

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4070596号
(P4070596)

(45) 発行日 平成20年4月2日(2008.4.2)

(24) 登録日 平成20年1月25日(2008.1.25)

(51) Int.Cl.
F 1 6 H 7/12 (2006.01)

F 1 6 H 7/12 A

請求項の数 18 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2002-532825 (P2002-532825)	(73) 特許権者	504005091
(86) (22) 出願日	平成13年10月1日 (2001. 10. 1)		ザ ゲイツ コーポレイション
(65) 公表番号	特表2004-514845 (P2004-514845A)		アメリカ合衆国 コロラド州 80202
(43) 公表日	平成16年5月20日 (2004. 5. 20)		デンバー ウェワッタ ストリート 1
(86) 国際出願番号	PCT/US2001/030769		551
(87) 国際公開番号	W02002/029282	(74) 代理人	100090169
(87) 国際公開日	平成14年4月11日 (2002. 4. 11)		弁理士 松浦 孝
審査請求日	平成15年5月1日 (2003. 5. 1)	(72) 発明者	サーク, アレクサンダー
(31) 優先権主張番号	60/237, 624		アメリカ合衆国, ミシガン州 48098
(32) 優先日	平成12年10月3日 (2000. 10. 3)		-4696, トロイ, フォーリング ブル
(33) 優先権主張国	米国 (US)		ック ドライブ 316
		審査官	谿花 正由輝
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 2つの直線ベルトテンショナ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ベルトドライブシステムに使用されるベルトテンショナであって、
前記ベルトドライブシステムは、前記ベルトテンショナと、第1ベルトテンショナ・プーリと、クランクシャフト・プーリと、アクセサリ・プーリと、前記第1ベルトテンショナ・プーリ、前記クランクシャフト・プーリ、及び前記アクセサリ・プーリの周りに架けわたされた動力伝達ベルトを有し、
前記ベルトテンショナは、エンジンのシリンダーブロックに対して静止した点に前記ベルトテンショナを固定するための取り付け点と、トラックと、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックと摺動自在に取り付けられた第1キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第1キャリア上に回転自在に取り付けられた前記第1ベルトテンショナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に前記第1キャリアを付勢する弾性部材と、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックに摺動自在に取り付けられた第2キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第2キャリア上に回転自在に取り付けられた第2ベルトテンショナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に付勢される前記第2キャリアとを含み、
前記トラックに対する前記第1キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第1ダンピング機構と、前記トラックに対する前記第2キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第2ダンピング機構を更に備え、
前記第1ダンピング機構は、前記第1キャリアと前記トラックとが第1非対称ダンピン

10

20

グ関係になるように配置された第 1 シューを含み、

前記第 2 ダンピング機構は、前記第 2 キャリアと前記トラックとが第 2 非対称ダンピング関係になるように配置された第 2 シューを含み、

前記第 1、第 2 キャリアは、前記トラックが有するキャリア支持チャンネルによって、前記トラックに沿って摺動自在に支持され、

前記キャリア支持チャンネルは、前記トラックが有し前記第 1、第 2 シューと接するダンピングチャンネルと異なるチャンネルであることを特徴とするベルトテンシヨナ。

【請求項 2】

前記第 1 非対称ダンピング関係は、前記第 1 シューが前記第 1 キャリアと摩擦結合する部分を有し、1 方向の前記第 1 キャリアの動きに対応し前記トラックに対して付勢されることを特徴とする請求項 1 に記載のベルトテンシヨナ。

10

【請求項 3】

前記摩擦結合が前記第 1 キャリアと前記第 1 シューの間の第 1 角度付き接合部を含むことを特徴とする請求項 2 に記載のベルトテンシヨナ。

【請求項 4】

前記摩擦結合が前記第 1 キャリアと前記第 1 シューの間に第 1 ピボットを含むことを特徴とする請求項 2 に記載のベルトテンシヨナ。

【請求項 5】

前記第 1 シューに前記弾性部材が取り付けられることを特徴とする請求項 1 に記載のベルトテンシヨナ。

20

【請求項 6】

前記弾性部材の弾性力と前記動力伝達ベルトのベルト力に基づくモーメントが前記第 1 キャリア、前記第 1 シュー、及び前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリをねじろうとする力を発生させ、

前記力は、前記第 1 キャリアを支持する前記キャリア支持チャンネルによって、抑えられることを特徴とする請求項 1 に記載のベルトテンシヨナ。

【請求項 7】

前記第 2 非対称ダンピング関係は、前記第 2 シューが前記第 2 キャリアと摩擦結合する部分を有し、1 方向の前記第 2 キャリアの動きに対応し前記トラックに対して付勢されることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

30

【請求項 8】

前記摩擦結合が前記第 2 キャリアと前記第 2 シューの間の第 2 角度付き接合部を含むことを特徴とする請求項 7 に記載のテンシヨナ。

【請求項 9】

前記摩擦結合が前記第 2 キャリアと前記第 2 シューの間に第 2 ピボットを含むことを特徴とする請求項 7 に記載のテンシヨナ。

【請求項 10】

前記第 2 シューに前記弾性部材が取り付けられることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

【請求項 11】

40

前記弾性部材の弾性力と前記動力伝達ベルトのベルト力に基づくモーメントが前記第 2 キャリア、前記第 2 シュー、及び前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリをねじろうとする力を発生させ、

前記力は、前記第 2 キャリアを支持する前記キャリア支持チャンネルによって、抑えられることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

【請求項 12】

前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリは、前記動力伝達ベルトにおいてテンションを増加させる方向の動きに対応して互いに付勢されることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

【請求項 13】

50

前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリは、前記動力伝達ベルトにおいてテンションを増加させる方向の動きに対応して前記トラックに対して独立して付勢されることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

【請求項 1 4】

前記第 1 キャリアと前記第 2 キャリアの前記付勢は非対称であって、

前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリに作用している外力がバネ付勢率レベルを上回るために必要な大きさよりも小さくそれによって前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリの組み合わせをベルト張力を増加させる方に向かって動かすことを引き起こしやすい時には、前記非対称付勢はわずかに前記バネ付勢率によって設けられるにすぎないレベルで付勢するものであり、

10

前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリに作用する前記外力が前記バネ付勢率レベルを上回るために必要な大きさよりも大きくそれによって前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと前記第 2 ベルトテンシヨナ・プーリの組み合わせをベルト張力を減少させる方に向かって動かすことを引き起こしやすい時には、前記非対称付勢は、前記バネ付勢率と、始動モード及び発電モードを含む前記ベルトドライブシステムの操作モードが変化することによる前記ベルト張力の変化に起因するレベルで付勢するものであることを特徴とする請求項 1 に記載のテンシヨナ。

【請求項 1 5】

前記第 1、第 2 ダンピング機構は、前記トラックの摩擦軸受面と係合関係にある第 1、第 2 摩擦軸受面を含み、

20

前記第 1、第 2 シューは、前記第 1、第 2 摩擦軸受面において前記ダンピングチャネルと接する第 1、第 2 シュー軸受を含むことを特徴とする請求項 1 に記載のベルトテンシヨナ。

【請求項 1 6】

パワー・プーリと、ベルトテンシヨナと、動力伝達ベルトとを有する動力装置のためのベルトドライブシステムであって、

前記パワー・プーリは、クランクシャフト・プーリとアクセサリ・プーリとモータ/ジェネレータ・プーリとを含み、

前記ベルトテンシヨナは、第 1 ベルトテンシヨナ・プーリを有し、

前記動力伝達ベルトには、前記パワー・プーリ、及び前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリの周りに架けわたされ、

30

前記ベルトテンシヨナは、前記動力装置のシリンダーブロックに対して静止した点に前記ベルトテンシヨナを固定するための取り付け点と、トラックと、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックと摺動自在に取り付けられた第 1 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 1 キャリア上に回転自在に取り付けられた前記第 1 ベルトテンシヨナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に前記第 1 キャリアを付勢する弾性部材と、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックに摺動自在に取り付けられた第 2 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 2 キャリア上に回転自在に取り付けられた第 2 ベルトテンシヨナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に付勢される前記第 2 キャリアとを含み、

40

前記動力伝達ベルトは、前記パワー・プーリのそれぞれに接する点によって定義されるスパンを有し、通常操作時のベルト移動の方向に従って、少なくとも、前記クランクシャフト・プーリからモータ/ジェネレータまでのクランクシャフト - モータ/ジェネレータ・スパンを 1 つ含み、少なくとも、前記モータ/ジェネレータ・プーリから前記クランクシャフト・プーリまでのモータ/ジェネレータ - クランクシャフト・スパンを 1 つ含み、

前記トラックに対する前記第 1 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 1 ダンピング機構と、前記トラックに対する前記第 2 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 2 ダンピング機構を更に備え、

前記第 1 ダンピング機構は、前記第 1 キャリアと前記トラックとが第 1 非対称ダンピング関係になるように配置された第 1 シューを含み、

50

前記第 2 ダンピング機構は、前記第 2 キャリアと前記トラックとが第 2 非対称ダンピング関係になるように配置された第 2 シューを含み、

前記第 1、第 2 キャリアは、前記トラックが有するキャリア支持チャンネルによって、前記トラックに沿って摺動自在に支持され、

前記キャリア支持チャンネルは、前記トラックが有し前記第 1、第 2 シューと接するダンピングチャンネルと異なるチャンネルであることを特徴とするベルトドライブシステム。

