

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5804742号
(P5804742)

(45) 発行日 平成27年11月4日 (2015. 11. 4)

(24) 登録日 平成27年9月11日 (2015. 9. 11)

(51) Int. Cl.

F 1

FO2N 15/06 (2006.01)

FO2N 15/06 D

FO2N 15/02 (2006.01)

FO2N 15/02 A

FO2N 15/00 (2006.01)

FO2N 15/00 E

請求項の数 16 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2011-72078 (P2011-72078)	(73) 特許権者	000006013
(22) 出願日	平成23年3月29日 (2011. 3. 29)		三菱電機株式会社
(65) 公開番号	特開2012-132426 (P2012-132426A)		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(43) 公開日	平成24年7月12日 (2012. 7. 12)	(74) 代理人	100110423
審査請求日	平成26年1月6日 (2014. 1. 6)		弁理士 曾我 道治
(31) 優先権主張番号	特願2010-184702 (P2010-184702)	(74) 代理人	100094695
(32) 優先日	平成22年8月20日 (2010. 8. 20)		弁理士 鈴木 憲七
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)	(74) 代理人	100111648
(31) 優先権主張番号	特願2010-266253 (P2010-266253)		弁理士 梶並 順
(32) 優先日	平成22年11月30日 (2010. 11. 30)	(74) 代理人	100122437
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 大宅 一宏
		(74) 代理人	100147566
			弁理士 上田 俊一
		(74) 代理人	100161171
			弁理士 吉田 潤一郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジン始動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

スタータモータと、

前記スタータモータの出力軸側にスプライン結合された軸方向に摺動するピニオン部と

、

前記ピニオン部をリングギアとの噛み合い位置に移動させる押し出し機構を有し、前記押し出し機構により押し出された前記ピニオン部のピニオンと噛み合い、前記スタータモータの回転力が伝達されることでエンジンを始動するリングギアと

を備えたエンジン始動装置において、

前記ピニオン部は、同期用の突起形状を有し、前記リングギアとの噛み合い開始時に前記リングギアと最初に衝突する第1ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第2ピニオンギアとに、前記軸方向で2分割されたピニオンギアを有し、

前記第1ピニオンギアの前記同期用の突起形状は、前記第2ピニオンギアの歯数と同じ数の突起で構成され、前記突起は、軸方向垂直断面の領域が前記第2ピニオンギアの面領域よりも小さく構成されており、

前記第1ピニオンギアは、前記ピニオン部に対して独立して軸方向に移動できる構成を備え、

前記第2ピニオンギアは、前記ピニオン部の軸方向において、バネにて押し出し方向に押さえ付けられて前記第1ピニオンギアを介して前記ピニオン部の軸に位置決めされており、前記バネが縮むことで軸方向に移動できる

10

20

ことを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 2】

スタータモータと、

前記スタータモータの出力軸側にスプライン結合された軸方向に摺動するピニオン部と

、
前記ピニオン部をリングギアとの噛み合い位置に移動させる押し出し機構を有し、前記押し出し機構により押し出された前記ピニオン部のピニオンと噛み合い、前記スタータモータの回転力が伝達されることでエンジンを始動するリングギアと

を備えたエンジン始動装置において、

前記ピニオン部は、同期用の突起形状を有し、前記リングギアとの噛み合い開始時に前記リングギアと最初に衝突する第 1 ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第 2 ピニオンギアとに、前記軸方向で 2 分割されたピニオンギアを有し、

前記第 1 ピニオンギアの前記同期用の突起形状は、前記第 2 ピニオンギアの歯数と同じ数の突起で構成され、前記突起は、軸方向垂直断面の領域が前記第 2 ピニオンギアの面領域よりも小さく構成されており、

前記第 1 ピニオンギアは、前記ピニオン部に対して独立して軸方向に移動できる構成を備え、

前記第 2 ピニオンギアは、前記ピニオン部の軸方向において、パネにて押し出し方向に押さえ付けられて前記第 1 ピニオンギアを介して前記ピニオン部の軸に位置決めされており、前記パネが縮むことで軸方向に移動でき、

前記第 1 ピニオンギアは、前記ピニオンギアの軸に対して径方向のガタを有することを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアの前記同期用の突起形状は、前記第 2 ピニオンギアの歯数と同じ数の歯で構成されていることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 4】

請求項 3 に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアの前記歯の仕様は、前記第 2 ピニオンギアの転位、歯先外径、もしくは圧力角を変えることで、前記リングギアとのバックラッシュを大きくしていることを特徴とするエンジン始動装置

【請求項 5】

請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアの前記同期用の突起形状は、前記リングギアの回転方向の衝突に対して前記ピニオン部の軸方向成分の力を生じさせる面を、歯先外径エッジ部の処理面および端面以外に持たないことを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 6】

請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアは、前記ピニオン部の軸に対して回転方向のガタを有することを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 7】

請求項 6 に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアの前記回転方向のガタによって動作できる範囲は、前記第 2 ピニオンギアが前記リングギアと噛み合った後に前記第 1 ピニオンギアによる回転トルク力が前記リングギアに伝わらない範囲であることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 8】

請求項 7 に記載のエンジン始動装置において、

前記第 1 ピニオンギアの前記回転方向のガタによって動作できる範囲は、前記第 2 ピニオンギアに対してトルク伝達方向面側へ偏っていることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 9】

請求項 1 ないし 8 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、
前記ピニオン部は、前記第 1 ピニオンギアと前記第 2 ピニオンギアとが軸方向に独立して動作可能な構成を備えることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 10】

請求項 9 に記載のエンジン始動装置において、
前記第 1 ピニオンギアは、前記第 2 ピニオンギアを支えている前記バネを押すことで軸方向に移動できることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 11】

請求項 1 ないし 10 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、
前記第 1 ピニオンギアと前記第 2 ピニオンギアの軸方向の摩擦力と、前記バネが最大ストロークまで縮むことができる荷重との合計が、前記ピニオンを押し出す荷重を上回らないことを特徴とするエンジン始動装置。

10

【請求項 12】

請求項 1 ないし 11 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、
前記第 1 ピニオンギアと前記第 2 ピニオンギアとの回転方向の摩擦力が、前記第 1 ピニオンギアと前記リングギアとの回転方向の摩擦力よりも小さくするように、前記第 1 ピニオンギアと前記第 2 ピニオンギアとの間に設けられた第 2 のバネを備えることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 13】

請求項 1 ないし 12 のいずれか 1 項に記載のエンジン始動装置において、
前記第 2 ピニオンギアは、前記第 1 ピニオンギア側の歯面エッジ部両側に面取り形状を有することを特徴とするエンジン始動装置。

20

【請求項 14】

請求項 13 に記載のエンジン始動装置において、
前記面取り形状は、回転トルクを伝える面側エッジと、回転トルクを伝えない面側エッジで形状が異なることを特徴とするエンジン始動装置。

【請求項 15】

請求項 14 に記載のエンジン始動装置において、
前記面取り形状は、前記第 1 ピニオンギアのガタによって前記第 2 ピニオンギアの端部が前記第 1 ピニオンギアに隠れずに表面に露出する箇所の端部に、面取り端部を合わせていることを特徴とするエンジン始動装置。

30

【請求項 16】

請求項 14 または 15 に記載のエンジン始動装置において、
前記面取り形状は、回転トルクを伝える面側エッジおよび回転トルクを伝えない面側エッジのいずれか一方、もしくは両側に対して、歯のインボリュートに沿った面取り形状を有することを特徴とするエンジン始動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジン始動時のスタータにおけるピニオンギアと、エンジンのリングギアとの噛み合い性の改善に関するものである。

40

【背景技術】

【0002】

従来のエンジン始動装置（以降スタータと称す）では、エンジンが停止している状態で、始動動作を行う。したがって、ピニオンギアは、リングギアが回転していない状態で、リングギアとの噛み合わせが行われていた。しかしながら、低燃費化のためにアイドルングストップを行うシステムにおいては、リングギア回転中にもピニオンギアをリングギアと噛み合わせることで、再始動性を確保している。

