

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-72903  
(P2009-72903A)

(43) 公開日 平成21年4月9日(2009.4.9)

(51) Int.Cl. F I テーマコード(参考)  
**B 2 5 F 5/00 (2006.01)** B 2 5 F 5/00 G  
**B 2 5 B 21/00 (2006.01)** B 2 5 B 21/00 5 2 0 A

審査請求 有 請求項の数 9 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2008-203309 (P2008-203309)  
 (22) 出願日 平成20年8月6日(2008.8.6)  
 (31) 優先権主張番号 特願2007-221008 (P2007-221008)  
 (32) 優先日 平成19年8月28日(2007.8.28)  
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(71) 出願人 000005832  
 パナソニック電工株式会社  
 大阪府門真市大字門真1048番地  
 (74) 代理人 100083806  
 弁理士 三好 秀和  
 (74) 代理人 100095500  
 弁理士 伊藤 正和  
 (72) 発明者 関野 文昭  
 大阪府門真市大字門真1048番地 松下  
 電工株式会社内

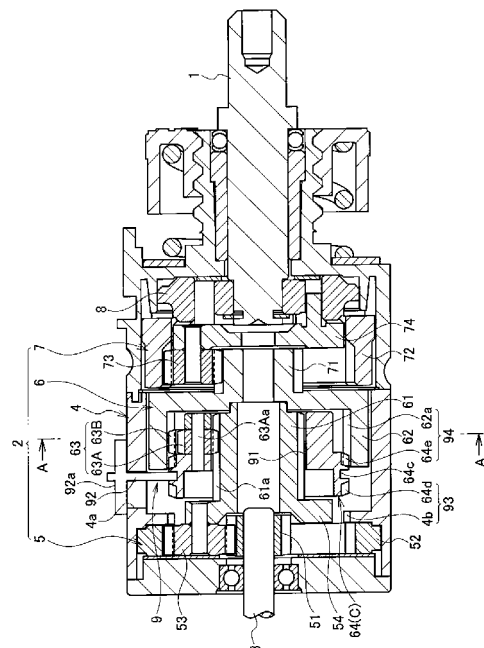
(54) 【発明の名称】 電動工具および変速機構

(57) 【要約】

【課題】サイズの大型化を抑制しつつ変速比を2に近づけることが可能な変速機構および電動工具を得る。

【解決手段】第2プラネタリギア63を内側プラネタリギア63Aと外側プラネタリギア63Bとを含むダブルピニオン式とし、軸方向にスライド可能に設けられる第2キャリア64を動かすことで、第2サンギア61から内側プラネタリギア63Aおよび外側プラネタリギア63Bを経て第2リングギア62に回転が伝達される減速状態と、第2サンギア61と第2リングギア62とが一对一で回転する非減速状態と、を切り替える切替機構9を設けた。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

ハウジング内に収容したモータと、ハウジングの先端側に設けた出力軸と、これらモータと出力軸との間に介在する少なくとも一つの遊星歯車機構と、を備える電動工具において、

少なくとも一つの前記遊星歯車機構が、

モータ側からの回転が入力されるサンギアと、

出力軸側に回転を出力するリングギアと、

前記サンギアに噛合する内側プラネタリギアと、

前記内側プラネタリギアに噛合するとともにリングギアに噛合する外側プラネタリギアと、

前記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを回転自在に保持するキャリアと、

軸方向にスライド可能に設けられる少なくとも一つの切替部材を有し、当該切替部材を動かすことで、前記サンギアから前記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを経てリングギアに回転が伝達される減速状態と、サンギアとリングギアとが一對一で回転する非減速状態と、を切り替える切替機構と、

を有することを特徴とする電動工具。

## 【請求項 2】

前記非減速状態では、前記サンギアとリングギアとの間に前記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアが噛合した状態で介在するとともに、前記キャリアがサンギアおよびリングギアのうち少なくともいずれか一方と係合することで、サンギアとリングギアとが一對一で回転することを特徴とする請求項 1 に記載の電動工具。

## 【請求項 3】

前記切替部材として、前記サンギア、リングギア、内側プラネタリギア、および外側プラネタリギアとは別個の連結部材を有することを特徴とする請求項 2 に記載の電動工具。

## 【請求項 4】

前記切替部材は前記キャリアであることを特徴とする請求項 2 に記載の電動工具。

## 【請求項 5】

前記キャリアに、前記サンギアおよびリングギアのうち非減速状態で係合相手となる方と係合する歯車状の係合部を設けたことを特徴とする請求項 4 に記載の電動工具。

## 【請求項 6】

前記減速状態では、前記キャリアがハウジング側に係合されることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のうちいずれか一つに記載の電動工具。

## 【請求項 7】

前記非減速状態では、前記サンギアとリングギアとが相互に係合して一對一で回転することを特徴とする請求項 1 に記載の電動工具。

## 【請求項 8】

前記切替部材は、前記サンギアおよびリングギアのうち少なくともいずれか一方であることを特徴とする請求項 7 に記載の電動工具。

## 【請求項 9】

駆動源からの回転が入力されるサンギアと、

出力軸側に回転を出力するリングギアと、

前記サンギアに噛合する内側プラネタリギアと、

前記内側プラネタリギアに噛合するとともにリングギアに噛合する外側プラネタリギアと、

前記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを回転自在に保持するキャリアと、

軸方向に出力軸に設けられる少なくとも一つの切替部材を有し、当該切替部材を動かすことで、前記サンギアから前記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを経てリングギアに回転が伝達される減速状態と、サンギアとリングギアとが一對一で回転する非減速状態と、を切り替える切替機構と、

を備えることを特徴とする変速機構。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、変速機構を有する電動工具およびその変速機構に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の電動工具として、ハウジング内に収容された駆動源としてのモータと、ハウジングの先端側に設けた出力軸との間に、変速機構付きの減速機構が設けたものがある（例えば特許文献1）。この種の電動工具では、特許文献1に開示されるように、サンギアに回転を入力しプラネタリギアのキャリアから回転を出力する遊星歯車機構を用いるのが一般的である。そして、減速しない状態（減速比 = 1）と、遊星歯車機構によって減速する状態（減速比 = D）と、を切り替えることで、変速比を D（= D / 1）とすることができる。