【請求項 17】

パワー・プーリと、ベルトテンショナと、動力伝達ベルトとを有する動力装置のためのベルトドライブシステムであって、

前記パワー・プーリは、クランクシャフト・プーリとアクセサリ・プーリとモータ/ジェネレータ・プーリとを含み、

前記ベルトテンショナは、第 1 ベルトテンショナ・プーリを有し、

前記動力伝達ベルトには、前記パワー・プーリ、及び前記第 1 ベルトテンショナ・プーリの周りに架けわたされ、

前記ベルトテンショナは、前記動力装置のシリンダーブロックに対して静止した点に前記ベルトテンショナを固定するための取り付け点と、トラックと、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックと摺動自在に取り付けられた第 1 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 1 キャリア上に回転自在に取り付けられた前記第 1 ベルトテンショナ・プーリと、前記トラックと、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックに摺動自在に取り付けられた第 2 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 2 キャリア上に回転自在に取り付けられた第 2 ベルトテンショナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に付勢される前記第 2 キャリアとを含み、

前記動力伝達ベルトは、前記パワー・プーリのそれぞれに接する点によって定義されるスパンを有し、通常操作時のベルト移動の方向に従って、少なくとも、前記クランクシャフト・プーリから前記モータ/ジェネレータまでのクランクシャフト・モータ/ジェネレータ・スパンを 1 つ含み、少なくとも、前記モータ/ジェネレータ・プーリから前記クランクシャフト・プーリまでのモータ/ジェネレータ・クランクシャフト・スパンを 1 つ含み、

前記第 1 ベルトテンショナ・プーリは、前記クランクシャフト・モータ/ジェネレータ・スパンに接し、

前記第 2 ベルトテンショナ・プーリは、前記モータ/ジェネレータ・クランクシャフト・スパンに接し、

前記トラックに対する前記第 1 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 1 ダンピング機構と、前記トラックに対する前記第 2 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 2 ダンピング機構を更に備え、

前記第 1 ダンピング機構は、前記第 1 キャリアと前記トラックとが第 1 非対称ダンピング関係になるように配置された第 1 シューを含み、

前記第 2 ダンピング機構は、前記第 2 キャリアと前記トラックとが第 2 非対称ダンピング関係になるように配置された第 2 シューを含み、

前記第 1、第 2 キャリアは、前記トラックが有するキャリア支持チャンネルによって、前記トラックに沿って摺動自在に支持され、

前記キャリア支持チャンネルは、前記トラックが有し前記第 1、第 2 シューと接するダンピングチャンネルと異なるチャンネルであることを特徴とするベルトドライブシステム。

【請求項 18】

パワー・プーリと、ベルトテンショナと、動力伝達ベルトとを有するアクセサリベルトドライブシステムを備える動力装置であって、

前記パワー・プーリは、クランクシャフト・プーリとアクセサリ・プーリとモータ/ジェネレータ・プーリとを含み、

前記ベルトテンショナは、第 1 ベルトテンショナ・プーリを有し、

前記動力伝達ベルトには、前記パワー・プーリ、及び前記第 1 ベルトテンショナ・プー

10

20

30

40

50

りの周りに架けわたされ、

前記ベルトテンショナは、前記動力装置のシリンダーブロックに対して静止した点に前記ベルトテンショナを固定するための取り付け点と、トラックと、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックと摺動自在に取り付けられた第 1 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 1 キャリア上に回転自在に取り付けられた前記第 1 ベルトテンショナ・プーリと、及び前記トラックに対して長手方向に前記第 1 キャリアを付勢する弾性部材と、前記トラックに沿った自由度運動で前記トラックに摺動自在に取り付けられた第 2 キャリアと、前記動力伝達ベルトに係合するために前記第 2 キャリア上に回転自在に取り付けられた第 2 ベルトテンショナ・プーリと、前記トラックに対して長手方向に付勢される前記第 2 キャリアとを含み、

10

前記動力伝達ベルトは、前記パワー・プーリのそれぞれに接する点によって定義されるスパンを有し、通常操作時のベルト移動の方向に従って、少なくとも、前記クランクシャフト・プーリからモータ/ジェネレータまでのクランクシャフト・モータ/ジェネレータ・スパンを 1 つ含み、少なくとも、前記モータ/ジェネレータ・プーリから前記クランクシャフト・プーリまでのモータ/ジェネレータ・クランクシャフト・スパンを 1 つ含み、

前記トラックに対する前記第 1 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 1 ダンピング機構と、前記トラックに対する前記第 2 キャリアの動きに基づいて前記弾性部材の付勢を修正する第 2 ダンピング機構を更に備え、

前記第 1 ダンピング機構は、前記第 1 キャリアと前記トラックとが第 1 非対称ダンピング関係になるように配置された第 1 シューを含み、

20

前記第 2 ダンピング機構は、前記第 2 キャリアと前記トラックとが第 2 非対称ダンピング関係になるように配置された第 2 シューを含み、

前記第 1、第 2 キャリアは、前記トラックが有するキャリア支持チャネルによって、前記トラックに沿って摺動自在に支持され、

前記キャリア支持チャネルは、前記トラックが有し前記第 1、第 2 シューと接するダンピングチャネルと異なるチャネルであることを特徴とする動力装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

(発明の背景)

(発明の分野)

30

この発明は一般的にベルトドライブシステムの動力伝達ベルトに張力を付与する 2 つのテンショナに関する。特に、直線的なプーリ運動を有する 2 つのテンショナに関する。特に、この発明は、時としてジェネレータ/スタータ (Gen-Star) として言及されるモータ/ジェネレータのような、エンジンスタート機能と電気的動力発電機能の両方において働く、単一の装置を有する動力伝達ベルトに対して適応性を持って機械的に制動される動きをする 2 つのテンショナ・プーリを有する直線的な運動をするテンショナに関する。

【0002】

(従来技術の記載)

内燃機関、すなわち動力装置は一般にエンジンのクランクシャフトからの動力をつなぎ、それを 1 つまたはよりいくつかのエンジン補機すなわちアクセサリに運ぶ動力伝達ベルトドライブシステムを使用する。自動車アプリケーションにおいて、これらのアクセサリはパワーステアリングポンプ、ウォータポンプ、空調コンプレッサポンプ、燃料ポンプやオルタネータを含む。歴史的に、そのようなエンジンは自動車を動かす車輪を駆動するためのドライブトレインに配置されたエンジン後方からつきだしているクランクシャフトにおいてメイン動力取り出しポイントを有していた。アクセサリはクランクシャフトの前方に配置されたプーリから駆動される。各アクセサリはプーリを設けられる。プーリの総てはそれらのまわりに架けわたされた 1 つあるいはそれ以上の動力伝達ベルトを介して機械的結合している。各動力伝達ベルトに張力を付与するいくつかの方法は提供されている。ベルト張力付与を成し遂げる動力伝達ベルト、プーリ、そして装置がアクセサリベルトドライブシステムを形成する。

40

50

【 0 0 0 3 】

初期のシステムは多重Vベルトを含んでいた。一般に、各ベルトは手動調整や1つのアクセサリ即ちベルトによるアイドラの位置固定によって張力を付与されていた。ベルト即ち車輪駆動の状態を変える適合を図るためプーリのいずれの自動運動の供給がないので、これらは中央にロックされたベルト駆動 (locked-center belt drives) と言われる。ベルトを引っ張るべき、さもなければ伸ばすべきであれば、ベルトの張力は減るであろう。さらに、ベルトドライブシステムの適当な操作のために、ベルト張力は、最悪の場合の状態に適應するのに十分な高さにセットされるべきである。そのような最悪の場合の状態は、エンジン操作すなわちアクセサリ操作による温度の両極端の結果がありうる。

【 0 0 0 4 】

自動車のエンジンルームの容量を小さくすることには重要性があった。より小さいエンジンルームを適合させるために、エンジンの様々な面がアクセサリベルトドライブシステムも含めて小さくされてきた。これは、使用されたベルトの数を減らすことによって、少なくともある程度は、成し遂げられてきた。各ベルトがとりのぞかれ、それによってエンジンの前方から突出するレイヤーの数が取り除かれると、エンジンの前方から突出するベルトドライブシステムの総延長は減少される。究極的には、これはたくさんのアプリケーションのため1つのサーペンタインベルトを使用することに帰着する。サーペンタインベルトは、前方から後方まで一続きの曲がり、いくつかのプーリの周りをくねる道から、そう命名されている。VリブドすなわちマイクロV (The Gates Rubber Companyの登録商標) ベルトはサーペンタインアプリケーションにもっとも適している。

【 0 0 0 5 】

ベルト張力付与のための中央にロックされる方法の限界は、サーペンタインアプリケーションにおいて悪化させられる。従って、もっとも現代的なサーペンタインベルトドライブは、ベルトドライブシステムの変化する状態がよりよく適合されることが可能な自動テンショナを備える。基本的な形状において、自動テンショナは骨組み、すなわち直接的にエンジンのシリンダーブロックに取り付ける取り付け場所、または間接的に自動車エンジンに関して据え付けで動かない自動車のいくつかの点に取り付け場所を有し、そして、ベルトドライブシステムの回転の平面におけるベルトを押しつけるプーリを有している。可動部材すなわち連結部分は骨組みとプーリを経由してベルトに圧力を与えるプーリの間で伸びる。圧力はベルトが架けわたされる周囲の距離を伸ばす作用があり、それによってベルトに張力を付与する。いくつかの技術と幾何学的配置が付勢力を提供するために使用されてきた。一般に、鉄バネのような弾性部材は、回転運動においてベルトの張力を増加させる方向に順々に向かうベルトの表面に向かって動くことに貢献するプーリに帰着する可動部材に力を与える作用をする。

【 0 0 0 6 】

これらの要素だけを伴うテンショナは、システムが休止状態 (換言するとプーリが回転していない) の時、幾分か一定の力をベルト表面に提供する。時間や温度若しくは製造変動によるドライブシステムの寸法不安定性は、少なくともテンショナの弾性部材や幾何学的配置の限界に対して、弾性部材の作用を経てかなりよく適合される。このように、ベルトが伸ばされる若しくはエンジンが熱せられるか冷やされるのであるが、システムが休止しているとき、ベルト張力は、相対的に一定量残留する。しかし、これらの要素だけを伴うテンショナは、システムの総ての操作状態にとって適当な張力を維持しない。

