の回転トルクに基づき、入力軸21（中間軸23）にトルクが入力される。これに応じて、ロータリバルブ8が上記のように開閉することで、パワーシリンダ7に液圧が給排される。これにより、運転者の手動操舵が行われると共に、操舵操作に応じた操舵アシストが行われる。入力軸21（中間軸23）に入力されるトルクが大きいときは小さいときよりも、第1トーションバー25の捻れ量が多い。よって、ロータリバルブ8において、スリーブ81に対するロータ80の回転量が大きく、上記凹部間における絞り部の開閉の度合いが大きい。このため、液圧室71,72の間の液圧差が大きくなるため、第1パワーステアリング機構11による操舵アシスト力も大きい。また、第1電動モータ60の出力（回転数N）が高いときは低いときよりも、ポンプ装置61が吐出する作動液量が多い。よって、液圧室71,72の間の液

圧差がより大きくなるため、第1パワーステアリング機構11による操舵アシスト力が大きい。

[0037] 一方、入力軸21に接続され、入力軸21の少なくとも軸方向一部分を包囲するように設けられた中空の第2電動モータ5は、入力軸21（中間軸23）に対し所望の回転トルクを付与可能である。第2電動モータ制御部108は、各種センサからの運転情報（車両の運転状況）に基づき第2電動モータ5を駆動制御することにより、入力軸21（操舵軸20）のトルクを制御することができる。これにより、第2パワーステアリング機構12を用いて、操舵操作に応じた操舵アシストのほか、駐車やレーンキープ等のための自動操舵を行うことが可能である。尚、第2電動モータ5が回転トルクを付与する入力軸21は、（狭義の）入力軸22と中間軸23とに分割されていなくてもよい。

[0038] 装置1では、入力軸21は（狭義の）入力軸22と中間軸23とに分割されている。入力軸22と中間軸23とは第2トーションバー26を介して連結され、中間軸23と出力軸24とは第1トーションバー25を介して連結されている。言換えると、中間軸23は、第1トーションバー25と第2トーションバー26との間に配置される。第2トーションバー26は、入力軸22と、（中間軸23の回転に伴い回転する）第1トーションバー25との間に配置される。即ち、装置1は、ロータリバルブ8の開閉用の第1トーションバー25とは別に、操舵トルク T_h の検出用の第2トーションバー26を有している。制御装置100は操舵トルク演算部104を有する。操舵トルク演算部104は、第1レゾルバ91の出力信号（入力軸22の回転角信号）と第2レゾルバ92の出力信号（中間軸23の回転角信号）とに基づき、第2トーションバー26に生じる操舵トルク T_h を演算する。よって、制御装置100は、操舵トルク T_h に基づく操舵力付与制御を行うことができる。第2トーションバー26の剛性（ばね定数）は、 T_h の検出（操舵トルク演算部105による T_h の演算）にとって適切となるように設定することができる。一方、第1トーションバー25の剛性（ばね定数）は、ロータリバルブ8の開閉にとって適切となるように設定することができる。よって、 T_h の高精度な検出とロータリバルブ8の高精度な開閉（液压室71, 72の液压差の制御）とを両立させることが可

能である。尚、第2レゾルバ92の出力信号には第1トーションバー25の捻れ分が含まれない。よって、第2電動モータ5のロータ51の回転角をより高精度に検出できる。

[0039] 第1電動モータ制御部107は、第1電動モータ60を駆動制御することで、パワーシリンダ7の液圧を用いた操舵アシストを実行する。具体的には、第1電動モータ制御部107は、操舵速度 ωh 及び操舵トルク Th に基づき第1電動モータ60を駆動制御する。 ωh は、パワーシリンダ7の内部の液圧室71,72に必要な流量（単位時間あたりにパワーシリンダ7で必要とされる流量）を表す値である。 ωh が高いときは ωh が低いときよりも、必要流量が多い。よって、 ωh に応じて、即ち、必要流量に応じて、第1電動モータ60を駆動制御する。これにより、第1電動モータ60を駆動制御するための電力消費を抑制し、効率的な操舵制御を行うことができる。したがって、省エネ効果を得ることができる。また、 Th は運転者の操舵意図（操舵力）を表す値であり、操舵アシストにおいて必要とされる応答性（操舵応答性）を示す。よって、 Th の値に応じて、即ち、運転者の操舵意図に応じて、第1電動モータ60を駆動制御する。これにより、操舵意図に応じた操舵制御を行うことができる。したがって、操舵フィーリングを向上することができる。本実施例では、 ωh と Th の両方を加味して第1電動モータ60を駆動制御する。これにより、より適切な操舵力の付与を行うことができる。以下、具体的に説明する。

[0040] 第1電動モータ制御部107は、 ωh が高いときは ωh が低いときよりも回転数 N が大きくなるように、また、車速 V が低いときは V が高いときよりも N が大きくなるように、第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、実行回転数演算部107a2は、 ωh が高いときは ωh が低いときよりも実行回転数 N_{exe} が大きくなるように、また、 V が低いときは V が高いときよりも N_{exe} が大きくなるように、 N_{exe} を設定する。第1モータ駆動回路107bは、設定された N_{exe} を実現するように第1電動モータ60への通電量を制御する。このように、実行回転数演算部107a2や第1モータ駆動回路107bは、操舵アシスト実行部として機能する。 ωh が高いときは ωh が低いときよりも、又は、 V が低いときは V が高いときよりも、必要流

量が多い。よって、 ωh 又は V に応じて、即ち必要流量の多少に応じて、第1電動モータ60を回転させる。これにより、第1電動モータ60を駆動制御するための電力消費を抑制できる。尚、Nexeを設定するためのマップにおけるグラフの特性は、図6のものに限られない。例えば、 ωh が $\omega h1$ より高くなるとNexeが所定値まで一気に上昇し、その後、 ωh の増大に応じてNexeが緩やかに上昇する特性や、図6のグラフを平行移動させた特性等であってもよい。また、 V が高いときは V が低いときよりも、図6におけるグラフがNexeの減少側に平行移動するように設定してもよい。

[0041] 第1電動モータ制御部107は、 ωh が $\omega h1$ より低いとき、第1電動モータ60を停止させる。即ち、実行回転数演算部107a2は、 ωh の大きさが $\omega h1$ より小さい場合、Nexeを0に設定する。このように、 ωh が $\omega h1$ より低いとき、即ち、パワーシリンダ7での流量があまり必要でないときは、第1電動モータ60を停止させる。これにより、電力消費の抑制効果、即ち省エネ効果を向上させることができる。また、 ωh が $\omega h1$ より低い領域が第1電動モータ60の不感帯となるため、第1電動モータ60の駆動・停止の切り換えが頻繁に行われることを抑制できる。

[0042] 第1電動モータ制御部107は、 θh が $\theta h2$ 以下のとき、回転数 N が低下するように第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、制限部107a4は、 θh の大きさが $\theta h2$ 以下である場合、目標回転数 N^* を、 θh の大きさが $\theta h2$ より大きい場合の目標回転数 N_{base} よりも、低下させる。即ち、 θh が $\theta h2$ 以下であるときは、パワーシリンダ7での流量があまり必要でない。このようなときは N を低下させる。これにより、第1電動モータ60を駆動制御するための電力消費を抑制できる。具体的には、第1電動モータ制御部107は、 θh が $\theta h2$ 以下のとき、第1電動モータ60を停止させる。即ち、制限部107a4は、 θh の大きさが $\theta h2$ 以下である場合、 N^* を0に設定する。このように、パワーシリンダ7での流量があまり必要でないときは、第1電動モータ60を停止させる。これにより、電力消費の抑制効果、即ち省エネ効果を向上させることができる。また、 θh が $\theta h2$ 以下である領域が第1電動モータ60の不感帯となるため、第1電動モータ60の

駆動・停止の切り換えが頻繁に行われることを抑制できる。

[0043] 一方、第1電動モータ制御部107は、 θh が $\theta h1$ 以下のとき、回転数 N が所定値 $Nsby$ 以下の状態で継続して回転するように、第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、スタンバイ回転数演算部107a1は、 θh の大きさが $\theta h1$ 以下である場合、スタンバイ回転数 $Nsby$ を設定する。第1モータ駆動回路107bは、設定された $Nsby$ を実現するように第1電動モータ60への通電量を制御する。これにより、操舵速度 ωh や車速 V に関わらず、 θh の大きさが $\theta h1$ 以下である（かつ $\theta h2$ より大きい）ときは、 N が $Nsby$ 以下の状態で第1電動モータ60が継続して回転するように制御される。即ち、 θh が $\theta h1$ 以下の場合は、パワーシリンダ7の側で大流量は必要としない。そこで、 ωh 等に応じて操舵アシストを実行する前に、 θh が増加したとき等のために備え、第1電動モータ60を予め低回転（スタンバイ回転）させておく。これにより、電力消費を抑制しつつ、操舵アシストの応答性（操舵応答性）を向上できる。スタンバイ回転数演算部107a1や第1モータ駆動回路107bは、スタンバイ回転制御部として機能する。

[0044] 上記スタンバイ回転制御部は、 Th に基づき、 θh が $\theta h1$ 以下の状態における第1電動モータ60の回転数（スタンバイ回転数 $Nsby$ ）を可変制御する。即ち、スタンバイ回転数演算部107a1は、 Th に基づき $Nsby$ を演算する。上記のように、 Th は運転者の操舵意図を反映する。 Th が小さいとき、即ち運転者が操舵を意図していない状態では、パワーシリンダ7の側で流量を必要としない。よって、第1電動モータ60の回転数 N を低下させてもよい。このようなときは $Nsby$ を低下させる。これにより、電力消費をより効果的に抑制して、より大きな省エネ効果を得ることができる。一方、 Th が検出されたときは、 $Nsby$ を上昇させる。これにより、操舵応答性を確保することができる。尚、 Th は、 θh よりも早いタイミングで検出することができる。よって、 Th に基づくことで、より早いタイミングで $Nsby$ の可変制御を行うことができる。したがって、上記各効果の向上を図ることができる。

[0045] 具体的には、上記スタンバイ回転制御部は、 θh が $\theta h1$ 以下であって、かつ Th が $Th1$ 以下のとき、回転数 N が低下するように第1電動モータ60を駆動制御す

る。即ち、スタンバイ回転数演算部107a1は、 θ_h が θ_{h1} 以下であって、かつ T_h の大きさが $Th1$ 以下であるとき、 N_{sby} を、 T_h の大きさが $Th1$ より大きいときの α より小さい β に設定する。即ち、 T_h の大きさが $Th1$ 以下であるときは、運転者が操舵を意図していない、言換えるとパワーシリンダ7の側で流量を必要としない、と判断できる。よって、 N_{sby} を低下させる。これにより、更なる省エネ効果を得ることができる。尚、 β は0でもよい。すなわち、上記スタンバイ回転制御部は、 θ_h が θ_{h1} 以下であって、かつ T_h が $Th1$ 以下のとき、第1電動モータ60を停止してもよい。

