

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3555245号  
(P3555245)

(45) 発行日 平成16年8月18日(2004.8.18)

(24) 登録日 平成16年5月21日(2004.5.21)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F O 2 N 15/02

F I

F O 2 N 15/02

E

F O 2 N 15/02

M

請求項の数 5 (全 14 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平7-135365                  (22) 出願日 平成7年6月1日(1995.6.1)                  (65) 公開番号 特開平8-326640                  (43) 公開日 平成8年12月10日(1996.12.10)                  審査請求日 平成13年9月21日(2001.9.21)</p> <p>前置審査</p>	<p>(73) 特許権者 000004260                  株式会社デンソー                  愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地</p> <p>(74) 代理人 100096998                  弁理士 碓氷 裕彦</p> <p>(74) 代理人 100118197                  弁理士 加藤 大登</p> <p>(74) 代理人 100123191                  弁理士 伊藤 高順</p> <p>(72) 発明者 長尾 安裕                  愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電                  装株式会社内</p> <p>(72) 発明者 村田 光広                  愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電                  装株式会社内</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
--	---

(54) 【発明の名称】 スタータ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

電機子出力軸に連結されるサンギアと、前記サンギアに噛合するプラネタリギアと、前記プラネタリギアを回転自在に支承しつつ前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるプラネットキャリアと、前記プラネタリギアを囲包しつつ前記プラネタリギアと噛合するとともに前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるインターナルギアとを備え、前記プラネットキャリアがピニオンに連結される遊星歯車減速機構と、

前記インターナルギア又はそれと一体の連結部材の回転内周面に形成されるローラ収容溝に收容されて固定部材の固定周面に接触するローラと、前記インターナルギア又は前記連結部材に保持されて前記ローラを前記固定周面へ向けて押圧する付勢手段とを有するとともに、オーバーランニング時に前記インターナルギアを一方向へ回転させて前記ローラを前記付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離側に変位させる一方向性クラッチと、

を備え、

前記一方向性クラッチは、前記固定周面に形成されて前記ローラと係合するローラ係合溝を有することを特徴とするスタータ。

【請求項2】

前記インターナルギアは樹脂を主素材として形成されていることを特徴とする請求項1記載のスタータ。

【請求項3】

電機子出力軸に連結されるサンギアと、前記サンギアに噛合するプラネタリギアと、前記

10

20

プラネタリギアを回転自在に支承しつつ前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるプラネットキャリアと、前記プラネタリギアを囲包しつつ前記プラネタリギアと噛合するとともに前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるインターナルギアとを備え、前記インターナルギアがピニオンに連結される遊星歯車減速機構と、前記プラネットキャリア又はそれと一体の連結部材の回転内周面に形成されるローラ収容溝に收容されて固定部材の固定周面に接触するローラと、前記プラネットキャリア又は前記連結部材に保持されて前記ローラを前記固定周面へ向けて押圧する付勢手段とを有するとともに、オーバーラン時に前記プラネットキャリアを一方向へ回転させて前記ローラを前記付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離側に変位させる一方向性クラッチと、を備え、

前記一方向性クラッチは、前記固定周面に形成されて前記ローラと係合するローラ係合溝を有することを特徴とするスタータ。

10

【請求項 4】

前記ローラ収容溝は前記プラネタリギアの反ピニオン側に配設された前記プラネットキャリアの内周面に形成されることを特徴とする請求項 3 記載のスタータ。

【請求項 5】

前記ローラ係合溝は前記ローラより多数形成される請求項 1 から 4 のいずれか記載のスタータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は、遊星歯車減速装置と固定部材間に一方向性クラッチを配置した遊星歯車減速型スタータに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来より、スタータは、直流電動機（モータ）によりバッテリーからの電流エネルギーを機械エネルギーに変換しこれをエンジンに伝達し、エンジン始動に必要な回転数を得、エンジン始動後は、エンジンからの機械エネルギーを遮断し、自身を保護する様、設計されている。また、その 1 回の作動時間は、通常 2 秒以下と非常に短時間で各部品の動作速度も早いため、すべての面で短時間定格用に設計がなされている。

30

【0003】

近年、燃費改善、エンジン性能向上、運転性能向上等のため、小型軽量化、要求の増大、E F I 化への対応、使用環境（温度）範囲の拡大、振動負荷の増大等、スタータへの要求は年々厳しくなっている。これに対応するため約 20 年前に内部減速装置を持ち、耐熱性、耐振性を向上させたスタータが流動し始め、順次、バリエーションが増えるとともに改良が加えられ現在においては、主流を占めるに至っている。

【0004】

この内部減速装置を有するスタータにおいては、減速比を順次大きく取ることにより、モータの大巾な小型軽量化を順次達成して来た。しかしながら、力を伝達する減速部や、一方向性クラッチにおいては、減速比の UP による慣性質量の大巾な増大に伴ない増加する衝撃負荷やエンジン追従性の悪化をカバーするため、小型軽量化や、最近一段と要求が増大している低コスト化が十分に行なわれていないのが現状である。

40

【0005】

また、スタータ用一方向性クラッチは、オーバーラン性能を重視し、摩擦力を利用したローラクラッチが主流であったが、エンジン始動時の立上り回転数の増加等もあり、伝動子であるローラの摩耗が増大し、トルク伝達に必要な摩擦力を得るといった特性と、ローラをなるべく摩耗させないという特性との両立を図る場合、封入するグリースの摩擦係数の選択が困難となってきており、それが小型化および低コスト化の障害となっている。