【 0 0 0 7 】

動力伝達ベルトドライブシステムを操作することは、捻れ振動の影響、クランクシャフト若しくはアクセサリの他の角加速度の影響、平衡を失った状態の影響若しくは他の影響のため、一般的に発振する。クランクシャフトの捻れ振動は、各シリンダとピストンの組み合わせの燃焼サイクルを経たクランクシャフトに伝えられた明確な衝撃の結果としてある程度は生じる。発振はベルトの振動を引き起こす。これは順々にテンショナの可動部分の振動を引き起こす。そして慣性は、プーリがベルト表面に働く力やベルトの上に働く張力を修正するこれらの可動部分を取り込む。ベルト張力を変化させることはベルトドライブ

10

20

30

40

50

システムにとって許容できない性能を引き起こすことにもなる。一つの例では、ベルトドライブシステムがシステムの能率の限界や、動力伝達特性を越えて過度に滑ることや、滑りや他のことのために過度にノイズが発生するような短期的な問題が発生する。他の例では、短期的に許容できる性能を有するために必然的にベルトに適用された張力量は、ベルト、一つ若しくはそれ以上のアクセサリを含む一つ若しくはそれ以上のシステムの構成部分の早すぎる欠陥のような長期の問題を引き起こす。

【0008】

これらの問題に適合するため、そしてテンショナの性能を改善させるため、ダンピング装置がテンショナに含まれるようになった。初期の制動されたテンショナは、テンショナの可動部分の動きが、即座の運動がベルト張力を増加させる方向若しくはベルト張力を減少させる方向のいずれにもほぼ等しく制動される対称性ダンピングを含んでいた。ダンピングは弾性部材によって供給された力と組み合わせられプーリとベルトの間において、修正された付勢となる。

10

【0009】

他のテンショナは非対称ダンピングを利用してきた。一般に、このようなテンショナは、テンショナがベルトを張る方向に動いている時には最小に、ベルトを緩める方向に動いている時には最大に可動部分をダンピングするように制動される。一つの方法として、シューはノーマルと異なる角度においてレースに対してレースの表面に付勢される。結果として、1方向においてのシューとレースの関連する動きは、レースからシューを持ち上げる方向に進む。これは、それらの間における圧力を減少させ、ダンピングに対して増加を与える摩擦を減少させ、それによってダンピングを減少させる。他の方向はレースに対してシューを割り込み、ダンピングを増加させる方向に進む。1つの例は、米国特許第5,964,674号でサーク(Serkh et al)によって詳述されている。これらはベルトの表面に対して付勢された1つのプーリを有するテンショナの使用に関係してきた。さらに、ベルトに対する付勢はエンジンプロックに単独で関係してきた。

20

【0010】

ホワイトジュニア(White, Jr.)の米国特許第4,416,647号は、動力伝達ベルトを押しつける2つのプーリを伴うテンショナの使用を開示している。'647号特許は、この方法は空調コンプレッサのような周期的な負荷を伴う張力システムにとって有用であることを述べている。プーリの1つは、周期的な負荷の直接的な上流の動力伝達ベルトのスパンを押しつける。一方、他のプーリは、周期的な負荷の直接的な下流の動力伝達ベルトを押しつける。1つの実施形態として、2つのプーリは、その頂点の周りを揺動することができる角度付き部材の上に互いに相対的に固定されている。組立体は中央にロックされる方法において静的張力を供給するために動力伝達ベルトに向かって押しつけられる。ピボットは動的張力に適合するために論じられる。静的張力は、システムのプーリの周りに移動させられる動力伝達ベルトを伸ばしやすい効果でもって、ベルトに張力を付与する方向においてテンショナによって、動力伝達ベルトに適合した力の結果である。システムのプーリのそれぞれが自由に回転することが可能であると仮定したならば、各スパンの張力は同一であり静的張力になる。動的張力は、各プーリにおけるトルクや、様々なシステムの不安定の影響によって変化させられた静的張力の結果である動力伝達ベルトの長さ全体に渡った張力である。追加の結果として、各スパンが異なった張力の下になりやすくなる。

30

40

【0011】

他の実施形態として、2つのプーリのそれぞれは個々にピボットの周りに動くことができる別々のアームに取り付けられる。2つのアームはバネによってお互いに向かって付勢される。'647号特許は、どちらか一方の実施形態は別々の動力伝達ベルトスパンと共にプーリの相互作用によって制動されることを示している。プーリ運動がエンジン若しくはお互いに関係するかに関わらず、摩擦、すなわち他のダンピングがピボットにおいて導入されることは示されていない。

【0012】

内燃エンジンのためにアクセサリベルトドライブシステムに接続として使用される動力伝

50

達ベルトテンシヨナは、円弧状や直線上の両方であるプーリ運動を有することが知られている。上記議論のそれらは総て円弧状の動きが使われてきた。あるアプリケーションは直線的な動きのテンシヨナから利益を得ている（すなわち動力伝達ベルトと接続するアイドル・プーリが実質的に直線的な経路を動く）。直線的な動きのテンシヨナの1つの例はフォスター(Foster)の米国特許第4,634,408号にみられることができる。'408号特許は、油圧ダンピング機構についてバネの大多数が具体化している相対的に複雑なテンシヨナの構造を開示している。さらに、テンショニング・プーリが取り付けられるキャリアは、ボールとトラック軸受構造を伴って、2自由度運動をキャリアに定義するトラックに係合する。油圧作動の含有物は油圧液の漏れの心配を引き起こす。開示された油圧機構は明らかにコンパクトではない。このように、テンシヨナは比較的大きいように思われる。比較的大きい数のパーツはコストと構造の複雑さを加える。さらに、ボールやトラック軸受構造の有効性よりもキャリアを捻る方向に進むアイドル・プーリを支持するキャリアのいたる所で寄生トルクのための補償をするものはない。

10

【0013】

伝統的に、電気スタータモータはエンジンのクランクシャフトを回すために設けられ、これにより燃焼が始まり、エンジンが始動する。スタータモータはエンジンの後方の近くに配置され、ギヤトレーンを通るクランクシャフトの後方部分と断続的に係合するために適合させられる。

【0014】

現在、自動車の重量を下げて、フード下の構成要素の数を減らすことによって排気を減らして、燃焼効率を増やすための要求が増加している。これらの目標の方に持って行かれた方法が、スタータモータの機能及びオルタネータの機能を単一の装置である、モータ/ジェネレータ、すなわちジェネレータ/スタータに結合することを伴う。燃焼効率を増やす目標の方へも、ジェネレータ/スタータはアイドルストップ(stop-in-idle)と呼ばれた機能の使用を促進する。この機能は、どこで、通常アイドル時にはエンジンが停止し、自動車が再動作することを予期した場合には再出発されるかである。この機能は実質的にアクセサリベルトドライブに置かれる要求を増加させる。アプリケーションにおいて、モータ/ジェネレータが機械的結合をもってアクセサリベルトドライブを介してクランクシャフトと配置される。モータ/ジェネレータや関連するアクセサリベルトドライブシステムはエンジンの前方に配置されやすい。しかし、これらのシステムを、エンジンの後方を含む他の位置に配置することは、描かれている。

20

30

【0015】

ジェネレータ/スタータシステムの利点は、動力伝達ベルトシステムの設計者が、単なる発振負荷を超越して、事実上の新しい挑戦に向かい合わせることである。これらの間の重要な挑戦は、実質上負荷と回転慣性を提供するだけでなく、大きい駆動トルクをアクセサリベルトドライブに提供する、この新しい装置を含むアクセサリベルトドライブによって許容できる性能に帰着するテンショニングシステムの開発することであった。さらに、それは一定しない基礎にあるこの大きい駆動トルクを設ける。

【0016】

バートス(Bartos et al)の米国特許第4,758,208号はそれぞれプーリを運ぶ円弧状の動きを伴う2つのアームの使用を開示している。そのアームは、ジェネレータ/スタータのシャフトと一致するピボット点で取り付けられる。2つのアームは互いにバネによって付勢される。テンシヨナもまた、ジェネレータ/スタータモードがスタータ若しくはオルタネータの操作のいずれかにある反応においてハウジングが多少の回転をすることを可能にしているような限定回転方式で取り付けられたジェネレータ/スタータを有することを含んでいる。この反応的な動きは、モードによって交互に2つのアームの1つ若しくはその他をロックするラッチの1ペアを操作する。この方法では、ジェネレータ/スタータモードの結果として、もっとも大きな張力を伴ってジェネレータ/スタータプーリにおいて終結する動力伝達ベルトスパンに関連したアームは決まった場所にロックされる。そして自由なアームは張力を動力伝達ベルトシステムに供給する。このテンシヨナは明らかに複雑で

40

50

、摩損を仮定して動くパーツを有するジェネレータ/スタータの特別な取り付けを必要とし、このアプリケーションにおいて柔軟でない。さらに、'208号特許は、システム性能を高めるためにプーリのいずれかの動きを制動することを加える計画を開示していない。

【0017】

よって、シンプルで、コンパクトで永続性があり、油圧がなく、そこから利益を得るこれらのアプリケーションのために2つのプーリ操作の利点を提供する直線運動テンショナのための継続的な必要性がある。ジェネレータ/スタータを有するアクセサリ動力伝達ベルトドライブシステムはそのようなアプリケーションである。

【0018】

さらに、同時に、十分な短期性能を提供し、十分な長期性能を提供し、どんな与えられたアプリケーションにとっても使えるベルトの幅を最適化し、コストと複雑さを含み、直線的な動きを提供し適合されるジェネレータ/スタータシステムに従って柔軟である、ジェネレータ/スタータと結合する使用のため、テンショナとシステムの必要性が残っている。

10

【0019】

(発明の概要)