10

【0003】

ところで、この種の変速機構付きの減速機構や当該変速機構を有する電動工具では、変速比を2に近付ける程度に小さく設定するのが好ましい場合がある。しかしながら、特許文献1の遊星歯車機構のように、サンギアに回転を入力しプラネタリギアのキャリアから回転を出力するタイプでは、遊星歯車機構の構成上、減速比を2に設定することが不可能である。したがって、特許文献1の遊星歯車機構を用いて、減速しない状態と、遊星歯車機構によって減速する状態と、を切り替える構成では、変速比を2に設定することができない。

20

【0004】

また、特許文献1の遊星歯車機構では、減速比を2に近付けるほど、リングギアとサンギアとの径の差が小さくなってプラネタリギアの径が小さくなる。しかし、プラネタリギアおよびその支軸の剛性および強度を確保する観点から、プラネタリギアの径には下限値が設定される。この点を考慮すれば、リングギアとサンギアの径を大きくするほど減速比を2に近づけやすくなるが、電動工具内に収納する遊星歯車機構のサイズという観点から、リングギアの径には上限値が設定される。したがって、実際には、特許文献1の遊星歯車機構のように、サンギアに回転を入力しプラネタリギアのキャリアから回転を出力するタイプでは、減速比の下限値は2.5程度となり、ひいては、減速しない状態と、遊星歯車機構によって減速する状態と、を切り替える場合の変速比の下限値は、2.5程度になってしまう。

30

【0005】

これに対し、特許文献2に開示される電動工具では、減速比の異なる遊星歯車機構を2段直列に配置し、拘束するリングギアを選択的に切り替えることで、減速比を変化させるようにしている。かかる方式では、例えば、減速比が3の段と6の段とを設けてこれを切り替えるように構成することができれば、変速比2を実現することができる。

【特許文献1】特開平7-9357号公報

【特許文献2】特許2530638号公報

40

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、特許文献2に開示される構成は、遊星歯車機構を2段設けている分、特許文献1に比べて遊星歯車機構のサイズが軸方向に大きくなってしまふ。

【0007】

さらに、減速比の小さい段については、プラネタリギアの剛性および強度を確保する観点から、減速比を小さくするほどリングギアが大きくなり、減速比の大きい段については、サンギアの剛性および強度を確保する観点から、減速比を大きくするほどリングギアが大きくなるため、実際には、遊星歯車機構のサイズは径方向にも大きくなりがちである。

50

## 【 0 0 0 8 】

そこで、本発明は、サイズの大型化を抑制しつつ変速比を2に近付けることが可能な変速機構および電動工具を得ることを目的とする。

## 【 課題を解決するための手段 】

## 【 0 0 0 9 】

請求項1の発明にあつては、ハウジング内に収容したモータと、ハウジングの先端側に設けた出力軸と、これらモータと出力軸との間に介在する少なくとも一つの遊星歯車機構と、を備える電動工具において、少なくとも一つの上記遊星歯車機構が、モータ側からの回転が入力されるサンギアと、出力軸側に回転を出力するリングギアと、上記サンギアに噛合する内側プラネタリギアと、上記内側プラネタリギアに噛合するとともにリングギアに噛合する外側プラネタリギアと、上記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを回転自在に保持するキャリアと、軸方向にスライド可能に設けられる少なくとも一つの切替部材を有し、当該切替部材を動かすことで、上記サンギアから上記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを経てリングギアに回転が伝達される減速状態と、サンギアとリングギアとが一對で回転する非減速状態と、を切り替える切替機構と、を有することを特徴とする。

10

## 【 0 0 1 0 】

請求項2の発明にあつては、上記非減速状態では、上記サンギアとリングギアとの間に上記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアが噛合した状態で介在するとともに、上記キャリアがサンギアおよびリングギアのうち少なくともいずれか一方と係合することで、サンギアとリングギアとが一對で回転することを特徴とする。

20

## 【 0 0 1 1 】

請求項3の発明にあつては、上記切替部材として、上記サンギア、リングギア、内側プラネタリギア、および外側プラネタリギアとは別個の連結部材を有することを特徴とする。

## 【 0 0 1 2 】

請求項4の発明にあつては、上記切替部材は上記キャリアであることを特徴とする。

## 【 0 0 1 3 】

請求項5の発明にあつては、上記キャリアに、上記サンギアおよびリングギアのうち非減速状態で係合相手となる方と係合する歯車状の係合部を設けたことを特徴とする。

30

## 【 0 0 1 4 】

請求項6の発明にあつては、上記減速状態では、上記キャリアがハウジング側に係合されることを特徴とする。

## 【 0 0 1 5 】

請求項7の発明にあつては、上記非減速状態では、上記サンギアとリングギアとが相互に係合して一對で回転することを特徴とする。

## 【 0 0 1 6 】

請求項8の発明にあつては、上記切替部材は、上記サンギアおよびリングギアのうち少なくともいずれか一方であることを特徴とする。

## 【 0 0 1 7 】

請求項9の発明にあつては、変速機構であつて、駆動源からの回転が入力されるサンギアと、出力軸側に回転を出力するリングギアと、上記サンギアに噛合する内側プラネタリギアと、上記内側プラネタリギアに噛合するとともにリングギアに噛合する外側プラネタリギアと、上記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを回転自在に保持するキャリアと、軸方向に出力軸に設けられる少なくとも一つの切替部材を有し、当該切替部材を動かすことで、上記サンギアから上記内側プラネタリギアおよび外側プラネタリギアを経てリングギアに回転が伝達される減速状態と、サンギアとリングギアとが一對で回転する非減速状態と、を切り替える切替機構と、を備えることを特徴とする。

40

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 1 8 】

50

請求項 1 または請求項 9 の発明によれば、サンギアとリングギアとの間に介在するプラネタリギアを、上記内側プラネタリギアと外側プラネタリギアとが相互に噛合するダブルピニオン式としたため、サンギアとリングギアとの回転方向を同一にすることができる。このため、サンギアとリングギアとが一体回転された状態と、プラネタリギアの介在によって減速された状態とを切り替える場合、回転方向を切り替えるギア等やモータ自体の回転方向を切り替えるための構成等を要することなくより円滑なギアチェンジが可能となる上、双方の場合でリングギアの回転方向が同一であるため、当該リングギアの回転を出力に利用できるようになる。サンギアに回転を入力してリングギアから回転を出力する構成は、減速比を 2 に設定することができる。したがって、減速比が 2 の状態と、減速比が 1 の状態と、を切り替えることで、変速比を 2 に設定することができる。そして、かかる構成では、上記特許文献 2 のように、2 段の遊星歯車機構のうちいずれか一方を選択的に接続する構成に比べて、サイズを小さくすることができる。すなわち、本発明によれば、サイズの大型化を抑制しつつ変速比を 2 に設定することが可能な変速機構および電動工具を得ることができる。