[0046] また、上記スタンバイ回転制御部は、 θ_h が θ_{h1} 以下であって、かつ T_h が $Th1$ 以上のとき、回転数 N が上昇するように第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、スタンバイ回転数演算部107a1は、 θ_h が θ_{h1} 以下であって、かつ T_h の大きさが $Th1$ より大きいとき、 N_{sby} を、 T_h の大きさが $Th1$ 以下であるときの β より大きい α に設定する。上記のように、 θ_h が θ_{h1} 以下の場合は、パワーシリンダ7の側で大流量は必要としない。しかし、 T_h が増大している。このため、 N_{sby} を上昇させる。これにより、 θ_h が増加したときのために備えることが、より確実にできる。尚、 N_{sby} を α から β に切り換えるときの $Th1$ と、 N_{sby} を β から α に切り換えるときの $Th1$ とを異なる値にしてもよい。この場合、 N_{sby} の切り換えが頻繁に行われることを抑制できる。

[0047] 第2電動モータ制御部108は、第2電動モータ5を駆動制御することで、第2電動モータ5の回転トルクを用いた操舵アシストを実行可能である。第2電動モータ制御部108は、 T_h に基づき第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、 T_h に基づき、第2電動モータ5の目標トルク T_{m*} を演算する。第2モータ駆動回路108bは、 T_{m*} を実現するように第2電動モータ5への通電量を制御する。このように T_h に基づき、即ち運転者の操舵意図に応じて、第2電動モータ5を駆動制御する。これにより、第2電動モータ5を駆動制御するための電力消費を抑制しつつ、より運転者の操舵意図に沿った操舵力付与を行うことができる。尚、 T_{m*} を設定するためのマップにおけるグラフの特性は、図7のものに限られない。例えば、 T_h が $Th2$ より高くなると T_{m*}

が所定値まで一気に上昇し、その後、 Th の増大に応じて Tm^* が緩やかに大きくなる特性や、図7のグラフを平行移動させた特性等であってもよい。

[0048] 具体的には、第2電動モータ制御部108は、 Th が $Th2$ より小さいとき、第2電動モータ5を停止させる。即ち、目標トルク演算部108aは、 Th が $Th2$ より小さいときは、 Tm^* を0に設定する。このように、 Th が $Th2$ より小さいとき、即ち、運転者が操舵を意図しないと判断できるときは、第2電動モータ5を停止させる。これにより、電力消費を抑制し、省エネ効果を向上させることができる。また、 Th が $Th2$ より小さい領域が第2電動モータ5の不感帯となるため、第2電動モータ5の駆動・停止の切り換えが頻繁に行われることを抑制できる。

[0049] また、第2電動モータ制御部108は、第1電動モータ60の駆動状態に応じて、第2電動モータ5を駆動制御する。これにより、第1電動モータ60によるポンプ装置61を用いた制御と、第2電動モータ5による制御とを協調させ、これらの制御を相互に補完することができる。よって、省エネ性能向上と操舵フィーリング向上との両立を図ることができる。例えば、第2電動モータ制御部108は、 θh が $\theta h1$ 以下であって、かつ Th が $Th2$ 以上のとき、第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、第1電動モータ60のスタンバイ回転制御中、 Th の上昇に応じて第2電動モータ5を駆動制御する。これにより、スタンバイ回転制御による省エネ効果を得つつ、 Th に応じた操舵力付与を行うことができる。例えば、保舵時のように、パワーシリンダ7での流量はそれほど必要ではないが、保舵のための操舵力付与が必要であるような場合、第1電動モータ60のスタンバイ回転制御により省エネ効果を得ながら、第2電動モータ5の駆動制御により運転者の操舵負荷の増大を抑制することができる。尚、第2電動モータ5を停止状態から駆動制御に切り換えるときの $Th2$ と、 $Nsby$ を β から α に切り換えるときの $Th1$ とを同じ値にしてもよいし、異なる値としてもよい。

[0050] また、第2電動モータ制御部108は、第1電動モータ60の回転数 N の信号に基づき、第2電動モータ5を駆動制御する制御信号を出力する。即ち、目標トルク演算部108aは、 N に基づき、 Tm^* を演算する。第2モータ駆動回路108bは、 Tm^* を実現するように第2電動モータ5への通電量を制御する。このように、第

1電動モータ60の出力であるNに基づき2電動モータ5を駆動制御することにより、第1電動モータ60によるポンプ装置61を用いた制御と、第2電動モータ5による制御とを効果的に協調させることができる。

[0051] 図9は、操舵トルク T_h と、パワーシリンダ7で発生する液圧室71,72の間の液圧差 ΔP （即ちパワーシリンダ7による操舵力）との関係を示す。Nが小さい（ポンプ装置61が吐出する液量が少ない）ときはNが大きい（上記液量が多い）ときよりも、図9のグラフが ΔP の減少側へオフセットする。即ち、同じ T_h の値であっても、Nが小さいときはNが大きいときよりも、 ΔP が小さくなる特性となる。言換えると、同じ ΔP を発生させるために、Nが小さいときは、Nが大きいときの T_{h4} よりも大きな T_{h5} が必要となる。これに対し、第2電動モータ制御部108は、Nが所定値 N_1 以下のとき、第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、Nが N_1 以下である場合、第2電動モータ5の目標トルク T_{m*} を演算する。上記のように、Nが小さい状態では、パワーシリンダ7による操舵力が不足する虞がある。Nが N_1 以下のときは、パワーシリンダ7による操舵力が不足する、と判断できる。よって、第2電動モータ5で操舵力 T_m を発生させる。これにより、Nの低下に起因するパワーシリンダ7による操舵力の低下分を補うことができる。よって、操舵応答性を確保することができる。

[0052] 一方、第2電動モータ制御部108は、Nが N_1 より大きいとき、第2電動モータ5を停止させる。即ち、目標トルク演算部108aは、Nが N_1 より大きい場合、 T_{m*} を演算しない（ T_{m*} を0に設定する）。即ち、Nが N_1 より大きいときは、パワーシリンダ7による操舵力付与が充分に行える、と判断できる。よって、第2電動モータ5を停止させる。これにより、省エネ効果を向上させることができる。尚、第2電動モータ制御部108は、Nが N_1 より大きいとき、第2電動モータ5の回転トルク T_m を、Nが N_1 以下のときよりも低下させることとしてもよい。これによっても、省エネ効果を向上させることができる。本実施例では、Nが N_1 より大きいとき、第2電動モータ5を停止させる。これにより、省エネ効果をより向上させることができる。

[0053] 第2電動モータ制御部108は、 N が第2の所定値 $N2$ ($<N1$) 以上のとき、 N の上昇に応じて T_m が低下するように、第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、 N が $N2$ 以上である場合、 N が大きいときは N が小さいときより T_{m*} が小さくなる (N が小さいときは N が大きいときより T_{m*} が大きくなる) ように、 T_{m*} を設定する。即ち、図9に示すように、 N の変化は、パワーシリンダ7による操舵力 (ΔP) の変化を反映する。よって、 N (の変化) に応じて第2電動モータ5の回転トルク T_m を調整する。これにより、パワーシリンダ7による操舵力の変化を、第2電動モータ5による操舵力 T_m によって補完 (ないし相殺) することができる。例えば、 N が大きいときはパワーシリンダ7による操舵力が大きいため、第2電動モータ5による操舵力 T_m を小さくする。一方、 N が減少し、例えば $\Delta P1$ を発生させるために必要な Th が $Th4$ から $Th5$ へ増大するときでも、 $Th4$ から $Th5$ への増大分だけ T_{m*} を設定すれば、運転手は $Th4$ のままで操舵が可能となる。よって、装置1の全体として、電力消費を抑制しつつ、操舵力を確保することができる。したがって、省エネ効果と操舵フィーリングの向上効果との両立を更に高めることができる。尚、 N が大きいときは N が小さいときよりも、図7におけるグラフが T_{m*} の減少側に平行移動するように設定してもよい。

[0054] 作動液の温度 $Toil$ が低い場合、作動液の粘性が高くなる。図9において、 $Toil$ が低い場合、パワーシリンダ7による操舵力 (ΔP) は、 N が小さい場合と同様に、小さくなる特性となる。このため、トルク損失が発生し、パワーシリンダ7による操舵力付与の応答性が低下する虞がある。運転者の操舵トルクが重くなり、例えばハンドル端まで操舵できない可能性もある。これに対し、第2電動モータ制御部108は、 Th が大きいときは Th が小さいときより第2電動モータ5の回転トルク T_m が大きくなるように、第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、図7の特性に基づき、 Th が大きいときは Th が小さいときより T_{m*} が大きくなるように、 T_{m*} を設定する。よって、 $Toil$ が低いときは、 Th が大きくなるため、大きな T_m が発生することになる。結果的に、 $Toil$ の低下による上記応答性の低下 (操舵トルクの増大) を補う方

向に、 T_m が発生する。これにより、運転者の操舵トルクが軽くなる。したがって、 $Toil$ の高低に関わらず、操舵応答性を確保することができる。

[0055] また、第2電動モータ制御部108は、 $Toil$ の信号に基づき第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、 $Toil$ に基づき、 T_m^* を設定する。具体的には、 $Toil$ をパラメータとして図7の特性を補正する（図8）。これによって、 $Toil$ の低下による上記応答性の低下を補う T_m をより効果的に発生させることができるため、一層、良好な結果を得ることができる。具体的には、第2電動モータ制御部108は、 $Toil$ が低いほど T_m が増大するように、第2電動モータ5を駆動制御する。目標トルク演算部108aは、 $Toil$ が低いときは $Toil$ が高いときより T_m^* が大きくなるように、 T_m^* を設定する。このように、 $Toil$ に応じて第2電動モータ5を駆動制御することで、より適切な操舵力付与を行うことができる。例えば、 $Toil$ が低下し、図9において ΔP_1 を発生させるために必要な Th が Th_4 から Th_5 へ増大するときでも、 Th_4 から Th_5 への増大分だけ T_m が増加するように T_m^* を設定すれば、運転手は Th_4 のままで操舵が可能となる。尚、 $Toil$ が低いときは $Toil$ が高いときよりも、図7のグラフにおける $Th_2 \sim Th_3$ の領域が T_m^* の増大側（図7の左方向）に平行移動するように設定してもよい。又は、図7の $Th_2 \sim Th_3$ の領域は $Toil$ によらず固定したまま、 $Toil$ が低いときは $Toil$ が高いときよりも、 $Th_2 \sim Th_3$ の領域における直線のグラフの傾きが大きくなるように設定してもよい。本実施例では、上記2つの設定方法を組み合わせ、図8に示すように、図7における（N毎の）各グラフで、 $Toil$ の低下に応じて、 Th_2 及び Th_3 をそれぞれ小さくすると共に、 $Th_2 \sim Th_3$ における直線の傾きを大きくする。これにより、図9における Th の変化に対する ΔP の変化の特性を模擬する。よって、 $Toil$ の低下による上記応答性の低下を補う T_m を、更に効果的に発生させることができる。

