

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4050986号
(P4050986)

(45) 発行日 平成20年2月20日 (2008. 2. 20)

(24) 登録日 平成19年12月7日 (2007.12.7)

(51) Int. Cl. F I
F 1 6 H 7/12 (2006.01) F 1 6 H 7/12 A
F 0 2 B 67/06 (2006.01) F 0 2 B 67/06 B

請求項の数 23 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2002-532824 (P2002-532824)	(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2004-510931 (P2004-510931A)		アメリカ合衆国 コロラド州 80202
(43) 公表日	平成16年4月8日 (2004. 4. 8)		デンバー ウェワッタ ストリート 1
(86) 国際出願番号	PCT/US2001/030752		5 5 1
(87) 国際公開番号	W02002/029281	(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30日 (2003. 5. 30)	(72) 発明者	リウ, ケミング
(31) 優先権主張番号	60/237, 448		アメリカ合衆国, ミシガン州 48314
(32) 優先日	平成12年10月3日 (2000. 10. 3)		, スターリング ハイト, コーラルピーン
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(72) 発明者	オートレンバ, ジャージ
			アメリカ合衆国, ミシガン州 48098
			, トロイ, スリー レイクス ドライブ
			1 4 6 1

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 モータ／ジェネレータと補機ベルト伝動システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クランクシャフトプーリと、補機プーリと、モータ／ジェネレータプーリと、第1ベルトテンシヨナと、第1ベルトテンシヨナプーリと、第2ベルトテンシヨナと、第2ベルトテンシヨナプーリと、前記クランクシャフトプーリ、前記補機プーリ、前記モータ／ジェネレータプーリ、前記第1ベルトテンシヨナプーリの周りに掛け回される伝動ベルトとを備える形式の動力装置用の改良されたベルト伝動システムであって、

前記伝動ベルトが、中間スパンと始動時弛緩スパンを備え、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリと前記モータ／ジェネレータプーリの間位置し、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリに接するクランクシャフト端部を有する第1中間スパンと、前記モータ／ジェネレータプーリに接する第1モータ／ジェネレータ端部を有する最終中間スパンを有し、

前記始動時弛緩スパンは前記モータ／ジェネレータプーリに接する第2のモータ／ジェネレータ端部を有し、

前記伝動ベルトは少なくとも前記中間スパンにおいて前記クランクシャフトプーリから前記モータ／ジェネレータプーリに移動すると共に、少なくとも前記始動時弛緩スパンにおいて前記モータ／ジェネレータプーリから移動し、

前記第1ベルトテンシヨナプーリは、前記クランクシャフトプーリと前記モータ／ジェネレータプーリの間で、前記中間スパンに沿って位置し、

前記第 2 ベルトテンシヨナプーリは前記伝動ベルトに接し、

前記モータ/ジェネレータプーリと機械的に連動するモータ/ジェネレータの動作モードが発電機モードであるとき、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリはベルト張力を低減する方向にロックされず、

前記動作モードが始動モードであるとき、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされ、前記伝動ベルトが、前記始動モードとされる直前に掛けられている経路に制限されることを特徴とするベルト伝動システム。

【請求項 2】

前記第 2 ベルトテンシヨナプーリは、前記始動時弛緩スパンに接触することを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

10

【請求項 3】

前記第 1 中間スパンは、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリに接する第 2 下流端部を有することを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 4】

前記第 1 ベルトテンシヨナには、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を低減させる方向に移動するとき、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を増大させる方向に移動するときより大きいダンピング力が発生することを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 5】

前記動作モードが発電機モードであるとき、前記第 2 ベルトテンシヨナプーリはベルト張力を低減する方向にロックされ、前記伝動ベルトが、前記発電機モードとされる直前に掛けられている経路に制限され、

20

前記動作モードが始動モードであるとき、前記第 2 ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされないことを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 6】

前記第 2 ベルトテンシヨナには、前記第 2 ベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を低減させる方向に移動するとき、前記第 2 ベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を増大させる方向に移動するときより大きいダンピング力が発生することを特徴とする請求項 5 に記載のベルト伝動システム。

30

【請求項 7】

前記第 1 ベルトテンシヨナと前記第 2 ベルトテンシヨナの各々には、各々のベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を低減させる方向に移動するとき、各々のベルトテンシヨナプーリがベルトの緊張を増大させる方向に移動するときより大きいダンピング力が発生することを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 8】