【0006】

実開昭 52 - 19528 号公報は、遊星歯車減速機構のインターナルギアの外周面と、こ

50

の遊星歯車減速機構を囲包するケーシングの内周面との間に一方方向性クラッチを介設した遊星歯車減速機構付スタータを開示している。実開昭61-52731号公報は、駆動力伝達に有利で小型化の可能性が大きいラチェット型(爪)クラッチにおいて、オーバーラン時の爪の摩耗や騒音の原因であるスプリングによる伝動子とインナとの接触力の低減のため磁石の吸着を利用することを開示している。

#### 【0007】

##### 【発明が解決しようとする課題】

まず、上記した前者の公報の一方方向性クラッチ一体型遊星歯車減速機構付スタータの問題点を説明する。このスタータでは、ケーシングの内周面の収容溝に伝動子であるローラとそれをクラッチ接続方向へ付勢するスプリングとを収容する構造を採用しているの  
10  
で、駆動時及びオーバーラン時にかかわらず一定の力でローラをインターナルギアの径大な外周面に接触させる必要が生じ、そのためにオーバーラン時にインターナルギアに対するローラの相対周速が極めて大となり、ローラの摩耗による耐用年数の短縮が大きな問題となる。もちろん、摩耗低減のために摩擦係数の低いグリースを採用することもできるが、必要なクラッチ接続力を確保するためにローラからクラッチのインナをなすインターナルギアへ加える押圧力を摩擦係数の低下分だけ逆に増大しなければならず、その結果、この力に耐えるためにクラッチ自体が大型大重量化してしまう。

#### 【0008】

また、インターナルギアに加えられる上記押圧力によるインターナルギアの変形は上記摩擦及びクラッチ接続力の減少を招くので、インターナルギアの強度維持のためにインター  
20  
ナルギアの軽量化が困難であった。しかし、インターナルギアの重量及び径の増大はその慣性質量の増大を招いてしまう。ところで、ピニオン駆動状態からオーバーランニング状態への移行において、インターナルギアは停止状態よりピニオンの余分の回転数を吸収して高回転する状態までエンジンよりトルクを受ける。インターナルギアの慣性質量が大きいと、インターナルギアが停止状態より、高回転状態へ移行する際に、見掛けのクラッチの空転トルクが上昇するため、アーマチャへのトルク伝達が大きくなり、アーマチャの回転が過回転となる危険性が増えるとともに、スタータ自体がエンジンの負荷となり、初爆等においてエンジン回転の立上りを障害し、エンジン着火性を悪化させるという問題を有している。

#### 【0009】

更に、オーバーランニング状態において一方方向性クラッチで生じる摩擦熱は摩擦力×インターナルギアの外周面の周速に比例するから周速が高いと、一方方向性クラッチの発熱及びそれによる摩擦係数の変化も考慮しなければならないという不具合を生じる。次に、従来のラチェット型(爪)クラッチの問題点を説明する。  
30

#### 【0010】

従来のラチェット型(爪)クラッチでは、摩擦によるトルク伝達作用の重要性が小さくなるので、ローラをローラ接触面に強力に押圧する必要がなくクラッチの小型軽量化を図ることができる利点をもつ反面、伝動子であるローラが相対回転自在に接触してトルク伝達  
40  
がなされるローラ接触面にラチェット(爪)が多数形成されるために、付勢手段に付勢されてこのローラ接触面に押圧されるローラはオーバーランニング状態時においてこの爪を乗り越える際にがたつき、またローラの偏磨耗が生じるという問題を有していた。

#### 【0011】

次に、上記した後者の公報のラチェット型(爪)クラッチを有するスタータの問題点を説明する。このスタータでは、上記したオーバーラン時のがたつきや偏磨耗を低減するために、磁石の吸着を利用することを開示している。しかし、このクラッチでは、エンジン着火後、急にエンストした場合などにおいて、オーバーランニング状態から駆動状態へ速やかに移行できないという原理的な欠点を有している。すなわち、オーバーラン状態とな  
50  
ってアウトに伝動子が収納されると、エンジンの状態に関係ないスタータの回転数のみに伝動子の動きが依存し、ある回転数まで低下しないと、インナと伝動子が係合しないため、最悪の場合、先に急に止ったエンジンと一体のインナとスタータモータと一体のアウトが

高回転で係合して大きな衝撃が発生する。もちろん衝撃を低減するため係合する回転数を下げる（つまり、伝動子が溝に収納される回転数を下げる）ことも考えられるが、この場合にはエンジン負荷が軽くて駆動中の回転数が高い場合に伝動子がインナから外れてトルク伝達が不能となってしまう。

【 0 0 1 2 】

以上説明したように、従来のクラッチではオーバーラン時にも、回転するインナと伝動子との接触を保つのに必要な接触力を確保しているため、伝動子の摩耗が常に耐久性向上の最大の阻害要因となっていた。次に、上記した一方向性クラッチ一体型遊星歯車減速機構付スタータに上記ラチェット型（爪）クラッチを採用する可能性について論じる。

【 0 0 1 3 】

ラチェット型（爪）クラッチは上記押圧力軽減によるインターナルギアの小型軽量化を実現できる可能性がある。しかし、プラネタリギアなどを囲包するインターナルギアの外周面の径の減少は困難であるので、そのオーバーラン時の周速は高くならざるを得ず、上記したがたつきや偏磨耗が一層激しくなるという問題が生じる。

【 0 0 1 4 】

本発明は上記問題点に鑑みなされたものであり、ローラの磨耗を低減するとともにスタータ体格及びインターナルギアの慣性質量の削減を実現可能なスタータを提供することをその目的としている。