【0019】

請求項 2 の発明によれば、サンギアまたはリングギアとキャリアとの相対回転を無くすことで、遊星歯車機構の減速比を 1 (すなわち非減速状態) とすることができる。サンギアまたはリングギアとキャリアとは比較的近接して配置されるため、切替機構を比較的簡素な構成として得ることができる。

【0020】

請求項 3 の発明によれば、サンギア、リングギア、内側プラネタリギア、および外側プラネタリギアとは別個の連結部材を設けることで、切替機構をよりコンパクトな構成として得ることができる。

【0021】

請求項 4 の発明によれば、キャリア自体を切替部材として用いることで、部品点数を少なくすることができ、切替機構をより簡素な構成として得ることができる。

【0022】

請求項 5 の発明によれば、キャリアの係合相手に別個に係合部を設ける必要が無い分、構成を簡素化できるとともに製造コストを低減することができる。

【0023】

請求項 6 の発明によれば、キャリアが回転しなくなる分、慣性モーメントがより小さくなるとともに回転抵抗がより小さくなるため、駆動効率を高めることができる。

【0024】

請求項 7 の発明によれば、サンギアとリングギアとを一体化することで、比較的簡素な構成によって遊星歯車機構の減速比を 1 (すなわち非減速状態) とすることができる。

【0025】

請求項 8 の発明によれば、サンギアまたはリングギア自体を切替部材として用いることで、部品点数を少なくすることができ、切替機構をより簡素な構成として得ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0026】

以下、本発明の実施形態について図面を参照しながら詳細に説明する。なお、以下では、本発明を、ドリルドライバや、インパクトドライバ、オイルパルスドライバ等の可搬式の電動ドライバに適用した場合を例示する。また、以下の複数の実施形態には同様の構成要素が含まれている。よって、それら同様の構成要素については共通の符号を付与するとともに、重複する説明を省略する。

【0027】

(第 1 実施形態) 図 1 ~ 図 3 は、本発明の第 1 実施形態にかかる電動工具を示している。図 1 は、電動工具の非減速状態における減速部を示す断面図、図 2 は、電動工具の減速状態における減速部を示す断面図、図 3 は、図 1 の A - A 断面図である。

10

20

30

40

50

## 【0028】

本実施形態にかかる電動工具は、図1、図2に示すように、図中左端部に図示省略した駆動源としてのモータを備え、このモータと図中右端部の出力軸1との間に減速部2を備えて、モータ軸3の回転を減速部2で減速して出力軸1に伝達する。出力軸1の先端部にはチャック(図示せず)等によって先端工具が着脱可能に取り付けられる。

## 【0029】

減速部2は、第1の遊星歯車機構5、第2の遊星歯車機構6、および第3の遊星歯車機構7の合計三組の遊星歯車機構を備えている。本実施形態では、これらのうち、第2の遊星歯車機構6で変速するようになっており、当該第2の遊星歯車機構6には、減速状態と非減速状態とを切り替える切替機構9が設けてある。

10

## 【0030】

なお、第1の遊星歯車機構5は一定減速用、第3の遊星歯車機構7はトルク調整用としてである。第3の遊星歯車機構7の出力回転がロック機構8を介して出力軸1に伝達される。

## 【0031】

第1の遊星歯車機構5は、第1サンギア51、第1リングギア52、第1プラネタリギア53、および第1キャリア54を備え、サンギア入力-キャリア出力となっている。具体的には、第1サンギア51はモータ軸3の先端部に圧入される一方、第1リングギア52はギアケース4の内周に圧入固定されている。そして、第1キャリア54は第1サンギア51と第1リングギア52との間に配置した第1プラネタリギア53を保持している。

20

## 【0032】

第3の遊星歯車機構7は、第1の遊星歯車機構5と同様、第3サンギア71、第3リングギア72、第3プラネタリギア73、および第3キャリア74を備え、サンギア入力-キャリア出力となっている。第3リングギア72は、図示省略したクラッチを介してギアケース4の内周に支持されており、第3キャリア74の出力回転がロック機構8に伝達される。

## 【0033】

第2の遊星歯車機構6は、第2サンギア61、第2リングギア62、第2プラネタリギア63、および第2キャリア64を備えている。

## 【0034】

第2サンギア61は、第1キャリア54から一体に形成してあり、モータからの回転、つまり、第1の遊星歯車機構5の出力回転を入力する。

30

## 【0035】

第2リングギア62は、ギアケース4の内周に回転自在に嵌合してあり、その第2リングギア62と第3サンギア71とを一体に形成して、第2の遊星歯車機構6の出力回転を第3の遊星歯車機構7に出力する。

## 【0036】

第2プラネタリギア63は、図3に示すように、対を成す内側プラネタリギア63Aと外側プラネタリギア63Bとで構成してある。

## 【0037】

内側プラネタリギア63Aおよび外側プラネタリギア63Bは相互に噛合している。また、内側プラネタリギア63Aは第2サンギア61の外歯61aに噛合し、外側プラネタリギア63Bは第2リングギア62の内歯62aに噛合している。よって、第2サンギア61の回転が、内側プラネタリギア63Aおよび外側プラネタリギア63Bを介して第2リングギア62に伝達される。もちろん、内側プラネタリギア63Aは第2リングギア62とは噛合しておらず、外側プラネタリギア63Bは第2サンギア61とは噛合していない。本実施形態では、このように第2プラネタリギア63をダブルピニオン式とすることで、第2サンギア61と第2リングギア62との回転方向が同一方向となっている。

40

## 【0038】

なお、本実施形態では、これら内側プラネタリギア63Aおよび外側プラネタリギア6

50

3 B が、周方向に略等間隔をもって三組を配置してある。また、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B は、それぞれが同歯数（同径）となっている。ただし、内側プラネタリギア 6 3 A と外側プラネタリギア 6 3 B とを同じ歯数とすることは必須ではない。

