

(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2004-169628
(P2004-169628A)

(43) 公開日 平成16年6月17日(2004.6.17)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
FO2D 9/02	FO2D 9/02 351G	3G065
FO2D 11/10	FO2D 9/02 351P	
	FO2D 9/02 361J	
	FO2D 11/10 C	

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2002-336813 (P2002-336813)	(71) 出願人	000177612 株式会社ミクニ
(22) 出願日	平成14年11月20日 (2002.11.20)	(74) 代理人	100106312 弁理士 山本 敬敏
		(72) 発明者	花里 真樹 神奈川県小田原市久野2480番地 株式会社ミクニ小田原事 業所内
		Fターム(参考)	3G065 AA04 BA01 CA00 CA22 CA23 CA34 CA39 DA05 DA15 HA03 HA06 HA12 HA15 HA21 HA22 KA02 KA15 KA16

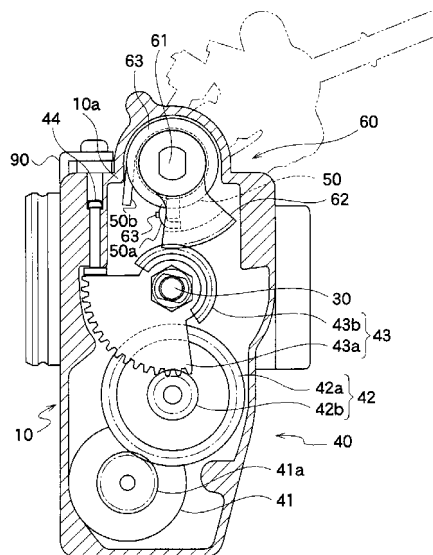
(54) 【発明の名称】 スロットル装置

(57) 【要約】

【課題】 スロットルバルブを復帰スプリングにより休止位置に復帰させるスロットル装置において、復帰スプリングの最大付勢力を低減する。

【解決手段】 吸気通路に配置されるスロットルバルブ20、スロットルバルブ20を開閉自在に支持するスロットルシャフト30、スロットルシャフト30を回転駆動する駆動手段40、スロットルシャフト30の回転に連動して変形すると共にスロットルバルブ20を閉じ側の休止位置に復帰させる振り式の復帰スプリング50とを備え、減速歯車62を含む変形力伝達機構60を設けて、スロットルシャフト30の回転角度範囲よりも小さい角度範囲で復帰スプリング50に振り変形を生じさせる。これにより、最大付勢力が低減される。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

エンジンの吸気通路に配置されるスロットルバルブと、前記スロットルバルブを開閉させるべく支持するスロットルシャフトと、前記スロットルシャフトを回転駆動する駆動手段と、前記スロットルシャフトの回転に連動して変形すると共に前記スロットルバルブを所定の休止位置に復帰させる復帰スプリングと、を備えたスロットル装置であって、前記スロットルシャフトの回転角度範囲よりも小さい角度範囲において、前記復帰スプリングに変形を生じさせる変形力伝達機構を設けた、ことを特徴とするスロットル装置。

【請求項 2】

前記復帰スプリングは、捩り変形により付勢力を生じる捩り式の復帰スプリングである、ことを特徴とする請求項 1 記載のスロットル装置。

10

【請求項 3】

前記復帰スプリングは、異なる付勢力を及ぼす複数の復帰スプリングを含み、前記変形力伝達機構は、少なくとも最も大きい付勢力を及ぼす復帰スプリングに対して設けられている、ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスロットル装置。

【請求項 4】

前記駆動手段は、モータ、前記モータの駆動力を前記スロットルシャフトに伝達する歯車列を含む、ことを特徴とする請求項 1 ないし 3 いずれかに記載のスロットル装置。

20

【請求項 5】

前記歯車列は、前記スロットルシャフトに固着された第 1 歯車を含み、前記変形力伝達機構は、前記第 1 歯車の回転速度を減速させると共に前記復帰スプリングを変形させる減速歯車を含む、ことを特徴とする請求項 4 記載のスロットル装置。

【請求項 6】

前記第 1 歯車は、前記モータの駆動力が伝達される大歯車と、前記大歯車よりも小径の小歯車と、を有し、前記減速歯車は、前記小歯車よりも大径でかつ前記小歯車に直接噛合するように形成されている、ことを特徴とする請求項 5 記載のスロットル装置。