【 0 0 1 5 】

【課題を解決するための手段】

本発明の第1の構成は、電機子出力軸に連結されるサンギアと、前記サンギアに噛合するプラネタリギアと、前記プラネタリギアを回転自在に支承しつつ前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるプラネットキャリアと、前記プラネタリギアを囲包しつつ前記プラネタリギアと噛合するとともに前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるインターナルギアとを備え、前記プラネットキャリアがピニオンに連結される遊星歯車減速機構と、前記インターナルギア又はそれと一体の連結部材の回転内周面に形成されるローラ収容溝に収容されて固定部材の固定周面に接触するローラと、前記インターナルギア又は前記連結部材に保持されて前記ローラを前記固定周面へ向けて押圧する付勢手段とを有するとともに、オーバーラン時に前記インターナルギアを一方方向へ回転させて前記ローラを前記付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離側に変位させる一方向性クラッチとを備え、前記一方向性クラッチは、前記固定周面に形成されて前記ローラと係合するローラ係合溝を有することを特徴とするスタータである。

【 0 0 1 6 】

本発明の第2の構成は、上記第1の構成において更に、前記インターナルギアは樹脂を主素材として形成されていることを特徴としている。

本発明の第3の構成は、電機子出力軸に連結されるサンギアと、前記サンギアに噛合するプラネタリギアと、前記プラネタリギアを回転自在に支承しつつ前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるプラネットキャリアと、前記プラネタリギアを囲包しつつ前記プラネタリギアと噛合するとともに前記サンギアに対して相対回転可能に配置されるインターナルギアとを備え、前記インターナルギアがピニオンに連結される遊星歯車減速機構と、前記プラネットキャリア又はそれと一体の連結部材の回転内周面に形成されるローラ収容溝に収容されて固定部材の固定周面に接触するローラと、前記プラネットキャリア又は前記連結部材に保持されて前記ローラを前記固定周面へ向けて押圧する付勢手段とを有するとともに、オーバーラン時に前記プラネットキャリアを一方方向へ回転させて前記ローラを前記付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離側に変位させる一方向性クラッチと、を備え、前記一方向性クラッチは、前記固定周面に形成されて前記ローラと係合するローラ係合溝を有することを特徴とするスタータである。

【 0 0 1 7 】

本発明の第4の構成は、上記第3の構成において更に、前記ローラ収容溝は前記プラネタリギアの反ピニオン側に配設された前記プラネットキャリアの内周面に形成されることを

10

20

30

40

50

特徴とするスタータである。

本発明の第5の構成は、上記第1から第4のいずれかの構成において更に、前記ローラ係合溝が前記ローラより多数形成されることを特徴としている。

【0018】

【作用及び発明の効果】

本発明の第1の構成では、プラネットキャリアはピニオンに連結され、ローラはインターナルギアの回転内周面に形成されたローラ収容溝に収容され、付勢手段がローラを固定部材の固定周面へ押圧する。これによりピニオン駆動状態においてインターナルギアのトルクはローラを通じて固定部材に受承され、それらの回転が禁止される。

【0019】

オーバーランニング時には、インターナルギアはローラとともに回転し、この回転による遠心力によりローラは付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離方向へ変位し、これにより、ローラ接触面をなす固定周面とローラとの間の摩擦はオーバーランニング時に軽減される。この結果、以下の作用効果を奏することができる。

【0020】

第1に、上述のように従来の一方向性クラッチ一体型遊星歯車減速機構に比べてオーバーランニング時におけるローラとローラ接触面との間の摩擦を低減することができるので、ローラの磨耗を大幅に低減することができ、オーバーランニング時における空転トルクも低減することができる。第2に、ローラ接触面及びローラはインターナルギアの径内側に配置できるので、ローラ接触面の周速を低減でき、ローラの磨耗を低減でき、耐用年数を延長することができ、全体の直径を縮小することができ、オーバーランニング時に生じる摩擦熱を低減することができる。

【0021】

第3に、上記利点にもかかわらず、オーバーランニング状態が終了してピニオン駆動状態が開始される時点では、ローラとともに回転していたインターナルギアの回転は停止するので、この時点ではローラに遠心力が作用せず、付勢手段の付勢力は減殺されることなくローラを固定周面特にローラ係合溝に押圧されることができ、ピニオン駆動状態時における一方向性クラッチのクラッチ接続力を十分に確保することができる。

【0022】

本発明の第1の構成では更に、固定部材の固定周面にローラと係合するローラ係合溝を形成するので、以下の作用効果を奏する。

まず、固定周面にローラ係合溝（ラチェット型（爪）クラッチにおける爪に相当）を有するので摩擦力の重要性が減り、その結果、クラッチインナ及びクラッチアウトの径方向の押圧力及びインターナルギアの強度、剛性を減らすことができ、それらの軽量低強度化を実現できる。更に、その結果として、ピニオンに接続されずオーバーランニング時に遊転するインターナルギアの慣性質量を低減できるので、オーバーランニング状態からピニオン駆動状態への移行を速やかに行うことができる。

【0023】

次に、上記作用効果を奏するにもかかわらず、オーバーランニング時のローラの回転で生じる遠心力がローラをクラッチ解離方向に付勢するので、従来のラチェット型（爪）クラッチにおける大きな問題であったオーバーランニング時のがたつきやローラの偏磨耗を低減することができる。

