

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第5538408号
(P5538408)

(45) 発行日 平成26年7月2日(2014.7.2)

(24) 登録日 平成26年5月9日(2014.5.9)

(51) Int.Cl.
F 1 6 H 45/02 (2006.01)

F 1 6 H 45/02 Y

請求項の数 8 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2011-531344 (P2011-531344)	(73) 特許権者	512006239
(86) (22) 出願日	平成21年9月24日 (2009.9.24)		シェフラー テクノロジーズ アクチエン
(65) 公表番号	特表2012-506004 (P2012-506004A)		ゲゼルシャフト ウント コンパニー コ
(43) 公表日	平成24年3月8日 (2012.3.8)		マンディートゲゼルシャフト
(86) 国際出願番号	PCT/DE2009/001342		Schaeffler Technolo
(87) 国際公開番号	W02010/043194		gies AG & Co. KG
(87) 国際公開日	平成22年4月22日 (2010.4.22)		ドイツ連邦共和国 ヘルツォーゲンアウラ
審査請求日	平成24年9月20日 (2012.9.20)		ッハ インダストリーシュトラッセ 1
(31) 優先権主張番号	102008051972.3		-3
(32) 優先日	平成20年10月16日 (2008.10.16)		Industriestrasse 1-
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		3, D-91074 Herzogen
		(74) 代理人	100099483
			弁理士 久野 琢也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体力学的なトルクコンバータ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

流体力学的なトルクコンバータ(1)であって、
ポンプホイール(8)によって駆動される、出力部(3)に接続されたタービンホイール(9)と、内燃機関(2)によって駆動されるハウジング(34)とを備えており、
該ハウジング(34)内に、クラッチダンパ(27)の複数のダンパ段(17, 20)及びねじり振動動吸振器(30)を有するねじり振動ダンパ(19)と、前記ハウジング(34)及び前記出力部(3)を接続するコンバータロックアップクラッチ(18)とが付加的に収納されている、流体力学的なトルクコンバータにおいて、
前記コンバータロックアップクラッチ(18)は、前記ハウジング(34)及び前記ダンパ段(17, 20)の間のトルク経路に配置されており、
前記ねじり振動動吸振器(30)は、前記タービンホイール(9)及び前記ダンパ段(17, 20)の間のトルク経路に配置されており、かつ、遠心振り子(11)とタービン動吸振器(24)とから形成されており、
前記コンバータロックアップクラッチ(18)が閉鎖している場合のトルク経路において、前記タービン動吸振器(24)は前記遠心振り子(11)の上流側に接続されており、
前記コンバータロックアップクラッチ(18)が閉鎖している場合、前記タービンホイール(9)は前記タービン動吸振器(24)の吸振器質量体(10)を形成し、前記コンバータロックアップクラッチ(18)が開放している場合、前記タービン動吸振器(24)

10

20

）はタービンダンパ（２６）のタービンダンパ段（２５）を形成することを特徴とする、流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項２】

前記コンバータロックアップクラッチ（１８）に接続されている前記クラッチダンパ（２７）が二段式に構成されていることを特徴とする、請求項１記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項３】

一方のダンパ段（１７）を前記クラッチダンパ（２７）及び前記タービンダンパ（２６）が共通に使用することを特徴とする、請求項２記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項４】

前記クラッチダンパ（２７）は前記２つのダンパ段（１７，２０）に共通の介在部（１２）を有しており、該介在部（１２）に前記タービン動吸振器（２４）のフランジ部（３９）が相対回転不能に接続されていることを特徴とする、請求項２又は３記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項５】

前記フランジ部（３９）に対応して設けられた対応ディスク部（３１）を有し、
該対応ディスク部（３１）及び前記フランジ部（３９）の間に配置されたエネルギー貯蔵器（１３）を有し、

前記対応ディスク部は、前記エネルギー貯蔵器（１３）の作用に抗して、前記フランジ部（３９）に対して制限されて回転可能であり、前記タービンホイール（９）と相対回転不能に接続されていることを特徴とする、請求項４記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項６】