本発明は、直線的な2つのプーリ・アクセサリ動力伝達ドライブテンショナと、短期性能と長期性能の組み合わせを改善しベルト選択を最適化する外形のシステムを提供することを目的としている。

【0020】

本発明はさらに、非対称ダンピング性能を有する機械的ダンピング機構の直線運動2プーリ・テンショナを提供することを目的としている。

20

【0021】

本発明はさらに、テンショナの耐久性と動作を高める性能を補償する寄生トルクを有する機械的ダンピング機構の直線運動テンショナを提供することを目的としている。

【0022】

本発明は、直線2プーリ・アクセサリ動力伝達ベルトドライブテンショナと、コストと複雑さを含み、適合されるジェネレータ/スタータシステムに従って柔軟である外形のシステムを提供することを追加の目的としている。

【0023】

本発明の目的に応じて、上述した、また他の目的を達成するため、ここに具体化され広く記載されたように、本発明は、ベルトテンショナと第1ベルトテンショナ・プーリとクランクシャフト・プーリとアクセサリ・プーリと第1ベルトテンショナやクランクシャフトやアクセサリ・プーリの周りに架けわたされた動力伝達ベルトを有するベルトドライブシステムのための改良されたベルトテンショナである。ベルトテンショナは、エンジンのシリンダーブロック、トラックやトラックと2自由度運動で摺動自在に取り付けられた第1キャリアに関係して動かない点に固定されるように適合された取り付け場所を含むタイプである。第1ベルトテンショナ・プーリは、動力伝達ベルトに係合するため第1キャリアに回転自在に取り付けられる。弾性部材は、トラックに対して長手方向に第1キャリアを付勢する。改良は、トラックと2自由度運動で摺動自在に取り付けられた第2キャリアを含むテンショナを備える。第2ベルトテンショナ・プーリは、動力伝達ベルトに係合するため第2キャリアに回転自在に取り付けられる。第2キャリアはトラックに対して長手方向に付勢される。

30

40

【0024】

明細書に組み込まれて明細書の一部を構成し、同じ番号が同じ部材を示している添付図面は、本発明の好ましい実施形態を示し、記述とともに、本発明の原理を説明するために役立つ。

【0025】

(好ましい実施形態の詳細な説明)

アクセサリベルトドライブシステムの好ましい実施形態は、図1と図2に示される。それ

50

は、モータ/ジェネレータ 12、モータ/ジェネレータ・プーリ 14、パワーステアリングポンプ・プーリ 18、空調コンプレッサ・プーリ 20、ウォータポンプ・プーリ 22、クランクシャフト・プーリ 24、デュアルテンショナ 28、第 1 テンショナ・プーリ 16、第 2 テンショナ・プーリ 26 と動力伝達ベルト 30 を備える。

【0026】

特定の幾何学的配置にある、特定のアクセサリ・プーリが描かれているが、本発明は、アプリケーションによって曲がりくねった形状と曲がりくねっていない形状の両方を含み、アクセサリと幾何学上の配列の様々な数や組み合わせとに適用されることを認められるべきある。重要な利益が、モータ/ジェネレータ 12 を含むシステムに得られるが、アクセサリは通常のオルタネータあるいは他のアクセサリにも成り得る。一般に、アクセサリ 14 は、高振動負荷を示し、本発明のテンショナ 28 の利益を利用する。示された形状は、曲がりくねっている。このように動力伝達ベルト 30 は、通常、V リブタイプである。しかし、本発明は、総ての V リブタイプを含むものに実施され得る。さらに、この図示例もまた、多重ベルトを有するアクセサリベルトドライブシステムにおける、ベルト/プーリの一つの段階として、見られることができる。

【0027】

“ベルト移動”と付された矢印は、発電モードや始動モードの両方における通常操作の間の、ベルト移動の方向を示している。動力伝達ベルト 30 によって仕向けられた経路にそって順方向に動くことは、ベルト移動と同じ方向に動くことである。逆方向に動くことは、ベルト移動と反対方向に動くことである。

【0028】

クランクシャフト・プーリ 24 において始まり順方向へ見ると、クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 32 は、クランクシャフト・プーリ 24 と動力伝達ベルト 30 の間の接触の最終の点における終端から始まって、モータ/ジェネレータ・プーリ 14 と動力伝達ベルト 30 の間の接触の最初の点における終端に終わる距離に及ぶ。第 1 のモータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 34 は、モータ/ジェネレータ・プーリ 14 と動力伝達ベルト 30 の間の接触の最終の点から始まって、パワーステアリングポンプ・プーリ 18 と動力伝達ベルト 30 の間の接触の最初の点に終わる距離に及ぶ。図 1 と図 2 において、さらに 3 つのモータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 34'、34'' と 34''' がある。クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 32 や、モータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 34 の数と配置は、特定のアプリケーションのためのアクセサリ・プーリの数や配置による。

【0029】

モータ/ジェネレータ・プーリ 14 やクランクシャフト・プーリ 24 におけるトルクの方法は、図 1 や図 2 にある各プーリ 14、24 に“トルク”と付された矢印によってそれぞれ示されるように、アクセサリベルトドライブシステム 10 の操作のモードによって反転する。発電モードでは、クランクシャフト・プーリ 24 は総てのドライブトルクを供給する。ウォータポンプ・プーリ 22、空調コンプレッサ・プーリ 20、パワーステアリングポンプ・プーリ 18 とモータ/ジェネレータ・プーリ 14 は、第 1 テンショナ・プーリ 16 や第 2 テンショナ・プーリ 26 による比較的少ない消費と共に、ドライブトルクを消費する。始動モードでは、モータ/ジェネレータ・プーリ 14 は、総てのドライブトルクを供給する。クランクシャフト・プーリ 24、ウォータポンプ・プーリ 22、空調コンプレッサ・プーリ 20 とパワーステアリングポンプ・プーリ 18 は、第 1 テンショナ・プーリ 16 と第 2 テンショナ・プーリ 26 の比較的少ない消費と共に、ドライブトルクを消費する。

【0030】

一般にそして操作モードにかかわらず、プーリのそれぞれが自由自在に回転することが可能であれば、各スパンの張力は、同一になり静的張力になる。好ましい実施形態のため、図 1 ~ 7 を参照すると、静的張力は、弾性部材 38 を経て、テンショナ 28 によって動力伝達ベルト 30 に適用された力の結果であり、弾性部材 38 は、第 1 テンショナ・プーリ

１６と第２テンショナ・プーリ２６に互いの方に向かって即ち相互に付勢されることを引き起こし、第１プーリ・キャリアと第２プーリ・キャリアの組み合わせに作動し、そして、総てのプーリの周りを移動させられる動力伝達ベルト３０の長さを順々に伸ばしやすいクランクシャフトとモータ／ジェネレータ間のスパン３２とモータ／ジェネレータとクランクシャフト間のスパン３４の組み合わせに押しつける。

【００３１】

従来のモード、即ち発電モードでは、図２に示されるように、クランクシャフト・プーリ２４は、ドライフトルクを供給する。モータ／ジェネレータとクランクシャフト間の最後のスパン３４は、もっとも大きな張力を持つスパンになる。クランクシャフト・プーリ２４の上流にある各プーリは、テンショナへの影響を無視して、ドライフトルクの一部を吸収し、すぐ上流のスパンにおける張力を減少させる。モータ／ジェネレータ・プーリ１４は、もっとも大きい負荷を供する。最後に、クランクシャフトとモータ／ジェネレータ間のスパン３２は、もっとも小さい張力を持つスパンになる。

10

【００３２】

始動モードにおいて、図１に示されるように、モータ／ジェネレータ１２は、ドライフトルクを供給する。クランクシャフトとモータ／ジェネレータ間のスパン３２は、もっとも大きな張力を持ったスパンになる。モータ／ジェネレータとクランクシャフト間のスパン３４は、もっとも小さい張力を持ったスパンになる。発電モードとは異なり、クランクシャフト・プーリ２４は、もっとも大きな負荷を供する。慣例的に、最適化は、様々な負荷と、テンショナの配置、ドライブレアウトの配置の、連続する関数として、考えられている。見られるように、発電モードにおいて最適化するレイアウトは、始動モードにおいて最適化するレイアウトとは実質上異なる。

20

【００３３】

従来のアクセサリ／リブドベルトドライブシステムにおいて、基本設計の検討は、１）ベルト幅（一般にリブの数によって示される）や、供給や消費されることが予期されるトルクに関連したタイプ選択であり、２）容認できる期間を下回るどこかで有益な寿命を減少させる点までシステムのベルト又はコンポーネントのいずれかにストレスをかける量を下回るべきか、あるいは容認できない滑りの始まる点を上回るべきかの静的張力の選択することである。さらに、ベルトタイプやベルト幅の選択は、有益なベルト寿命に影響を与える。従って、これら２つの基本設計の間にもまた、相互作用が存在する。

30

【００３４】

アクセサリベルトドライブシステムの設計者にとって不変の終着点は、関連するコストと複雑さを考慮して、これらの検討の両方を、最適化することである。最適化は、当業者に知られたたくさんの幾何学上の及び物質上のパラメータの巧妙な取り扱いを経て成し遂げられる。これらの１つは、それぞれが示す慣性又は他のトルクに基づいたドライブ及びドリブン・プーリの配列である。

【００３５】

モータ／ジェネレータを含むドライブシステムは、決してこの特定の最適化を可能にせず、新しくて困難な制限を供し、今まで実用的な最適化をほのめかしてきた。困難さの原因は、ドライフトルクを供給し、もっとも大きな慣性トルクを示すプーリが、操作モードによって異なるという事実にある。さらに、従来のドライブシステムにおいて通常に遭遇するよりも大きな慣性トルク負荷が生じる。