【0003】

例えば、アイドルングストップした瞬間でエンジン回転がまだ止まっていない状態で再

50

始動要求が入った場合、あるいは停止状態から再始動の際に時間を短縮する必要がある場合には、リングギアの回転中に事前にピニオンギアとの噛み合わせを実施している。

【 0 0 0 4 】

このような場合に、リングギアの回転中にピニオンギアを噛み合わせる方法としては、リングギアの回転数に同期させるようにピニオンギアのスタータモータを調速通電して噛み合わせる方法がある（例えば、特許文献 1 参照）。また、事前に同期するための機構を設けることで、その機構部の摩擦により一定の回転数差まで同期させてからギアを噛み合わせる方法がある（例えば、特許文献 2 参照）。さらに、ピニオン形状を工夫することで、噛み合いやすくする方法などもある（例えば、特許文献 3 参照）。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 5 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 0 2 - 7 0 6 9 9 号公報

【 特許文献 2 】 特開 2 0 0 6 - 1 3 2 3 4 3 号公報

【 特許文献 3 】 特開 2 0 0 9 - 1 6 8 2 3 0 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 6 】

しかしながら、従来技術には、以下のような課題がある。

リングギアは、エンジン停止後に惰性回転で減速するが、この場合、ピストンの圧縮膨張によるトルクの変動で回転数が脈動しながら停止する。したがって、例えば、特許文献 1 のように、エンジン始動装置（スタータ）にてリングギアとピニオンギアとの回転数を同期させて、これらを噛み合わせるためには、複雑な構成が必要となる。具体的には、リングギアとピニオンギアの回転数を取得または予測して、これらに基づき、スタータを制御して噛み合わせる複雑な構成が必要となる。

【 0 0 0 7 】

また、同期させるだけでなく、ピニオンギアとリングギアの位相を一致させなければ噛み合わない。このため、同期させたそれぞれのギアに対して、正確な回転方向の位置を認識する必要がある。しかしながら、このような高精度な制御を行うためには、高精度なエンコーダなどの検出器や、エンジン側 ECU の高速演算処理が必要になる。また、エンコーダなどによるピニオンギアの位相の検出は、ピニオンギア自体が移動体であるため、取り付けることが困難であり、システムも複雑になるとともに、装置も大型化する。

【 0 0 0 8 】

さらに、それぞれの回転を予測してピニオンを飛び込ませる方法で簡易化することで、複雑な構成を実現した場合でも、予測値の誤差と、ピニオンを軸方向に飛び込ませるタイミングのばらつきによって、当接時の回転数差が発生するため、正確な制御は困難である。

【 0 0 0 9 】

一方、例えば、特許文献 2 のように、ピニオンギアとリングギアを事前にシンクロ機構によって回転数を合わせて当接させる構成とすることで、より簡素な構成でリングギアとピニオンギアとの回転数を同期させることができる。しかしながら、ピニオンギアとリングギアは、通常、モータの小型化のためにもギア比が 1 0 倍レベルで存在し、寸法構成上の制約から同軸上でない。したがって、ピニオンギアからリングギアへ当接させるシンクロ機構の摩擦面は、常にすべりが生じながらの同期となり、位相まで一致した完全な同期を実現することは困難である。

【 0 0 1 0 】

また、シンクロ機構において、同期した後にリングギアとピニオンギアが当接した時点では、その時点で偶然位相が一致している場合を除いて、リングギアとピニオンギアとの間ですべりが生じ、位相が一致した時点で噛み合うこととなる。このように、シンクロ機構を用いる構成においては、すべりによって同期させてからピニオンとリングギアを当接

10

20

30

40

50

させることとなる。このため、その際の騒音や磨耗の問題、または別途同期させる磨耗面が必要となることから別途の空間が必要となるという問題があった。

【 0 0 1 1 】

また、例えば、シンクロ機構を用いる場合において、特許文献 3 のように、ピニオンギアとリングギアが噛み合いやすくするために、ピニオンの先端の形状を工夫して、歯先端に面取りなどを設けることが考えられる。これにより、特許文献 3 では、面取りによる空間分の挿入が可能になるとともに、面当りによる誘い効果を実施している。

【 0 0 1 2 】

ここで、リングギアが停止している状態での噛み合わせであれば、面取りによる誘い効果はある。しかしながら、リングギア回転中においてピニオンの相対回転数が異なる場合には、面取り部の当接によって両ギアが衝突することで、ピニオンを軸方向に押し戻す力成分が発生する。これにより、噛み合わせ時に衝突音や噛み合わせの遅れが生じるという問題があった。

【 0 0 1 3 】

このように、リングギア回転中にピニオンギアを噛み合わせる場合、より確実な同期と位相合わせを、当接した瞬間に行わないと、騒音、磨耗による寿命の低下、そして噛み合い時間のロスによる始動の遅れなどが生じることになる。

【 0 0 1 4 】

特に、ピニオンギアとリングギアが噛み合わせ時に回転数差が大きい場合には、歯と歯がこすれあって騒音を出しながら噛み合いを行うこととなる。この結果、歯の磨耗などによる寿命の問題とともに、面取り面などで回転数差のトルク力が軸方向の力となり大きくピニオンギアが弾き飛ばされて、噛み合い時間にロスが発生して再始動性も悪くなるといった問題があった。

【 0 0 1 5 】

本発明は、このような問題を解決するためになされたもので、リングギア回転中にピニオンギアをリングギアと噛み合わせる場合においても、より確実な同期と位相合わせを当接した瞬間に行い、騒音、磨耗による寿命の低下、および噛み合い時間のロスによる始動性の遅れを抑制するエンジン始動装置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 1 6 】

本発明に係るエンジン始動装置は、スタータモータと、スタータモータの出力軸側にスプライン結合された軸方向に摺動するピニオン部と、ピニオン部をリングギアとの噛み合い位置に移動させる押し出し機構を有し、押し出し機構により押し出されたピニオン部のピニオンと噛み合い、スタータモータの回転力が伝達されることでエンジンを始動するリングギアとを備えたエンジン始動装置において、ピニオン部は、同期用の突起形状を有し、リングギアとの噛み合い開始時にリングギアと最初に衝突する第 1 ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第 2 ピニオンギアとに、軸方向で 2 分割されたピニオンギアを有し、第 1 ピニオンギアの同期用の突起形状は、第 2 ピニオンギアの歯数と同じ数の突起で構成され、突起は、軸方向垂直断面の領域が第 2 ピニオンギアの面領域よりも小さく構成されており、第 1 ピニオンギアは、ピニオン部に対して独立して軸方向に移動できる構成を備え、第 2 ピニオンギアは、ピニオン部の軸方向において、バネにて押し出し方向に押さえ付けられて第 1 ピニオンギアを介してピニオン部の軸に位置決めされており、バネが縮むことで軸方向に移動できるものである。

また、本発明に係るエンジン始動装置は、スタータモータと、スタータモータの出力軸側にスプライン結合された軸方向に摺動するピニオン部と、ピニオン部をリングギアとの噛み合い位置に移動させる押し出し機構を有し、押し出し機構により押し出されたピニオン部のピニオンと噛み合い、スタータモータの回転力が伝達されることでエンジンを始動するリングギアとを備えたエンジン始動装置において、ピニオン部は、同期用の突起形状を有し、リングギアとの噛み合い開始時にリングギアと最初に衝突する第 1 ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第 2 ピニオンギアとに、軸方向で 2 分割

10

20

30

40

50

されたピニオンギアを有し、第 1 ピニオンギアの同期用の突起形状は、第 2 ピニオンギアの歯数と同じ数の突起で構成され、突起は、軸方向垂直断面の領域が第 2 ピニオンギアの面領域よりも小さく構成されており、第 1 ピニオンギアは、ピニオン部に対して独立して軸方向に移動できる構成を備え、第 2 ピニオンギアは、ピニオン部の軸方向において、バネにて押し出し方向に押さえ付けられて第 1 ピニオンギアを介してピニオン部の軸に位置決めされており、バネが縮むことで軸方向に移動でき、第 1 ピニオンギアは、ピニオンギアの軸に対して径方向のガタを有するものである。