30

【請求項 7】

前記スロットルシャフトは、複数のスロットルバルブを支持している、ことを特徴とする請求項 1 ないし 6 いずれかに記載のスロットル装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、エンジンの吸気通路を開閉するスロットルバルブをもつスロットル装置に関し、特に、スロットルバルブを所定の休止位置に復帰させる復帰スプリングを含むスロットル装置に関する。

40

【0002】**【従来技術】**

四輪車に搭載のエンジンに適用される従来のスロットル装置としては、ワイヤ兼電子制御式のスロットル装置あるいは電子制御式のみによるスロットル装置が知られている。例えば、従来ワイヤ兼電子制御式のスロットル装置は、6 気筒の V 型エンジンにおいて、各気筒に対応する吸気通路を 3 本毎に集合させる 2 つのサージタンク及び各々のサージタンクから上流側に伸びる吸気通路を備える吸気系において、上流側のそれぞれの吸気通路に配置される 2 つのスロットルバルブを、一本のスロットルシャフトで連動させて、ワイヤ又はモータにより開閉駆動すると共に、復帰スプリングをスロットルシャフトの周り

50

に配置して、閉じ側の休止位置に復帰させるものである（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

また、従来の電子制御式のスロットル装置は、スロットルボデーに形成された二つの吸気通路にそれぞれ配置されるスロットルバルブを、一本のスロットルシャフトで回動自在に連結し、スロットルシャフトの一端側に配置したモータにより開閉駆動すると共に、スロットルシャフトの他端側に配置した復帰スプリングにより閉じ側の休止位置に復帰させるものである（例えば、特許文献 2 参照）。

【0004】

【特許文献 1】

特開平 6 - 207535 号公報

10

【特許文献 2】

特開平 8 - 218904 号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記従来の装置においては、ワイヤあるいはモータの駆動力により、スロットルシャフトすなわちスロットルバルブを全開側に向けて回転させると、図 6 に示すように、復帰スプリングの付勢力は、回転角度の増加に比例して、初期設定値（初期設定力） F_0 から最大値 F_{max} まで増加する。

【0006】

一方、スロットルバルブを閉じ側の休止位置に復帰させるために、要求される復帰スプリングの付勢力としては、ワイヤの摺動抵抗あるいはモータの回転抵抗等を考慮すると、初期設定値 $F_0 +$ ($< F_{max}$) だけあれば十分であるにも拘わらず、変形量に比例する特性から、最大値 F_{max} まで達してしまう。

20

その結果、ワイヤあるいはモータに加わる負荷が大きくなり、ワイヤにより駆動する場合は操作性が悪化し、又、モータにより駆動する場合は消費電力の増加あるいはモータの大型化、さらには装置全体の大型化を招くことになる。

【0007】

本発明は、上記従来技術の問題点に鑑みて成されたものであり、その目的とするところは、吸気通路に配置され開閉動作を行なうスロットルバルブを休止位置に復帰させる復帰スプリングを備えた構成において、復帰スプリングの最大付勢力を低減しつつ円滑な開閉動作及び復帰動作が確保され、操作の容易化、特にモータで開閉駆動する場合の消費電力の低減、装置の小型化等が図れるスロットル装置を提供することにある。

30

【0008】

【課題を解決するための手段】

本発明のスロットル装置は、エンジンの吸気通路に配置されるスロットルバルブと、スロットルバルブを開閉させるべく支持するスロットルシャフトと、スロットルシャフトを回転駆動する駆動手段と、スロットルシャフトの回動に連動して変形すると共にスロットルバルブを所定の休止位置に復帰させる復帰スプリングとを備えたスロットル装置であって、上記スロットルシャフトの回転角度範囲よりも小さい角度範囲において、上記復帰スプリングに変形を生じさせる変形力伝達機構を設けた、構成を採用している。

40

【0009】

この構成によれば、駆動手段が、所定の角度範囲でスロットルシャフトを回転させると、スロットルバルブが所定の角度範囲（休止位置から最大開度位置まで）を回転する。このとき、変形力伝達機構は、スロットルシャフトの回転角度範囲よりも小さい角度範囲で復帰スプリングに変形（例えば、引っ張り式の復帰スプリングでは、角度×回転半径に応じた引っ張り変形、捩り式の復帰スプリングでは捩り角度に応じた捩り変形）を生じさせる。