さらに、プラネットキャリアが前記ピニオンに連結され、ローラ収容溝がインターナルギアの内周面に形成されるので、構成が簡素となる利点が生じる。

本発明の第2の構成では、上記第1の構成において更に、インターナルギアは樹脂を主素材として形成されているので、一層の軽量化を図ることができる。

本発明の第3の構成では、インターナルギアはピニオンに連結され、ローラはプラネットキャリアの回転内周面に形成されたローラ収容溝に収容され、付勢手段がローラを固定部材の固定周面へ押圧する。これによりピニオン駆動状態においてプラネットキャリアのトルクはローラを通じて固定部材に受承され、それらの回転が禁止される。オーバーランニ

10

20

30

40

50

ング時には、プラネットキャリアはローラとともに回転し、この回転による遠心力によりローラは付勢手段の付勢に抗してクラッチ解離方向へ変位し、これにより、ローラ接触面をなす固定周面とローラとの間の摩擦はオーバーランニング時に軽減される。この結果、以下の作用効果を奏することができる。

第1に、上述のように従来の一方向性クラッチ一体型遊星歯車減速機構に比べてオーバーランニング時におけるローラとローラ接触面との間の摩擦を低減することができるので、ローラの磨耗を大幅に低減することができ、オーバーランニング時における空転トルクも低減することができる。第2に、ローラ接触面及びローラはインターナルギアの径内側に配置できるので、ローラ接触面の周速を低減でき、ローラの磨耗を低減でき、耐用年数を延長することができ、全体の直径を縮小することができ、オーバーランニング時に生じる摩擦熱を低減することができる。第3に、上記利点にもかかわらず、オーバーランニング状態が終了してピニオン駆動状態が開始される時点では、ローラとともに回転していたプラネットキャリアの回転は停止するので、この時点ではローラに遠心力が作用せず、付勢手段の付勢力は減殺されることなくローラを固定周面特にローラ係合溝に押圧されることができ、ピニオン駆動状態時における一方向性クラッチのクラッチ接続力を十分に確保することができる。

本発明の第3の構成では更に、固定部材の固定周面にローラと係合するローラ係合溝を形成するので、以下の作用効果を奏する。まず、固定周面にローラ係合溝（ラチェット型（爪）クラッチにおける爪に相当）を有するので摩擦力の重要性が減り、その結果、クラッチインナ及びクラッチアウトの径方向の押圧力及びプラネットキャリアの強度、剛性を減らすことができ、それらの軽量低強度化を実現できる。更に、その結果として、ピニオンに接続されずオーバーランニング時に遊転するプラネットキャリアの慣性質量を低減できるので、オーバーランニング状態からピニオン駆動状態への移行を速やかに行うことができる。次に、上記作用効果を奏するにもかかわらず、オーバーランニング時のローラの回転で生じる遠心力がローラをクラッチ解離方向に付勢するので、従来ラチェット型（爪）クラッチにおける大きな問題であったオーバーランニング時のがたつきやローラの偏磨耗を低減することができる。

本発明の第4の構成では、上記第3の構成において更に、ローラ収容溝がプラネタリギアの反ピニオン側に配設されたプラネットキャリアの内周面に形成されるので、構成が簡素となる利点が生じる。

本発明の第5の構成では、上記第1から第4のいずれかの構成において更に、ローラ係合溝がローラより多数形成されるので、以下の作用効果を奏することができる。

#### 【0024】

すなわち、ピニオン駆動状態においてローラはローラ係合溝に嵌合した状態でトルク伝達を行うので、オーバーランニング状態からピニオン駆動状態に移行する過渡期間において、ローラ係合溝の配設ピッチがローラ収容溝の配設ピッチより短縮されているためローラの空走距離が減少でき、この結果として接続の際の衝撃トルクを低減することができる。すなわち、ローラが空走している間に蓄積される衝撃トルクが小さくなる。

#### 【0025】

#### 【0026】

#### 【0027】

#### 【実施例】

##### （実施例1）

本発明のスタータの一実施例を、図1から図5の図面を参照して説明する。図1に示すように、スタータは、エンジンに配設されたリングギア100に噛み合うピニオン200や遊星歯車減速機構300を内包するハウジング400と、モータ500と、マグネットスイッチ600を内包するエンドフレーム700とに大別される。また、スタータの内部では、ハウジング400とモータ500との間がモータ隔壁800によって区画されている。

〔ピニオン200の説明〕

10

20

30

40

50

図 1 及び図 2 に示すように、ピニオン 2 0 0 にはエンジンのリングギア 1 0 0 に噛合するピニオンギア 2 1 0 が形成されている。

【 0 0 2 8 】

ピニオンギア 2 1 0 の内周面には、出力軸 2 2 0 に形成されたヘリカルスプライン 2 2 1 に嵌まり合うピニオンヘリカルスプライン 2 1 1 が形成されている。一方、ピニオンギア 2 1 0 は、圧縮コイルバネよりなるリターンスプリング 2 4 0 により、常に出力軸 2 2 0 の後方へ付勢されている。リターンスプリング 2 4 0 は、直接ピニオンギア 2 1 0 を付勢するのではなく、本実施例ではリング体 4 2 0 を介してピニオンギア 2 1 0 を付勢する。

〔遊星歯車減速機構 3 0 0 の説明〕

図 1 及び図 2 に示すように、遊星歯車減速機構 3 0 0 はモータ 5 0 0 の回転数を減速してモータ 5 0 0 の出力トルクを増大する減速手段である。遊星歯車減速機構 3 0 0 は、モータ 5 0 0 のアーマチャシャフト 5 1 0 の前側外周に形成されたサンギア 3 1 0 と、このサンギア 3 1 0 に噛合し、このサンギア 3 1 0 の周囲で回転する複数のプラネタリーギア 3 2 0 と、このプラネタリーギア 3 2 0 をサンギア 3 1 0 の周囲で回転自在に支持する出力軸 2 2 0 と一体形成されたプラネットキャリア 3 3 0 と、プラネタリーギア 3 2 0 の外周においてプラネタリーギア 3 2 0 と噛合する筒状で、かつ樹脂からなるインターナルギア 3 4 0 とからなる。