前記対応ディスク部（３１）と、前記タービンホイール（９）と、遠心振り子（１１）のディスク部（２８）とは、タービンハブ（３８）に相対回転不能に収容されていることを特徴とする、請求項５記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項７】

前記トルクコンバータ（１）の出力部（３）は、変速機（４）の変速機入力軸（５）に相対回転不能に接続されており、前記出力部（３）に前記クラッチダンパ（２７）の入力部（２１）とタービンハブ（３８）とが回転可能に収容されており、かつ、前記ねじり振動ダンパ（１９）の出力部（１６）が相対回転不能に収容されていることを特徴とする、請求項１から６までのいずれか一項記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【請求項８】

前記ねじり振動ダンパ（１９）の出力部（１６）と、前記トルクコンバータ（１）の出力部（３）とは一体に形成されていることを特徴とする、請求項７記載の流体力学的なトルクコンバータ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、ポンプホイールと、タービンホイールと、コンバータロックアップクラッチと、ねじり振動ダンパと、ねじり振動動吸振器とを備えた流体力学的なトルクコンバータに関する。

【０００２】

上記トルクコンバータは自動車のパワートレインにおいて公知になっており、有利には内燃機関と変速機との間に配置されている。自動車を発進させるために、有利にはトルクを増幅させるコンバータ機能が利用される。これによりトルクは、内燃機関によって駆動されるハウジングからポンプホイールを介して案内される。このポンプホイールはタービンホイールを駆動する。このタービンホイールは、ガイドホイールに支持されてトルクを増幅させるために出力部を介してトルクを変速機の変速機入力軸に伝達する。回転数が高い場合、コンバータロックアップクラッチは閉鎖されるので、コンバータ構成要素のロックアップ状態において、トルクはハウジングから直接的に出力部を介して変速機入力軸に

10

20

30

40

50

伝達される。つまり、回転数が高い場合にはコンバータ構成要素の効率低下は排除される。

【 0 0 0 3 】

慣用の内燃機関、特に4気筒ディーゼルエンジンは、高い回転不整合性を有しており、トルクコンバータのハウジング内にはねじり振動ダンパが設けられている。このねじり振動ダンパは、コンバータロックアップクラッチが閉鎖されている場合、ハウジングと出力部との間に、及び/又はコンバータロックアップクラッチが開放している場合にはタービンホイールとトルクコンバータの出力部との間に有効に配置されていてよい。公知の形式におけるねじり振動ダンパとは、例えば外周に亘って配置されたエネルギー貯蔵器の作用に抗して制限されて互いに回動可能である入力部と出力部とを備えたアセンブリのことと理解することができる。このようなねじり振動ダンパは、互いに直列に及び/又は並列に配置されている複数のダンパ段を有していてよい。

10

【 0 0 0 4 】

内燃機関のねじり振動の振動遮断を改良するために、トルクコンバータのハウジングにおいて遠心振り子を使用することが公知になっている。遠心振り子はねじり振動ダンパと相俟ってハウジング内に有効に組み込まれていてもよい。減衰ユニットのこのようなアセンブリでは、遠心振り子の振り子重量体の衝突が発生することがあるので、上記形式の内燃機関においては依然として十分ではない。したがって内燃機関の大きな旋回角を伴う特に低い回転数時の遠心振り子の設計は困難である。振り子重量体又は振り子質量体の衝突は、特に自動車のパワートレインの不快に知覚されるハミング雑音をもたらす。

20

【 0 0 0 5 】

したがって本発明の目的は、例えば遠心振り子の揺動角を縮小可能にすることで、遠心振り子が振り子衝突しないか又はほとんどしないか、若しくはこの条件のままで遠心振り子の設計が単純化されている、適切な振動遮断部を備えたトルクコンバータを提供することである。