[0056] [実施例2]

まず、実施例2のパワーステアリング装置1の構成を説明する。実施例1と共通する構成については実施例1と同じ符号を付して説明を省略し、実施例1と異なる構成についてのみ説明する。図10は、第1電動モータ制御部107

における目標回転数演算部107aの構成を示す。目標回転数演算部107aは、操舵トルク変化量演算部107a5と目標回転数補正部107a6とを有する。操舵トルク変化量演算部107a5は、演算された操舵トルク T_h に基づき、所定時間における操舵トルク T_h の変化量 ΔT_h を演算する。例えば、所定時間内に複数回演算された T_h を相加平均することで、 T_h の変化率として、 ΔT_h を算出できる。尚、 ΔT_h を算出方法はこれに限らない。

[0057] 目標回転数補正部107a6は、演算された ΔT_h に基づき、 N^* を補正する。即ち、 ΔT_h が所定値 ΔT_{h1} 以上であるときは、急操舵であると判断して、 N^* を所定の大きな一定値に再設定する。これを最終的な目標回転数 N^{**} とする。上記一定値は、例えば第1電動モータ60の定格内における最大回転数 N_{max} である。 ΔT_{h1} は、0より大きい所定値である。 ΔT_h が ΔT_{h1} より小さいときは、急操舵でない（通常操舵である）と判断して、 N^* をそのまま最終的な目標回転数 N^{**} とする。

[0058] 第2電動モータ制御部108における目標トルク演算部108aは、演算された ΔT_h に基づき、第2電動モータ5の目標トルク T_{m^*} を演算する。例えば図11に示すマップを用いる。 ΔT_h が ΔT_{h1} より小さい場合、 T_{m^*} を0に設定する。 ΔT_h が ΔT_{h1} 以上である場合、 T_h が大きいときは T_h が小さいときより T_{m^*} が大きくなるように、 T_{m^*} を設定する。例えば、 ΔT_h の増大に応じて（比例して） T_{m^*} が大きくなるように設定する。尚、 T_{m^*} を設定するためのマップにおけるグラフの特性は、図11のものに限られない。例えば、 ΔT_h が ΔT_{h1} より大きくなると T_{m^*} が所定値まで一気に上昇し、その後、 ΔT_h の増大に応じて T_{m^*} が緩やかに大きくなる特性等であってもよい。また、第2電動モータ制御部108の目標トルク演算部108aにおける ΔT_{h1} は、第1電動モータ制御部107の目標回転数演算部107aにおける ΔT_{h1} と同じ値であっても異なる値であってもよい。他の構成は実施例1と同様である。

[0059] 次に、作用効果を説明する。図12は、ステアリングホイール200が保舵状態から操舵方向の一方に切り込まれて急操舵がなされるとき、各変数の時間変化を示すタイムチャートである。時刻 t_1 まで、ステアリングホイール200が

通常操舵により保舵された状態である。操舵速度 ω_h は0である。操舵トルク T_h は一定である。操舵トルク T_h の変化量 ΔT_h は0である。 ΔT_h が ΔT_{h1} より小さいため、 T_{m*} は0である。即ち、第2電動モータ5は駆動制御されない。一方、 ω_h は0であるため、 N^{**} は、 θ_h 及び T_h に基づき演算されたスタンバイ回転数 N_{sby} に設定される。この N^{**} を実現するように第1電動モータ60が駆動制御される。時刻 t_1 で、急操舵が開始される。時刻 t_2 まで、 ω_h の上昇に先行して、 T_h が増大する。 ΔT_h は0から増大する。時刻 t_2 で、 ΔT_h が ΔT_{h1} 以上になる。よって、急操舵であると判断する。0より大きな T_{m*} を設定し、第2電動モータ5の駆動制御（第2電動モータ5の出力）を開始する。また、 N^{**} を最大回転数 N_{max} とし、第1電動モータ60の回転数 N （出力）を最大とする。時刻 t_2 から t_3 まで、 ΔT_h の大きさに応じた T_{m*} を設定する。また、 N^{**} を N_{max} に維持する。時刻 t_3 で、 ΔT_h が ΔT_{h1} 以下となる。よって、急操舵でないと判断する。 T_{m*} を0に戻し、第2電動モータ5の駆動制御を終了（第2電動モータ5の出力を停止）する。また、 N^{**} を ω_h 等に応じた所定値に設定し、第1電動モータ60の駆動制御を継続する。

[0060] 上記のように、第1電動モータ制御部107は、 ΔT_h に応じて第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、目標回転数補正部107a6は、 ΔT_h に基づき N^* を補正し、これを最終的な目標回転数 N^{**} とする。このように、 ΔT_h に応じて、即ち T_h の増減に応じて、第1電動モータ60を駆動制御することで、より運転者の操舵意図に沿った操舵力付与を行うことができる。具体的には、第1電動モータ制御部107は、 ΔT_h が所定値 ΔT_{h1} 以上のとき、第1電動モータ60の回転数 N が上昇するように、第1電動モータ60を駆動制御する。即ち、目標回転数補正部107a6は、 ΔT_h が ΔT_{h1} 以上であるときは、 N^* を所定の大きな一定値に再設定し、これを最終的な目標回転数 N^{**} とする。 ΔT_h が ΔT_{h1} 以上であるときは、急操舵状態である、即ちパワーシリンダ7の側で大流量が必要になる、と判断できる。よって、 N を上昇させる。これにより、流量の不足を抑制し、急操舵時に必要な操舵力を付与することができる。本実施例では、 N^* を最大回転数 N_{max} に再設定する。これにより、必要な操舵力をより確実に付与することがで

きる。

[0061] 一方、第2電動モータ制御部108は、 ΔTh に基づき第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、 ΔTh に基づき、第2電動モータ5の目標トルク Tm^* を演算する。このように、 ΔTh に応じて、即ち Th の増減に応じて、第2電動モータ5を駆動制御する。よって、より運転者の操舵意図に沿った操舵力付与を行うことができる。具体的には、第2電動モータ制御部108は、 ΔTh が $\Delta Th1$ 以上のとき、第2電動モータ5を駆動制御する。即ち、目標トルク演算部108aは、 ΔTh が $\Delta Th1$ 以上である場合、 Tm^* を設定する。このように、 Th の増加量 ΔTh が大きいときは、急操舵状態であると判断し、第2電動モータ5を駆動する。よって、操舵応答性を向上させることができる。本実施例では、 Tm^* を ΔTh に応じて設定する。これにより、電力消費を抑制しつつ、必要な操舵力をより確実に付与することができる。

[0062] 尚、第2電動モータ制御部108は、 ΔTh が $\Delta Th1$ 以上であり、かつ Th が所定値以上のとき、第2電動モータ5を駆動制御することとしてもよい。この場合、目標トルク演算部108aは、 ΔTh が $\Delta Th1$ 以上であることに加え、 Th の大きさが所定値以上であることを条件として、急操舵であると判断する。また、 ΔTh 又は Th の増大に応じて Tm^* を設定する。このように Th と ΔTh の両方が所定値以上であるかを急操舵の判定条件とすることで、より精度の高い判断を行うことができる。例えば、路面からのキックバック等に起因する ΔTh の増大を、急操舵によるものと誤って判断する、といった事態を回避できる。尚、 Th の判断閾値である上記所定値と、 ΔTh の判断閾値である上記所定値 $\Delta Th1$ とは、同じ値であってもよいし、別の値であってもよい。

[0063] [実施例3]

実施例3のパワーステアリング装置1では、第1電動モータ制御部107における実行回転数演算部107a2が、操舵トルク演算部104により演算された操舵トルク Th を用いて、実行回転数 $Nexe$ を演算する。例えば、図6のマップにおいて、 ωh に代えて Th を用いる。即ち、 Th が大きいときは Th が小さいときより $Nexe$ が大きくなるように、 $Nexe$ を設定する。また、 $\omega h1$ に代えて $Th1$ を設定す

る。尚、図6のマップにおいて、 ωh と共に Th を用いてもよい。例えば、 Th が大きいときは Th が小さいときよりも、図6におけるグラフが $Nexe$ の増大側に平行移動したり、図6におけるグラフの直線の傾きが大きくなったりするように設定してもよい。他の構成は実施例1と同様である。

[0064] 次に、作用効果を説明する。第1電動モータ制御部107は、操舵トルク Th の値に応じて第1電動モータ60を駆動制御する。このように Th に応じて、即ち運転者の操舵意図に応じて、第1電動モータ60を駆動制御する。これにより、操舵意図に応じた操舵制御を行うことができる。他の作用効果は実施例1と同様である。

[0065] [実施例4]

実施例4のパワーステアリング装置1では、制御装置100は、操舵加速度信号受信部(図外)を有する。操舵加速度信号受信部は、演算された操舵速度 ωh に基づき、入力軸22の回転加速度である操舵加速度 $d\omega h$ を演算する。例えば、前回演算された ωh と今回演算された ωh との差に基づき、 ωh の微分値として、 $d\omega h$ を算出できる。尚、 $d\omega h$ の算出方法はこれに限らない。また、制御装置100(操舵加速度信号受信部)が外部から操舵加速度 $d\omega h$ の信号を受信するようにしてもよい。

[0066] 第1電動モータ制御部107における実行回転数演算部107a2は、操舵加速度信号受信部により演算された $d\omega h$ を用いて、実行回転数 $Nexe$ を演算する。例えば、図6のマップにおいて、 ωh に代えて $d\omega h$ を用いる。即ち、 $d\omega h$ が大きいときは $d\omega h$ が小さいときより $Nexe$ が大きくなるように、 $Nexe$ を設定する。また、 $\omega h1$ に代えて $d\omega h1$ を設定する。尚、図6のマップにおいて、 ωh と共に $d\omega h$ を用いてもよい。例えば、 $d\omega h$ が大きいときは $d\omega h$ が小さいときよりも、図6におけるグラフが $Nexe$ の増大側に平行移動したり、図6におけるグラフの直線の傾きが大きくなったりするように設定してもよい。

[0067] 第2電動モータ制御部108における目標トルク演算部108aは、操舵加速度信号受信部により演算された $d\omega h$ を用いて、目標トルク Tm^* を演算する。例えば、図7のマップにおいて、 Th に代えて $d\omega h$ を用いる。即ち、 $d\omega h$ が大きいと