40

【００３６】

本発明の２つのプーリ・テンショナ２８は、好ましい実施形態の配置において特別に使用される、モードの組み合わせのためのあるアプリケーションにおいて、はっきりとアクセサリベルトドライブシステム１０を最適化している。ジェネレータ／スタータを含む動力伝達ベルトシステム１０は、ジェネレータ／スタータアクセサリが示す過酷な条件のため、本発明のテンショナ２８の適応性の例として選ばれてきた。しかし、前述のテンショナ２８は、全面的に、自動車や工業内燃機関のための、動力伝達システムに広い適用性を有している。

50

【 0 0 3 7 】

第 1、第 2 のプーリ 1 6、2 6 のいずれかにとってベルトをゆるめる方向は、ベルト 3 0 がより短い経路の周りに架けまわされることが可能になりやすい、第 1、第 2 のプーリ 1 6、2 6 の何れかの方向である。ベルト張力付与は、単純に反対である。しかし、第 1、第 2 のプーリ 1 6、2 6 の動きにとってベルトをゆるめる方向は、第 1、第 2 のプーリ 1 6、2 6 が別々にさらに遠くに動くときである。再びもう一度、ベルト張力付与は、単純に反対である。

【 0 0 3 8 】

以下により詳細に説明するように、第 1、第 2 テンショナ・プーリ 1 6、2 6 はトラック 3 6 に沿って直線的に移動する。好ましくは、第 1、第 2 のプーリ 1 6、2 6 のそれぞれの直線的な経路は、スパンの各端部のプーリの間、この場合テンショナ 2 8 の存在を無視したときに、第 1 テンショナ・プーリ 1 6 のためのオルタネータ・プーリ 1 4 とクランクシャフト・プーリ 2 2 の間、第 2 テンショナ・プーリ 2 6 のためのモータ/ジェネレータ・プーリ 1 4 とパワーステアリングポンプ・プーリ 1 8 の間に張られたと仮定したときの関連するスパンである経路に垂直である。この配置は、如何なるベルトの変位に対しても第 1、第 2 のテンショナ・プーリ 1 6、2 6 の動きを最小化し、トラック 3 6 の必要な長さを縮小して、テンショナ 2 8 の全長をコンパクトにし、テンショナ 2 8 内に発生する力を改善して、テンショナ 2 8 の内部構造の最適な寿命を可能にする。しかしながら、あるアプリケーションはこの配置を許容しないかもしれないが、満足な結果が得られるかもしれない。

【 0 0 3 9 】

このテンショナ 2 8 の内部構造が図 3 ~ 7 を参照して説明される。好ましい実施形態では、第 1 の端部サポート 4 4 はエンジンにテンショナ 2 8 を取り付けするための、図示されていない固定具を受け入れる第 1 取り付け穴 5 6 を含む。第 2 の端部サポート 4 6 はエンジンにテンショナ 2 8 を取り付けするための、図示されていない固定具を受け入れる第 2 取り付け穴 5 8 を含む。第 1 取り付け穴 5 6 を有する第 1 端支柱 4 4 の部分や、第 2 取り付け穴 5 8 を有する第 2 端支柱 4 6 の部分は、それぞれ第 1、第 2 のテンショナ・プーリ 1 6、2 6 から離れる方向に突出し、第 1、第 2 のテンショナ・プーリ 1 6、2 6 の底面とほぼ同一面に整列された底面を有することがわかる。しかし、第 1、第 2 の端部サポート 4 4、4 6 が、トラック 3 6 を動力伝達ベルト 3 0 に対して適当な位置に指示してエンジンに取り付けられるような、如何なる構成であってもよい。

【 0 0 4 0 】

トラック 3 6 はキャリア支持チャンネル 6 8 とダンピングチャンネル 7 0 を含む。図 6、7 において詳細に示された第 1、第 2 のプーリ・キャリア 4 0、4 2 はキャリア支持チャンネル 6 8 の内側に乗っているキャリア軸受 6 6 を含む。第 1、第 2 のテンショナ・プーリ 1 6、2 6 はレース 6 2 とボール 6 4 を含む軸受組立て体を介して、ボルト 6 0 によってキャリア 4 0、4 2 に回転自在に取り付けられ、軸支される。第 1、第 2 のプーリ・キャリア 4 0、4 2 もまた、第 1、第 2 の角度付きブロック 7 2、7 3 を含み、第 1、第 2 の各角度付きブロック 7 2、7 3 は一体鋳造成型あるいは別部材を結合することによって得られる。第 1、第 2 のシュー 7 6、7 7 は、第 1、第 2 のシュー 7 6、7 7 が第 1、第 2 の角度付き接合部 7 4、7 5 において第 1、第 2 の角度付きブロック 7 2、7 3 に摺接するようにして、それぞれ第 1、第 2 のプーリ・キャリア 4 0、4 2 上であってそれぞれ第 1、第 2 の角度付きブロック 7 2、7 3 の周りに取り付けられる。第 1、第 2 のシュー 7 6、7 7 はダンピングチャンネル 7 0 のそれぞれの内側に乗っている第 1、第 2 シュー軸受 7 8、7 9 を含む。第 1、第 2 シュー 7 6、7 7 は第 1、第 2 のバネフック 9 0、9 2 が取り付けられる第 1、第 2 可動パネループ 8 0、8 1 をそれぞれ有する。

【 0 0 4 1 】

レース 6 2 とボール 6 4 を備えた軸受を有する第 1、第 2 テンショナ・プーリ 1 6、2 6 が第 1、第 2 のプーリ・キャリア 4 0、4 2 にボルトで止められると、キャリア軸受 6 6 が所定位置に固定され、第 1、第 2 のシュー軸受 7 8、7 9 を有する第 1、第 2 のシュー

76、77が第1、第2のプーリ・キャリア40、42(第1、第2のキャリアアセンブリ71、91)に配置され、バネ38が第1、第2の可動パネループ80、81に取り付けられ、第1、第2のキャリアアセンブリ71、91がトラック36に挿入される。キャリア軸受66はキャリア支持チャネル68に係合し、トラック36内において、組み立ての実質的に長手方向の移動のみを許容する、小さな摩擦結合を生じる。キャリア軸受66とキャリア支持チャネル68との間の関係は第1、第2のキャリアアセンブリ71、91の2自由度運動を決定する。

【0042】

第1、第2の端部サポート44、46と第1、第2の端部キャップ48、50はトラック36の端部に配置されている。固定具(図示せず)が、それぞれ第1、第2のキャップ取り付け点52、54と、第1、第2の端部サポート44、46とトラック36の対応するねじ付き開口に挿入され、5つの部品を結合する。トラック36の長さは通常、システム10の状況変化に応答するために、第1、第2のキャリアアセンブリ71、91に要求される全移動範囲に順応させるように選択される。しかし第1、第2の端部サポート44、46は、限定されたテンショナ28の移動により有利となるアプリケーションのために、第1、第2のキャリアアセンブリ71、91の長手方向の移動を制限するための停止機能を各々有してもよい。その場合、止め具が図示されていない第1、第2の端部サポート44、46と第1、第2のキャリアアセンブリ71、91に付加される。さらに、トラック36はそれに応じた大きさに定められる。

【0043】

テンショナ28はエンジンに固定される。第1、第2のキャリアアセンブリ71、91はその移動の限界あるいはその近辺に拘束され、バネ38を伸ばすとともに、ベルト30を、図1、2に示されるように、モータ/ジェネレータ・プーリ14、パワーステアリングポンプ・プーリ16、空調コンプレッサ・プーリ18、ウォータポンプ・プーリ20、およびクランクシャフト・プーリ22を備えるワーキング・プーリと第1、第2テンショナ・プーリ16、26とに架けわたすことを可能にする。

【0044】

図11は、テンショナ28の中で作用する力を詳述するのを助ける。第1のキャリアアセンブリ71だけが図示され詳述される。しかし説明はこの実施例や下記に詳述する他の実施例においての第1、第2のキャリアアセンブリの両方に等しく適用される。図11を参照すると、ベルト30がこのように架けわたされると、第1、第2のキャリアアセンブリ71、91に作用する拘束は解放され、バネ38の弾性力Aが第1、第2のテンショナ・プーリ16、26を介してベルト30に伝達される。なお、説明された力に関連した矢印は図式的にだいたいの方向と位置を示すが大きさを示していない。さらに、レベリング力DとEのような、ある領域や複合的な部材に実際に分散される力は、テンショナ28内の重要な作用の議論を単純化し、かつ理解を容易にするために、単純な点として表れるように示されている。動力伝達ベルト30はこうして静的な張力を付与される。これにより、動力伝達ベルト30によって第1テンショナ・プーリ16にベルト力Bが生じる。力AとBの間のモーメントCはキャリアアセンブリ71を捩ろうとする寄生トルクを発生させる。寄生トルクは、キャリア軸受66とキャリア支持チャネル68の間の接点においてレベリング力DとEを生じさせ、レベリング力DとEはキャリア軸受66とキャリア支持チャネル68の間の遊びを越えたキャリアアセンブリ71の連続的なねじれを妨げる。

【0045】

システム10の運転中、静的な張力がバネ38の作用によって維持される。静的な張力は、第1、第2のテンショナ・プーリ16、26を介してテンショナ28により動力伝達ベルト30に付与される力の結果であり、第1、第2のテンショナ・プーリ16、26は、総てのプーリ14、16、18、20、22、24、26に沿って移動させられる動力伝達ベルト30を伸ばししやすい効果でもってベルトに張力を付与する方向に付勢される。もし各プーリ14、16、18、20、22、24、26が自由に回転できると仮定すると、各スパンの張力は同一になり静的張力になる。しかし、各ワーキング・プーリ14、1

6、18、20、22の変化するトルクにより、第1、第2のテンシヨナ・プーリ16、26に接触するスパンの張力はある振動モードで変化する。第1、第2のキャリアアセンブリ71、91は相応に反応する。いくつかのアプリケーションにおいて、これは、静的状態からはずれて許容できない程度までの動的張力を引き起こし、システム10に悪性能をもたらす。動的張力は、種々の不均衡と各プーリ14、18、20、22、24のトルクの影響によって変化し、またそれらの影響に対するテンシヨナ28の応答によって変化する、ベルト30の長さにわたる張力である。