前記第 1 ベルトテンシヨナは、前記第 1 ベルトテンシヨナ及び前記第 1 テンシヨナプーリに作用している外力が、前記第 1 ベルトテンシヨナの弾性部材のばねによる偏倚力に打ち勝つのに必要な値よりも小さく、これにより前記第 1 テンシヨナプーリがベルトの緊張を増大させる方向に移動させられ得るときには、前記ばねによる偏倚力から前記ダンピング力が差し引かれた力で偏倚されると共に、前記第 1 テンシヨナ及び前記第 1 テンシヨナプーリに作用している前記外力が前記ばねによる偏倚力に打ち勝つのに必要な値よりも大きく、これにより前記第 1 テンシヨナプーリがベルトの緊張を低減させる方向に移動させられるときには、ばねによる偏倚力と前記ダンピング力が合成された力によって偏倚されることを特徴とする請求項 4 に記載のベルト伝動システム。

40

【請求項 9】

前記ダンピング力が、前記第 1 テンシヨナのベルト張力を低減する方向への移動に対するダンピング効果により発生することを特徴とする請求項 8 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 10】

50

前記ダンピング力が、前記第 1 テンシヨナのベルト張力を低減する方向への移動に対するロック効果により発生することを特徴とする請求項 8 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 1】

前記動作モードが始動モードであるとき、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリがベルト張力を低減する方向にロックされるように、前記ダンピング力が作用されることを特徴とする請求項 8 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 2】

前記ダンピング力が、前記モータ/ジェネレータが始動モードで作動しているときには、前記第 1 テンシヨナが、ベルト張力が低減する方向の動きに対してロックされ、前記モータ/ジェネレータが発電機モードで作動されているときには、前記第 1 テンシヨナが、ベルト張力が低減する方向の動きに対してロックされないように、作用されることを特徴とした請求項 1 1 に記載のベルト伝動システム。

10

【請求項 1 3】

前記動作モードに基づく制御入力に対応して前記第 1 のベルトテンシヨナプーリのロック及び非ロックが切り替えられることを特徴とする請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 4】

前記制御入力が電氣的なインパルスであることを特徴とする請求項 1 3 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 5】

20

前記第 2 ベルトテンシヨナは、前記第 2 ベルトテンシヨナ及び前記第 2 テンシヨナプーリに作用している外力が、前記第 2 ベルトテンシヨナの弾性部材のばねによる偏倚力に打ち勝つのに必要な値よりも小さく、これにより前記第 2 テンシヨナプーリがベルトの緊張を増大させる方向に移動させられ得るときには、前記ばねによる偏倚力から前記ダンピング力が差し引かれた力で偏倚されると共に、前記第 2 テンシヨナ及び前記第 2 テンシヨナプーリに作用している前記外力が前記ばねによる偏倚力に打ち勝つのに必要な値よりも大きく、これにより前記第 2 テンシヨナプーリがベルトの緊張を低減させる方向に移動させられるときには、ばねによる偏倚力と前記ダンピング力が合成された力によって偏倚されることを特徴とする請求項 6 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 6】

30

前記ダンピング力が、前記第 2 テンシヨナのベルト張力を低減する方向への移動に対するダンピング効果により発生することを特徴とする請求項 1 5 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 7】

前記ダンピング力が、前記第 2 テンシヨナのベルト張力を低減する方向への移動に対するロック効果により発生することを特徴とする請求項 1 5 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 1 8】

前記動作モードが発電機モードであるとき、前記第 2 ベルトテンシヨナプーリがベルト張力を低減する方向にロックするように、前記ダンピング力が作用されることを特徴とする請求項 1 5 に記載のベルト伝動システム。

40

【請求項 1 9】

前記動作モードが始動モードであるとき、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされ、前記ベルト伝動システムにおける張力が前記始動モードとされる直前のベルト伝動システムにおける張力レベルより減少されないことを特徴とした請求項 1 に記載のベルト伝動システム。

【請求項 2 0】

クランクシャフトプーリと、補機プーリと、モータ/ジェネレータプーリと、第 1 ベルトテンシヨナと、第 1 ベルトテンシヨナプーリと、第 2 ベルトテンシヨナと、第 2 ベルトテンシヨナプーリと、前記クランクシャフトプーリ、前記補機プーリ、前記モータ/ジェネレータプーリ、前記第 1 ベルトテンシヨナプーリの周りに掛け回される伝動ベルトとを