【0039】

第 2 キャリア 6 4 は、第 2 サンギア 6 1 の外周に摺動自在にかつ相対回転自在に嵌合する厚肉円盤状に形成されており、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B の配置部分を一部切欠いてある。そして、その切欠き部分 6 4 a に両プラネタリギア 6 3 A、6 3 B を配置して、それぞれの支軸 6 3 A a、6 3 B a を第 2 キャリア 6 4 に結合して支持してある。

10

【0040】

そして、この第 2 の遊星歯車機構 6 には、減速状態と非減速状態とに切り替えて低速段と高速段を得る切替機構 9 を設けてある。すなわち、本実施形態では、変速機構は、第 2 の遊星歯車機構 6 と切替機構 9 とを含んで構成されている。

【0041】

切替機構 9 は、第 2 キャリア 6 4 を軸方向（図中左右方向）にスライドさせるキャリアスライド部 9 1 と、第 2 キャリア 6 4 をギアケース 4 の外部からスライド操作する操作部材としての変速ハンドル 9 2 と、第 2 キャリア 6 4 とギアケース 4 とを係脱自在に係合する第 1 の係合部 9 3 と、第 2 キャリア 6 4 と第 2 リングギア 6 2 とを係脱自在に係合する第 2 の係合部 9 4 と、を備えて構成してある。本実施形態では、第 2 キャリア 6 4 を軸方向にスライドさせて減速状態を非減速状態とを切り替える。すなわち、第 2 キャリア 6 4 が切替部材 C に相当する。

20

【0042】

キャリアスライド部 9 1 は、第 2 サンギア 6 1 の外周に摺動自在に嵌合する第 2 キャリア 6 4 の中心穴として形成してある。

【0043】

変速ハンドル 9 2 は、ギアケース 4 に形成したスライド穴 4 a を摺動自在に貫通し、操作部 9 2 a をギアケース 4 の外側面に配置するとともに、スライド穴 4 a からギアケース 4 内に挿入した先端部を、第 2 キャリア 6 4 の外周に形成した周溝 6 4 c に摺動自在に係合してある。

30

【0044】

第 1 の係合部 9 3 は、ギアケース 4 の内周に形成したケース内歯 4 b と、第 2 キャリア 6 4 の外周片側に形成した第 1 キャリア外歯 6 4 d と、によって構成されており、第 2 キャリア 6 4 を図中左方向へスライドさせると、これら内歯 4 b と第 1 キャリア外歯 6 4 d とが互いに係合するようになっている。

【0045】

また、第 2 の係合部 9 4 は、第 2 リングギア 6 2 の内歯 6 2 a と、第 2 キャリア 6 4 の外周他側に形成した歯車状の第 2 キャリア外歯 6 4 e と、によって構成されており、第 2 キャリア 6 4 を図中右方向へスライドさせると、これら内歯 6 2 a と第 2 キャリア外歯 6 4 e とが互いに係合するようになっている。すなわち、第 2 キャリア外歯 6 4 e は、歯車状の係合部に相当する。

40

【0046】

ここで、この切替機構 9 では、第 1 の係合部 9 3 の係合と第 2 の係合部 9 4 の係合とを選択的に切り替えられるようになっている。すなわち、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a の操作によって、第 2 キャリア 6 4 が図 1 に示すように軸方向一方側（図中右側）移動されると、第 1 の係合部 9 3 の係合が解除されるとともに第 2 の係合部 9 4 が係合され、第 2 キャリア 6 4 が図 2 に示すように軸方向他方側（図中左側）移動されると、第 2 の係合部 9 4 の係合が解除されるとともに第 1 の係合部 9 3 が係合される。なお、軸方向とは、各歯車の回転軸の方向（全て平行、図中左右方向）である。

【0047】

50

変速ハンドル 9 2 を図中左方へスライドさせると ( 図 1 図 2 )、上述したように、第 2 キャリア 6 4 が同方向へスライドされ、第 1 の係合部 9 3 が係合されるのであるが、このとき第 2 キャリア 6 4 とともに内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B も同方向へスライドすることになる。しかし、本実施形態では、この状態でも、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B が、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との間に噛み合った状態で介在するようにしてある。

【 0 0 4 8 】

以上の構成において、図 2 に示すように、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a を図中左側へスライドさせると、第 1 の係合部 9 3 が係合され、第 2 キャリア 6 4 はハウジング側のギアケース 4 側に係合されて回転不能となる。しかし、第 2 サンギア 6 1 の回転は、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B を介して第 2 リングギア 6 2 に伝達され、当該第 2 リングギア 6 2 から第 3 の遊星歯車機構 7 を介して出力軸 1 側に回転が出力される。

10

【 0 0 4 9 】

すなわち、このとき第 2 の遊星歯車機構 6 は減速状態となり、第 2 サンギア 6 1 の歯数を a、第 2 リングギア 6 2 の歯数を c とした場合に、減速比  $D = c / a$  となる。したがって、 $c = 2 \times a$  とすることで、減速比 D を 2 に設定することができる。かかる設定は、各ギアの剛性および強度を十分に確保しながら、第 2 リングギア 6 2 のサイズを特に大型化することなく実現可能である。

【 0 0 5 0 】

また、図 1 に示すように、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a を図中右側へスライドさせると、第 2 の係合部 9 4 が係合される。そして、このときには、上述したように、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B が第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との間に噛み合った状態で介在している。したがって、第 2 キャリア 6 4 の第 2 リングギア 6 2 に対する相対回転が不能となり、かつ内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B も回転不能となるため、この状態では、結局、第 2 サンギア 6 1、第 2 プラネタリギア 6 3、第 2 リングギア 6 2、および第 2 キャリア 6 4 が全て一体となって回転することになる。したがって、このとき第 2 の遊星歯車機構 6 は非減速状態となり、減速比は 1 となる。したがって、本実施形態では、変速比を 2 に設定することができる。

20

30

【 0 0 5 1 】

以上の本実施形態によれば、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との間に介在する第 2 プラネタリギア 6 3 を、上記内側プラネタリギア 6 3 A と外側プラネタリギア 6 3 B とが相互に噛み合うダブルピニオン式としたため、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との回転方向を同一にすることができる。このため、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 とが一体回転された状態と、第 2 プラネタリギア 6 3 の介在によって減速された状態とを切り替える場合、回転方向を切り替えるギア等やモータ自体の回転方向を切り替えるための構成等を要することなくより円滑なギアチェンジが可能となる上、双方の場合で第 2 リングギア 6 2 の回転方向が同一であるため、当該第 2 リングギア 6 2 の回転を出力に利用できるようになる。サンギアに回転を入力してリングギアから回転を出力する場合、減速比を 2 に設定することができるため、上述したように、減速比が 2 の状態 ( 減速状態 ) と、減速比が 1 の状態 ( 非減速状態 ) と、を切り替えることで、変速比を 2 に設定することができる。そして、かかる構成では、上記特許文献 2 のように、2 段の遊星歯車機構のうちいずれか一方を選択的に接続する構成に比べて、サイズを小さくすることができる。すなわち、本実施形態によれば、サイズの大型化を抑制しつつ変速比を 2 に設定することが可能な変速機構については電動工具を得ることができる。