【 0 0 0 6 】

上記目的は、ポンプホイールによって駆動される、出力部に接続されたタービンホイールとハウジングとを備えた流体力学的なトルクコンバータであって、ハウジングに複数のダンパ段及びねじり振動動吸振器を備えたねじり振動ダンパと、ハウジング及び出力部を接続するコンバータロックアップクラッチとが付加的に収納されている流体力学的なトルクコンバータにより達成される。本構成において、ねじり振動動吸振器はタービンホイールに接続されており、遠心振り子とタービン動吸振器とから形成されている。ねじり振動動吸振器をタービン動吸振器と遠心振り子とに分けることにより振動遮断は改良される。本構成において、タービン動吸振器をトルク経路において遠心振り子の上流側に接続することで、遠心振り子の揺動角を小さく調整することができ、ひいてはほとんど手間をかけずに調整することができる。したがって例えば、振り子質量体を支持するディスク部に対する振り子質量体の揺動角を40°よりも小さく設定することができ、振り子質量体はパワートレインの通常の運転条件下において、例えば4気筒ディーゼルエンジンと相俟ってディスク部に衝突することはない。

30

【 0 0 0 7 】

コンバータロックアップクラッチに配設されているクラッチダンパ及びタービンホイールに配設されているタービンダンパから形成することができるねじり振動ダンパとねじり振動動吸振器とから成るねじり振動遮断ユニットは、個々の構成要素にコンバータロックアップクラッチの運転状態に基づいた多重機能が設けられているように設計することができる。例えばねじり振動ダンパのダンパ段といったダンパエレメントを、ポンプホイール及びタービンホイールといったコンバータ構成要素を介してトルク経路に、つまりコンバータロックアップクラッチを介してトルク経路に配設することができる。さらにタービン動吸振器はコンバータロックアップクラッチの運転形式に応じて、単に純粋な動吸振器又は振動ダンパとして構成されていてよい。例えばタービン動吸振器はコンバータロックアップクラッチが閉鎖されている場合には動吸振器として作動し、この構成において、ター

40

50

ピンホイールはタービン動吸振器の吸振器質量体を形成する。コンバータロックアップクラッチが開放されている場合、タービン動吸振器は、タービンホイールと出力部との間で有効なタービンダンパのダンパ段を形成する。

【0008】

さらにコンバータロックアップクラッチに配設されているクラッチダンパは、二段式に形成されていてよい。有利には、クラッチダンパの一方のダンパ段は、コンバータロックアップクラッチが開放されている場合にはタービンダンパに配設することができるので、クラッチダンパとタービンダンパとによって一緒に利用される。このためにクラッチダンパは2つのダンパ段に共通の介在部を有している。さらにこの介在部は、タービン動吸振器のフランジ部に相対回動不能に接続されていてよい。この構成において、ねじり振動ダンパの機能を発揮するために、タービン動吸振器には、エネルギー貯蔵器の作用に抗してフランジ部に対して制限されて回動可能な対応ディスク部が備え付けられている。この対応ディスク部自体はタービンホイールに相対回動不能に結合されている。コンバータロックアップクラッチが開放している場合、ハウジングにかかっている、内燃機関から提供されるトルクはポンプホイールを介してタービンホイールに伝わる。タービン動吸振器は、第1のダンパ段として働き、対応ディスク部とエネルギー貯蔵器とを介してトルクを介在部に導き、この介在部からクラッチダンパの第2のダンパ段を介してトルクコンバータの出力部に導く。この出力部からトルクは変速機入力軸に導入される。遠心振り子はそのディスク部を介してタービンホイールに対して相対回動不能に配設されており、この接続状態において唯一のねじり振動動吸振器として作用する。