50

備える形式の動力装置用の改良されたベルト伝動システムであって、

前記伝動ベルトが、中間スパンと始動時弛緩スパンを備え、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間に位置し、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリに接するクランクシャフト端部を有する第1中間スパンと、前記モータ/ジェネレータプーリに接する第1モータ/ジェネレータ端部を有する最終中間スパンを有し、

前記始動時弛緩スパンは前記モータ/ジェネレータプーリに接する第2のモータ/ジェネレータ端部を有し、

前記伝動ベルトは少なくとも前記中間スパンにおいて前記クランクシャフトプーリから前記モータ/ジェネレータプーリに移動すると共に、少なくとも前記始動時弛緩スパンにおいて前記モータ/ジェネレータプーリから移動し、

前記第1ベルトテンシヨナプーリは、前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間で、前記中間スパンに沿って位置し、

前記第2ベルトテンシヨナプーリは、前記始動時弛緩スパンに接触し、

前記モータ/ジェネレータプーリと機械的に連動するモータ/ジェネレータの動作モードが始動モードであるとき、前記第2ベルトテンシヨナプーリはベルト張力を低減する方向にロックされず、

前記動作モードが発電機モードであるとき、前記第2ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされ、前記伝動ベルトが、前記発電機モードとされる直前に掛けられている経路に制限されることを特徴とするベルト伝動システム。

【請求項21】

前記動作モードが発電機モードであるとき、前記第2ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされ、前記ベルト伝動システムにおける張力が前記発電機モードとされる直前のベルト伝動システムにおける張力レベルより減少されないことを特徴とした請求項20に記載のベルト伝動システム。

【請求項22】

クランクシャフトプーリと、補機プーリと、モータ/ジェネレータプーリと、第1ベルトテンシヨナと、第1ベルトテンシヨナプーリと、第2ベルトテンシヨナと、第2ベルトテンシヨナプーリと、前記クランクシャフトプーリ、前記補機プーリ、前記モータ/ジェネレータプーリ、前記第1ベルトテンシヨナプーリの周りに掛け回される伝動ベルトとを備える形式の動力装置用の改良されたベルト伝動システムであって、

前記伝動ベルトが、中間スパンと始動時弛緩スパンを備え、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間に位置し、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリに接するクランクシャフト端部を有する第1中間スパンと、前記モータ/ジェネレータプーリに接する第1モータ/ジェネレータ端部を有する最終中間スパンを有し、

前記始動時弛緩スパンは前記モータ/ジェネレータプーリに接する第2のモータ/ジェネレータ端部を有し、

前記伝動ベルトは少なくとも前記中間スパンにおいて前記クランクシャフトプーリから前記モータ/ジェネレータプーリに移動すると共に、少なくとも前記始動時弛緩スパンにおいて前記モータ/ジェネレータプーリから移動し、

前記第1ベルトテンシヨナプーリは、前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間で、前記中間スパンに沿って位置し、

前記第2ベルトテンシヨナプーリは前記伝動ベルトに接し、

前記モータ/ジェネレータプーリと機械的に連動するモータ/ジェネレータの動作モードが発電機モードであるとき、前記第1ベルトテンシヨナプーリはベルト張力を低減する方向にロックされず、

前記動作モードが始動モードであるとき、前記ベルト伝動システムにおける張力が、前

10

20

30

40

50

記始動モードとされる直前のベルト伝動システムにおける張力レベルより減少しないように、前記第1ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされることを特徴とするベルト伝動システム。

【請求項23】

クランクシャフトプーリと、補機プーリと、モータ/ジェネレータプーリと、第1ベルトテンシヨナと、第1ベルトテンシヨナプーリと、第2ベルトテンシヨナと、第2ベルトテンシヨナプーリと、前記クランクシャフトプーリ、前記補機プーリ、前記モータ/ジェネレータプーリ、前記第1ベルトテンシヨナプーリの周りに掛け回される伝動ベルトとを備える形式の動力装置用の改良されたベルト伝動システムであって、

前記伝動ベルトが、中間スパンと始動時弛緩スパンを備え、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間位置し、