40

【 0 0 5 2 】

また、本実施形態によれば、非減速状態を、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との間に内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B が噛み合った状態で介在させるとともに、第 2 キャリア 6 4 と第 2 リングギア 6 2 とを第 2 の係合部 9 4 で係合さ

50

せることで、得るようにした。第 2 リングギア 6 2 と第 2 キャリア 6 4 とは軸方向に隣接して配置されるため、第 2 の係合部 9 4 (切替機構 9) を比較的簡素な構成として得ることができる。

【0053】

また、本実施形態では、第 2 キャリア 6 4 自体を切替部材 C として用いたため、別途部材を設けて切り替える構成とする場合に比べて、切替機構 9 の部品点数を少なくすることができる、より簡素な構成として得ることができる。

【0054】

また、本実施形態では、第 2 キャリア 6 4 に、第 2 リングギア 6 2 と係合する歯車状の係合部として第 2 キャリア外歯 6 4 e を設けたため、第 2 リングギア 6 2 の内歯 6 2 a を利用することができる、当該第 2 リングギア 6 2 に別個に係合部を設ける必要が無い分、構成を簡素化できるとともに製造コストを低減することができる。

10

【0055】

また、本実施形態では、減速状態では第 2 キャリア 6 4 をギアケース 4 と係合させて回転させないようにしたため、慣性モーメントをより小さくするとともに回転抵抗をより小さくして、駆動効率を高めることができる。

【0056】

また、本実施形態では、第 2 キャリア 6 4 を軸方向一方側にスライドさせたときに当該第 2 キャリア 6 4 を第 2 リングギア 6 2 に係合し、第 2 キャリア 6 4 を軸方向他方側にスライドさせたときに当該第 2 キャリア 6 4 をハウジング側のギアケース 4 に係合させるようにし、かつこれら一方側と他方側との間で第 2 キャリア 6 4 をスライドさせる間において第 2 プラネタリギア 6 3 と第 2 リングギア 6 2 とが噛合したままとなるようにしたため、非減速状態と駆動効率の良好な減速状態とを切り替える切替機構 9 を、比較的簡素な構成として得ることができる。

20

【0057】

(第 2 実施形態) 図 4、図 5 は本発明の第 2 実施形態を示している。図 4 は、電動工具の非減速状態における減速部を示す断面図、図 5 は、電動工具の減速状態における減速部を示す断面図である。

【0058】

本実施形態の電動工具は、図 4 および図 5 に示すように、基本的に第 1 実施形態と同様に、減速部 2 は、第 1 の遊星歯車機構 5、第 2 の遊星歯車機構 6、および第 3 の遊星歯車機構 7 の合計三組の遊星歯車機構を備えている。また、本実施形態でも、第 2 の遊星歯車機構 6 で変速するようになっており、当該第 2 の遊星歯車機構 6 に、減速状態と非減速状態とを切り替える切替機構 9 が設けてある。

30

【0059】

本実施形態でも、第 2 の遊星歯車機構 6 の第 2 プラネタリギア 6 3 を、対を成す内側プラネタリギア 6 3 A と外側プラネタリギア 6 3 B とで構成 (図 3 参照) し、第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との回転方向を同一として、第 2 サンギア 6 1 に回転を入力し、第 2 リングギア 6 2 の回転を出力するようにしてある。

【0060】

ただし、本実施形態にかかる切替機構 9 A では、連結部材 100 を軸方向にスライドさせることで、減速状態と非減速状態とを切り替えるようにしている。

40

【0061】

連結部材 100 は、第 2 キャリア 6 4 の外周を囲繞するリング状に形成されている。その内周には、歯車状の連結部材内歯 100 a が形成されており、この連結部材内歯 100 a は、第 2 キャリア 6 4 の外周に形成したキャリア外歯 6 4 f に、軸方向のスライドを自在に係合してある。なお、これら連結部材内歯 100 a とキャリア外歯 6 4 f との係合状態は、連結部材 100 のスライド区間全域において維持されるようになっている。

【0062】

変速ハンドル 9 2 は、第 1 実施形態と同様にギアケース 4 に形成したスライド穴 4 a を

50

摺動自在に貫通し、操作部 9 2 a をギアケース 4 の外側面に配置するとともに、スライド穴 4 a からギアケース 4 内に挿入した先端部を、連結部材 1 0 0 の外周に形成した周溝 1 0 0 b に摺動自在に係合してある。

【 0 0 6 3 】

第 3 の係合部 9 5 は、ギアケース 4 の内周に形成したケース内歯 4 c と、連結部材 1 0 0 の外周に形成した連結部材外歯 1 0 0 c と、によって構成されており、連結部材 1 0 0 を図中左方向へスライドさせると、これらケース内歯 4 c と連結部材外歯 1 0 0 c とが互いに係合するようになっている。

【 0 0 6 4 】

また、第 4 の係合部 9 6 は、第 2 リングギア 6 2 の外周に形成したリングギア外歯 6 2 b と、連結部材 1 0 0 の連結部材内歯 1 0 0 a と、によって構成されており、連結部材 1 0 0 を図中右方向へスライドさせると、これらリングギア外歯 6 2 b と連結部材内歯 1 0 0 a とが互いに係合するようになっている。

【 0 0 6 5 】

ここで、この切替機構 9 A でも、第 3 の係合部 9 5 の係合と第 4 の係合部 9 6 の係合とを選択的に切り替えられるようになっている。すなわち、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a の操作によって、連結部材 1 0 0 が図 4 に示すように軸方向一方側（図中右側）移動されると、第 3 の係合部 9 5 の係合が解除されるとともに第 4 の係合部 9 6 が係合され、連結部材 1 0 0 が図 5 に示すように軸方向他方側（図中左側）移動されると、第 4 の係合部 9 6 の係合が解除されるとともに第 3 の係合部 9 5 が係合される。なお、軸方向とは、各歯車の回転軸の方向（全て平行、図中左右方向）である。