【0009】

コンバータロックアップクラッチが閉鎖されている状態において、トルクはハウジングからコンバータロックアップクラッチを介してねじり振動ダンパの第1のダンパ段へ導入され、第1のダンパ段から出力部及び変速機入力軸に導入される。2つのダンパ段の介在部とタービン動吸振器との接合により、タービン動吸振器はそのフランジ部を介してクラッチダンパに連結される。対応ディスク部を介して接合されているタービンホイールは吸振器質量体として働く。さらに特にタービンホイールの翼配列の流体力学的な効果は、付加的な慣性モーメントを追加することができる。有利にはタービンホイールに連結されている遠心振り子は、タービン動吸振器により未だに吸振されていない揺動角にのみさらされており、小さな揺動角に合わせて適切に設計することができる。

【0010】

有利な構成においてはトルクコンバータの出力部が設けられている。この出力部は変速機の変速機入力軸に相対回動不能に接続されている。出力部、例えばいわゆる変速機入力軸と歯列係合しているダンパハブに、クラッチダンパの入力部とタービンハブとが回動可能に收容されており、ねじり振動ダンパの出力部は相対回動不能に收容されている。有利にはねじり振動ダンパの出力部とトルクコンバータの出力部とは一体に形成されていて、例えば焼結方法又は鍛造方法を介して製造される。タービンハブはこの構成において、対応ディスク部と、タービンホイールと、振り子質量体を支持する遠心振り子のディスク部とをタービンハブに相対回動不能に收容する。タービンハブには半径方向に突出している、環状のフランジが設けられていてよい。このフランジに、対応ディスク部と、タービンハブと、ディスク部とが、有利には共通のリベット又は他の取付け手段により收容されている。

【0011】

有利には、フランジ部と対応ディスク部との間に、例えばフランジ部と対応ディスク部との間に緊張されている皿ばねの形式の摩擦装置が設けられていてよい。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】機能モデルの概略図である。

【図2】種々異なるねじり振動遮断ユニットの振動遮断を示すグラフである。

【図3】流体力学的なトルクコンバータの一部を示す断面図である。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 3 】

本発明を、図 1 ~ 3 に記載の実施の形態及び機能に基づいて詳細に説明する。

【 0 0 1 4 】

図 1 に、流体力学的なトルクコンバータ 1 を備えた自動車におけるパワートレイン 1 0 の機能モデルを概略的に示す。流体力学的なトルクコンバータ 1 は内燃機関 2、例えば 4 気筒ディーゼルエンジンによって駆動され、内燃機関 2 によって導かれ場合によっては変換されるトルクを、出力部 3 を介して変速機 4 に設けられている変速機入力軸 5 に伝達する。自動マニュアル変速機、変速段オートマチック又はトロイダル式又は巻掛け手段式変速機といった連続的に調整可能な変速機であってよい変速機 4 において、自動車の走行状態に応じて変速比が制御され、駆動モーメントはディファレンシャル 6 を介して少なくとも 1 つの駆動ホイール 7 に伝達される。

10

【 0 0 1 5 】

本発明においてトルクコンバータ 1 は発進・トルク伝達エレメントとして働き、内燃機関 2 から伝達されるねじり振動を伴うトルクを伝達するために 2 つのトルク経路を有している。一方のトルク経路は流体力学的な伝達により、ポンプホイール 8 と、このポンプホイール 8 に作業流体によって連結されているタービンホイール 9 とを介して案内される。図 1 においてタービン質量体 1 0 はタービンホイール 9 に概略的に配設されている。タービン質量体 1 0 に遠心振り子 1 1 が配置されている。タービン質量体 1 0 若しくはタービンホイール 9 と介在部 1 2 との間には、エネルギー貯蔵器 1 3 と摩擦装置 1 4 とが配置されている。エネルギー貯蔵器 1 3 と摩擦装置 1 4 とは、介在部 1 2 に対するタービンホイール 9 の相対回転時に有効である。介在部 1 2、つまりエネルギー貯蔵器 1 5 と出力部 1 6 とを備えたダンパ段 1 7 の入力部を介して、トルクは出力部 1 6 からトルクコンバータ 1 の出力部 3 に伝達される。