【発明の効果】

【0017】

本発明によれば、ピニオン部のピニオンギアを、同期用の歯形状を先端に有する第 1 ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第 2 ピニオンギアに分割した構成とすることで、回転数差がある場合にも安定してピニオンとリングギアとを噛み合わせることが可能であり、リングギア回転中にピニオンギアを噛み合わせる場合においても、より確実な同期と位相合わせを当接した瞬間に行い、騒音、磨耗による寿命の低下、および噛み合い時間の時間のロスによる始動性の遅れが生じないエンジン始動装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図 1】本発明の実施の形態 1 におけるエンジン始動装置の分解図である。

【図 2】本発明の実施の形態 1 におけるエンジン始動装置をエンジンに取り付けた際の断面図である。

【図 3】本発明の実施の形態 1 におけるピニオン部の構成部品の分解図である。

【図 4】本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアの詳細斜視図である。

【図 5】本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアとリングギアが衝突した瞬間のスタータ部の断面図である。

【図 6】本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアの正面からみた位置関係を示す図である。

【図 7】本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアとリングギアが衝突して第 1 ピニオンギアが傾いている状態のスタータ部の断面図である。

【図 8】本発明の実施の形態 1 による図 7 の状態を経て、第 1 ピニオンギアにリングギアが挿入されて第 2 ピニオンギアに当接する状態のスタータ部の断面図である。

【図 9】本発明の実施の形態 1 による図 7、図 8 の状態を経て、第 1 ピニオンギアおよび第 2 ピニオンギアにリングギアが挿入され、噛み合い状態となったスタータ部の断面図である。

【図 10】本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアが突起で構成されている斜視図である。

【図 11】本発明の実施の形態 2 におけるピニオン部の構成部品の分解図である。

【図 12】本発明の実施の形態 2 による第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアの詳細斜視図である。

【図 13】本発明の実施の形態 2 による第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアの正面からみた位置関係を示す図である。

【図 14】本発明の実施の形態 3 におけるピニオン部の構成部品の分解図である。

【図 15】本発明の実施の形態 4 におけるピニオン部の構成部品の分解図である。

【図 16】本発明の実施の形態 4 による第 1 ピニオンギアとリングギアが衝突する前のスタータ部の断面図である。

【図 17】本発明の実施の形態 4 による第 1 ピニオンギアとリングギアが衝突して第 1 ピニオンギアが傾いている状態のスタータ部の断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0019】

10

20

30

40

50

以下、本発明のエンジン始動装置の好適な実施の形態につき図面を用いて説明する。

【0020】

実施の形態 1 .

図 1 は、本発明の実施の形態 1 におけるエンジン始動装置の分解図である。図 1 に示す本実施の形態 1 におけるエンジン始動装置は、モータ駆動力部 10、軸 20、ピニオン部 30、吸引コイル部 40、プランジャ 50、レバー 60、ブラケット 70、ストッパ 80 および減速ギア部 90 で構成されている。

【0021】

モータ駆動力部 10 は、エンジンを始動する。軸 20 は、モータの出力軸側と減速ギア部 90 を介して結合している。ピニオン部 30 は、軸 20 とヘリカルスプライン結合されたオーバーランニングクラッチと一体化されており、軸方向に摺動することができる。

10

【0022】

吸引コイル部 40 は、スイッチを ON することで、プランジャ 50 を吸引する。レバー 60 は、吸引によるプランジャ 50 の移動を、ピニオン部 30 に伝達する。ブラケット 70 は、モータ駆動力部 10、軸 20、およびピニオン部 30 からなるそれぞれの部品を、ピニオンが移動した際のストッパ 80 を介してエンジン側に固定している。

【0023】

図 2 は、本発明の実施の形態 1 におけるエンジン始動装置をエンジンに取り付けた際の断面図である。エンジン始動を行う場合は、スイッチが ON されると、リレー接点が閉じ、吸引コイル部 40 の吸引コイル 41 に電流が流れて、プランジャ 50 が吸引される。プランジャ 50 が吸引されると、レバー 60 が引き込まれて、レバー 60 がレバー回転軸中心 61 を中心として回転する。

20

【0024】

回転したレバー 60 において、プランジャ 50 とは反対側の端部が、ピニオン部 30 を押し出し、その結果、軸 20 のスプラインに沿って、ピニオン部 30 が回転しながら押し出される。

【0025】

図 3 は、本発明の実施の形態 1 におけるピニオン部 30 の構成部品の分解図である。ピニオン部 30 は、オーバーランニングクラッチ 31、軸芯 32、コイルバネ 33、第 2 ピニオンギア 34、第 1 ピニオンギア 35、および保持部品 36 を備えて構成されている。

30

【0026】

ここで、ピニオン部 30 のピニオンギアは、第 2 ピニオンギア 34 および第 1 ピニオンギア 35 の 2 つに分割されている。そして、詳細は後述するが、第 1 ピニオンギア 35 は、同期用の歯形状を先端に有しており、リングギア 100 と衝突するためのギアであり、一方、第 2 ピニオンギア 34 は、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たすギアである。また、第 1 ピニオンギア 35 は、第 2 ピニオンギア 34 よりギア厚さが薄く、慣性モーメントが小さく構成されている。

【0027】

コイルバネ 33 は、図 3 に示すように、軸芯 32 と同軸上に配置されている。また、オーバーランニングクラッチ 31 は、軸 20 とヘリカルスプライン結合されている。軸芯 32 は、オーバーランニングクラッチ 31 からの伝達トルクを受けて、軸芯 32 に彫られている溝で第 1 ピニオンギア 35、第 2 ピニオンギア 34 へ回転力を伝える。

40

【0028】

図 4 は、本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギア 35 と第 2 ピニオンギア 34 の詳細斜視図である。第 1 ピニオンギア 35 および第 2 ピニオンギア 34 には、軸 20 方向に沿って移動できる溝として、それぞれ第 1 ピニオンギア溝部 35a および第 2 ピニオンギア溝部 34a が掘られている。

【0029】

ここで、第 2 ピニオンギア溝部 34a は、軸芯 32 の溝とガタを最小限にして噛み合う溝として掘られている。一方、第 1 ピニオンギア溝部 35a は、第 2 ピニオンギア溝部 3

50

4 aよりも、溝の幅方向および深さ方向に大きく掘られている。この結果、第1ピニオンギア溝部35 aは、軸芯32に対してガタをもつため、回転方向にこのガタ分だけ回転できる構造となっている。

【0030】

図5は、本発明の実施の形態1による第1ピニオンギア35とリングギア100が衝突した瞬間のスタータ部の断面図である。押し出されたピニオン部30は、まず始めに、2分割されたうちの第1ピニオンギア35が、噛み合いの歯が回転方向にずれている分を衝突させながら、リングギア100と噛み合うこととなる。

【0031】

また、図6は、本発明の実施の形態1による第1ピニオンギア35と第2ピニオンギア34の正面からみた位置関係を示す図である。図6(a)は、第2ピニオンギア34に対して、第1ピニオンギア35が若干左回転した位置にある状態を示している。また、図6(b)は、第2ピニオンギア34に対して、第1ピニオンギア35が若干右回転した位置にある状態を示している。

【0032】

先の図5に示したように、第1ピニオンギア35がリングギア100に当接した際には、リングギア100との当接面の回転方向の摩擦力で、第1ピニオンギア35と第2ピニオンギア34との位置関係は、このような図6(a)、図6(b)のどちらの位置関係にもなり得る。