これにより、復帰スプリングの最大付勢力は、スロットルシャフトの回転角度範囲と同一の角度範囲で変形させられる場合よりも小さくなり、駆動手段に加わる負荷が低減される。

50

【0010】

上記構成において、復帰スプリングは、捩り変形により付勢力を生じる捩り式の復帰スプリングである、構成を採用できる。

この構成によれば、単に回転軸等の周りに復帰スプリングを配置して、捩り変形を生じさせるだけで付勢力が生じるため、変形力伝達機構と併せて構造が簡略化される。

【0011】

上記構成において、復帰スプリングは、異なる付勢力を及ぼす複数の復帰スプリングを含み、変形力伝達機構は、少なくとも最も大きい付勢力を及ぼす復帰スプリングに対して設けられている、構成を採用できる。

この構成によれば、軸線方向の離れた位置において、スロットルシャフトに対し複数の付勢力を作用させることができるため、復帰動作がより確実になると同時に、最大付勢力を低減することができる。

【0012】

上記構成において、駆動手段は、モータ、モータの駆動力をスロットルシャフトに伝達する歯車列を含む、構成を採用できる。

この構成によれば、変形力伝達機構により、モータに加わる負荷が低減されるため、消費電力が低減され、モータさらには装置が小型化される。

【0013】

上記構成において、歯車列は、スロットルシャフトに固着された第1歯車を含み、変形力伝達機構は、第1歯車の回転速度を減速させる（すなわち、第1歯車の回転速度よりも遅い回転速度を出力する）と共に復帰スプリングを変形させる減速歯車を含む、構成を採用できる。

この構成によれば、変形力伝達機構が減速歯車をもつ歯車機構により形成されるため、変形力伝達機構を第1歯車と噛合させて配置するにあたり、第1歯車の近傍に位置する部品と干渉しないように自由に配置できる。

【0014】

上記構成において、第1歯車は、モータの駆動力が伝達される大歯車と、大歯車よりも小径の小歯車とを有し、減速歯車は、小歯車よりも大径でかつ小歯車に直接噛合するように形成されている、構成を採用できる。

この構成によれば、減速歯車を小歯車よりも大径としたため、復帰スプリングの変形量を小さくできると共に復帰スプリングを小型化でき、それ故に装置全体を小型化できる。

【0015】

上記構成において、スロットルシャフトは、複数のスロットルバルブを支持している、構成を採用できる。

この構成によれば、複数のスロットルバルブを支持するが故に、復帰スプリングの初期設定力及びバネ定数は一般に大きくなるが、変形力伝達機構により最大付勢力が小さくされるため、駆動手段に加わる負荷が低減され、円滑な開閉動作が行なわれる。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態について、添付図面を参照しつつ説明する。

図1及び図2は、本発明に係るスロットル装置の一実施形態を示すものであり、図1は概略構成図、図2は駆動手段及び変形力伝達機構の側面図である。

この装置は、二輪車に搭載の直列4気筒エンジンに対して適用される4連スロットル装置であり、図1に示すように、吸気通路11を画定する4つのスロットルボデー10、吸気通路11に配置された4つのスロットルバルブ20、4つのスロットルバルブ20を同時に開閉させるべく回動自在に支持するスロットルシャフト30、スロットルシャフト30を回転駆動する駆動手段40、スロットルバルブ20を所定の休止位置に復帰させる捩り式の復帰スプリング50、復帰スプリング40に捩り変形力を伝達する変形力伝達機構60等を備えている。

【0017】

10

20

30

40

50

尚、この装置は、その他の構成として、スロットルシャフト30を回動自在に支持する軸受70、スロットルボデー10同士を接続するスペーサ80、4つのスロットルボデー10を連結する連結フレーム90、スロットルシャフト30の回転角度を検出する角度検出センサ100等を備えている。

【0018】

駆動手段40は、図1及び図2に示すように、ピニオン41aをもつDCモータ41、ピニオン41aに噛合する大歯車42aと小歯車42bとを一体的にもつ歯車42、歯車42(小歯車42b)に噛合しスロットルシャフト30に固着された第1歯車としての歯車43、歯車43の回転端(角度位置)を規制する調整ネジ44等により形成されている。ここで、歯車43は、図1及び図2に示すように、それぞれ所定の中心角(角度範囲)に亘って、歯車42(小歯車42b)と噛合する大径の大歯車43aと、大歯車43aよりも小径の小歯車43bとを、一体的に備えるように形成されている。