〔オーバーランニングクラッチ 3 5 0 の説明〕

図 4 に示すように、オーバーランニングクラッチ 3 5 0 は、インターナルギア 3 4 0 を、一方向のみ（エンジンの回転を受けて回転する方向のみ）回転可能に支持されている。オーバーランニングクラッチ 3 5 0 は、インターナルギア 3 4 0 の前側に一体形成された樹脂製の第 1 の円筒部をなすクラッチアウト 3 5 1 と、遊星歯車減速機構 3 0 0 の前方を覆う固定側をなすセンターブラケット（固定部材）3 6 0 の後面に形成され、クラッチアウト 3 5 1 の内周と対抗して配置された第 2 の円筒部をなす環状のクラッチインナ 3 5 2 と、クラッチアウト 3 5 1 の内周面に傾斜して形成されたローラ収納部（ローラ収容溝）3 5 1 a に収納されるローラ 3 5 3 とを有している。このローラ収納部 3 5 1 a は周方向に傾斜しており、スタータ駆動時にローラ 3 5 3 と係合するローラ係合面 3 5 1 b を有している。

【 0 0 2 9 】

クラッチインナ 3 5 2 の外周面には、周方向へ複数個のローラ溝部（ローラ係合溝）3 5 5 が形成されている。このローラ溝部 3 5 5 はスタータ駆動時にローラ 3 5 3 を係合するローラ係合面 3 5 2 b と、このローラ係合面 3 5 2 b へとローラ 3 5 3 を導くローラガイド面 3 5 2 c とを有している。ローラ収納部 3 5 1 a のローラ係合面 3 5 1 b の対面側には、スタータオーバーラン時に、ローラ 3 5 3 をローラ収納部 3 5 1 a 内へすくい上げる働きをするローラ収納ガイド部 3 5 1 d が形成されている。クラッチアウト 3 5 1 のローラ係合面 3 5 1 b と、クラッチインナ 3 5 2 のローラ係合面 3 5 2 b との位置関係は、スタータ駆動時にローラ 3 5 3 をそれぞれの面でトルク伝達方向前後から挟み込むように構成されている。また、クラッチアウト 3 5 1 のローラ収納部 3 5 1 a は、スタータオーバーラン時に、ローラ 3 5 3 を収納した際に、ローラ 3 5 3 の最内径がクラッチインナ 3 5 2 の最外径より若干大きくなるように設定されている。

【 0 0 3 0 】

このように構成すれば、遊星歯車減速機構 3 0 0 のインターナルギア 3 4 0 に設けられた第 1 の円筒部をクラッチアウト 3 5 1 となし、固定側をなすセンターブラケット 3 6 0 の第 2 の円筒部をクラッチインナ 3 5 2 とするとともに、クラッチアウト 3 5 1 の内周にローラ 3 5 3 のローラ収納部 3 5 1 a を形成しているので、スタータがエンジンによりオーバーランされた時に、モータ 5 0 0 とピニオンギア 2 1 0 との回転差を吸収するようにクラッチアウト 3 5 1 であるインターナルギア 3 4 0 がクラッチインナ 3 5 2 に対し空転すると、ローラ 3 5 3 はその遠心力を受けてクラッチインナ 3 5 2 外周面から離脱し、ローラ 3 5 3 やクラッチインナ 3 5 2 の外周面の異常摩耗が防止できる。

【 0 0 3 1 】

10

20

30

40

50

また、第2の円筒部をなすクラッチインナ352にも、ローラ353との接触部分に、ローラ溝部355を設けているので、各部の応力を減少でき、小型軽量の一方向クラッチを実現することができる。更に、オーバーランニングクラッチ350は、出力軸220を軸受370を介して回転自在に支持するセンターブラケット360を利用しているので、軸方向も長くすることなく、小型化を図ることができる。

〔センターブラケット360の説明〕

センターブラケット360は、図3に示すもので、ハウジング400の後側の内部に配置されハウジング400に係止されている。

〔プラネットキャリア330の説明〕

プラネットキャリア330は、後端に、プラネタリーギア320を支持するために径方向に伸びるフランジ形突出部331を備える。このフランジ形突出部331には、後方に伸びるピン332が固定されており、このピン332がメタル軸受333を介してプラネタリーギア320を回転自在に支持している。

【0032】

また、プラネットキャリア330は、前側端部がハウジング400の前端内部に固定されたハウジング軸受と、センターブラケット360の内周の内側筒部365内に固定されたセンターブラケット軸受370とによって、回転自在に支持されている。このプラネットキャリア330は、内側筒部365の前端位置に環状溝334を備え、この環状溝334には、止め輪335が嵌め合わされている。この止め輪335と内側筒部365の前端との間には、プラネットキャリア330に対して回転自在に装着されたワッシャ336が設けられており、止め輪335がワッシャ336を介して内側筒部365の前端に当接することにより、プラネットキャリア330が後方に移動することが規制される。また、プラネットキャリア330の後側を支持するセンターブラケット軸受370の後端は、内側筒部365の後端とフランジ形突出部331との間に挟まれるフランジ部371を備え、フランジ形突出部331がフランジ部371を介して内側筒部365の後端に当接することにより、プラネットキャリア330が前方に移動することが規制される。