きは $d\omega h$ が小さいときより Tm^* が大きくなるように、 Tm^* を設定する。また、 Th に代えて $d\omega h$ を設定する。尚、図7のマッパにおいて Th と共に $d\omega h$ を用いてもよい。他の構成は実施例1と同様である。

[0068] 次に、作用効果を説明する。第1電動モータ制御部107は、 $d\omega h$ の信号が所定値 $d\omega h1$ 以上のとき、第1電動モータ60を駆動制御する。 $d\omega h$ は、操舵角 θh や操舵角速度 ωh よりも早いタイミングで検出することができる。よって、 $d\omega h$ に基づくことで、より早いタイミングで操舵意図を検出できるため、パワーシリンダ7を用いた操舵制御の応答性を向上させることができる。また、この場合、 Th を検出するための各構成、すなわち第2トーションバー26や操舵トルク演算部104等を省略することも可能である。

[0069] また、第2電動モータ制御部108は、 $d\omega h$ の信号が所定値 $d\omega h2$ 以上のとき、第2電動モータ5を駆動制御する。よって、上記のように、より早いタイミングで操舵意図を検出できるため、第2電動モータ5を用いた操舵制御の応答性を確保することができる。また、この場合、 Th を検出するための各構成を省略することも可能である。他の作用効果は実施例1と同様である。

[0070] [実施例5]

まず、実施例5のパワーステアリング装置1の構成を説明する。実施例1と共通する構成については実施例1と同じ符号を付して説明を省略し、実施例1と異なる構成についてのみ説明する。図13は、第1パワーステアリング機構11のシステムを概略的に示す。第1パワーステアリング機構11は、ポンプ装置61として、主ポンプ装置61Mと副ポンプ装置61Sを有する。以下、主ポンプ装置61Mに対応する構成については符号の末尾にMを付し、副ポンプ装置61Sに対応する構成については符号の末尾にSを付して、互いに区別する。両ポンプ装置61M, 61Sは、実施例1と同様の可変容量形ベーンポンプである。両ポンプ装置61M, 61Sは、別々のポンプ装置であって、互いに独立してパワーシリンダ7の液圧室71, 72に作動液を供給することが可能である。両ポンプ装置61M, 61Sのポンプ容量は互いに略等しい。主ポンプ装置61Mは第1電動モータ60Mにより駆動制御され、副ポンプ装置61Sは第1電動モータ60Sにより駆動制御される。

。両電動モータ60M, 60Sは、別々のモータであって、互いに独立して各々のポンプ装置61M, 61Sを駆動制御することが可能である。

[0071] 両ポンプ装置61M, 61Sは、それぞれの循環液路を有する。リザーバタンク62の内部は隔壁620により主室621Mと副室621Sに区画される。隔壁620よりも上方においてのみ作動液が共用される。主ポンプ装置61Mの循環液路は、配管（液路）63M, 64M, 65Mを有する。吸入液路63Mは、リザーバタンク62の主室621Mと主ポンプ装置61Mの吸入側とを接続する。供給液路64Mは、主ポンプ装置61Mの吐出側とコントロールバルブ8の供給液路813とを接続する。排出液路65Mは、コントロールバルブ8の排出液路814とリザーバタンク62の主室621Mとを接続する。液路64M, 65Mの途中には、主バルブユニット66Mが設けられる。副ポンプ装置61Sの循環液路の構成も主ポンプ装置61Mの循環液路と同様である。液路64S, 65Sの途中には、副バルブユニット66Sが設けられる。

[0072] 主バルブユニット66Mは、バルブハウジング67Mと、スプール弁68Mと、チェック弁69Mと、遮断状態検出センサ96Mとを有する。バルブハウジング67の内部には、バルブ収容孔670Mと、供給用導入ポート671Mと、供給用導出ポート672Mと、排出用導入ポート673Mと、排出用導出ポート674Mが設けられる。以下、バルブ収容孔670Mの長手方向にx軸を設け、図13の左側を正方向とする。バルブ収容孔670Mは有底円筒状であり、x軸正方向側でバルブハウジング67の外表面に開口する。各ポート671M等は、バルブ収容孔670Mの径方向（以下、単に径方向という。）に延びる。各ポート671M等の径方向内側端は、バルブ収容孔670Mの内周面に開口する。供給用導出ポート672Mは、供給用導入ポート671Mのx軸負方向側に隣接する。排出用導入ポート673Mは、供給用導出ポート672Mのx軸負方向側に隣接する。排出用導出ポート674Mは、排出用導入ポート673Mのx軸負方向側に隣接する。供給用導入ポート671Mの径方向外側端は、主バルブユニット66Mに対して主ポンプ装置61Mの側の供給液路64Mに接続する。供給用導出ポート672Mの径方向外側端は、主バルブユニット66Mに対してコントロールバルブ8の側の供給液路64Mに接続する。排出用導入ポート673Mの径方向外側端は、主バルブユニット66Mに対してコントロールバルブ

8の側の排出液路65Mに接続する。排出用導出ポート674Mの径方向外側端は、主バルブユニット66Mに対してリザーバタンク62の側の排出液路65Mに接続する。

[0073] スプール弁68Mは、バルブハウジング67Mの内部に收容される。スプール弁68Mの長手方向はx軸方向である。スプール弁68Mは、供給用ランド部680Mと排出用ランド部681Mを有する。スプール弁68Mの内部には、x軸方向に延びる軸方向孔682Mが設けられる。軸方向孔682Mのx軸正方向端は閉塞する。軸方向孔682Mのx軸負方向端はスプール弁68Mのx軸負方向端面に開口する。供給用ランド部680Mよりもx軸正方向側におけるスプール弁68Mの内部には、スプール弁68Mの径方向（以下、単に径方向という。）に延びるオリフィス683Mが設けられる。オリフィス683Mはスプール弁68の軸心の周り方向（以下、周方向という。）に複数並んで設けられる。オリフィス683Mの径方向外側端はスプール弁68Mの外周面に開口する。オリフィス683Mの径方向内側端は軸方向孔682Mに接続する。供給用ランド部680Mの内部には、径方向に延びる径方向孔684Mが設けられる。径方向孔684Mは周方向に複数並んで設けられる。径方向孔684Mの径方向外側端は供給用ランド部680Mの外周面に開口する。径方向孔684Mの径方向内側端は軸方向孔682Mに接続する。

[0074] バルブ收容孔670Mのx軸正方向側の開口は栓部材675Mにより封止される。バルブ收容孔670Mの内部には、スプール弁68Mにより高压室676Mと低压室677Mが区画される。高压室676Mは、栓部材675Mのx軸負方向端面と供給用ランド部680Mのx軸正方向端面との間に形成される。低压室677Mは、排出用ランド部681Mのx軸負方向端面とバルブ收容孔670Mのx軸負方向側の底面との間に形成される。低压室677Mには、排出用ランド部681Mの上記端面とバルブ收容孔670Mの上記底面との間に、コイルスプリング678Mが設置される。コイルスプリング678Mは、バルブハウジング67Mに対してスプール弁68Mをx軸正方向側へ常時付勢する戻しばねである。スプール弁68Mのx軸方向位置にかかわらず（以下、これを常時という。）、高压室676Mには供給用導入ポート671M及びオリフィス683Mが開口する。径方向孔684Mは、供給用導出ポート672Mに常

時連通する。供給用導出ポート672Mと排出用導入ポート673Mとの連通は、供給用ランド部680Mにより、常時遮断される。チェック弁69Mは、チェック弁用ハウジング690Mの内部に收容される。チェック弁用ハウジング690Mは、バルブハウジング67Mにおける供給用導入ポート671Mの径方向外側の開口部に設置される。チェック弁69Mは、供給液路64Mにおいてスプール弁68Mよりも主ポンプ装置61Mの側に設けられ、主ポンプ装置61Mからスプール弁68Mへ向う流れのみを許容する。

[0075] 遮断状態検出センサ96Mは、栓部材675Mに設けられる。遮断状態検出センサ96Mは、スプール弁68Mの作動状態を電氣的に検出し、信号を出力する。副バルブユニット66Sも主バルブユニット66Mと同様の構成である。尚、リザーバタンク62の副室621Sには、隔壁620よりも低い位置に、液量センサ97が設けられる。液量センサ97は、液面が液量センサ97の高さ未満であるか否かを電氣的に検出し、信号を出力する。制御装置100M, 100Sは、それぞれ、両遮断状態検出センサ96M, 96S及び液量センサ97から信号の入力を受ける。両制御装置100M, 100Sは、別々のコントロールユニットであって、互いに独立して各々の電動モータ60M, 60Sを駆動制御することが可能である。制御装置100M（の第1電動モータ制御部107M）は、第1電動モータ60Mを駆動制御する。制御装置100S（の第1電動モータ制御部107S）は、第1電動モータ60Sを駆動制御する。尚、第2電動モータ制御部108はどちらの制御装置100M, 100Sに設けられてもよいし、制御装置100M, 100Sとは別に設けられてもよい。

[0076] 次に、作用効果を説明する。主バルブユニット66Mは、主ポンプ装置61Mとコントロールバルブ8との間に設けられ、両者間の作動液の連通及び遮断を切り換える。スプール弁68Mがx軸正方向側に最大変位し、スプール弁68のx軸正方向端が栓部材675Mに当接するときのスプール弁68Mの位置を、初期位置とする。初期位置では、供給用ランド部680Mにより、高圧室676M（供給用導入ポート671M）と供給用導出ポート672Mとの連通が遮断される。また、排出用ランド部681Mにより、排出用導入ポート673Mと排出用導出ポート674Mとの連通が遮断される。遮断状態検出センサ96Mは、スプール弁68Mが初期位置に

ある（即ち各ポート間が遮断された状態にある）ことを検出する。

[0077] 主ポンプ装置61Mから作動液が吐出されると、供給用導入ポート671Mを介して高圧室676Mへ作動液が導入される。高圧室676Mの圧力により供給用ランド部680Mがx軸負方向側に押される。この圧力による力がコイルスプリング678Mの付勢力より大きくなると、スプール弁68Mがx軸負方向側に移動（ストローク）する。これにより、高圧室676M（供給用導入ポート671M）と供給用導出ポート672Mとが連通する。また、排出用導入ポート673Mと排出用導出ポート674Mとが連通する。これにより、主ポンプ装置61Mからスプール弁68Mを介してコントロールバルブ8に作動液が供給される。また、不要な作動液がコントロールバルブ8からスプール弁68Mを介してリザーバタンク62の側に排出される。低圧室677Mには、高圧室676Mの側から、オリフィス683Mや径方向孔684M及び軸方向孔682Mを介して、作動液が導入される。低圧室677Mの圧力により排出用ランド部681Mがx軸正方向側に押される。この低圧室677Mの圧力による力と高圧室676Mの圧力による上記力との差が、コイルスプリング678Mの付勢力よりも大きければ、スプール弁68Mがx軸負方向側に移動する。低圧室677Mの圧力と高圧室676Mの圧力との差（差圧）は、オリフィス683M等によるオリフィス効果によって、主ポンプ装置61Mの吐出流量が多くなるほど高くなる。吐出流量が少なくなり、上記差圧による力がコイルスプリング678Mの付勢力以下になれば、スプール弁68Mがx軸正方向側に移動する。このように、スプール弁68Mの移動量（各ポート間の連通の度合い）は、吐出流量に応じて調整される。遮断状態検出センサ96Mは、スプール弁68Mが初期位置にない（即ち主ポンプ装置61Mが作動して上記差圧が発生している状態にある）ことを検出する。