【 0 0 6 6 】

以上の構成において、図 5 に示すように、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a を図中左側へスライドさせると、上記第 1 実施形態の減速状態と同様の減速状態となる。すなわち、第 3 の係合部 9 5 の係合によって、第 2 キャリア 6 4 は連結部材 1 0 0 を介してハウジング側のギアケース 4 側に係合されて回転不能となる。しかし、第 2 サンギア 6 1 の回転は、内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B を介して第 2 リングギア 6 2 に伝達され、当該第 2 リングギア 6 2 から第 3 の遊星歯車機構 7 を介して出力軸 1 側に回転が出力される。

【 0 0 6 7 】

また、図 4 に示すように、変速ハンドル 9 2 の操作部 9 2 a を図中右側へスライドさせると、上記第 1 実施形態の非減速状態と同様の非減速状態となる。すなわち、第 4 の係合部 9 6 の係合によって、第 2 キャリア 6 4 および第 2 リングギア 6 2 が連結部材 1 0 0 を介して係合されて相対回転不能となり、かつ内側プラネタリギア 6 3 A および外側プラネタリギア 6 3 B が第 2 サンギア 6 1 と第 2 リングギア 6 2 との間に噛み合された状態で介在することになるため、結局、第 2 サンギア 6 1、第 2 プラネタリギア 6 3、第 2 リングギア 6 2、第 2 キャリア 6 4、および連結部材 1 0 0 が全て一体となって回転する状態となる。

【 0 0 6 8 】

以上の本実施形態によれば、切替部材 C として、第 2 サンギア 6 1、第 2 リングギア 6 2、内側プラネタリギア 6 3 A、外側プラネタリギア 6 3 B とは別個の連結部材 1 0 0 を設けることで、切替機構 9 A をよりコンパクトな構成として得ることができる。

【 0 0 6 9 】

すなわち、第 2 キャリア 6 4 をスライドさせる必要が無くなるため、第 2 キャリア 6 4 のスライドスペースを省略できるとともに、第 2 リングギア 6 2 の歯厚（軸方向寸法）を薄くできるため、第 2 の遊星歯車機構 6 および切替機構 9 A を含む変速機構、ひいては減速部 2 ならびに電動工具の軸方向全長を短縮化して小型化することが可能となる。

【 0 0 7 0 】

（第 3 実施形態）図 6、図 7 は本発明の第 3 実施形態を示している。図 6 は、電動工具の減速状態における減速部を示す断面図、図 7 は、電動工具の非減速状態における減速部

10

20

30

40

50

を示す断面図である。

【0071】

本実施形態の電動工具は、図6および図7に示すように、基本的に各実施形態と同様に、減速部2は、第1の遊星歯車機構5、第2の遊星歯車機構6、第3の遊星歯車機構7の三組合計三組の遊星歯車機構を備えている。また、本実施形態でも、第2の遊星歯車機構6で変速するようになっており、当該第2の遊星歯車機構6に、減速状態と非減速状態とを切り替える切替機構9Bが設けてある。

【0072】

本実施形態でも、第2の遊星歯車機構6の第2プラネタリギア63を、対を成す内側プラネタリギア63Aと外側プラネタリギア63Bとで構成(図3参照)し、第2サンギア61と第2リングギア62との回転方向を同一として、第2サンギア61に回転を入力し、第2リングギア62の回転を出力するようにしてある。

10

【0073】

ただし、本実施形態にかかる切替機構9Bでは、第2サンギア61を軸方向にスライドさせることで、減速状態と非減速状態とを切り替えるようにしている。

【0074】

すなわち、切替機構9Bは、第2サンギア61を軸方向にスライド可能に支持するサンギアスライド部としてのスプライン嵌合部97と、第2サンギア61をギアケース4の外側からスライド操作する操作部材としての変速ハンドル92と、第2キャリア64をギアケース4に固定するキャリア固定部98と、第2サンギア61と第2リングギア62とを係脱自在に係合する第5の係合部99と、を備えている。本実施形態では、第2サンギア61を軸方向にスライドさせて減速状態を非減速状態とを切り替える。すなわち、第2サンギア61が切替部材Cに相当する。

20

【0075】

スプライン嵌合部97は、第1の遊星歯車機構5の第1サンギア51から中心軸上に突設した軸部51aと、第2サンギア61に形成して軸部51aに嵌合する中心穴61bとを有し、第1サンギア51の回転を第2サンギア61に伝達するとともに、第2サンギア61をスライド可能に保持している。

【0076】

変速ハンドル92は、上記各実施形態と同様に、ギアケース4に形成したスライド穴4aを摺動自在に貫通し、操作部92aをギアケース4の外側面に配置するとともに、スライド穴4aからギアケース4内に挿入した先端部を、第2サンギア61の一端部(図中左端部)から軸直角方向に突設した鏝部61cの外周に形成した周溝61dに摺動自在に係合してある。

30

【0077】

キャリア固定部98は、ギアケース4の内周に形成したケース内歯4dと、第2キャリア64の外周に形成したキャリア外歯64gと、によって構成されており、これらケース内歯4dとキャリア外歯64gとの係合により、第2キャリア64をハウジング側のギアケース4に常時固定する。

【0078】

第5の係合部99は、第2サンギア61の他端部(図中右端部)から中心軸上に突設した軸部61eの先端部外周に形成したサンギア外歯61fとリングギア内歯71bによって構成されている。第3の遊星歯車機構7の第3サンギア71の中心部には、軸部61eを相対移動自在に嵌合する中心穴71aが形成されている。

40

【0079】

サンギア外歯61fとリングギア内歯71bは、第2サンギア61が軸方向一方側(図中右側)にあるときには非係合状態にあり、第2サンギア61が軸方向他方側(図中左側)にあるときには係合状態となる。

【0080】

また、本実施形態では、第2サンギア61が上記軸方向一方側(図中右側)にある時、

50

第2サンギア61と内側プラネタリギア63Aとが噛合状態となり、第2サンギア61が上記軸方向他方側(図中左側)にある時、第2サンギア61が内側プラネタリギア63Aから離脱して互いに非噛合状態となる。