【0033】

すなわち、第1ピニオンギア35は、リングギア100に対して接触部の摩擦力によってガタの寸法分だけ回転により移動し、噛み合いの位相を探る動作をする。特に、第1ピニオンギア35は、歯先外径エッジ部の処理面(面取り部35 eに相当)および端面(リングギア100に対向する歯面に相当)以外に、ピニオンの軸方向の力成分を生じさせる面をもっていない。すなわち、リングギア100と当接する部分としては、端面による面接触が基本となり、面取り部35 eの部分以外には面取りが成されていない。

【0034】

この結果、第1ピニオンギア35は、回転数差による衝撃力ではじかれることなく、リングギア100と当接する。すなわち、第1ピニオンギア35とリングギア100が衝突した際に、回転数差が大きくても、ピニオンギアがはじかれることなく当接することができ、はじかれる噛み合い口スがなくなり、より回転数差が大きい場合にも、噛み合い動作を実施することが可能となる。さらに、歯面の衝突によって、リングギアとピニオンギアを同期させることができる。

【0035】

そして、第1ピニオンギア35の歯厚35 bは、第2ピニオンギア34の歯厚34 bよりも小さい形状としている。このため、第1ピニオンギア35は、リングギア100との隙間が大きくなっており、リングギア100に挿入しやすい形状になっており、挿入性を改善できる。さらに、第1ピニオンギア35でのエンジン立ち上げ時のトルク負荷が加わることを避けることができるため、第1ピニオンギア35の軽量化や小型化などの簡易化が可能となる。

【0036】

なお、第1ピニオンギア溝部35 aと軸芯32のガタによって回転する第1ピニオンギア35の歯厚35 bの幅は、第2ピニオンギア34の歯厚34 bの領域を超えないものとする。このような歯厚とすることで、第1ピニオンギア35を噛み合わせた後も、後述する面取り部34 cなどの働きで、第2ピニオンギア34を円滑に挿入完了することができる。

【0037】

また、先の図5に示したように、第1ピニオンギア35がリングギア100に当接した際には、第1ピニオンギア35とリングギア100との位相の関係で、第1ピニオンギア35がリングギア100に対して直ちに挿入されない場合も考えられる。しかしながら、

このような場合にも、本実施の形態 1 におけるエンジン始動装置は、より確実な同期と位相合わせを当接した瞬時に行うことができる。そこで、この点を、図 7 ~ 図 9 を用いて、次に説明する。

【 0 0 3 8 】

図 7 は、本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギア 3 5 とリングギア 1 0 0 が衝突して第 1 ピニオンギア 3 5 が傾いている状態のスタータ部の断面図である。また、図 8 は、本発明の実施の形態 1 による図 7 の状態を経て、第 1 ピニオンギア 3 5 にリングギア 1 0 0 が挿入されて第 2 ピニオンギア 3 4 に当接する状態のスタータ部の断面図である。さらに、図 9 は、本発明の実施の形態 1 による図 7、図 8 の状態を経て、第 1 ピニオンギア 3 5 および第 2 ピニオンギア 3 4 にリングギア 1 0 0 が挿入され、噛み合い状態となったスタータ部の断面図である。

10

【 0 0 3 9 】

図 7 に示すように、位相の関係で、第 1 ピニオンギア 3 5 がリングギア 1 0 0 に対して直ちに挿入されない場合には、当接時において、第 1 ピニオンギア 3 5 は、リングギア 1 0 0 に押し付けられて傾く。その際には、第 2 ピニオンギア 3 4 を介してコイルバネ 3 3 が縮みながら第 1 ピニオンギア 3 5 をリングギア 1 0 0 に押し付けている状態になる。

【 0 0 4 0 】

ここで、先の図 4 で説明したように、第 1 ピニオンギア溝部 3 5 a は、第 2 ピニオンギア溝部 3 4 a よりも、溝の幅方向および深さ方向に大きく掘られており、第 1 ピニオンギア溝部 3 5 a は、軸芯 3 2 に対して、回転方向および径方向にガタを持っている。したがって、位相の関係で、第 1 ピニオンギア 3 5 がリングギア 1 0 0 に対して直ちに挿入されない場合にも、第 1 ピニオンギア 3 5 の溝径には、ギア回転方向とともに、ギア径方向にもガタを有していることとなる。このように、ギア径方向にもガタを有することで、第 1 ピニオンギア 3 5 は、図 7 に示したように傾くことができる。

20

【 0 0 4 1 】

さらに、リングギア 1 0 0 と当接する第 1 ピニオンギア 3 5 の歯先径部には、角 R の面取り部 3 5 e が設けられている（図 4 参照）。そこで、リングギア 1 0 0 が回転して、リングギア 1 0 0 の次の歯に対して第 1 ピニオンギア 3 5 が挿入可能な位相状態となった際に、第 2 ピニオンギア 3 4 と軸芯 3 2 との摩擦ダンパー効果で、第 1 ピニオンギア 3 5 は、リングギア 1 0 0 に当接したままで傾きが戻るような動作で、先の図 8 のように挿入されることとなる。

30

【 0 0 4 2 】

すなわち、第 1 ピニオンギア 3 5 の溝径に、ギア回転方向とともに、ギア径方向にもガタを持たせることで、第 2 ピニオンギア 3 4 の摩擦ダンパー効果によりリングギア 1 0 0 と当接した第 1 ピニオンギア 3 5 は、リングギア 1 0 0 の隙間を探す動作を行うことができるとともに、リングギア 1 0 0 の隙間に対して相対的に第 1 ピニオンギア 3 5 の挿入できる範囲を増加させることができる。

【 0 0 4 3 】

この結果、第 1 ピニオンギア 3 5 は、リングギア 1 0 0 にはじかれることなく、傾きが戻ろうとする動作によってリングギア 1 0 0 の隣接歯に挿入され、歯面同士の当たりにより回転を同期させることができる。

40

【 0 0 4 4 】

挿入された際の衝突面は、第 1 ピニオンギア 3 5 の歯面 3 5 d とリングギア 1 0 0 であり、回転数差があった場合にも回転方向の衝突となるため、そのトルクで回転が同期する。特に、リングギア 1 0 0 の回転数が早い場合には、第 1 ピニオンギア 3 5 の歯面を当てることによって同期させると、オーバーランニングクラッチ 3 1 によりクラッチが空回りするため、その衝撃は、第 1 ピニオンギア 3 5 のみの質量となるため、衝撃も小さく騒音も小さい。

【 0 0 4 5 】

このようにして同期したピニオン部 3 0 は、さらなる押し込みによって、先の図 8 に示

50

すように、リングギア 100 と第 2 ピニオンギア 34 とが衝突する状態に移行する。ここで、第 2 ピニオンギア 34 の第 1 ピニオンギア 35 側の歯面エッジ部両側には、先の図 4 に示す面取り部 34c が設けられている。したがって、この面取り部 34c に誘われて、第 2 ピニオンギア 34 とリングギア 100 が、図 9 のように噛み合う結果となる。

【0046】

この際に、面取り部 34c は、軸方向に跳ね返す成分をもっているが、ピニオン部 30 とリングギア 100 とは、第 1 ピニオンギア 35 により同期しているため、問題ない。また、面取り部 34c を有することにより、ピニオンギアとリングギア 100 の相対回転方向がどちらの場合にも、第 2 ピニオンギア 34 ヘリングギア 100 を円滑に挿入完了することができる。

10

【0047】

したがって、図 7～図 9 に示した一連の動作が行われることで、第 1 ピニオンギア 35 がリングギア 100 と噛みあって同期した後に、第 2 ピニオンギア 34 がリングギア 100 と噛み合いエンジンを始動させることができる。そして、第 2 ピニオンギア 34 とリングギア 100 が噛み合った後は、ピニオン部 30 とリングギア 100 とのトルク伝達は、第 2 ピニオンギアの歯面 34d とリングギア 100 間でのみ行われる。この結果、第 2 ピニオンギア 34 を適切に設計することで、伝達損失を抑制することができる。