20

【 0 0 1 6 】

第 2 のトルク経路はコンバータロックアップクラッチ 1 8 を介して形成される。このコンバータロックアップクラッチ 1 8 の下流側に、直接的に若しくはトルクコンバータ 1 のハウジング（図示せず）を介して、2 つのダンパ段 1 7、2 0 を備えたねじり振動ダンパ 1 9 が接続されている。トルクはねじり振動ダンパ 1 9 の入力部 2 1 から、介在部 1 2 により形成される出力部を有する第 1 のダンパ段のエネルギー貯蔵器 2 2 と、第 2 のダンパ段 1 7 と、出力部 3 とを介して変速機入力軸 5 に伝わる。

30

【 0 0 1 7 】

ねじり振動ダンパ 1 9 とねじり振動動吸振器 3 0 とから成る、内燃機関 2 からもたらされるねじり振動を減衰するためのねじり振動遮断ユニット 2 3 の機能は、2 つのトルク経路を介するトルクフローに基づき異なっていく。コンバータロックアップクラッチ 1 8 が開放している場合、タービン動吸振器 2 4 は、このタービン動吸振器 2 4 を介して伝わるトルクフローに基づきタービndanパ段 2 5 として有効である。タービンホイール 9 と入力部と介在部 1 2 とは、これらのダンパ段の出力部を形成し、二段式のタービndanパ 2 6 を形成するようにしてタービndanパ段 2 5 の下流側にダンパ段 1 7 が接続されている。ディスク部 2 8 と、このディスク部 2 8 に対して回転方向に制限されて移動可能な振り子質量体 2 9 とを備えた遠心振り子 1 1 は、タービンホイール 9 に配設されており、ねじり振動動吸振器 3 0 の唯一の構成要素として作用する。ダンパ段 2 0 はコンバータ運転中には機能しない。コンバータ運転中にトルクを高めるために、ポンプホイール 8 とタービンホイール 9 との間に配置されているガイドホイール（図示せず）が有効に設けられていてよい。

40

【 0 0 1 8 】

コンバータロックアップクラッチ 1 8 が閉鎖されている場合、直列に互いに配置された 2 つのダンパ段 1 7、2 0 はクラッチダンパ 3 1 として有効である。タービンホイール 9 は、タービン質量体 1 0 及び作業液に対する粘性モーメントによりもたらされる慣性モーメントを除いて自由に回転可能であるので、タービndanパ段 2 5 の効果は発揮されない。これにより、介在部 1 2 と回転連結されている対応ディスク部 3 1 の機能は、タービン

50

質量体 10 に連結されているエネルギー貯蔵器 13 と、タービン動吸振器 24 における摩擦装置 14 とに関連して変化する。タービン動吸振器 24 は、コンバータロックアップクラッチ 18 が閉鎖している場合、タービン質量体 10 に連結されている遠心振り子 11 と相俟って、2つの部分から成るねじり振動動吸振器 30 を形成する。

【0019】

図2には、トルクコンバータ内に配置された種々異なるねじり振動遮断ユニットの、ディファレンシャル6において読み取られる曲線32, 33を示す。これらの曲線32, 33は夫々、回転数 n と残留する回転不整合性 M との関係を表す。記号()が付された曲線32は、トルクコンバータを備えた4気筒ディーゼルエンジンを備えたパワートレインの回転不整合性を示す。曲線32において遠心振り子は有効であり接続されたタービン動吸振器は用いられない。約1000/分の回転数範囲における内燃機関の広幅な揺動角により、遠心振り子の振り子質量体はディスク部に衝突し、自動車のボデーを介して増幅されることがある、ディファレンシャルにおいて知覚されるハミング雑音として聞こえる騒音を引き起こす。振り子質量体の衝突を回避することができる揺動角を遠心振り子に設定することは、例えば相応に厳格な公差に関する調整及び製造の理由から、技術的に大きな手間がかかりかつ合理的ではない。