[0078] 副バルブユニット66Sの作動も、主バルブユニット66Mと同様である。主バルブユニット66Mと副バルブユニット66Sは、それぞれの循環液路で、ポンプ装置61とコントロールバルブ8との間における作動液の連通及び遮断を、互いに独立して切り換えることが可能である。よって、例えば、一方のポンプ装置61がコントロールバルブ8に作動液を供給しない状態で、他方のポンプ

装置61がコントロールバルブ8に作動液を供給することができる。これにより、一方の循環液路においてリザーバタンク62や液路等の破損に伴う液漏れが発生したりポンプ装置61の失陥が発生したりしても、他方の循環液路で継続して操舵アシストが可能となる。また、一方のポンプ装置61が作動液を供給する状態で、他方のポンプ装置61も作動液を供給することができる。よって、少なくともいずれかポンプ装置61の固有吐出流量を低く設定することができる。これにより、ポンプ装置61の駆動負荷を低減することができ、車両直進時のように必要流量が少ない状態における省エネ効果を向上させることができる。また、チェック弁69により、一方のポンプ装置61の側から他方のポンプ装置61の側への作動液の逆流が抑制される。よって、例えば、一方の循環液路において液漏れの発生により当該循環液路におけるポンプ装置61を停止している場合、他方の循環液路におけるポンプ装置61が吐出する作動液が上記一方の循環液路内に逆流し、作動液が漏洩するといった事態を回避できる。

[0079] 上記のように、装置1は、主ポンプ装置61Mとは別のポンプであって、パワーシリンダ7の1対の液圧室71, 72に作動液を供給する副ポンプ装置（第2のポンプ装置）61Sと、副ポンプ装置61Sを駆動制御する第1電動モータ（第3の電動モータ）60Sとを備える。このように、副ポンプ装置61Sと第1電動モータ60Sを備えることで、主ポンプ装置61Mと副ポンプ装置61Sとを選択的に運転させることができる。よって、より柔軟性の高い操舵力付与を行うことができる。本実施例では、両ポンプ装置61M, 61Sのポンプ容量は互いに略等しい。よって、両ポンプ装置61M, 61Sを共用化することができる。これにより、装置1の生産性を向上させることができる。尚、両ポンプ装置61M, 61Sの（最大の）ポンプ容量（ないし固有吐出流量）を互いに異ならせてもよい。この場合、より柔軟性の高い運転を行うことができる。例えば、吐出流量が少なくてよい場面では、（最大の）ポンプ容量（ないし固有吐出流量）が小さい側のポンプ装置61のみを駆動させるように制御することも可能である。これにより、例えば、車両直進時のように必要流量が少ない状態における省エネ効果を向

上させることができる。他の作用効果は実施例１と同様である。

[0080] [他の実施例]

以上、本発明を実現するための形態を、実施例に基づいて説明してきたが、本発明の具体的な構成は実施例に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても、本発明に含まれる。例えば、ステアリング機構において、ギヤ機構は、出力軸と一体に設けられたピニオンと、ピニオンに噛合うラックとを有するラック・ピニオン型であってもよい。この場合、第1パワーステアリング機構のパワーシリンダ及びピストンがラック軸に設けられる。ラック・ピニオンが、出力軸の回転をピストンの軸方向移動に変換する変換機構として機能する。ラックの両端に連結されたタイロッドが、ピストンの軸方向運動を転舵輪に伝達する伝達機構として機能する。その他、第1, 第2パワーステアリング機構として、実施例以外の構成を適宜採用可能である。第2電動モータは、入力軸に接続されていればよく、入力軸の軸方向一部分を包囲する中空のものに限らない。また、各実施例の構成を適宜組み合わせることが可能である。

[0081] 本願は、２０１５年２月１７日出願の日本特許出願番号２０１５－０２８６３４号に基づく優先権を主張する。２０１５年２月１７日出願の日本特許出願番号２０１５－０２８６３４号の明細書、特許請求の範囲、図面及び要約書を含む全ての開示内容は、参照により全体として本願に組み込まれる。

符号の説明

[0082] ２００ ステアリングホイール、 ２１ 入力軸、 ２３ 中間軸、 ２４ 出力軸、 ２５ 第１トーションバー（トーションバー）、 ２６ 第２トーションバー（トルクセンサ用トーションバー）、 ３０ ボール・ナット機構（変換機構）、 ４０ セクタシャフト（伝達機構）、 ４１ ピットマンアーム（伝達機構）、 ４５ 転舵輪、 ５ 第２電動モータ、 ６０ 第１電動モータ、 ６０Ｓ 第１電動モータ（第３電動モータ）、 ６１ ポンプ装置、 ６１Ｓ 副ポンプ装置（第２ポンプ装置）、 ７ パワーシリ

ンダ、70 ピストン、71 第1液圧室、72 第2
液圧室、8 ロータリバルブ、91 第1レゾルバ（第1回
転角センサ）、92 第2レゾルバ（第2回転角センサ）、100
制御装置、102 操舵角信号受信部、104 操舵トルク演
算部、105 第1モータ回転数信号受信部、106 作動液温度
信号受信部、107 第1電動モータ制御部、107a1 スタンバイ
回転数演算部（スタンバイ回転制御部）、107b 第1モータ駆動回路
（スタンバイ回転制御部）、108 第2電動モータ制御部

請求の範囲

[請求項1]

パワーステアリング装置であって、
ステアリングホイールの操舵操作に伴い回転する入力軸と、
トーションバーを介して前記入力軸に接続された出力軸と、
ピストンによって区画された1対の油圧室を有し、転舵輪の操舵アシスト力を発生させるパワーシリンダと、
前記出力軸の回転を前記ピストンの軸線方向運動に変換する変換機構と、
前記ピストンの軸線方向運動を前記操舵輪に伝達する伝達機構と、
第1電動モータによって駆動制御され、作動液を吐出するポンプ装置と、
前記入力軸と前記出力軸との相対回転に応じて前記ポンプ装置から供給される作動液を選択的に前記パワーシリンダの前記1対の液圧室に供給するロータリバルブと、
前記入力軸の少なくとも軸線方向一部分を包囲するように設けられ、前記入力軸の回転を制御する中空の第2電動モータと、
前記中空の第2電動モータを駆動制御するマイクロコンピュータが搭載された制御装置と、
前記制御装置に設けられ、前記第1電動モータの回転数信号を受信する第1モータ回転数信号受信部と、
前記制御装置に設けられ、前記第1電動モータの回転数信号に基づき、前記第2電動モータを駆動制御する制御信号を出力する第2電動モータ制御部と、
を備えるパワーステアリング装置。

[請求項2]

請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記第1電動モータの回転数が所定値以下のとき、前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

- [請求項3] 請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、
前記パワーステアリング装置は、前記入力軸と前記トーションバーとの間に設けられたトルクセンサ用トーションバーと、前記トルクセンサ用トーションバーと前記トーションバーとの間に設けられた中間軸と、前記入力軸の回転角を検出する第1回転角センサと、前記中間軸の回転角を検出する第2回転角センサと、を備え、
前記制御装置は、前記第1回転角センサの出力信号と前記第2回転角センサの出力信号とに基づき前記トルクセンサ用トーションバーに生じる操舵トルクを演算する操舵トルク演算部を備える
パワーステアリング装置。
- [請求項4] 請求項3に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記操舵トルクに基づき前記第2モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。
- [請求項5] 請求項4に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記操舵トルクの変化量に基づき前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。
- [請求項6] 請求項5に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記操舵トルクの変化量が所定値以上のとき、前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。
- [請求項7] 請求項6に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記操舵トルクの変化量が所定値以上、かつ前記操舵トルクが所定値以上のとき、前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。
- [請求項8] 請求項6に記載のパワーステアリング装置であって、

前記第1電動モータ制御部は、前記操舵トルクの変化量が所定値以上のとき、前記第1電動モータの回転数が上昇するように前記第1電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

[請求項9]

請求項3に記載のパワーステアリング装置であって、

前記第1電動モータ制御部は、前記操舵トルクの値に応じて前記第1電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

[請求項10]

請求項9に記載のパワーステアリング装置であって、

前記制御装置は、前記入力軸の回転角である操舵角信号を受信する操舵角信号受信部を備え、

前記第1電動モータ制御部は、前記操舵角信号が所定値以下のとき前記第1電動モータの回転数が所定値以下の状態で継続して回転するように前記第1電動モータを駆動制御するスタンバイ回転制御部を備え、

前記スタンバイ回転制御部は、前記操舵トルクに基づき、前記操舵角信号が所定値以下の状態における前記第1電動モータの回転数を可変制御する

パワーステアリング装置。

[請求項11]

請求項10に記載のパワーステアリング装置であって、

前記スタンバイ回転制御部は、前記操舵角信号が所定値以下であって、かつ前記操舵トルクが所定値以下のとき、前記第1電動モータの回転数が低下するように前記第1電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

[請求項12]

請求項11に記載のパワーステアリング装置であって、

前記操舵角信号が所定値以下であって、かつ前記操舵トルクが所定値以上のとき、前記スタンバイ回転数制御部が、前記第1電動モータの回転数が上昇するように前記第1電動モータを駆動制御すると共に

、前記第2電動モータ制御部が、前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

[請求項13] 請求項9に記載のパワーステアリング装置であって、
前記制御装置は、前記入力軸の回転速度である操舵速度信号を受信
する操舵速度信号受信部を備え、
前記第1電動モータ制御部は、前記操舵トルクおよび前記操舵速度
信号に基づき前記第1電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

[請求項14] 請求項9に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第1電動モータ制御部は、前記操舵トルクの変化量に応じて前
記第1電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

[請求項15] 請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記第1電動モータの回転数が所定値
以上のとき、前記第2電動モータの回転数を低下させる
パワーステアリング装置。

[請求項16] 請求項15に記載のパワーステアリング装置であって、
前記第2電動モータ制御部は、前記第1電動モータの回転数が所定値
以上のとき、前記第1電動モータの回転数に応じて前記第2電動モータ
の回転トルクが低下するように前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