【0048】

したがって、第 2 ピニオンギア 34 とリングギア 100 とのギア関係で、エンジン始動時のクランピング音の原因となる歯打ち音などは決定される。このため、第 1 ピニオンギア 35 は、歯厚を小さくしたバックラッシュが大きい歯としても問題はない。すなわち、第 1 ピニオンギア 35 の歯の仕様は、第 2 ピニオンギア 34 の歯の仕様に対して、転位、歯先外径、もしくは圧力角を変えることで、リングギア 100 とのバックラッシュを大きくしても問題ない。

20

【0049】

以上のように、実施の形態 1 によれば、リングギアとピニオン部との回転数差がある場合でも、上述したような同期用の歯形状を先端に有する第 1 ピニオンギアと、噛み合い後に回転力を伝達する役目を果たす第 2 ピニオンギアとに 2 分割された構成を有するピニオンギアを用いることで、歯一つ分の動作で瞬時に噛み合いが可能となる。この結果、リングギアとピニオン部との挿入性を改善でき、端面の磨耗による歯形状の長寿命化を図ることができ、さらに、騒音の抑制、および伝達損失の抑制も可能となる。

30

【0050】

例えば、リングギアの回転数がピニオンギアよりも 500 rpm 速い場合にも、ピニオンギアが弾かれることなく瞬時に噛み合い、噛み合い瞬間の騒音レベルも 5 dB レベルで低くなることが検証できた。したがって、本願の構成を備えたピニオン部を用いて、アイドリング回転数レベルにおいて飛び込み動作を実施することで、安定してピニオンとリングギアとを噛み合わせることが可能となり、制御の制限の緩和、再始動性の時間の短縮が可能となる。

【0051】

ここで、第 1 ピニオンギアは、例えば、先の図 4 に示したような、歯の形状をしている場合に限定されるものではない。図 10 は、本発明の実施の形態 1 による第 1 ピニオンギアが突起で構成されている斜視図である。この図 10 に示すように、波の形状で、歯の数と同じ突起形状としても問題ない。

40

【0052】

また、ピニオン部を押し出す機構に関しては、プランジャによる引き込み力をレバーに伝達させることでピニオン部を押し出す場合について説明したが、このような機構に限定されるものではない。ピニオン部を押し出す方法として、モータトルクを使用するなどの他の動力源を使用しても構わない。

【0053】

実施の形態 2 .

50

本実施の形態 2 では、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 とのガタに関して、位相において偏心させることで、磨耗をさらに抑制できるピニオン部の構造について説明する。

【 0 0 5 4 】

本実施の形態 2 におけるエンジン始動装置の構成は、先の実施の形態 1 における図 1 と同様であり、モータ駆動力部 1 0、軸 2 0、ピニオン部 3 0、吸引コイル部 4 0、プランジャ 5 0、レバー 6 0、ブラケット 7 0、ストッパ 8 0 および減速ギア部 9 0 で構成されており、ピニオン部 3 0 が回転しながら押し出される。

【 0 0 5 5 】

図 1 1 は、本発明の実施の形態 2 におけるピニオン部 3 0 の構成部品の分解図である。ピニオン部 3 0 は、オーバーランニングクラッチ 3 1、軸芯 3 2、コイルバネ 3 3、第 2 ピニオンギア 3 4、第 1 ピニオンギア 3 5、および保持部品 3 6 を備えて構成されている。ここで、ピニオン部 3 0 のピニオンギアの部品構成と役目は、先の実施の形態 1 と同様であり、詳細な説明は省略する。

【 0 0 5 6 】

図 1 2 は、本発明の実施の形態 2 による第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 の詳細斜視図である。第 1 ピニオンギア 3 5 および第 2 ピニオンギア 3 4 には、軸 2 0 方向に沿って移動できる溝として、それぞれ第 1 ピニオンギア溝部 3 5 a および第 2 ピニオンギア溝部 3 4 a が掘られている。

【 0 0 5 7 】

ここで、第 2 ピニオンギア溝部 3 4 a は、軸芯 3 2 の溝とガタを最小限にして噛み合う溝として掘られている。一方、第 1 ピニオンギア溝部 3 5 a は、第 2 ピニオンギア溝部 3 4 a よりも、溝の幅方向および深さ方向に大きく掘られている。この結果、第 1 ピニオンギア溝部 3 5 a は、軸芯 3 2 に対してガタをもつため、回転方向にこのガタ分だけ回転できる構造となっている。

【 0 0 5 8 】

ここで、本実施の形態 2 におけるガタは、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 の関係において、位相において偏心している。そこで、この偏心について、図面を用いて説明する。図 1 3 は、本発明の実施の形態 2 による第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアの正面からみた位置関係を示す図である。

【 0 0 5 9 】

モータの回転によってピニオンがリングギア 1 0 0 にトルクを伝達する面方向（図 1 3 における左回転方向、右回転方向に相当）に偏心させている。すなわち、先の実施の形態 1 では、図 6 に示すように、第 1 ピニオンギア 3 5 の歯厚に対して第 2 ピニオンギア 3 4 の歯厚がはみ出している量は、図 6 (a) と図 6 (b) のどちらの場合も同等の厚みであった。これに対して、本実施の形態 2 では、図 1 3 (a) に示したはみ出し量と図 1 3 (b) に示したはみ出し量が異なっており、このことを「トルクを伝達する面方向に偏心させている」と表現している。

【 0 0 6 0 】

そこで、図 1 3 (a)、図 1 3 (b) に関して、以下に詳述する。図 1 3 (a) は、ピニオンがトルク伝達する方向へ回転して、矢印の方向へ第 1 ピニオンギア 3 5 がガタによりずれた状態を示している。トルク伝達している間において、ピニオンギアの伝達面側は、第 1 ピニオンギアの面 3 5 d 1 が第 2 ピニオンギア面 3 4 d 1 よりも凹になっているため、第 1 ピニオンギア 3 5 ではトルク伝達できない状態となる。

【 0 0 6 1 】

また、図 1 3 (b) は、リングギア 1 0 0 の回転速度が速く、第 1 ピニオンギア 3 5 のガタが矢印の方向にずれている状態を示している。この状態は、まだ第 2 ピニオンギア 3 4 がリングギア 1 0 0 とは噛み合っておらず、第 1 ピニオンギア 3 5 のみが噛み合っているときしか起こらない状態である。

【 0 0 6 2 】

第 1 ピニオンギア 3 5 がリングギア 1 0 0 と噛み合い同期するまでの状態は、先の実施の形態 1 と同様である。そして、この状態においては、この偏心による噛み合い性の影響は、無関係である。

【 0 0 6 3 】

その後、第 1 ピニオンギア 3 5 が噛み合い同期したピニオンギアは、さらなる押し込みによって、先の実施の形態 1 における図 8 の状態になり、リングギア 1 0 0 と第 2 ピニオンギア 3 4 とが衝突する状態に移行する。すなわち、図 1 3 (a) あるいは図 1 3 (b) のような状態で、第 2 ピニオンギア 3 4 がリングギア 1 0 0 と衝突することが考えられる。

【 0 0 6 4 】

ここで、第 2 ピニオンギア 3 4 の第 1 ピニオンギア 3 5 側の歯面エッジ部には、モータトルク伝達面側面取り部 3 4 c 1 とモータトルク非伝達面側面取り部 3 4 c 2 の 2 つの面取りが施されている (図 1 2 参照) 。そして、図 1 3 (a) の状態で、リングギア 1 0 0 が面取り 3 4 c 1 に衝突する際には、偏心していることで、第 2 ピニオンギア 3 4 のトルク伝達面側への段差は小さく、リングギア 1 0 0 に対して第 2 ピニオンギア 3 4 が入りやすくなっている。

【 0 0 6 5 】

一方、図 1 3 (b) の状態で、トルク伝達面の反対側のエッジ部の面取り 3 4 c 2 がリングギア 1 0 0 と衝突する場合には、ワンウェイクラッチによりピニオンが空回りすることで、面をこする力が小さいため、段差が大きくても問題にならない。すなわち、偏心させることによって、ピニオン側面取り部とリングギア 1 0 0 との衝突によるこすれる力が大きくなる側の面の段差を小さくすることで、磨耗を最小限にすることが可能となる。