【0081】

以上の構成において、図7に示すように、変速ハンドル92の操作部92aを図中左側へスライドさせると、第5の係合部99が係合するとともに、第2サンギア61と第2プラネタリギア63(内側プラネタリギア63A)との噛合が解除される。すなわち、この場合は、第2サンギア61と第2リングギア62とが一体に回転する非減速状態となる。

【0082】

また、図6に示すように、変速ハンドル92の操作部92aを図中右側へスライドさせると、第5の係合部99の係合が解除されるとともに、第2サンギア61と第2プラネタリギア63(内側プラネタリギア63A)とが噛合する。よって、第2サンギア61の回転は、内側プラネタリギア63Aおよび外側プラネタリギア63Bを介して第2リングギア62に伝達され、当該第2リングギア62から第3の遊星歯車機構7を介して出力軸1側に回転が出力される。すなわち、この場合は、第2サンギア61、第2プラネタリギア63、および第2リングギア62が噛合して減速される減速状態となる。

【0083】

以上の本実施形態でも、第2サンギア61と第2リングギア62との間に介在する第2プラネタリギア63を、上記内側プラネタリギア63Aと外側プラネタリギア63Bとが相互に噛合するダブルピニオン式としたため、第2サンギア61と第2リングギア62との回転方向を同一にすることができる。このため、第2サンギア61と第2リングギア62とが一体回転された状態と、第2プラネタリギア63の介在によって減速された状態とを切り替える場合、回転方向を切り替えるギア等を要することなくより円滑なギアチェンジが可能となる上、双方の場合で第2リングギア62の回転方向が同一であるため、当該第2リングギア62の回転を出力に利用できるようになる。サンギアに回転を入力してリングギアから回転を出力する場合、減速比を2に設定することができるため、減速比が2の状態(減速状態)と、減速比が1の状態(非減速状態)と、を切り替えることで、変速比を2に設定することができる。したがって、本実施形態によっても、サイズの大型化を抑制しつつ変速比を2に設定することが可能な変速機構および電動工具を得ることができる。

【0084】

また、本実施形態では、第2サンギア61と第2リングギア62とを一体化することで、比較的簡素な構成によって遊星歯車機構の減速比を1(すなわち非減速状態)とすることができる。

【0085】

また、本実施形態では、第2プラネタリギア63を回転させない分、慣性モーメントがより小さくなるとともに回転抵抗が減るため、駆動効率を高めることができる。

【0086】

また、本実施形態では、第2サンギア61自体を切替部材Cとして用いたため、別途部材を設けて切り替える構成とする場合に比べて、切替機構9Bの部品点数を少なくすることができ、より簡素な構成として得ることができる。

【0087】

以上、本発明の好適な実施形態について説明したが、本発明は上記実施形態には限定されず、種々の変形が可能である。

【0088】

例えば、減速部2を合計三組の遊星歯車機構5, 6, 7で構成したが、減速部2を構成する遊星歯車機構の数はこれには限定されない。

【0089】

また、上記第1および第2実施形態では、プラネタリギアによる噛合状態を維持しながらキャリアとリングギアとを相互に係合することで非減速状態を得たが、プラネタリギア

10

20

30

40

50

による噛合状態を維持しながらキャリアとサンギアとを相互に係合することでも同様に非減速状態を得ることができる。この場合には、キャリアに、サンギアと係合する歯車状の係合部を設ければ、サンギアの歯を係合部として共用できる分、構成を簡素化することができる。

【0090】

また、上記第3実施形態では、サンギアを軸方向にスライド可能な切替部材として用いたが、リングギアを軸方向にスライド可能に構成して当該リングギアを切替部材として用いてもよいし、また、プラネタリギアによる噛合状態を維持しながらサンギアとリングギアとを相互に係合することで、非減速状態を得るようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

10

【0091】

【図1】本発明の第1実施形態にかかる電動工具の非減速状態における減速部を示す断面図である。

【図2】本発明の第1実施形態にかかる電動工具の減速状態における減速部を示す断面図である。

【図3】図1中A - A断面図である。

【図4】本発明の第2実施形態にかかる電動工具の非減速状態における減速部を示す断面図である。

【図5】本発明の第2実施形態にかかる電動工具の減速状態における減速部を示す断面図である。

20

【図6】本発明の第3実施形態にかかる電動工具の減速状態における減速部を示す断面図である。

【図7】本発明の第3実施形態にかかる電動工具の非減速状態における減速部を示す断面図である。

【符号の説明】

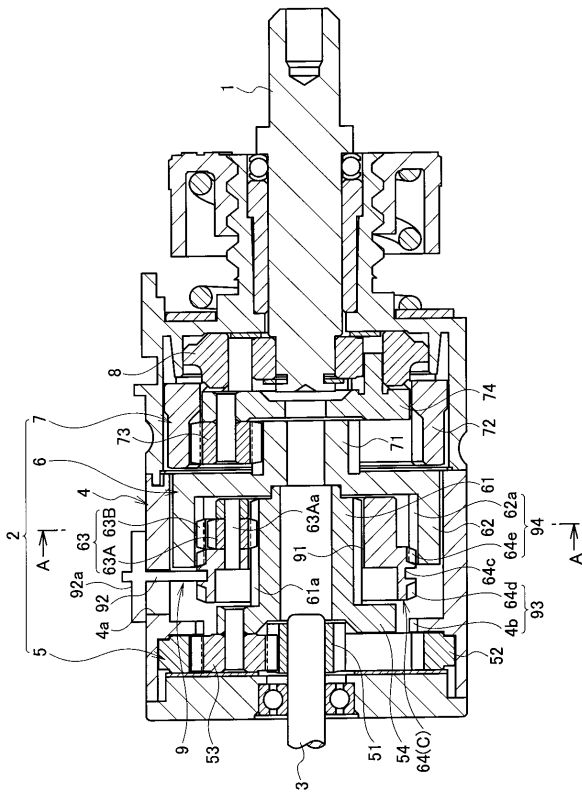
【0092】

- 1 出力軸
- 2 減速部
- 3 モータ軸
- 4 ギアケース
- 5, 6, 7 遊星歯車機構
- 6 第2の遊星歯車機構(変速機構の一部)
- 61 第2サンギア
- 62 第2リングギア
- 62a リングギアの内歯
- 63 第2プラネタリギア
- 63A 内側プラネタリギア
- 63B 外側プラネタリギア
- 64 第2キャリア
- 64e 第2キャリア外歯(歯車状の係合部)
- 9, 9A, 9B 切替機構
- 100 連結部材
- C 切替部材