[請求項17] 請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、
前記制御装置は、前記作動液の温度を表す信号を受信する作動液温
度信号受信部を備え、
前記第2電動モータ制御部は、前記作動液の温度を表す信号に基づ
き前記第2電動モータを駆動制御する
パワーステアリング装置。

[請求項18] 請求項17に記載のパワーステアリング装置であって、

前記第2電動モータ制御部は、前記作動液の温度が低いほど前記第2電動モータの回転トルクが増大するように前記第2電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

[請求項19]

請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、

前記制御装置は、前記入力軸の回転角である操舵角信号を受信する操舵角信号受信部と、前記第1電動モータを駆動制御する第1電動モータ制御部と、を備え、

前記第1電動モータ制御部は、前記操舵角信号が所定値以下のとき、前記第1電動モータの回転数が低下するように前記第1電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

[請求項20]

請求項19に記載のパワーステアリング装置であって、

前記第1電動モータ制御部は、前記操舵角信号が所定値以下のとき、前記第1電動モータを停止させる

パワーステアリング装置。

[請求項21]

請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、

前記パワーステアリング装置は、前記ポンプ装置とは別の第2ポンプ装置であって、前記パワーシリンダの前記1対の液压室に作動液を供給する第2ポンプ装置と、前記第2ポンプ装置を駆動制御する第3電動モータと、を備える

パワーステアリング装置。

[請求項22]

請求項21に記載のパワーステアリング装置であって、

前記ポンプ装置と前記第2ポンプ装置は、1回転当たりの吐出量が等しい

パワーステアリング装置。

[請求項23]

請求項21に記載のパワーステアリング装置であって、

前記ポンプ装置と前記第2ポンプ装置は、1回転当たりの吐出量が異

なる

パワーステアリング装置。

[請求項24]

請求項1に記載のパワーステアリング装置であって、

前記制御装置は、前記入力軸の回転加速度である操舵加速度の信号を受信する操舵加速度信号受信部を備え、

前記第2電動モータ制御部は、前記操舵加速度の信号が所定値以上のとき、前記第2電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

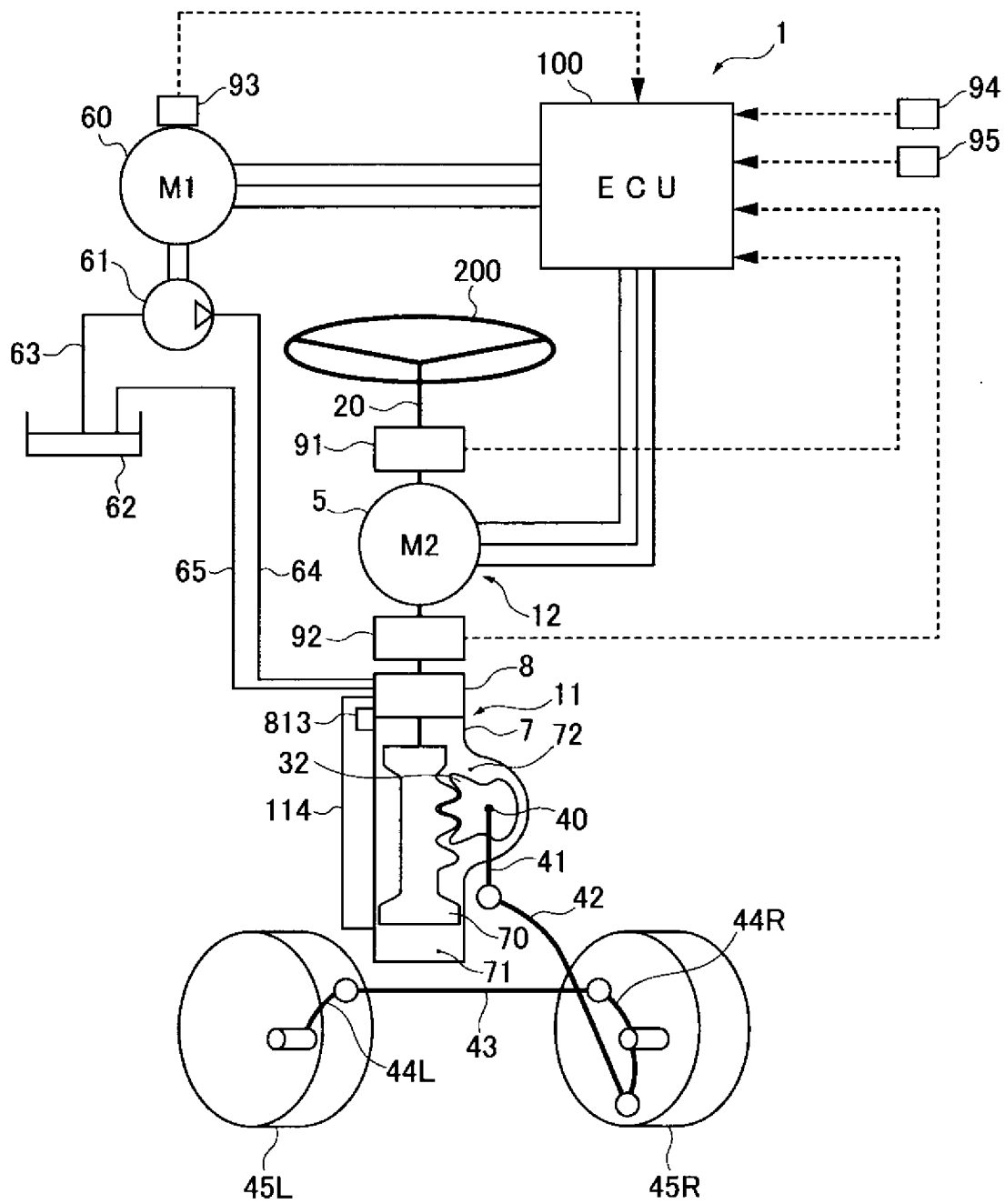
[請求項25]

請求項24に記載のパワーステアリング装置であって、

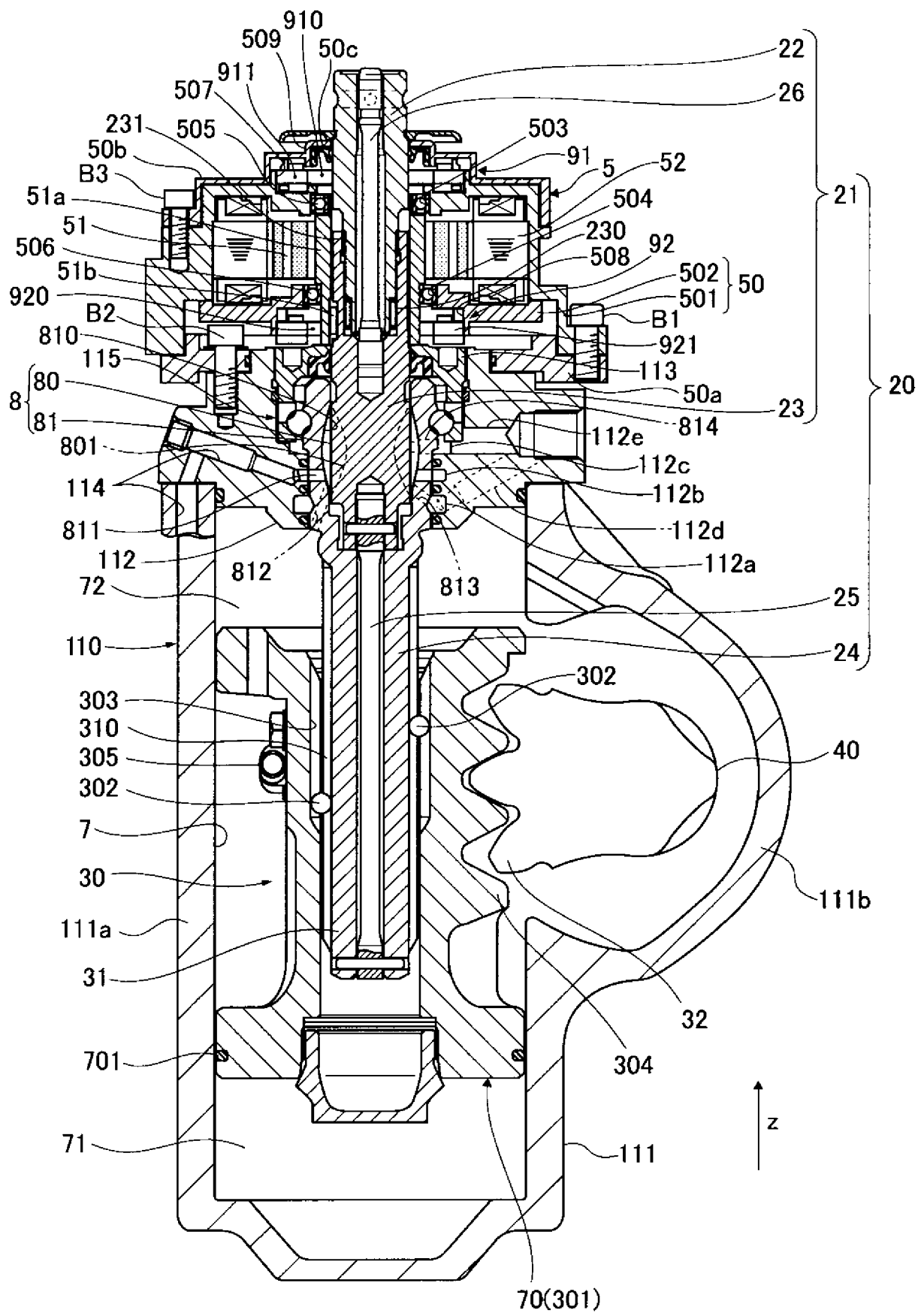
前記第1電動モータ制御部は、前記操舵加速度の信号が所定値以上のとき、前記第1電動モータを駆動制御する