前記中間スパンは前記クランクシャフトプーリに接するクランクシャフト端部を有する第1中間スパンと、前記モータ/ジェネレータプーリに接する第1モータ/ジェネレータ端部を有する最終中間スパンを有し、

前記始動時弛緩スパンは前記モータ/ジェネレータプーリに接する第2のモータ/ジェネレータ端部を有し、

前記伝動ベルトは少なくとも前記中間スパンにおいて前記クランクシャフトプーリから前記モータ/ジェネレータプーリに移動すると共に、少なくとも前記始動時弛緩スパンにおいて前記モータ/ジェネレータプーリから移動し、

前記第1ベルトテンシヨナプーリは、前記クランクシャフトプーリと前記モータ/ジェネレータプーリの間で、前記中間スパンに沿って位置し、

前記第2ベルトテンシヨナプーリは、前記始動時弛緩スパンに接触し、

前記モータ/ジェネレータプーリと機械的に連動するモータ/ジェネレータの動作モードが始動モードであるとき、前記第2ベルトテンシヨナプーリはベルト張力を低減する方向にロックされず、

前記動作モードが発電機モードであるとき、前記ベルト伝動システムにおける張力が、前記発電機モードとされる直前のベルト伝動システムにおける張力レベルより減少しないように、前記第2ベルトテンシヨナプーリは前記ベルト張力を低減する方向にロックされることを特徴とするベルト伝動システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

(発明の背景)

(発明の分野)

本発明は広くは、エンジン始動機能と発電機能の双方を担う単一の装置、ときにG e n - S t a rとも呼ばれるモータ/ジェネレータ(motor/generator)などを各々備えた内燃機関の補機ベルト伝動システムに関する。特に、自動車の分野におけるそのようなシステムに関する。具体的に言うと、本発明はモータ/ジェネレータを各々有し、テンシヨナを各々有するベルト伝動システムの構成に関する。

【0002】

(従来技術の説明)

内燃機関は一般に、エンジンのクランクシャフトから動力を取り出し、1つ以上の様々なエンジン補助機関(auxiliaries)又は補機(accessories)にそれを伝達するために、伝動ベルト伝動システムを用いる。自動車の分野においては、これらの補機に、パワーステアリングポンプ、ウォータポンプ、エアコン用コンプレッサ、燃料ポンプ、及びオルタネータが含まれる。歴史的には、このようなエンジンは、エンジンの後ろから突き出し、自動車を行走させる車輪を駆動するための駆動列(drive train)が取り付けられるクランクシャフトに主動力取出位置(main power takeoff point)を持っていた。補機は、クランクシャフトの前面に取り付けられたプーリにより駆動される。全てのプーリは、それらに掛け回された1つ以上の伝動ベルトを介して機械的に連動されている。各伝動ベルトに

10

20

30

40

50

張力を与えるための何らかの方法が与えられている。伝動ベルト、プーリ、そしてベルト張力を与える装置が補機ベルト伝動システムを構成する。

【0003】

初期のシステムは、マルチVベルトを備えていた。一般に、各ベルトはベルト毎に、手動調整で少なくとも1つの補機あるいはアイドラの配置を固定することにより張力が与えられていた。これらは、変化するベルトの状態や駆動状態に全体として適応するためのプーリの自動的な動きを全く与えないことから、ロックドセンタ(locked-center)ベルト伝動と呼ばれている。ベルトが引っ張られ、または他の理由により引き伸ばされた場合、ベルトの張力は小さくなる。また、ベルト伝動システムの適正な作動のためには、ベルトの張力は最悪な状態に適応するため十分高く設定されていなければならない。このような最悪な状態は、極度の高温や、エンジン作動、補機作動によってもたらされる可能性がある。

10

【0004】

エンジン区画の容積を小さくするという要求が従来からある。より小さな区画を実現するために、補機ベルト伝動システムを含む様々なエンジンの部分が小型化されている。これは少なくともある程度、採用されるベルトの数を減らすことにより達成されている。各ベルトが取り除かれ、これによりエンジンの前面から張り出す層を取り除くと、エンジンの前面から張り出すベルト伝動システムの全長は短くなる。これは究極的には、単一の多軸掛けベルトを多くのアプリケーションにおいて用いることに帰着する。多軸掛けベルトは、それが前後に連続して曲げられて多数のプーリの周りを蛇行する様子からそう呼ばれている。VリブドあるいはマイクロV(ゲイツラバーカンパニーの登録商標)ベルトは多軸掛けを用いる場合に最も適している。