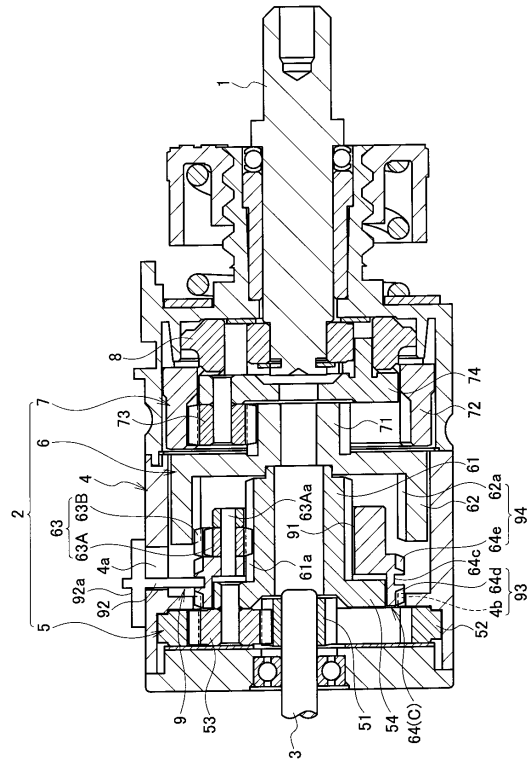
30

40

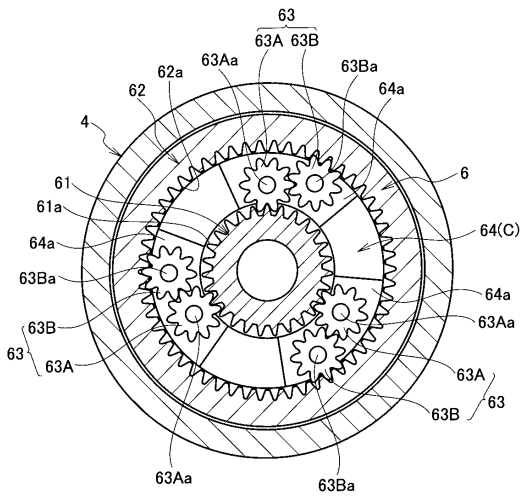
【 図 1 】



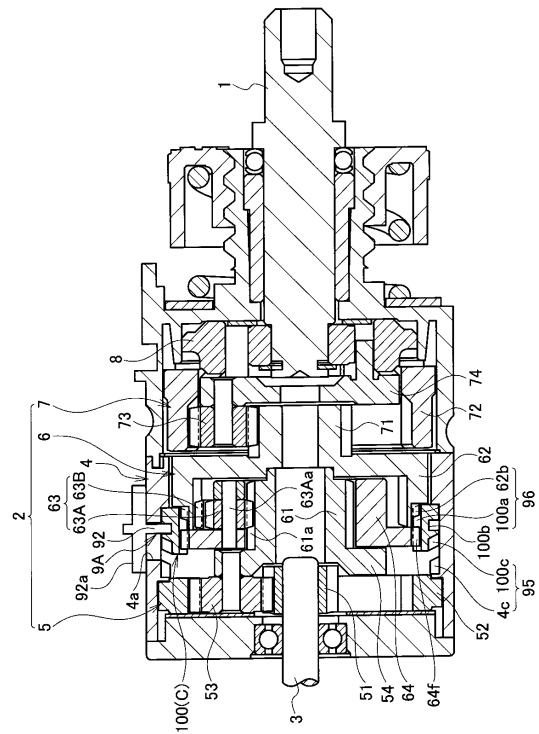
【 図 2 】



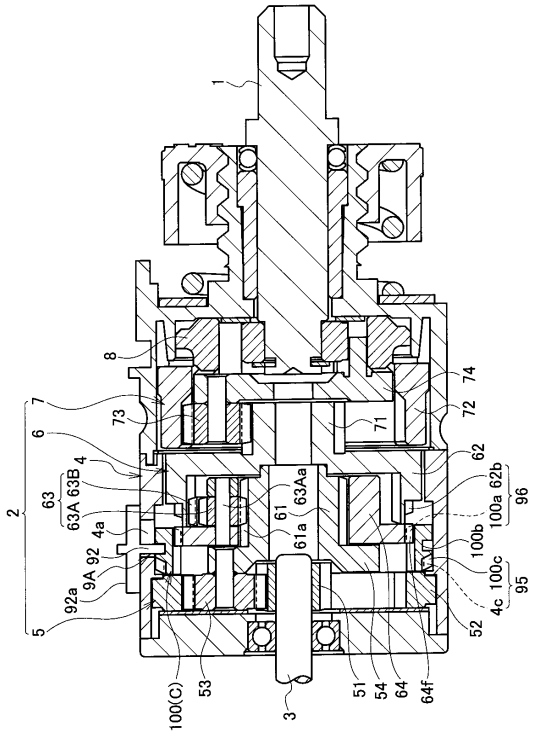
【 図 3 】



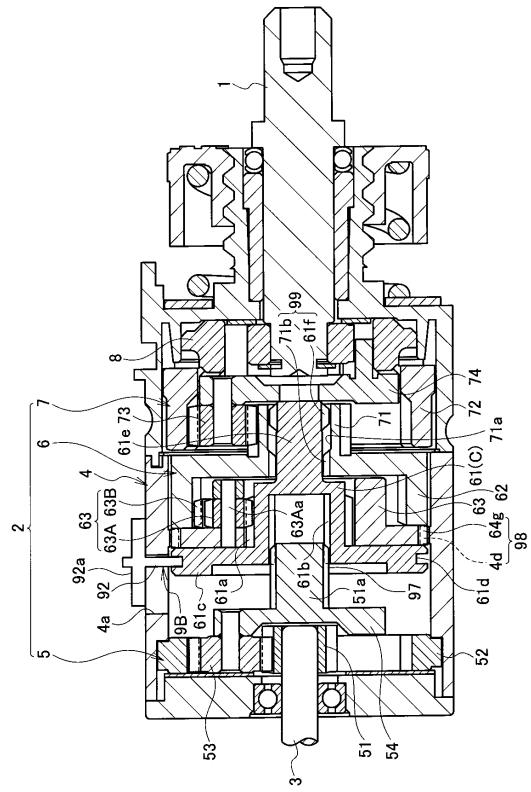
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】