パワーステアリング装置。

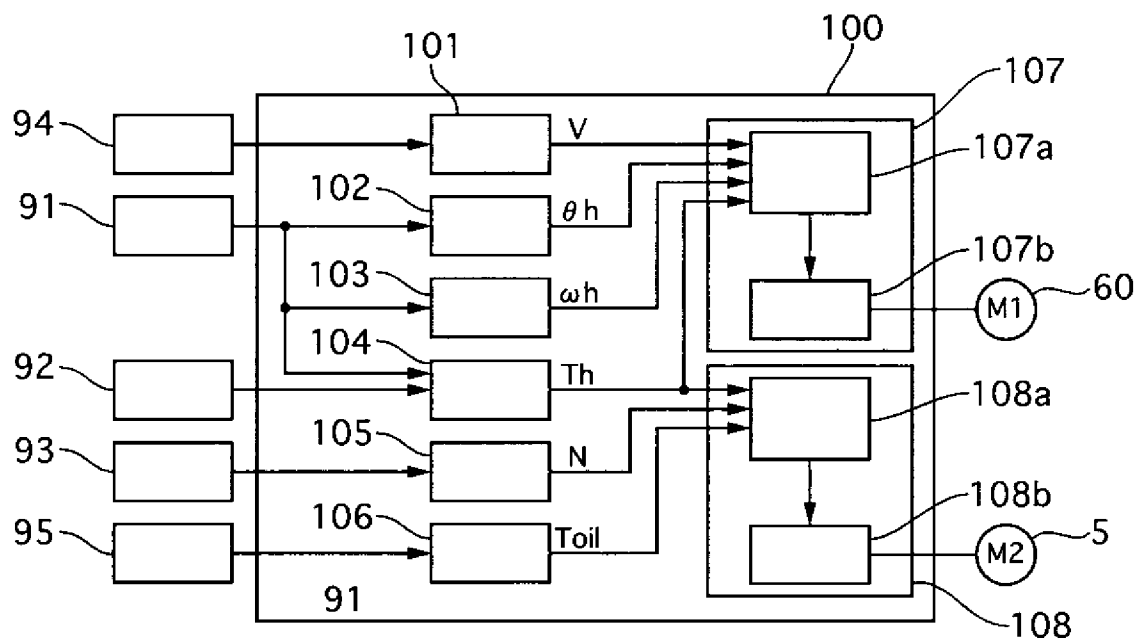
[図1]



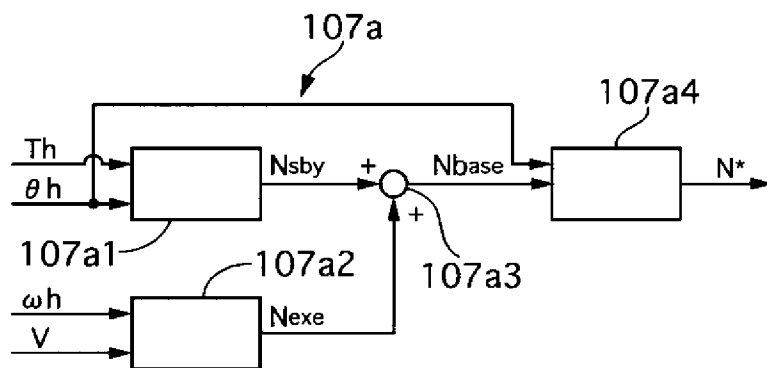
[図2]



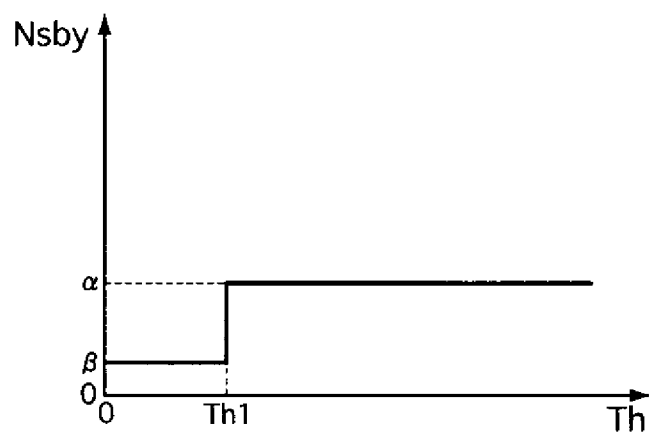
[図3]



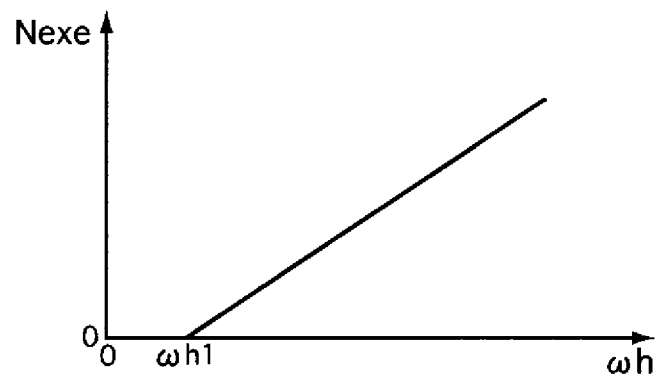
[図4]



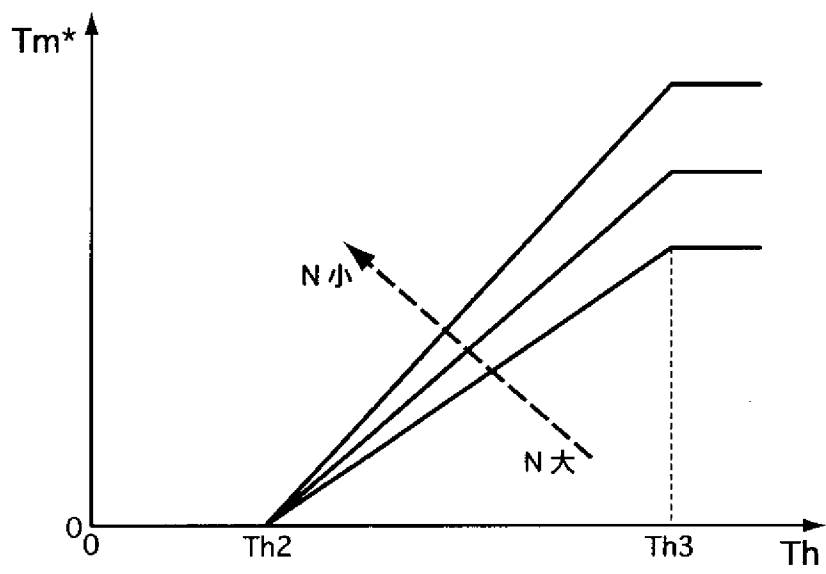
[図5]



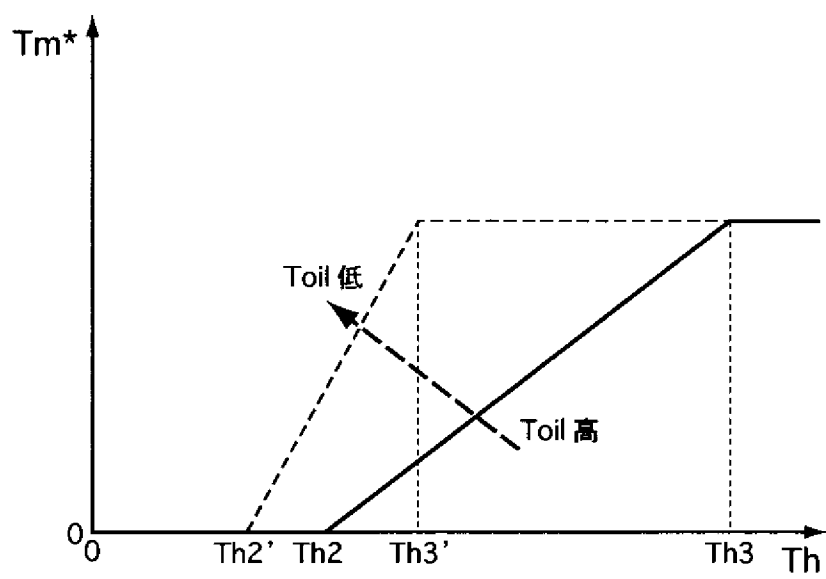
[図6]



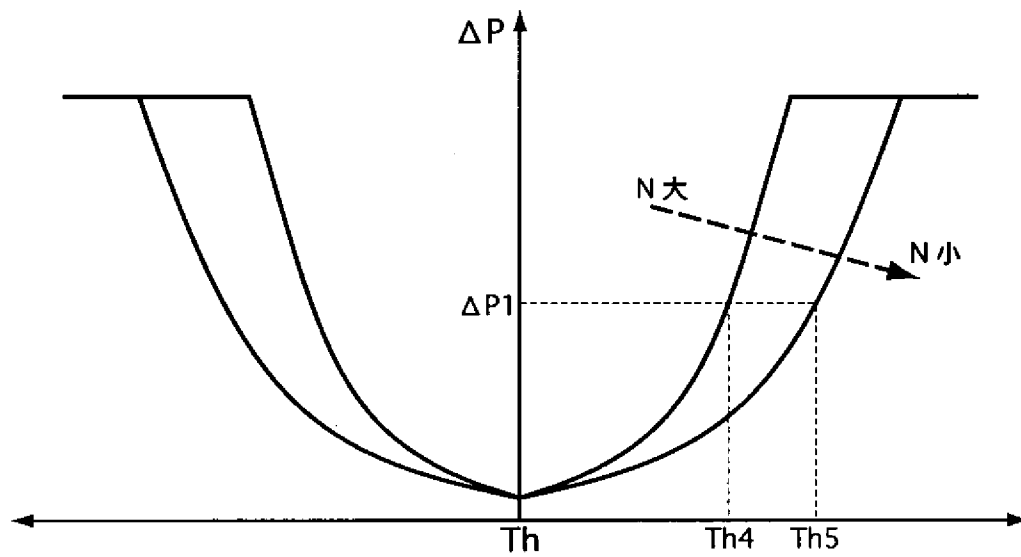
[図7]



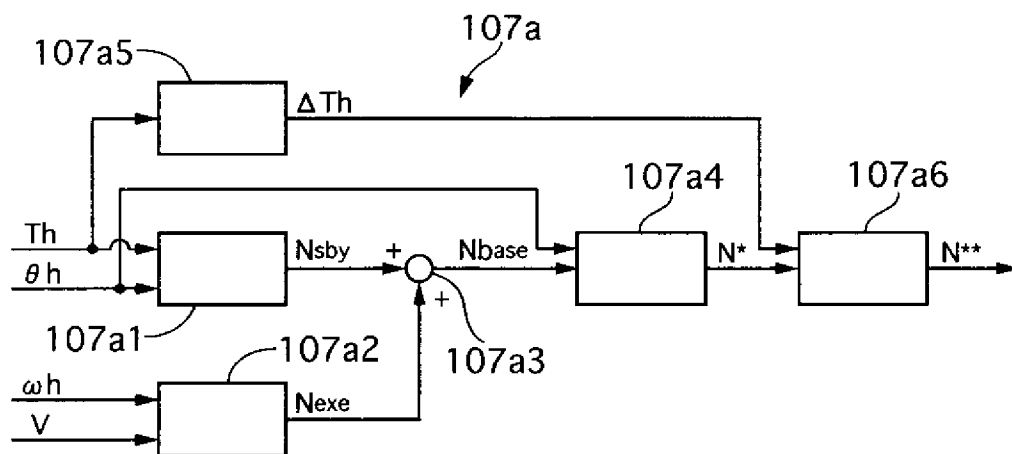
[図8]