【0046】

性能が悪いという問題はテンシヨナ26へのダンピングの付加によって解決される。非対称ダンピングは振動する張力を補償するのに特に効果的である。一般に、非対称ダンピングとは、第1、第2のキャリアアセンブリ71、91のいずれかの一方向への動きのダンピングの大きさが他方向への動きのダンピングの大きさと著しく異なったものである。この好ましい実施形態においてダンピングは、第1または第2のキャリアアセンブリ71、91がベルトの張った方向へ動いているときより第1または第2のキャリアアセンブリ71、91がベルトの緩む方向に動いているときのほうが大きい。

【0047】

図に示されたいずれの好ましい実施形態のテンシヨナ28のダンピングもダンピングチャネル70、第1角度付きブロック72、第1角度付き接合部74、第1シュー76、そして第1シュー軸受78で構成するダンピング要素によって得られる。図11によると、キャリアアセンブリ71が左に動いているとき、それはベルトの緩んだ方向に動いている。右へはベルトの張った方向である。

【0048】

システム10が組み立てられているが作動されていないとき、キャリアアセンブリ71は静止してバネ38は部分的に伸びている。バネ力Aとベルト力Bは釣り合っている。バネ力Aは、バネ力A'およびその長手方向成分A''と鉛直方向成分A'''として第1角度付き接合部74に伝達され、反動バネ力AA'およびその長手方向成分AA''と鉛直方向成分AA'''を引き起こす。反動鉛直方向成分AA'''は第1シュー摩擦軸受面86をトラック摩擦軸受面88と係合させる。これによって下向きの力Fが生じる。

【0049】

システム10が動作すると、動的張力がベルト力Bを変化させ、キャリアアセンブリ71を動かす。ベルト力Bが大きくなりキャリアアセンブリ71をベルトが緩む方向に動かすとき、摩擦が第1シュー摩擦軸受面86とトラック摩擦軸受面88の境界面に生じる。この摩擦は緩めるダンピング力Gを発生させる。この力は角度付き接合部74に伝達され、バネ力Aとともに長手方向成分A''の大きさを増加させる。これは反動鉛直方向成分AA'''と下向きの力Fの大きさを間接的に大きくし、これは第1シュー摩擦軸受面86とトラック摩擦軸受面88の境界面に作用する力が増加されることを示す他の方法である。この増加は緩めるダンピング力Gを増加させるフィードバックループを発生させる。要約すると、ダンピング摩擦はキャリアアセンブリ71がベルトの緩んだ方向に付勢されるとき発生する。逆のことは、ベルトが張る方向に発生する。

【0050】

図示された好ましい実施形態では、第1角度付き接合部74の角Xは約45°である。角Xは、他のアプリケーション適合させるためにダンピングのレベルを非対称的に変化させるように調節することができる。角Xが90°に近づくにつれて非対称性は0に近づく。非対称性は角Xが小さくなるにしたがって大きくなる。しかし、角Xがあまりに小さすぎるとメカニズムのジャミングや構造の完全さの低下のためにテンシヨナが機能しなくなる点がある。

【0051】

第1プーリ・キャリア40に関する第1角度付きブロック72の長手方向の配置は、摩耗パターンとキャリア軸受66の耐久性にとって重要である。上述したように、モーメントCに関して作用するバネ力Aとベルト力Bにより、キャリアアセンブリ71には図11の

10

20

30

40

50

時計回りに寄生トルクが発生する。これは第 1、第 2 レベリング力 D と E により反発される。動的張力あるいは他の影響下でのキャリアアセンブリ 7 1 の動きは、レベリング力 D および E と結合して、キャリア軸受 6 6 の摩耗を引き起こす。下向きの力 F と鉛直方向成分 A''' の影響を無視すると、キャリア軸受 6 6 のもっとも大きな摩耗がレベリング力 D と E がキャリア軸受 6 6 に作用する点に発生する。キャリア軸受 6 6 の摩耗は右下と左上の端部においてもっとも大きい。この摩耗により、やがてキャリアアセンブリ 7 1 はトラック 3 6 の内側において捻られるようになる。その捻れは摩耗パターンを集中させるようになり、さらに不均一な摩耗と摩耗が生じる速さを悪化させる。

【 0 0 5 2 】

第 1 角度付きブロック 7 2 の配置は下向きの力 F と鉛直方向成分 A''' の位置を決定する。もし鉛直方向成分 A''' の位置がキャリア軸受 6 6 のはるか右側の端部に一致するように第 1 角度付きブロック 7 2 が第 1 キャリア 4 0 に配置されると、直ちに下向きの力 F と鉛直方向成分 A''' の効果を無視した上述の議論がテンシヨナ 2 8 に適用される。しかし、第 1 角度付きブロック 7 2 は第 1 キャリア 4 0 のもっとも左側に配置されるので、第 2 レベリング力 E の作用をますます小さくする。この効果は 2 つの面において重要である。ひとつ目は、第 2 レベリング力 E が鉛直方向成分 A''' により完全に置き換えられると、キャリア軸受 6 6 の左上において摩耗が増加する傾向が本質的に除去される。ふたつ目は、第 2 レベリング力 E はキャリア軸受 6 6 がキャリア支持チャネル 6 8 に接触しているときにのみ存在する。したがって、摩耗が発生すると、第 2 レベリング力 E がキャリア支持チャネル 6 8 の内側の第 1 キャリア 4 0 を水平にする作用を果たすよりもずっと前に、第 1 キャリア 4 0 は大きく捻れる。鉛直方向成分 A''' はそのように依存せず、バネ力 A が存在するときは常に存在する。このように、鉛直方向成分 A''' がキャリア軸受 6 6 の右下の端部の左側にあるときはいつでも、バネ力が存在するときは常に第 1 キャリア 4 0 を水平にするように作用して、第 1 キャリア 4 0 をトラック 3 6 と水平に維持する傾向にあり、不均一な摩耗パターンを除去し、キャリア軸受け 6 6 の耐久性の改良に作用する。鉛直方向成分 A''' が左側に移動するほど、効果はより明確になる。

【 0 0 5 3 】

第 1 角度付きブロック 7 2 は、第 1 キャリア 4 0 の左右の端部の間のいずれか、あるいは図示された長手方向の境界を越えたところに配置可能であり、動作するテンシヨナ 2 8 を達成すると考えられる。しかし、第 1 角度付きブロック 7 2 は、キャリア支持チャネル 6 8 に通常接触するキャリア軸受 6 6 の下部に沿った摩耗が実質的に一樣になる場所に配置することが好ましい。これは、モーメント C の大きさ、ダンピング力 G と H の位置と大きさ、キャリア軸受 6 6 の長さ、キャリア軸受 6 6 とキャリア支持チャネル 6 8 の間の摩擦係数、角 X の角度、第 1 角度付き接合部 7 4 における摩擦係数、第 1 角度付き接合部 7 4 の表面積、およびその他の要素の関数である。

【 0 0 5 4 】

第 1 シュー摩擦軸受面 8 6 とトラック摩擦軸受面 8 8 の形状はダンピング力 G と H の配置と大きさに影響する。図示された好ましい実施形態では、それらは V 字の先端を切って入れ子状にしたものであり、力 G と H に作用するために摩擦制御を発揮するためだけでなく、トラック 3 6 と第 1 シュー 7 6 の間の長手方向の位置調整に機能するためである。その他の様々な形状は、入れ子状の V 字形状、複数の入れ子状の V 字形状、あるいは V 字の先端を切って入れ子状にしたものが考えられる。実質的に矩形の形状も考えられる。

【 0 0 5 5 】

第 1 角度付き接合部 7 4 での摩擦制御のために、種々の形状や輪郭が第 1 角度付き接合部 7 4 の表面として選択可能である。図示された好ましい実施形態では、表面は平らで実質的に矩形である。V リブドベルトとプーリの動作面に類似した入れ子状の V 字形状や複数の入れ子状の V 字形状のような表面を有するものが、第 1 角度付き接合部 7 4 において摩擦特性を制御するために組み込まれることができる。単数または複数の入れ子状の V 字形状が第 1 プーリ・キャリア 4 0 と第 1 シュー 7 6 の間の長手方向の位置調整機能を発揮することもできる。摩擦減少剤、潤滑剤、ボール軸受アセンブリ、またはローラ軸受アセン

ブリを含む、図示されていない種々の軸受要素を第１角度付き接合部７４に介在させることができる。第１シュー７６から第１角度付きブロック７２を離して摩擦と摩耗を減少させるために第１角度付き接合部７４に作用する、平行揺動アームアセンブリでさえ、第１角度付きブロック７２と第１シュー７６の側面上の適当な場所に取り付けることができる。これらの例の各々は、装置を複雑かつ高価にするが、摩擦と摩耗を種々の程度まで制御し、またそれらの適切なものは応用によって異なる。

【００５６】

より複雑かつ高価な軸受アセンブリがボールとトラック軸受のような単純かつ経済的なキャリア軸受６６と置き換えられるために選択されるならば、第１角度付きブロック７２の長手方向の配置による効果は小さい。しかし、全体的にみれば選択された軸受の寿命と作動の円滑さは影響される。

10

【００５７】

要するに、図示された好ましい実施形態は、直線的に運動するコンパクトなテンショナを可能にする。流体を用いるのではなく、機械的なダンピングを設けると、コンパクトになり、流体を用いることの欠点を除去することができる。ダンピング機構は、実質的に非対称な範囲にわたって非対称なダンピングを許容し、またトラック３６と第１、第２プリー・キャリア４０、４２の境界に複雑かつ高価な軸受アセンブリを設けることなく全体的にみてテンショナ２８の耐久性を高める点において優れている。