【0020】

図1の装置における曲線33に記号(x)を付して示す。40°よりも小さな範囲における振り子質量体の小さな揺動角にもかかわらず曲線33の均一の延在に亘って、著しく突出する、ディスク部と振り子質量体との接触を示すピークは発生しない。したがってタービン動吸振器24(図1)が、大きな振幅を伴う揺動角を排除することができるので、遠心振り子を小さな揺動角を吸振するために設計することができる。

【0021】

図3に、図1のトルクコンバータ1の構造的に有利な実施の形態を示す。トルクコンバータ1は、内燃機関によって駆動されるハウジング34内に収納されている。ハウジング34においてポンプホイール8は図示のように直接的に連結されているか、又は、別の実施の形態においては、分離クラッチを介して接続可能である。ポンプホイール8はタービンホイール9を駆動する。ポンプホイール8とタービンホイール9との間には、フリーホイール36を介して変速機のハウジングに固定されているガイドホイール用管片(図示せず)に收容されているガイドホイール35が配置されている。

【0022】

タービンホイール9はリベット37によってタービンハブ38に收容されている。リベット37によって振り子質量体29を備えた遠心振り子11のディスク部28と、エネルギー貯蔵器13を收容する半径方向外側において互いにリベット留めされている2つの金属薄板部から形成された対応ディスク部31とが、タービンハブ36に相対回転不能に收容されている。タービン動吸振器24は、タービンホイール9に接続されて、エネルギー貯蔵器13を一方で加圧する対応ディスク部31と、エネルギー貯蔵器13を他方で加圧するフランジ部39と、対応ディスク部31及びフランジ部39の間に緊張されている皿ばねにより形成されている、対応ディスク部31及びフランジ部39の間において有効な摩擦装置14とにより形成されている。

【0023】

コンバータロックアップクラッチ18は、図示の実施の形態において、ディスクパッケージ40により形成されている。ディスクパッケージ40はロックアップクラッチ18が閉鎖されている場合、ハウジング34に加わるトルクを、ねじり振動ダンパ19の入力部21にリベット等により不動に結合されたディスク支持体41に伝達する。ねじり振動ダンパ19は二段式にダンパ段17, 20を備えて形成されている。2つのダンパ段17, 20の間には介在部12が配置されている。この介在部12はエネルギー貯蔵器15, 22を夫々入力側若しくは出力側において加圧する。第2のダンパ段17のエネルギー貯蔵器15は、ねじり振動ダンパ19の出力部16の出力側において加圧される。ねじり振動ダンパ19の出力部16は、出力部3と一体に形成されている。出力部3は、本実施の形態に

10

20

30

40

50

おいては図示されていない変速機入力軸と歯列係合しており、タービンハブ 38 を制限して回転可能に収容する。

【0024】

提案した構成を変更することなく、図 3 に記載のトルクコンバータ 1 の構成スペースに関するさらに有利な最適化を達成することができるということは自明である。例えばエネルギー貯蔵器 13 を、タービンハブ 38 とのリベット留め部の半径方向外側の領域で軸線方向に引き込まれたタービンホイール 9 のドーナツ形の環状空間の構成スペースを適切に利用して収納することができる。ディスク部 28 とタービン動吸振器 24 の構成部材とは適切に調整される。

【0025】

図 1 のトルクコンバータ 1 の機能は、図 1 の概略図に基づいて詳細に説明し、少なくとも図 3 に示したトルクコンバータ 1 に実質的に適用可能である。この図 3 に示したトルクコンバータ 1 は単に構造について詳細に記載した実施の形態であり、この点において図 1 のトルクコンバータ 1 とは異なる。