【 0 0 6 6 】

したがって、本実施の形態 2 のように、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 とを偏心させている場合には、ピニオンによるトルク伝達面側の歯面の面取り 3 4 c 1 と反対側の面取り 3 4 c 2 の大きさは異なる。さらに、その大きさは、第 1 ピニオンギア 3 5 のガタによって隠れる領域で決定される。

【 0 0 6 7 】

さらに、リングギア 1 0 0 は、第 2 ピニオンギア 3 4 に当接する瞬間には、第 1 ピニオンギア 3 5 と同期しており、位相が異なっている状態である。したがって、第 2 ピニオンギア 3 4 のトルク伝達面側の面取り 3 4 c 1 をインボリュート面取りにすることで、ピニオンの回転に沿った面取りとすることができ、磨耗をさらに抑制できる。

【 0 0 6 8 】

以上のように、実施の形態 2 によれば、第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアとのガタを、位相において偏心するように設けている。この結果、第 2 ピニオンギアと第 1 ピニオンギアとの位相合わせの押し込みにおいて、第 2 ピニオンギアが円滑に押し込まれることとなり、磨耗などの問題もなくなる。したがって、リングギアと、第 1 ピニオンギア、第 2 ピニオンギアのそれぞれとの噛み合いにおいて、回転数差が存在した際にも円滑に噛み合うことが可能となる。この結果、制御の制限の緩和、再始動性の時間の短縮と騒音の低減だけでなく、磨耗も最小限にできる。

【 0 0 6 9 】

実施の形態 3 .

本実施の形態 3 では、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 との軸方向の動作機構に関して、第 1 ピニオンギア 3 5 の摩擦力を軸芯と別部で設けることで、ダンパー効果を大きくすることができる構造について説明する。

【 0 0 7 0 】

本実施の形態 3 におけるエンジン始動装置の構成は、先の実施の形態 1 における図 1 と同様であり、モータ駆動力部 1 0 、軸 2 0 、ピニオン部 3 0 、吸引コイル部 4 0 、ブランジャ 5 0 、レバー 6 0 、ブラケット 7 0 、ストッパ 8 0 および減速ギア部 9 0 で構成されており、ピニオン部 3 0 が回転しながら押し出される。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 1 】

図 1 4 は、本発明の実施の形態 3 におけるピニオン部 3 0 の構成部品の分解図である。ピニオン部 3 0 は、オーバーランニングクラッチ 3 1、軸芯 3 2、コイルバネ 3 3、第 2 ピニオンギア 3 4、第 1 ピニオンギア 3 5、および保持部品 3 6 を備えて構成されている。ここで、ピニオン部 3 0 の基本的な部品構成と役目は、先の実施の形態 1 と同様であり、詳細な説明は省略する。

【 0 0 7 2 】

先の実施の形態 1 と比較すると、本発明の実施の形態 3 では、第 1 ピニオンギア 3 5、第 2 ピニオンギア 3 4、および軸心 3 2 の形状が異なる。そこで、これらの相違点を中心に、以下に説明する。第 2 ピニオンギア 3 4 は、第 1 ピニオンギア 3 5 方向に、軸芯 3 2 の溝と第 2 ピニオン 3 4 の歯面との間で溝が彫られた突起（以下、溝突起 3 4 e と称す）を有している。第 1 ピニオンギア 3 5 は、この溝突起 3 4 e に彫られた溝で、第 1 ピニオンギアの溝部 3 5 a と噛み合っている。

10

【 0 0 7 3 】

本実施の形態 3 においては、第 1 ピニオンギアの溝部 3 5 a と第 2 ピニオンギアの溝部 3 4 a とは、別々の溝に噛み合う。このため、第 1 ピニオンギアの溝部 3 5 a は、トルク伝達を行わない溝であるから、歯数を小さくして溝数の数を設定でき、第 2 ピニオンギアの溝突起 3 4 e の噛み合い形状は、軸芯 3 2 の溝形状に依存しない形状で作成することが可能となる。

【 0 0 7 4 】

なお、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 の軸方向の摩擦力と、コイルバネ 3 3 が最大ストロークまで縮むことができる荷重との合計が、ピニオンを押し出す荷重を上回らないようにすることが必要である。

20

【 0 0 7 5 】

以上のように、実施の形態 3 によれば、第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアとの軸方向の動作機構に関して、第 1 ピニオンギアの摩擦力を軸芯と別部で設けることができる。すなわち、第 1 ピニオンギアは、ピニオン部に対して独立して軸方向に移動できる構成とすることができる。この結果、バネによって軸方向に移動する、摩擦力によるダンパー機能について、第 1 ピニオンギア 3 5 の部分のみを大きくすることが可能となる。

【 0 0 7 6 】

実施の形態 4 .

先の実施の形態 3 では、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 との軸方向の動作機構に関して、ダンパー効果を大きくする構造について説明した。これに対して、本実施の形態 4 では、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 との回転方向の動作機構に関して、ピニオンギア 3 4、3 5 とリングギア 1 0 0 の摩擦係数が小さい場合に、第 1 ピニオンギア 3 5 とリングギア 1 0 0 の回転方向の摩擦力を、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 の回転方向の摩擦力よりも大きくすることができる構造について説明する。

30

【 0 0 7 7 】

本実施の形態 4 におけるエンジン始動装置の構成は、先の実施の形態 1 における図 1 と同様であり、モータ駆動力部 1 0、軸 2 0、ピニオン部 3 0、吸引コイル部 4 0、プランジャ 5 0、レバー 6 0、ブラケット 7 0、ストッパ 8 0 および減速ギア部 9 0 で構成されており、ピニオン部 3 0 が回転しながら押し出される。

40

【 0 0 7 8 】

図 1 5 は、本発明の実施の形態 4 におけるピニオン部 3 0 の構成部品の分解図である。ピニオン部 3 0 は、オーバーランニングクラッチ 3 1、軸芯 3 2、コイルバネ 3 3、コイルバネ 3 3 b、第 2 ピニオンギア 3 4、第 1 ピニオンギア 3 5、および保持部品 3 6 を備えて構成されている。ここで、ピニオン部 3 0 の基本的な部品構成と役目は、先の実施の形態 1 と同様であり、詳細な説明は省略する。

【 0 0 7 9 】

50

先の実施の形態 1 と比較すると、本発明の実施の形態 4 では、コイルバネが 2 分割（コイルバネ 3 3、3 3 b）されている点が異なる。そこで、この相違点を中心に、以下に説明する。

【0080】

図 1 6 は、本発明の実施の形態 4 による第 1 ピニオンギア 3 5 とリングギア 1 0 0 が衝突する前のスタータ部の断面図である。本実施の形態 4 では、第 2 ピニオンギア 3 4 を軸の押し込む方向へ押しているコイルバネ 3 3 とは別に、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 との間にコイルバネ 3 3 b が存在している。

【0081】

図 1 7 は、本発明の実施の形態 4 による第 1 ピニオンギア 3 5 とリングギア 1 0 0 が衝突して第 1 ピニオンギア 3 5 が傾いている状態のスタータ部の断面図である。コイルバネ 3 3 とコイルバネ 3 3 b による 2 分割構成とすることで、図 1 7 に示すように、第 1 ピニオンギア 3 5 がリングギア 1 0 0 に当接して、コイルバネ 3 3 が縮んでいく。

【0082】

その際に、第 1 ピニオンギア 3 5 と第 2 ピニオンギア 3 4 との間にコイルバネ 3 3 b が突っ張っているため、第 2 ピニオンギア 3 4 と第 1 ピニオンギア 3 5 の接触する摩擦力を下げるることができる。このとき、コイルバネ 3 3 b と第 1 ピニオンギア 3 5 の回転方向の摩擦力は小さくしておく必要がある。これにより、第 1 ピニオンギア 3 5 の回転方向のガタは、第 2 ピニオンギア 3 4 の慣性に関係なく、回転しやすくなり、当接時に同期しやすくなる。