10

【0019】

そして、DCモータ41が回転すると、その回転駆動力がピニオン41aから歯車列(歯車42、歯車43)を介してスロットルシャフト30に伝達される。すると、スロットルシャフト30は所定の回転角度範囲を回動して、スロットルバルブ20は所定の休止位置から最大開度位置までの範囲で開閉作動する。

【0020】

変形力伝達機構60は、図1及び図2に示すように、スロットルボデー10に対して軸受61aにより回動自在に支持された回転軸61、回転軸61と一体的に回転するように支持され歯車43(小歯車43b)に直接噛合する減速歯車62、減速歯車62と一体的に回転する掛止部材63等により形成されている。ここで、減速歯車62は、小歯車43bよりも大径に形成されている。

20

【0021】

すなわち、歯車43bの歯数を Z_{43} 、減速歯車62の歯数を Z_{62} ($Z_{43} < Z_{62}$)とすると、歯車43から減速歯車62に回転力が伝達される場合は、歯車43の回転速度 N_{43} は、減速歯車62により減速されて、回転軸61及び減速歯車62は回転速度 N_{62} ($= N_{43} \times (Z_{43} / Z_{62})$) $< N_{43}$ で回転する。したがって、歯車43が所定の角度 α_{max} だけ回転すると、減速歯車62は角度 α_{max} よりも小さい角度 α ($= \alpha_{max} \times (Z_{43} / Z_{62})$)だけ回転する。

30

一方、減速歯車62から歯車43に回転力が伝達される場合は、減速歯車62の回転速度 N_{62} は、歯車43により増速されて、スロットルシャフト30は回転速度 N_{43} ($= N_{62} \times (Z_{62} / Z_{43})$) $> N_{62}$ で回転する。

【0022】

このように、変形力伝達機構60が、減速歯車62を含む歯車機構により形成されているため、変形力伝達機構60を歯車43と噛合させて配置するにあたり、歯車43の近傍に位置する部品と干渉しないように自由に配置できる。また、減速歯車62を小歯車43bよりも大径としたことで、減速歯車62により変形される復帰スプリング50の変形量を小さくできると共に、復帰スプリング50を小型化でき、それ故に装置全体を小型化できる。

40

【0023】

復帰スプリング50は、図1及び図2に示すように、回転軸61の周りに配置され、その一端部50aが掛止部材63に掛止され、その他端部50bがスロットルボデー10の掛止部10aに掛止されている。そして、復帰スプリング50は、回転軸61回りの捩り変形により、減速歯車62を図2中の反時計回りに回転させるように付勢力を及ぼしている。

【0024】

ここで、減速歯車62が図2において反時計回りの回転端に位置するとき、すなわち、歯車43が時計回りの回転端に位置するとき、スロットルバルブ20は閉じ側の休止位置に位置している。この状態において、復帰スプリング50は、付勢力(初期設定力) F_0 を

50

生じるように、予め捩り変形させた状態に取り付けられている。

【0025】

そして、歯車43（スロットルシャフト30）が、図2において反時計回りに所定の角度（ m_{max} ）回転すると、減速歯車62が時計回りに角度 m （ $< m_{max}$ ）だけ回転して、復帰スプリング50に捩り変形を生じさせる。

すなわち、変形力伝達機構60は、スロットルシャフト30の回転角度範囲（ m_{max} ）よりも小さい角度範囲（ m ）において、復帰スプリング50に捩り変形を生じさせるものである。

【0026】

ここで、変形力伝達機構60の作用について、図3に基づき説明すると、歯車43（スロットルシャフト30）及び減速歯車62が休止位置（回転角度 $= 0$ ）にあるとき、復帰スプリング50の付勢力 F は F_0 である。

この状態から、歯車43（スロットルシャフト30）が、スロットルバルブ20を最大開度に位置付ける角度 m_{max} だけ回転すると、減速歯車62は角度 m （ $< m_{max}$ ）だけ回転して、復帰スプリング50の付勢力 F は、 f_1 で示すように直線的に増加して最大付勢力 F_{max} に至る。