【符号の説明】

【0026】

1 流体力学的なトルクコンバータ、 2 内燃機関、 3 出力部、 4 変速機、
5 変速機入力軸、 6 ディファレンシャル、 7 駆動ホイール、 8 ポンプホイール、 9 タービンホイール、 10 タービン質量体、 11 遠心振り子、 12 介在部、 13 エネルギー貯蔵器、 14 摩擦装置、 15 エネルギー貯蔵器、
16 出力部、 17 ダンパ段、 18 コンバータロックアップクラッチ、 19 ねじり振動ダンパ、 20 ダンパ段、 21 入力部、 22 エネルギー貯蔵器、 23 ねじり振動遮断ユニット、 24 タービン動吸振器、 25 タービンダンパ段、
26 タービンダンパ、 27 クラッチダンパ、 28 ディスク部、 29 振り子質量体、 30 ねじり振動動吸振器、 31 対応ディスク部、 32 曲線、 33 曲線、 34 ハウジング、 35 ステータ、 36 フリーホイール、 37 リベット、 38 タービンハブ、 39 フランジ部、 40 ディスクパッケージ、
41 ディスク支持体、 100 パワートレイン、 M 回転不整合性、 n 回転数

10

20

【 図 1 】

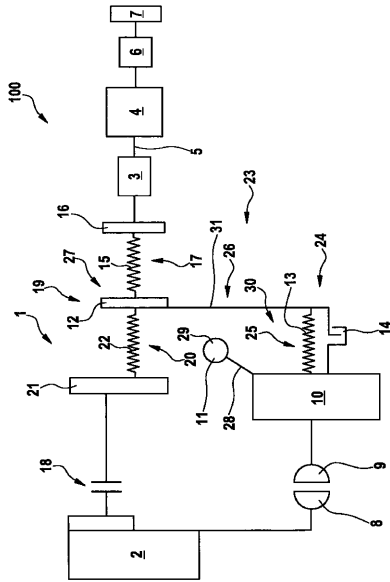
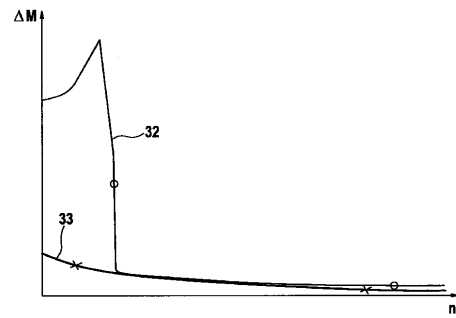


Fig. 1

【 図 2 】

Fig. 2



【 図 3 】

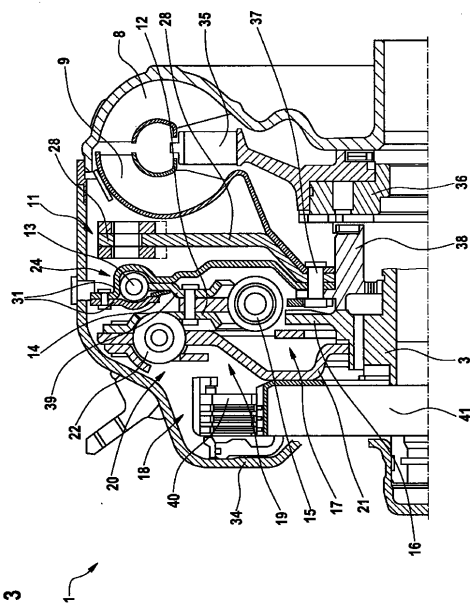


Fig. 3

フロントページの続き

- (74)代理人 100061815
弁理士 矢野 敏雄
- (74)代理人 100112793
弁理士 高橋 佳大
- (74)代理人 100128679
弁理士 星 公弘
- (74)代理人 100135633
弁理士 二宮 浩康
- (74)代理人 100156812
弁理士 篠 良一
- (74)代理人 100114890
弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト
- (72)発明者 マークス ヴェアナー
ドイツ連邦共和国 ビュール ヨハネスプラッツ 1
- (72)発明者 ヤン ロクスターマン
ドイツ連邦共和国 バーデン - バーデン パルガー シュトラーセ 10

審査官 瀬川 裕

- (56)参考文献 特開平09-264399(JP,A)
特開平11-311309(JP,A)
米国特許第06026940(US,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 45/02