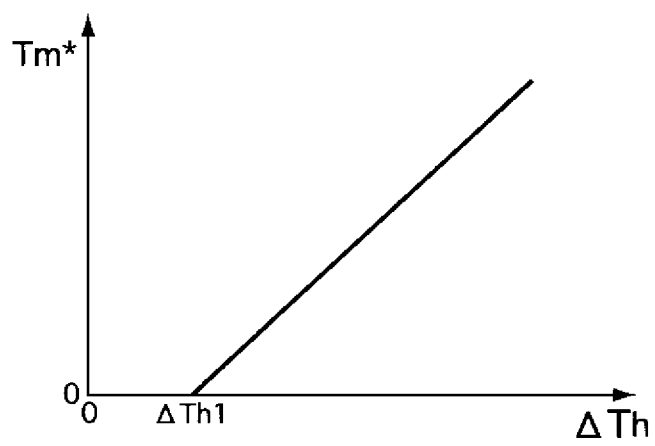
[図9]



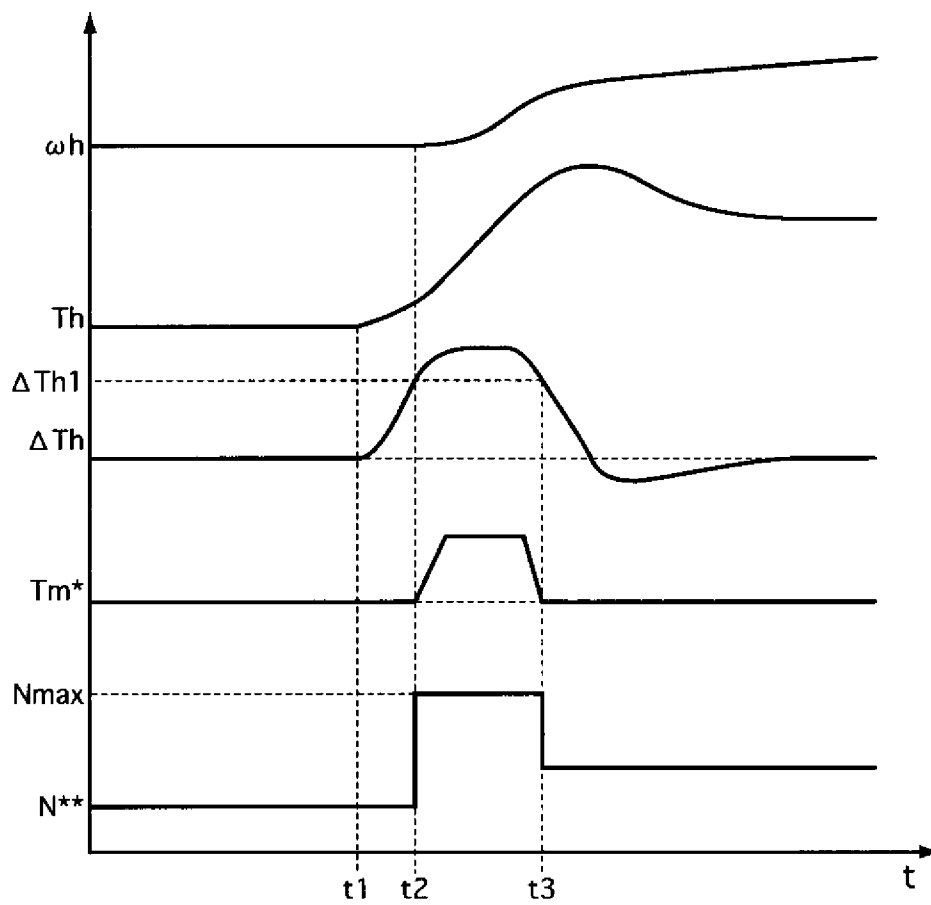
[図10]



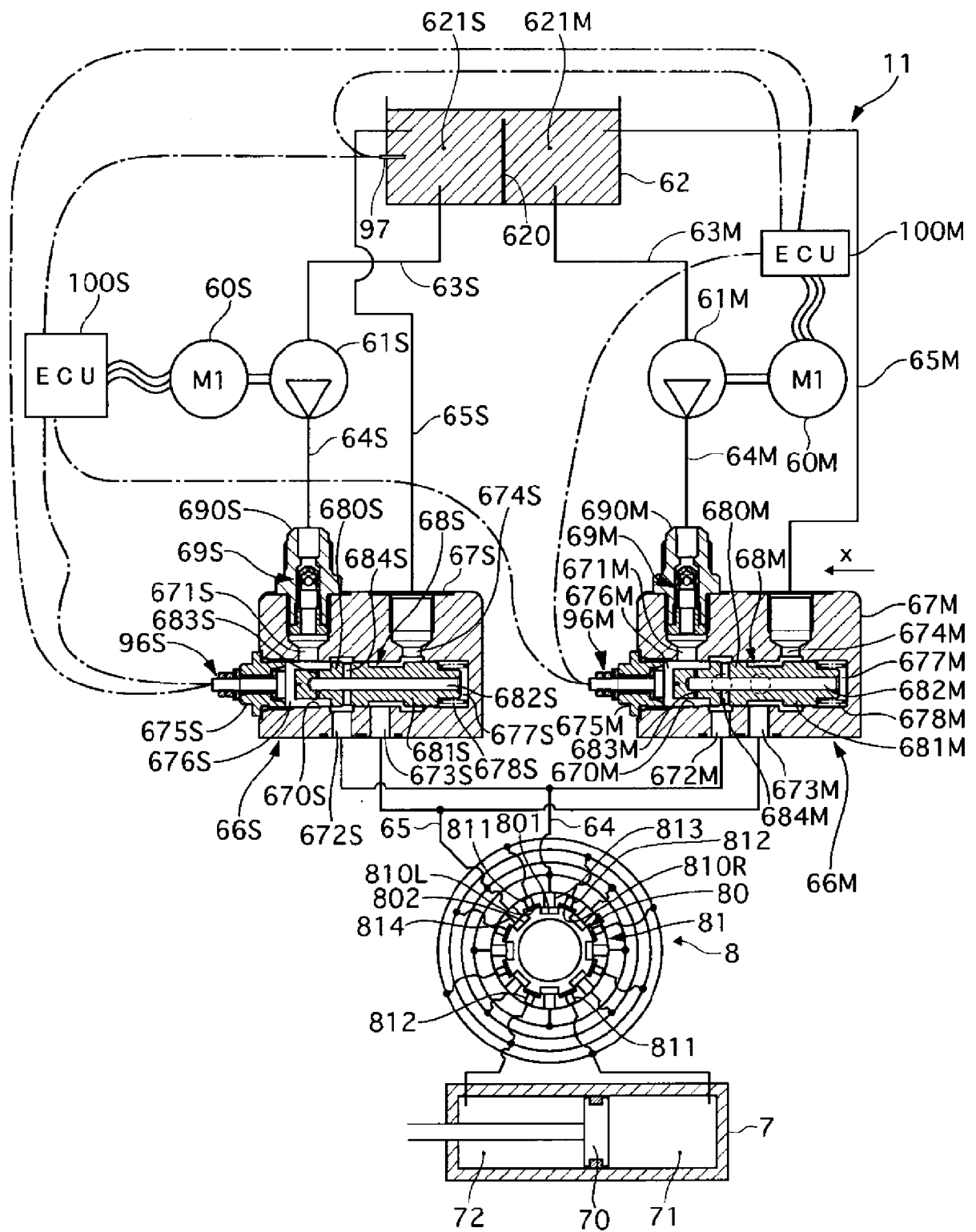
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/052587

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B62D5/04(2006.01)i, B62D5/14(2006.01)i, B62D107/00(2006.01)n, B62D113/00(2006.01)n, B62D119/00(2006.01)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)

B62D5/04, B62D5/14, B62D107/00, B62D113/00, B62D119/00

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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.
Y	JP 10-258756 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 29 September 1998 (29.09.1998), paragraphs [0015] to [0047]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-25
Y	JP 2008-184049 A (Toyota Motor Corp.), 14 August 2008 (14.08.2008), paragraphs [0080] to [0085]; fig. 1 to 10 (Family: none)	1-25
Y	JP 2006-213094 A (Toyota Motor Corp.), 17 August 2006 (17.08.2006), paragraph [0028] (Family: none)	1-25

☒ 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
07 April 2016 (07.04.16)

Date of mailing of the international search report
19 April 2016 (19.04.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/052587

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2010-143242 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 01 July 2010 (01.07.2010), paragraphs [0038] to [0049]; fig. 1 to 13 (Family: none)	17-18
Y	JP 2013-184585 A (Daimler AG.), 19 September 2013 (19.09.2013), paragraph [0011]; fig. 1 (Family: none)	21-23
A	WO 2014/103556 A1 (Hitachi Automotive Systems Steering, Ltd.), 03 July 2014 (03.07.2014), paragraphs [0011] to [0068]; fig. 1 to 11 & US 2015/0298728 A1 paragraphs [0021] to [0078] & DE 112013006261 T5 & CN 104884334 A	1-25

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. B62D5/04(2006.01)i, B62D5/14(2006.01)i, B62D107/00(2006.01)n, B62D113/00(2006.01)n, B62D119/00(2006.01)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. B62D5/04, B62D5/14, B62D107/00, B62D113/00, B62D119/00			
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 日本国公開実用新案公報 日本国実用新案登録公報 日本国登録実用新案公報 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 1 9 7 1 - 2 0 1 6 年 1 9 9 6 - 2 0 1 6 年 1 9 9 4 - 2 0 1 6 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	
Y	JP 10-258756 A（光洋精工株式会社）1998.09.29, 段落[0015]-[0047], 図 1-6 (ファミリーなし)	1-25	
Y	JP 2008-184049 A（トヨタ自動車株式会社）2008.08.14, 段落[0080]-[0085], 図 1-10 (ファミリーなし)	1-25	
☒ 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 0 7 . 0 4 . 2 0 1 6		国際調査報告の発送日 1 9 . 0 4 . 2 0 1 6	
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） 永 富 宏之 電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 8 1	3 Q 4 6 5 8

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
Y	JP 2006-213094 A (トヨタ自動車株式会社) 2006. 08. 17, 段落[0028] (ファミリーなし)	1-25
Y	JP 2010-143242 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2010. 07. 01, 段落[0038]-[0049], 図 1-13 (ファミリーなし)	17-18
Y	JP 2013-184585 A (ダイムラー・アクチェンゲゼルシャフト) 2013. 09. 19, 段落[0011], 図 1 (ファミリーなし)	21-23
A	WO 2014/103556 A1 (日立オートモティブシステムズステアリング株 式会社) 2014. 07. 03, 段落[0011]-[0068], 図 1-11 & US 2015/0298728 A1, 段落[0021]-[0078] & DE 112013006261 T5 & CN 104884334 A	1-25