【0083】

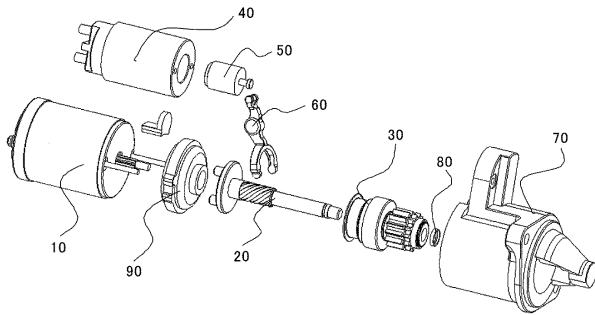
以上のように、実施の形態 4 によれば、第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアとの回転方向の動作機構に関して、第 2 ピニオンギアを軸の押し込む方向へ押しているコイルバネとは別に、第 1 ピニオンギアと第 2 ピニオンギアとの間にもコイルバネを設け、2 分割されたコイルバネの構成を備えている。この結果、第 1 ピニオンギアの回転方向のガタは、第 2 ピニオンギアの慣性に関係なく、回転しやすくなり、当接時に同期しやすくなることができる。

【符号の説明】

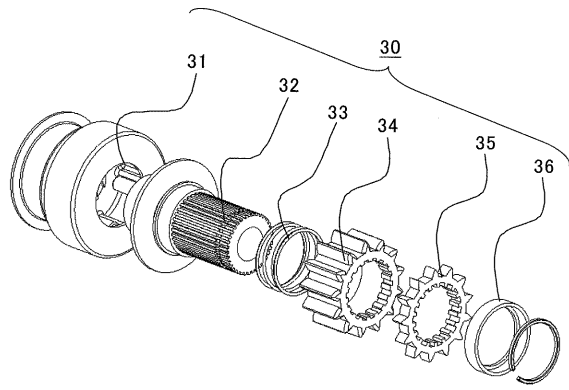
【0084】

1 0 モータ駆動力部、2 0 軸、3 0 ピニオン部、3 1 オーバーランニングクラッチ部（移動体）、3 2 軸芯、3 3 コイルバネ、3 3 b コイルバネ、3 4 第 2 ピニオンギア、3 4 a 第 2 ピニオンギアの溝部、3 4 b 第 2 ピニオンギアの歯厚、3 4 c 第 2 ピニオンギアの面取り部、3 4 c 1 第 2 ピニオンギアのモータトルク伝達面側面取り部、3 4 c 2 第 2 ピニオンギアのモータトルク非伝達面側面取り部、3 4 d 第 2 ピニオンギアの歯面、3 4 d 1 第 2 ピニオンギアのモータトルク伝達面側の歯面、3 4 d 2 第 2 ピニオンギアのモータトルク非伝達面側の歯面、3 4 e 第 2 ピニオンギアの溝突起、3 5 第 1 ピニオンギア、3 5 a 第 1 ピニオンギアの溝部、3 5 b 第 1 ピニオンギアの歯厚、3 5 d 第 1 ピニオンギアの歯面、3 5 d 1 第 1 ピニオンギアのモータトルク伝達面側の歯面、3 5 d 2 第 1 ピニオンギアのモータトルク非伝達面側の歯面、3 5 e 第 1 ピニオン歯先径部の面取り部、3 6 保持部品、4 0 吸引コイル部、4 1 吸引コイル、5 0 ブランジャ、6 0 レバー、6 1 レバー回転軸中心、7 0 ブラケット、8 0 ストップ、9 0 減速ギア部、1 0 0 リングギア。