【0027】

仮に、復帰スプリング50がスロットルシャフト30と同一角度 m_{max} だけ回転するとすれば、付勢力 F は図3中の点線で示すようにさらに増加し、 F_{mst} （ $> F_{max}$ ）に至る。すなわち、スロットルバルブ20が最大開度に達した状態において、変形力伝達機構60の作用により、復帰スプリング50の付勢力 F は、 F （ $= F_{mst} - F_{max}$ ）だけ低減させられることになる。

したがって、最大開度位置にあるとき、 F だけ復帰スプリング50の付勢力 F が低減され、かつ、復帰スプリング50の付勢力に抗して歯車43を回転させるため要するトルクも Z_{43} / Z_{62} の値に応じて小さくなるため、DCモータ41に加わる負荷も小さくなり、消費電力を低減できると共に、スロットル操作が円滑に行なわれることになる。

一方、DCモータ41による駆動を停止して、復帰スプリング50の付勢力でスロットルバルブ20を閉じ側の休止位置に復帰させる場合は、 Z_{62} / Z_{43} の値に応じて減速歯車62から歯車43に増速されて回転力が伝達されるため、スロットルシャフト30（及びスロットルバルブ20）は迅速に回転して休止位置に復帰させられる。

【0028】

尚、上記のように、最大付勢力が低減させられるため、復帰スプリング50の初期設定力を F_0' （ $> F_0$ ）にし、最大付勢力を F_{max}' （ $F_{max} < F_{max}' < F_{mst}$ ）とすれば、スロットル操作のさらなる円滑化、消費電力の低減等を達成しつつ、全体として復帰動作を迅速に行なわせることができる。また、バネ定数をより小さくして初期設定力（付勢力）をより大きくしても、同様の効果が得られる。

【0029】

次に、上記スロットル装置の全体の動作について説明する。

制御ユニットから発せられる制御信号に基づいて、DCモータ41が一方向に回転すると、歯車列（ピニオン41a、歯車42、大歯車43a）を介して、回転駆動力がスロットルシャフト30に伝達されると同時に、歯車43bの回転が減速されて減速歯車62に伝達され、減速歯車62は復帰スプリング50に捩り変形を生じさせる。

【0030】

そして、増加する復帰スプリング50の付勢力に抗して、スロットルシャフト30が一方向に回転し始め、スロットルバルブ20は休止位置から吸気通路11を全開する最大開度位置まで回転する。この最大開度位置においては、前述のように、復帰スプリング50の最大付勢力 F_{max} が従来に比べて F だけ低減され、かつ、復帰スプリング50の付勢力に抗して歯車43を回転させるためのトルクも小さくて済むため、この位置に達するまでのスロットル操作が円滑に行なわれ、又、DCモータ41の消費電力も低減される。

【0031】

10

20

30

40

50

一方、制御ユニットからの制御信号に基づいて、DCモータ41が逆向きに回転すると、復帰スプリング50の付勢力Fが加わりつつ、逆の経路を辿って、スロットルシャフト30が逆方向に回転し、スロットルバルブ20は全開した最大開度位置から吸気通路11を閉じる休止位置まで回転する。

【0032】

通常の運転時においては、制御モードに応じて、DCモータ41の回動が適宜制御され、スロットルバルブ20は最適な開度となるように開閉駆動される。また、DCモータ41が停止すると、復帰スプリング50の付勢力Fにより、減速歯車62から歯車43に増速されて回転力が伝達されるため、スロットルシャフト30は素早く回転して、スロットルバルブ20を休止位置に復帰させる。

10

【0033】

図4は、本発明に係るスロットル装置の他の実施形態を示すものであり、前述の実施形態のスロットルシャフト30に替えて二分されたスロットルシャフト31, 32を採用し、両者を同調レバー110(111, 112)により連結し、二つの復帰スプリング50, 51を採用したものである。したがって、前述の実施形態と同一の構成については、同一の符号を付してその説明を省略する。

【0034】

この装置は、図4に示すように、それぞれ2つのスロットルバルブ20を同時に開閉させるべく、略中央にて二分されたスロットルシャフト31, 32を有し、両者は同調レバー110により連結されて、同軸上で連動して回転するように形成されている。

20

【0035】

復帰スプリングとしては、異なる付勢力を生じる2つの復帰スプリング50, 51が採用されている。復帰スプリング50は、他の復帰スプリング51よりも大きい付勢力を生じるものである。