【0033】

なお、プラネットキャリア330の後面には、軸方向に伸びる凹部337を備え、この凹部337内に配置されるプラネットキャリア軸受380を介してアーマチャシャフト510の前端を回転自在に支持している。

〔ハウジング400の説明〕

ハウジング400は、ハウジング400の前端内部に固定された図示しないハウジング軸受で出力軸220を軸支するとともに、図示しない開口部からの雨水等の進入を極力低減するために、開口部にシャッタ420が配設される。

〔モータ500の説明〕

モータ500は、ヨーク(図示せず)、モータ隔壁800、ブラシ保持部材(図示せず)に囲まれて構成される。なお、モータ隔壁800は、センターブラケット360との間で遊星歯車減速機構300を収納するもので、遊星歯車減速機構300内の潤滑油がモータ500に進入するの防ぐ役目も果たす。

【0034】

モータ500は、図1に示すように、アーマチャシャフト510、このアーマチャシャフト510に固定されて一体に回転する図示しない電機子鉄心および電機子コイルから構成されるアーマチャと、このアーマチャを回転させる図示しない固定磁極とから構成され、この固定磁極はヨークの内周に固定される。

〔アーマチャシャフト510の説明〕

アーマチャシャフト510は、プラネットキャリア330の後端部内のプラネットキャリア軸受380と、エンドフレーム700内にある図示しない軸受とによって回転自在に支持される。アーマチャシャフト510の前端は、遊星歯車減速機構300の内側に挿通されるとともに、上述のように、アーマチャシャフト510の前端外周には遊星歯車減速機構300のサンギア310が形成されている。

10

20

30

40

50

## (基本作動)

乗員によって、キースイッチがスタート位置に設定されると、バッテリーからマグネットスイッチの吸引コイルに通電され、スイッチの接点がONし、端子620を介してモータへ通電されると同時に、図示しないピニオン移行装置により、ピニオンギア210が、リングギア100に噛合い、モータ500で発生する回転力がアーマチャシャフト510より遊星歯車減速機構300を通し、トルクが増大されてプラネットキャリア330に伝達され、更にヘリカルスプライン221、211を通じてピニオンギア210へ更にリングギア100へ伝達され、エンジンを駆動する。その後、後述するクランキング状態を経てエンジンが着火して始動することによって、エンジンのリングギア100がピニオンギア210の回転よりも速く回転駆動されると、リングギア100の回転によってピニオンギア210が回転駆動され、リングギア100からピニオンギア210に伝えられた回転トルクは、プラネットキャリア330を介してプラネタリーギア320を支持するピン332に伝えられる。つまり、プラネットキャリア330によってプラネタリーギア320が駆動される。すると、インターナルギア340には、エンジン始動時とは逆回転のトルクがかかるため、オーバーランニングクラッチ350がリングギア100の回転を許す。つまり、インターナルギア340にエンジン始動時とは逆回転のトルクがかかると、オーバーランニングクラッチ350のローラ353が、クラッチインナ352より離脱し、インターナルギア340の回転が可能になる。

10

## 【0035】

つまり、エンジンが始動して、エンジンのリングギア100がピニオンギア210を回転駆動する相対回転は、オーバーランニングクラッチ350で吸収され、エンジンによってアーマチャが回転駆動されることがない。その後、エンジンが始動すると、乗員によってキースイッチがスタート位置から外され、マグネットスイッチの吸引コイルへの通電が停止される。

20

## 【0036】

これにより、スイッチの接点がOFFすると同時に図示しないピニオン移行装置も、通電前の状態へ戻り、ピニオンはリターンスプリング240によりリングギアより離脱し、静止状態へ戻る。

## - 駆動(クランキング)時 -

駆動時には図4に示す様にローラ(伝動子)353がクラッチアウト351のローラ収納部(溝部、ローラ収容溝)351aとクラッチインナのローラ係合溝(溝部)355とで形成される空間に収納され、ローラ係合面351bとローラ係合面352bとローラ(伝動子)353とによりトルクが伝達される。

30

## - オーバーラン時 -

図5に示すように、オーバーラン時にはローラ353はローラガイド面352cに沿って同時にローラ353自身の遠心力により、弾性体(付勢手段)をなすコイルスプリング356の押圧力に打ち勝って外径方向へ移動し、その結果、ローラ(伝動子)353はクラッチアウト351のローラ収納部351a内に収納され、クラッチアウト351及びローラ(伝動子)353とクラッチインナ352との接触は高速時には断たれることになる。

## - エンジン始動着後にエンストして再駆動するとき -

40

下記の様に作動し、大きな衝撃が発生するのを防いでいる。

## 【0037】

エンジンと噛合して回転するピニオンと連結し同一回転するプラネットキャリア330の回転数 $N_c$ と、クラッチアウトに連結するインターナルギア340の回転数 $N_i$ と、先端にサンギア310を有するアーマチャの回転数 $N_s$ と、インターナルギアの歯数 $Z_i$ とサンギアの歯数 $Z_s$ には、遊星歯車減速装置の特性より、次の関係があり、従来のクラッチではなかったアーマチャの回転数と、エンジンの回転数と、ローラの遠心力を決めるローラの公転回転数の関係を一義的に決定している。