【００５８】

好ましい実施形態においてテンショナ２８は、張力を受けて、第１、第２バネループ８０、８１の間とダンピングチャンネル７０の内側において直接動作するバネ３８を含むように示されている。しかし、テンショナ２８の全長をさらに短くするために、テンショナを必要とするアプリケーションにおいて、バネ３８は、ダンピングチャンネル７０の外側からダンピングチャンネル７０の内側に、また第１、第２可動バネループ８０、８１に対して引張バネ力を伝達させるためにケーブルとプリーあるいは他の機構を有する、ダンピングチャンネル７０の外側に配置されてもよい。これにより、バネ３８の長さは第１、第２プリー・キャリアアセンブリ７１、９１の長手方向の全長にわたってほとんど一致することができる、トラック３６とテンショナ２８の必要な長さを減少させることができる。

20

【００５９】

捻りバネを、ダンピング力チャンネル７０の内側か外側において、図示された引張バネ３８に置き換えることができる。ケーブル結合あるいは公知の機構を介して捻りバネの回転運動を直線運動に変換することが単に必要なのである。さらに、ダンピングの非対称性と摩耗パターンの改良に関する重要な力関係を損なうことなく、圧縮バネを支持するために、隣接した関係が第１端部サポート４４の右側と第１シュー７６の左側、第２端部サポート４６の左側と第２シュー７７の右側に形成されてもよい。圧縮バネは引張バネ３８を追加させてもよいし、置き換えてもよい。さらにそれぞれのプリーの軸の周りについて第１、第２プリー・キャリアアセンブリ７１、９１の回転や、引張バネ３８のための圧縮バネの代用を経て、第１、第２プリー１６、２６は互いに付勢される。このモードでは、ベルトを緩める方向は第１、第２プリーが閉じる方に動くことである。ベルトを張る方向は逆

30

40

【００６０】

他の実施形態は、トラックコネクタ１４４が配置された、図８～１０に示されている。この他の好ましい実施形態では、トラック３６は第１、第２トラックセグメント１３６、１３７を備え、これらはトラックコネクタ１４４で接合される。第１、第２トラックセグメント１３６、１３７がトラックコネクタ１４４に挿入されると、トラックコネクタキャップ１４８は固定位置において４つのユニットを保持してトラックコネクタキャップの取り付け位置１５２で締められる。トラックコネクタ１４４は第１、第２固定バネループ１８０、１８２を含み、それによって第１、第２弾性部材すなわち第１、第２バネ１３８、１４０が第２、第３バネフック１８６、１８８とそれぞれ接続する。以前に議論した好ましい実施形態において、第１、第２テンショナ・プリー１６、２６は単一のバネ３８によ

50

て相互に双方に向かって付勢されている。この他の好ましい実施形態においては、第 1、第 2 テンシヨナ・プーリ 16、26 は双方に向かって付勢されているが、相互にではない。この変更を除けば、前述の実施形態の構造、配置、適応性および操作に関する議論はこの他の実施形態に適用する。前述の実施形態と同じように、第 1、第 2 プーリ 16、26 は第 1、第 2 キャリアアセンブリ 71、91 の反転によって双方から付勢されることができ、第 1、第 2 固定パネループ 180、181 を第 1、第 2 端部サポート 44、46 の上に配置する。

【0061】

上述したように、そして明確なアプリケーションのため第 1 の記述した好ましい実施形態の下に記載されたように、システムの操作が静的な状態から発電モードに変化するとき、総てのクランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34、34'、34'' と 34''' はモータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 32 よりも大きな張力を受ける。このように、クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34 をまっすぐに伸ばす力は、モータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 32 をまっすぐに伸ばす力よりも大きい。図 2 に示される好ましい実施形態において、これは第 2 プーリ・キャリアアセンブリ 91 と関連した第 2 テンシヨナ・プーリ 26 をクランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34 において動力伝達ベルト 30 を可能なかぎりの短い経路にすることを可能にする位置に導く。図示されるように、これは、1 自由度運動のための移動の限界に到達する第 2 プーリ・キャリアアセンブリ 91 と等しい。この特定の幾何学的配置は第 2 テンシヨナ・プーリ 26 を、動力伝達ベルト 30 をゆがめたまま、ベルトを緩める方向において移動の限界に到達させ、これはもっとも好ましいものである。しかし、好ましさの少ない実施形態において、トラック 28 の長さは、クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34 が、第 2 テンシヨナ・プーリ 26 が移動の端部に到達することなく、まっすぐになりえるようなものに、なることができるとも考えられている。いずれの場合でも、動力伝達ベルト 30 は、クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34 において、もっとも短く利用可能な経路に到達するであろう。

【0062】

クランクシャフトとモータ/ジェネレータ間のスパン 34 におけるこの位置変更が他の対応する事象を引き起こさないのであれば、ベルトドライブシステム 10 における静的張力は減少されるであろう。しかし、第 2 プーリ・キャリアアセンブリ 91 の移動が弾性部材 38 の上にストレスを与え、順々に第 1 プーリ・キャリアアセンブリ 71 に付勢力を増加させる。これは、モータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 32 において動力伝達ベルト 30 上にある第 1 テンシヨナ・プーリ 16 によって作り出された張力が比例して増加することを引き起こす。従って、動力伝達ベルト 30 上にある静的張力は静的すなわち非作動からジェネレートへの操作モードの切り換えることによっても、もとのまま大量に残留する。分析結果は、始動モードから発電モードに切り換えたときのものと同じである。

【0063】

他の好ましい実施形態にとって、テンションは第 1 弾性部材 138 の独立動作によってモータ/ジェネレータとクランクシャフト間のスパン 32 上において維持される。

【0064】

発電モードから始動モードへの切り換え時、逆は真である。すなわち、第 1 テンシヨナ・プーリ 16 は緩める方向において移動の限界に到達する。第 2 テンシヨナ・プーリ 26 上にある張力は増加される。動力伝達ベルト 30 上における静的張力はもとのまま大量に残留する。

【0065】

詳述した実施形態において見られる本発明は、長期や短期の性能やベルト選択の重要な最適化を成し遂げ、と同時に、実質的にコストと複雑さを最小化し、適用されるシステム、特にジェネレータ/スタータシステムにとって、適応性を改善させる。

【0066】

本発明の説明と例示的な実施形態が図面に示され、種々の変形と他の実施形態において詳細に説明された。しかし、上述した本発明の説明は単なる例にすぎず、本発明の範囲は、従来技術を考慮して解釈される請求の範囲にのみ限定されるべきであることが理解されるべきである。さらにここに例示的に開示した発明は、ここに特に開示されない要素なしに適切に実施されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 始動モードにおけるシステムの、直線運動 2 プーリ・テンショナとモータ/ジェネレータを含むアクセサリベルトドライブシステム外形の好ましい実施形態の概略図である。

【図 2】 発電モードにおけるシステムの、直線運動 2 プーリ・テンショナとモータ/ジェネレータを含むアクセサリベルトドライブシステム外形の好ましい実施形態の概略図である。

【図 3】 好ましい直線運動 2 プーリ・テンショナ形成の下からみた斜視図である。

【図 4】 好ましい直線運動 2 プーリ・テンショナ形成の上からみた斜視図である。

【図 5】 図 4 における 5 - 5 線に沿った部分断面図である。

【図 6】 テンショナの好ましい実施形態を斜視図として示す詳細部分である。

【図 7】 テンショナの好ましい実施形態を斜視図として示す詳細部分である。

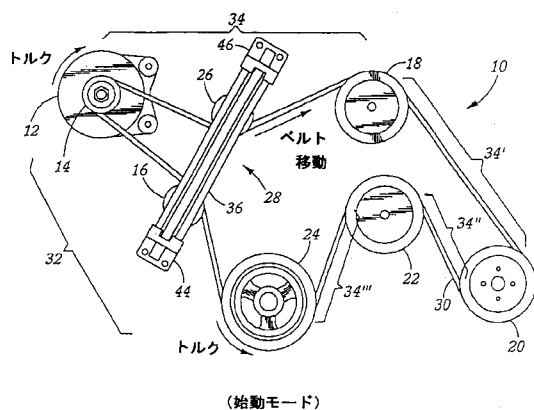
【図 8】 好ましい直線運動 2 プーリ・テンショナ形成の下から見た斜視図である。