復帰スプリング50は、前述の実施形態と同様に、変形力伝達機構60の位置に配置されている。一方、他の復帰スプリング51は、右側2つのスロットルバルブ20を復帰させるに足りる比較的小さい付勢力を生じるものであり、スロットルシャフト32に固着された一方の同調レバー112の近傍に配置されている。すなわち、復帰スプリング51は、スロットルシャフト31, 32の回転角度範囲と同一の角度範囲において捩り変形を生じるものである。

30

【0036】

このように、異なる付勢力を及ぼす2つの復帰スプリング50, 51を設け、特に、付勢力の小さい復帰スプリング51を、駆動手段40から離れたスロットルシャフト31, 32の略中間領域に配置することにより、スロットルシャフト31, 32の捩れが防止されると共に、復帰動作がより円滑に行なわれる。

【0037】

ここで、変形力伝達機構60と二つの復帰スプリング50, 51の作用について、図5に基づき説明すると、歯車43(スロットルシャフト31, 32)及び減速歯車62が休止位置(回転角度 = 0)にあるとき、復帰スプリング50の付勢力FはF₀₁であり、復帰スプリング51の付勢力FはF₀₂である。

40

【0038】

この状態から、歯車43(スロットルシャフト31, 32)が、スロットルバルブ20を最大開度に位置付ける角度 m_{max} だけ回転すると、減速歯車62は角度 m ($< m_{max}$) だけ回転して、復帰スプリング50の付勢力Fは、 f_1 で示すように直線的に増加して最大付勢力F_{max1}に至り、復帰スプリング51の付勢力Fは、 f_2 で示すように直線的に増加して最大付勢力F_{max2}に至る。

【0039】

仮に、復帰スプリング50がスロットルシャフト30と同一角度 m_{max} だけ回転するとすれば、付勢力Fは図5中の点線で示すようにさらに増加し、F_{max1'} ($> F_{max1}$)に至る。すなわち、スロットルバルブ20が最大開度に達した状態において、変形力

50

伝達機構 60 の作用により、復帰スプリング 50 の付勢力 F は、 $F (= F_{max} \cdot 1' - F_{max} \cdot 1)$ だけ低減させられる。したがって、復帰スプリング 50 と復帰スプリング 51 との合成による付勢力も、全体として低減させられる。

【0040】

このように、最大開度位置 (max) にあるときの最大付勢力 (F) は、 $F (= F_{max} \cdot 1' - F_{max} \cdot 1)$ だけ低減され、かつ、復帰スプリング 50 の付勢力に抗して歯車 43 を回転させるためのトルクも小さくて済むため、この位置に達するまでのスロットル操作が円滑に行なわれ、又、DCモータ 41 の消費電力も低減される。

尚、この装置の全体の動作は、復帰スプリング 51 の付勢力が加わる点を除いて、前述の実施形態と同様であるため、ここでの説明は省略する。

10

【0041】

上記実施形態においては、4つのスロットルバルブ 20 がスロットルシャフト 30 (31, 32) に一体的に支持された4連のスロットル装置を示したが、これに限定されるものではなく、単一のスロットルバルブをもつスロットル装置、あるいは、3連、5連以上の多連スロットル装置において、本発明の構成を採用してもよい。

【0042】

また、上記実施形態においては、復帰スプリングとして、捺り式の復帰スプリング 50 に対して変形力伝達機構 60 を適用した場合を示したが、これに限定されるものではなく、引っ張り式の復帰スプリング、減速歯車に一体的に設けられたプーリ等を備え、減速歯車の回転により復帰スプリングが引っ張り変形を生じる構成において、変形力伝達機構 60

20

【0043】

さらに、上記実施形態においては、スロットルシャフト 30 を回転駆動する駆動手段として、DCモータ 41 (ピニオン 41a) と歯車 43 (大歯車 43a) との間に、中間の歯車 42 を噛み合わせた構成を採用したが、これに限定されるものではなく、DCモータ 41 に加わる負荷が低減されるため、DCモータ 41 (ピニオン 41a) を歯車 43 (大歯車 43a) に直接噛み合わせる構成を採用してもよい。