## 【0038】

## 【数1】

50

$$N_1 = N_C - (N_S - N_C) \times Z_S / Z_1$$

ここで、ローラの遠心力が、「0」となるインターナルギアの回転数  $N_1 = 0$ 、つまりインターナルギアが停止する条件を見ると、

【0039】

【数2】

$$N_1 = 0 = N_C - (N_S - N_C) \times Z_S / Z_1$$

となり、是により、

【0040】

【数3】

$$N_S = (Z_1 + Z_S) / Z_S \times N_C$$

となる。すなわち、ピニオン軸（出力軸）220の回転数とアーマチャシャフト（電機子出力軸）510の減速後の換算回転数とが等しくなった時点で、インターナルギア340（クラッチアウト351）の換算回転数が0となることを表わし、クラッチアウトであるインターナルギア340（クラッチアウト351）はアーマチャシャフト510による出力軸（ピニオン軸）220の駆動時点には必ず停止することがわかる。なお、換算回転数とはリングギヤ側に換算した回転数である。

【0041】

従って、本クラッチにおいては、エンジンが始動後にエンストし、再度、エンジンを駆動する時には、まず、エンジンとアーマチャシャフト510の回転数の差を吸収するように高速で回転しているインターナルギア340（クラッチアウト351）がエンジンの急激な回転低下に追従し急速に回転が減速される。スタータがエンジンを駆動し始め様とするまでに、インターナルギア340はその回転を下げ、ローラ353に働く遠心力は失われ、ローラ353は、弾性体の力により、確実に駆動側に移動され、ローラ353の遠心力は0となり、インターナルギア340が一度停止してからスムーズに駆動を始める。このように、先に停止しようとするエンジンが完全に停止する前にアーマチャシャフト510の回転数が減速比に決定されるエンジン回転数になった段階からアーマチャシャフト510は出力軸（ピニオン軸）220を駆動するため、相対回転差もなく駆動に移る時に大きな衝撃を発生する事もない。

【0042】

また、上記の説明からわかるように、オーバーラン状態からピニオン駆動状態へ移行するに際し、ローラ353には遠心力が加わらないため、ローラ353を押圧するスプリング荷重も従来と比較して格段に削減することができ、このためコイルスプリング356及び各溝の形状などの形状自由度も大きくなる。以上の如く作動する本実施例のスタータによれば、従来に比べてオーバーラン状態からピニオン駆動状態へ移行する時の大きな衝撃を低減することができ、ローラ353とクラッチインナ352との接触を常に保つ必要もない。更に、ローラ353とクラッチインナとはオーバーラン状態で低回転時でも完全に分離できるため、ローラ353とクラッチインナ352との衝突によるがたつき、摩擦、騒音を良好に防止することができる。その結果、小型軽量の爪クラッチを採用することができ、スタータ全体の小型軽量化と、耐久性の向上を同時に達成できる。

（実施例2）

他の実施例を図6に基づいて説明する。

【0043】

本実施例のスタータは、遊星歯車減速機構300aの出力軸としてのプラネットキャリア330aをインターナルギア340aに一体形成し、一方向性クラッチとしてのオーバーランクラッチ350aをプラネットキャリア330aとハウジング400に回転不能に取付けられたプレートとの間に配設したものである。一方向性クラッチとしてのオーバーランクラッチ350aのアウトやローラ等の作動は、実施例1と同様である。

【0044】

遊星歯車減速機構300aは、アーマチャシャフト510の前側外周に形成されたサンギア310と、このサンギア310に噛合してその周囲を回転するプラネタリギア320と

10

20

30

40

50

、プラネタリギア 3 2 0 の外周においてプラネタリギア 3 2 0 と噛合うとともに出力軸 2 2 0 に連結される端部を有するインターナルギア 3 4 0 a とを有している。

【 0 0 4 5 】

プラネットキャリア 3 3 0 a には、プラネタリギア 3 2 0 を軸受けを介して支承するピン 3 3 2 が固定されている。プラネットキャリア 3 3 0 a の外周端から後方へ延設される円筒部 3 5 1 0 の内周面は、プレートの円筒部 3 5 2 0 の外周面に径方向所定間隙を介して対面している。円筒部 3 5 1 0 の内周面にはローラ 3 5 3 と弾性体であるスプリング（図示せず）とを収納する溝部（ローラ収容溝）が実施例 1 と同様に凹設されている。また、プラネットキャリア 3 3 0 a の内周端から後方へ円筒部が延設されこの円筒部は軸受けを介してアーマチャシャフト 5 1 0 を支承している。更に、ピン 3 3 2 の前端部には、プラ

10

【 0 0 4 6 】

本実施例では、オーバーランニングクラッチ 3 5 0 a が遊星歯車減速機構 3 0 0 a の後側に配設されているので、全体構成をコンパクトに構成することができる。本実施例においても、実施例 1 と同じ回転数関係が生じる。

【 0 0 4 7 】

【数 4】

$$N_1 = N_c - (N_s - N_c) \times Z_s / Z_1$$

ここで、 $N_c = 0$ （キャリア軸停止）とすると、

【 0 0 4 8 】

【数 5】

$$N_1 = -N_s / Z_1 \times N_s$$

となる。したがって、スタータが駆動を始める時には、ローラ 3 5 3 に遠心力は働かないことがわかる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】実施例 1 のスタータの一部破断側面図である。