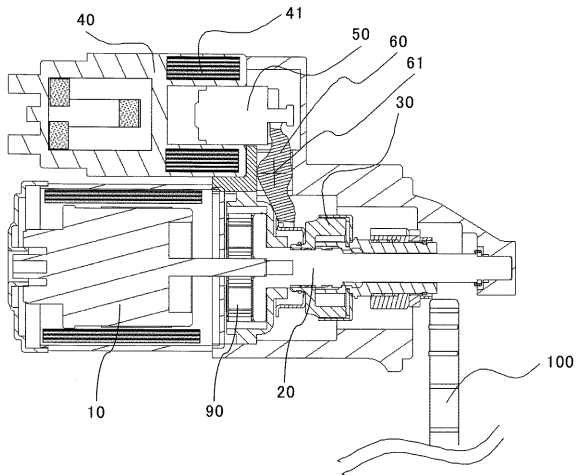
【図 1】



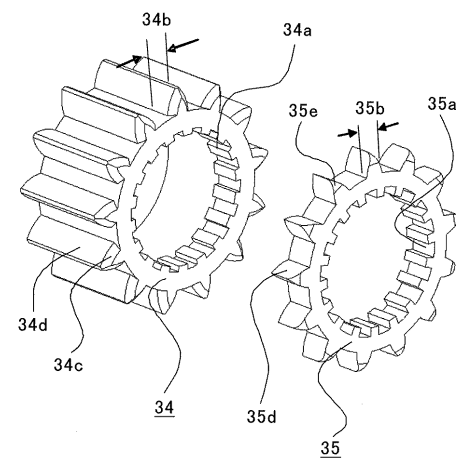
【図 3】



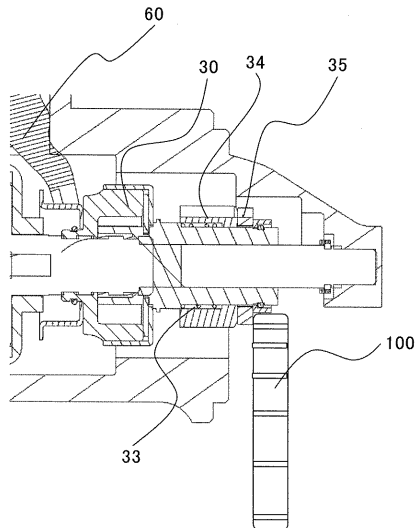
【図 2】



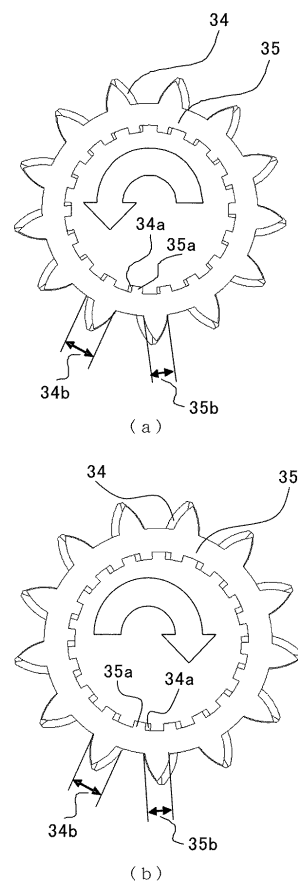
【図 4】



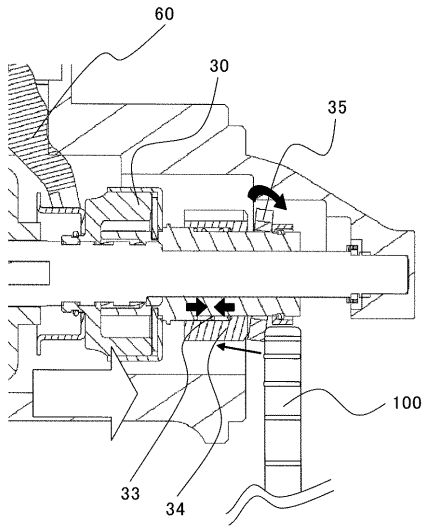
【図 5】



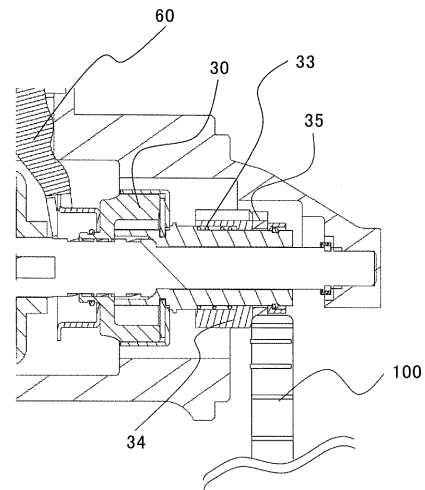
【図 6】



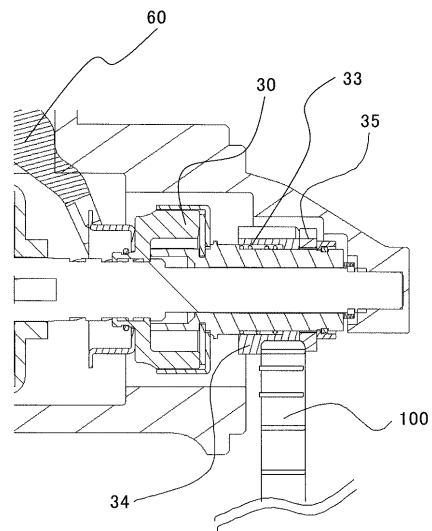
【図 7】



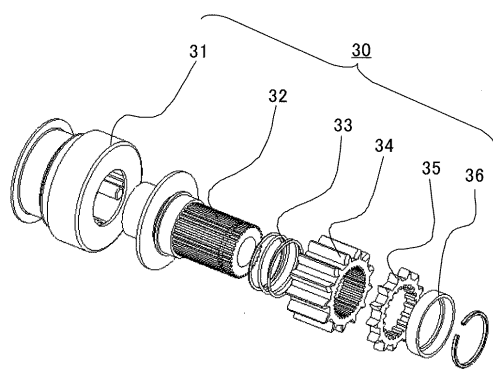
【図 8】



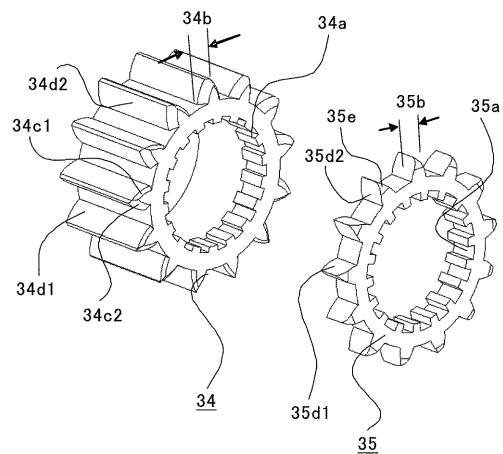
【図 9】



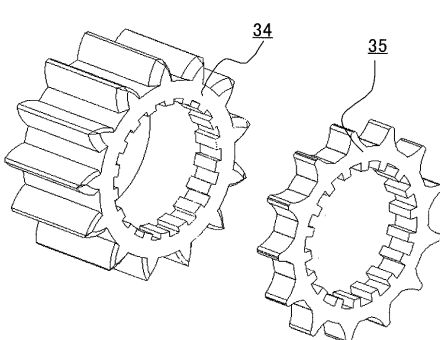
【図 11】



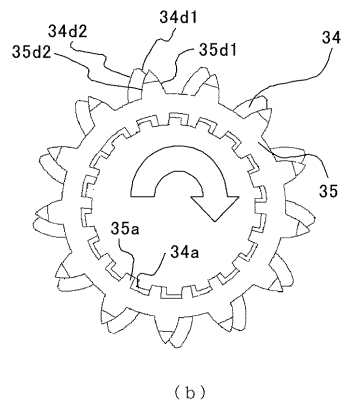
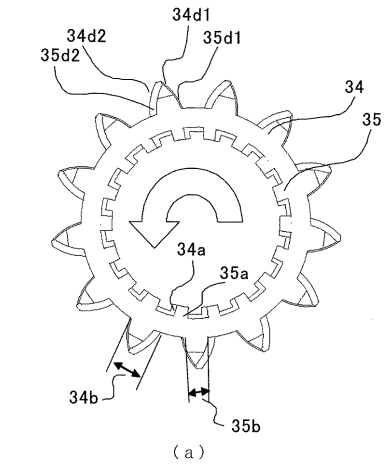
【図 12】



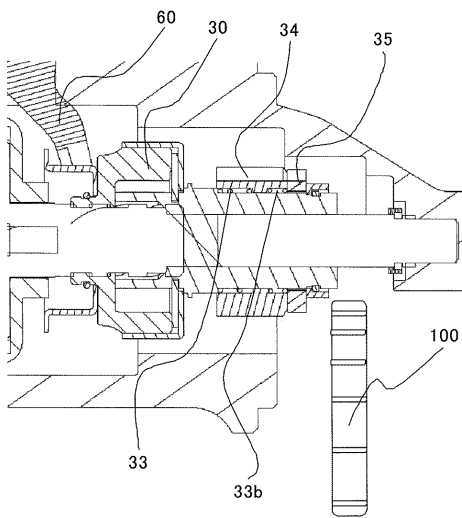
【図 10】



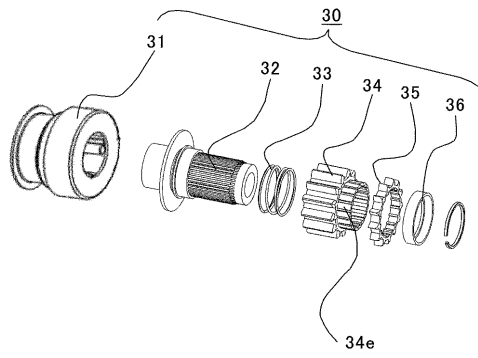
【図 13】



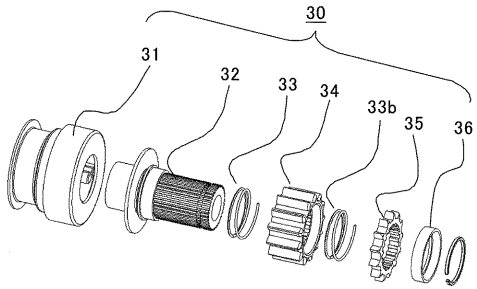
【図 16】



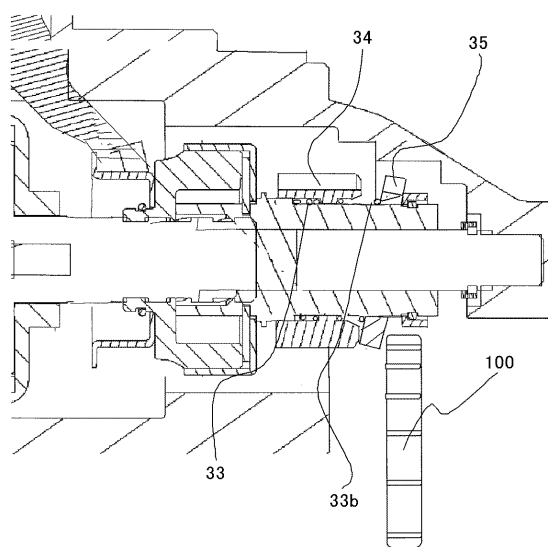
【図 14】



【図 15】



【図 17】



フロントページの続き

- (74)代理人 100161115
弁理士 飯野 智史
- (72)発明者 水野 大輔
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 下地 治彦
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 亀井 光一郎
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 阿部 雅美
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 小田原 一浩
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 栗重 正彦
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 北野 弘明
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 塚原 裕平
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 家澤 雅宏
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 中村 一雄

- (56)参考文献 国際公開第2010/069645(WO, A1)
特開2002-303236(JP, A)
特開2000-274336(JP, A)
特開2003-328912(JP, A)
特開2009-024665(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02N 15/06
F02N 15/00
F02N 15/02