【0044】

【発明の効果】

以上述べたように、本発明のスロットル装置によれば、スロットルバルブを支持するスロットルシャフトの回転に連動して変形すると共にスロットルバルブを所定の休止位置に復帰させる復帰スプリングを備えた構成において、スロットルシャフトの回転角度範囲よりも小さい角度範囲において、復帰スプリングに変形を生じさせる変形力伝達機構を設けたことにより、復帰スプリングの最大付勢力は、スロットルシャフトの回転角度範囲と同一の角度範囲で変形させられる場合よりも小さくなり、駆動手段に加わる負荷が低減される。これにより、スロットル操作が円滑になり、駆動手段として特にモータを用いる場合は、消費電力が低減され、又、装置全体が小型化される。

30

さらに、変形力伝達機構の減速歯車をスロットルシャフトとは別の回転軸上に配置することにより、スロットルシャフトの軸線方向における装置の幅を狭くすることができ、全体として装置を小型化できる。

40

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るスロットル装置の一実施形態を示す概略構成図である。

【図2】図1に示す装置の駆動手段及び変形力伝達機構を示す側面図である。

【図3】図1に示す装置における変形力伝達機構の作用を説明するグラフである。

【図4】本発明に係るスロットル装置の他の実施形態を示す概略構成図である。

【図5】図4に示す装置における変形力伝達機構の作用を説明するグラフである。

【図6】従来のスロットル装置における復帰スプリングの作用を示すグラフである。

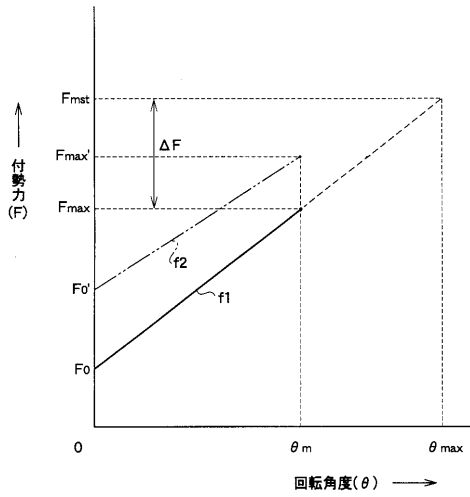
【符号の説明】

10 スロットルポデー

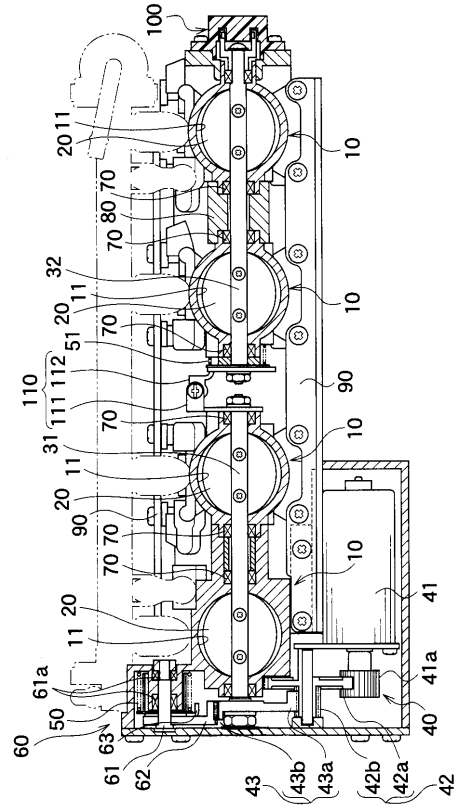
10a 掛止部

50

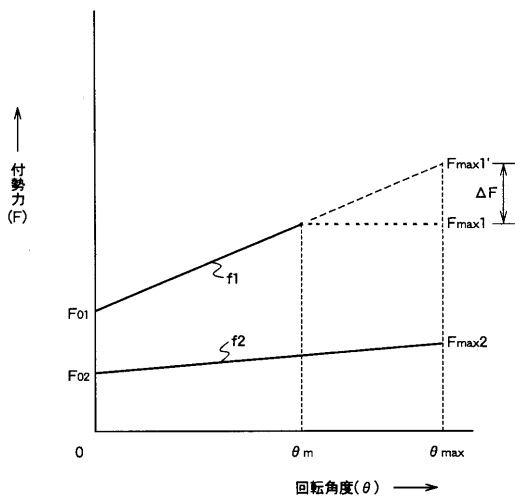
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】