【図 2】図 1 の要部拡大側面図である。

【図 3】図 1 のオーバーランニングクラッチ 3 5 0 の部分におけるセンターブラケットを後側からみた正面図である。

【図 4】図 1 のオーバーランニングクラッチ 3 5 0 のクランキング時の径方向断面図である。

30

【図 5】図 1 のオーバーランニングクラッチ 3 5 0 のオーバーランニング時の径方向断面図である。

【図 6】実施例 2 のスタータの一部破断側面図である。

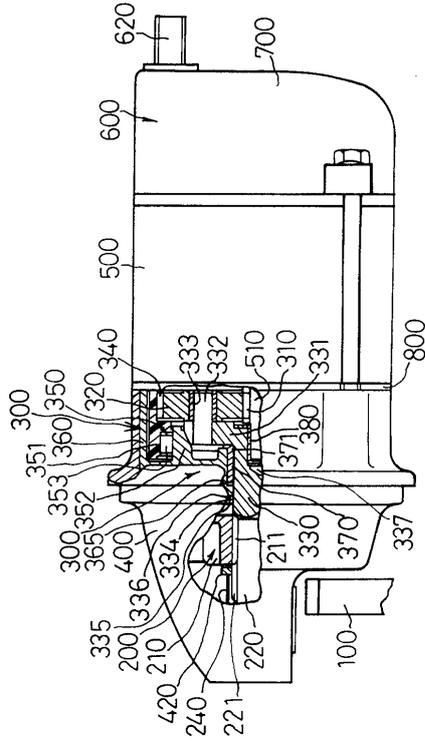
【符号の説明】

5 1 0 はアーマチャ出力軸（電機子出力軸）としてのアーマチャシャフト、3 1 0 はサンギア、3 2 0 はプラネタリギア、3 4 0 はインターナルギア、3 3 0 はプラネットキャリア、3 5 0 は一方向性クラッチとしてのオーバーランニングクラッチ、2 0 0 はピニオン、3 5 3 はローラ、3 5 6 はクラッチスプリング（付勢手段）をなすコイルスプリング、3 5 1 a はローラ収納部（ローラ収容溝）、3 5 5 はローラ溝部（ローラ係合溝）、3

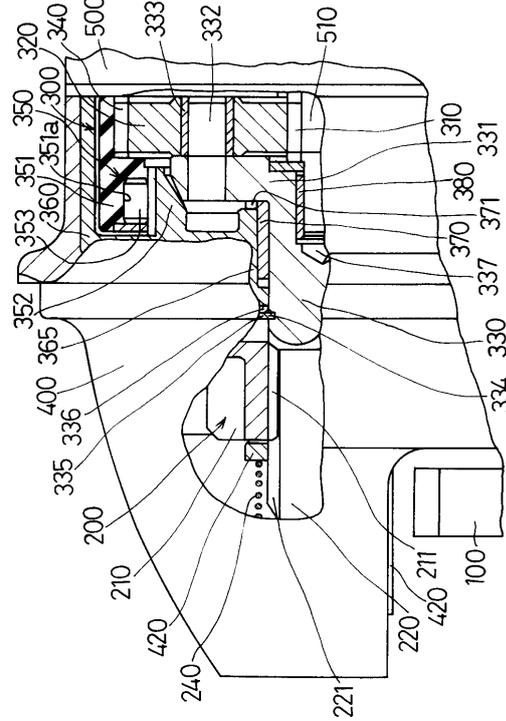
40

5 2 b はローラ係合面。

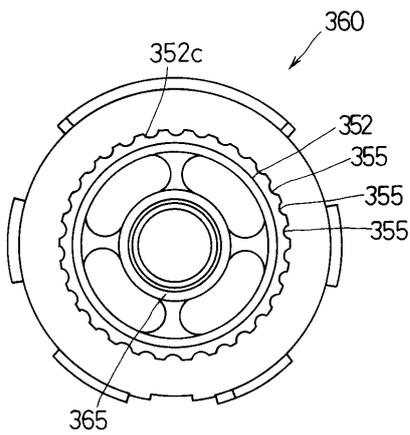
【 図 1 】



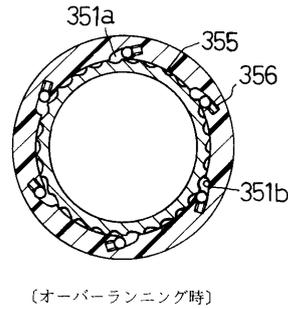
【 図 2 】



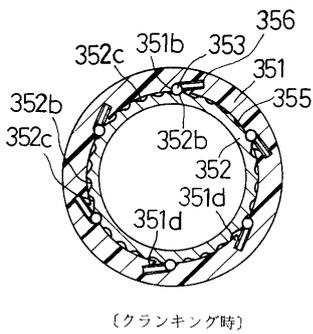
【 図 3 】



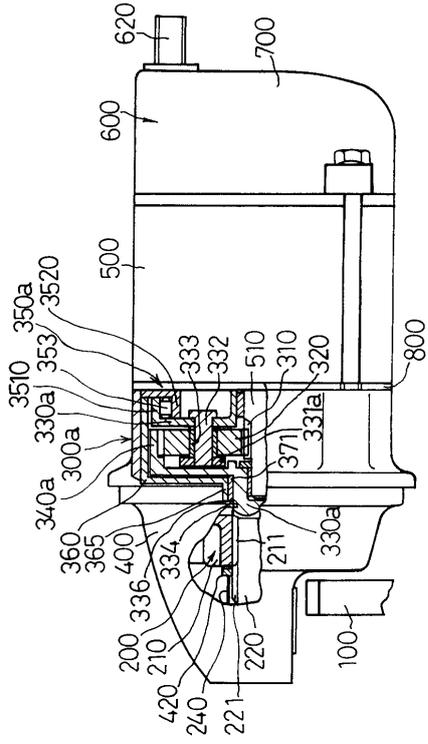
【 図 5 】



【 図 4 】



【 図 6 】



フロントページの続き

審査官 澤井 智毅

(56)参考文献 実開昭52-019528(JP,U)  
特開昭55-117075(JP,A)  
実開昭62-199555(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)  
F02N 15/02