【図 9】 好ましい直線運動 2 プーリ・テンショナ形成の上から見て、部分的に切除した斜視図である。

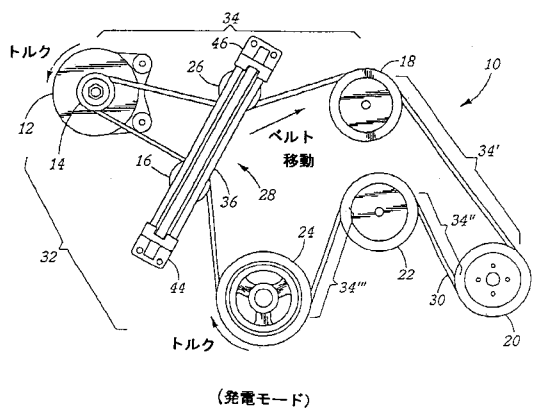
【図 10】 図 9 における 10 - 10 線に沿った部分断面図である。

【図 11】 テンショナの好ましい実施形態に作用する力を示した部分断面図である。

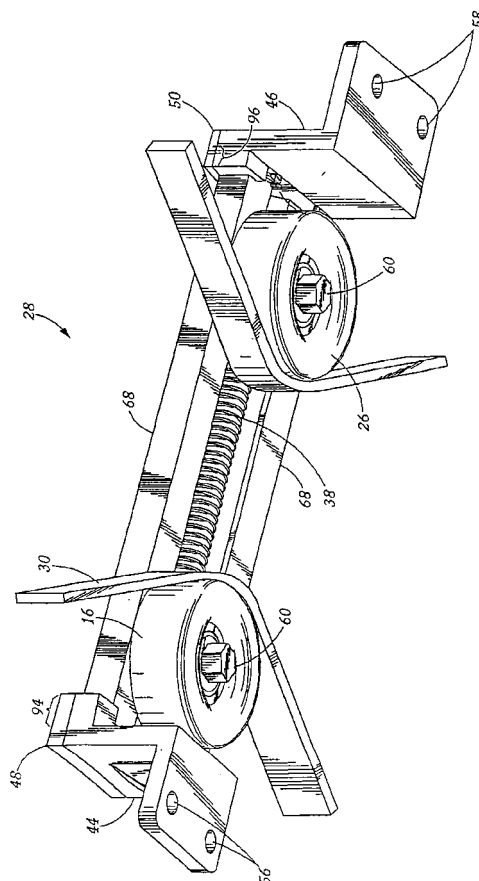
【図 1】



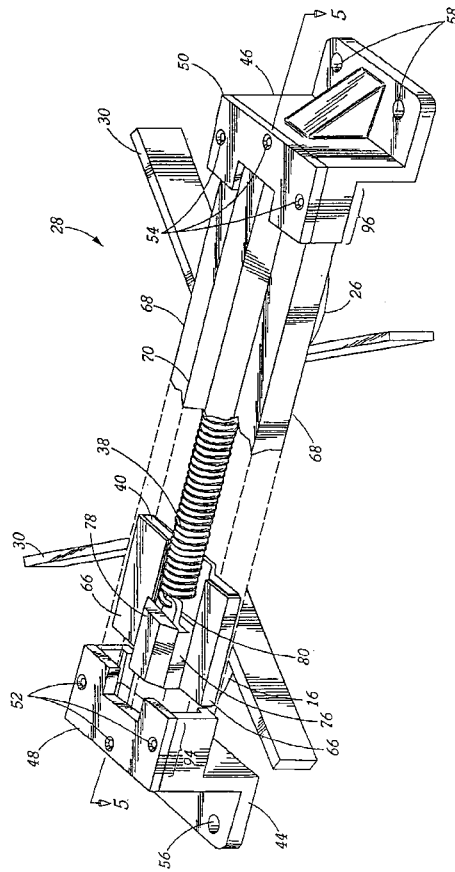
【図 2】



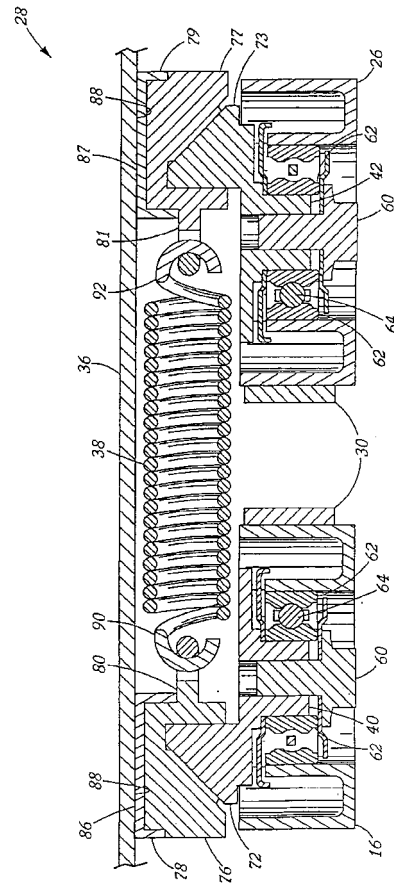
【図 3】



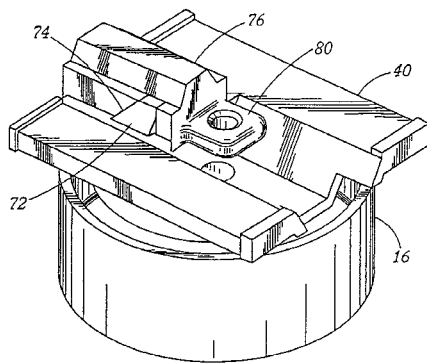
【図 4】



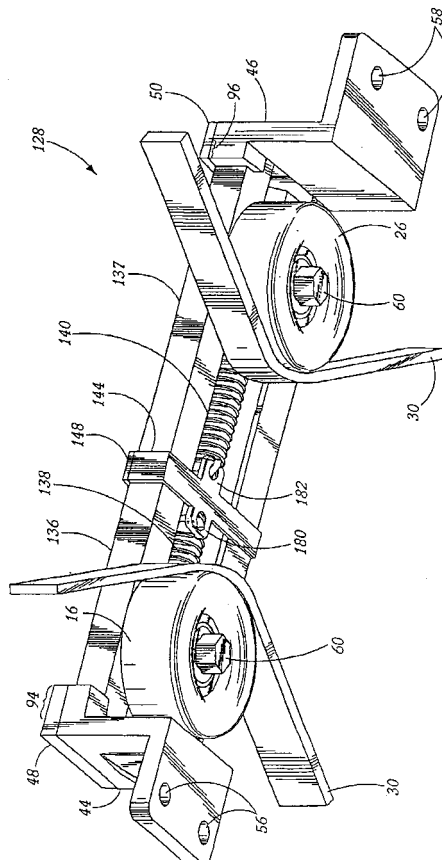
【図 5】



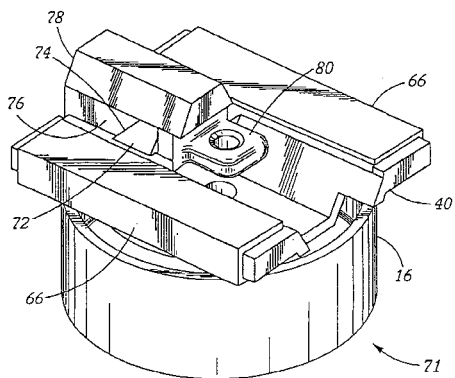
【図 6】



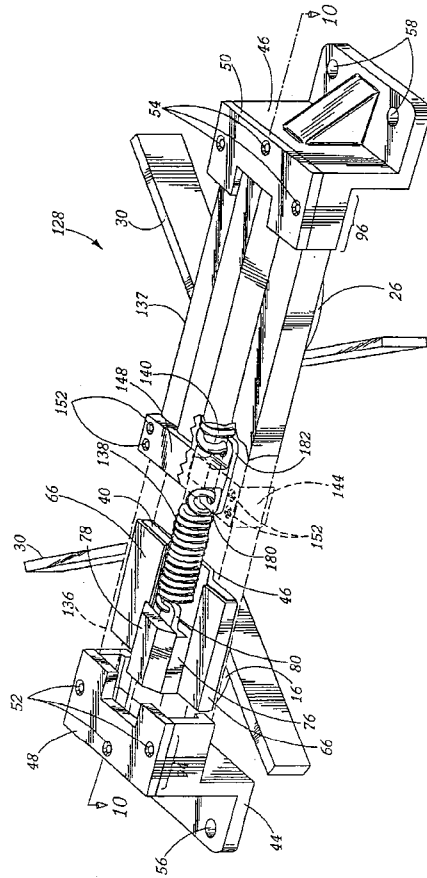
【図 8】



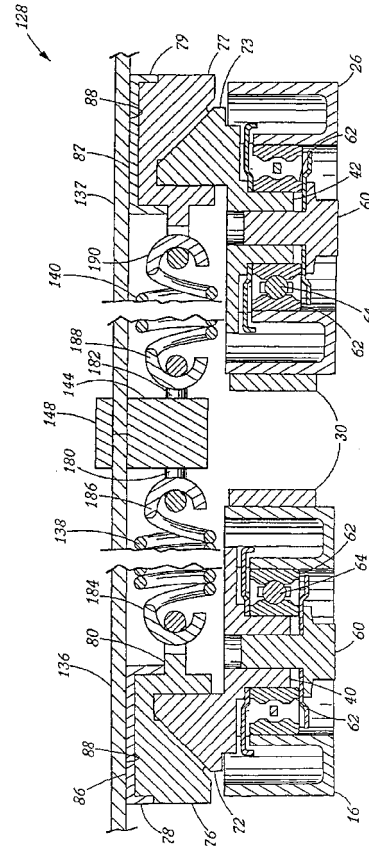
【図 7】



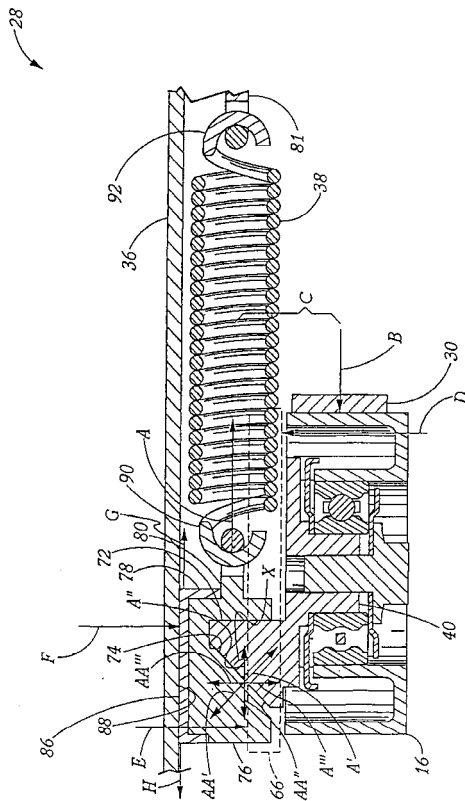
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開 2 0 0 0 - 1 5 4 8 5 3 (J P , A)
特開平 1 0 - 1 6 5 6 6 1 (J P , A)
特開平 0 6 - 1 9 3 6 9 5 (J P , A)
特開平 0 8 - 2 8 5 0 2 0 (J P , A)
特開 2 0 0 0 - 2 1 3 6 0 7 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F16H 7/00 - 7/24