20

【0005】

ベルトに張力を与えるためにロックドセンタを用いたアプローチの限界は、多軸掛けが適用された場合に特に顕著となる。したがって、近年の多軸掛けベルト伝動システムの多くは、ベルト伝動システムの状態変化により適切に適応できるオートテンシヨナを備える。基本的な構造として、オートテンシヨナはエンジンのシリンダブロックに直接的または間接的に取り付けられる枠体と、ベルト伝動システムの回転面内においてベルトを押圧するプーリとを有する。可動部は枠体とプーリとの間に延在し、プーリを介してベルトに圧力を与えるために偏倚されている。圧力は、ベルトが掛け回される周囲の距離を伸張するように作用し、これによりベルトを緊張状態にする。様々な技法、幾何的構造が偏倚力を与えるために採用されてきた。一般に、スチールばね等の弾性部材は、可動部を直線運動あるいは回転運動させるように作用し、プーリをベルト表面に向かう方向に向かって移動させ、そして、ベルトに掛かる張力を増大させる。

30

【0006】

これらの要素のみからなるテンシヨナは、システムが休止状態(プーリが回転していない)のときには、ある程度ベルト表面に一定の力を与える。経時的、温度、あるいは製造のバラツキによる駆動システムの寸法的な不安定性は、少なくとも弾性部材の線形的な限界、及びテンシヨナの幾何学的な限界までは、弾性部材の動作により、大変うまく調節される。したがって、システムが静止しているときには、ベルトが引張されたり、エンジンが熱かったり冷たかったりしたとしても、ベルトに掛かる張力は比較的一定に保たれる。しかしながら、これらの要素のみからなるテンシヨナはシステムの全ての運転状況に対して適切な張力を維持しない可能性がある。

40

【0007】

作動状態のベルト伝動システムは、クランクシャフトや補機の振り振動の影響や他の角速度の影響、バランスが悪い状態による影響、あるいはその他の影響により一般に振動する。クランクシャフトの振り振動は、各々のシリンダとピストンの連携による燃焼サイクルを通してクランクシャフトに伝達される特異なインパルスによって一部引き起こされる。この振動は、ベルトの振動をもたらす。これは引き続いて、テンシヨナの可動部の振動をもたらす。それらの可動部には、プーリがベルト表面に作用してベルト張力を与える力を調整するモーメントが発生する。ベルトの張力変化は、ベルト伝動システムでは許容でき

50

ない運転性能をもたらす可能性がある。一例としては、例えば、ベルト伝動システムにおけるベルトのスリップはシステムの効率や動力伝達能力を著しく制限し、あるいはスリップや他の理由により極めて大きい騒音をたてるという短期的な運転性能の問題を生じる可能性がある。他の例としては、短期的に満足できる運転性能を得るためにベルトに余儀なく与えられた張力の値は、ベルトや1つ以上の補機を含むシステムの1つ以上の構成要素に対する早期の故障など、長期的な問題をもたらす。

【0008】

これらの問題に対処し、もってテンショナの運転性能を向上させるために、テンショナにはダンピング装置が組み込まれている。初期のダンピングテンショナは、瞬間における動きがベルトへの張力を増加させる方向であろうが、ベルトへの張力を減少させる方向であろうが、テンショナの可動部の動きが略等しくダンピングされる対称的なダンピング力を備えていた。プーリ/ベルトの接触面で加減されたバイアスを与えるに、ダンピング力は弾性部材から与えられる力と協働する。別のテンショナでは非対称なダンピングが用いられる。一般に、このようなテンショナでは、ベルトを緊張させる方向にテンショナが移動しているときに可動部へのダンピングが最小になり、ベルトを弛緩させる方向に移動しているときに最大となるようにダンピングされる。

10

【0009】

いくつかの非対称ダンピングへの試みは本質的に受動的なものである。可動部の移動方向が単に異なるダンピング力を生じるに過ぎない。1つの試みでは、シュー (shoe) がレース (race) に対して、レース表面に対する法線方向から異なる角度でバイアスされている。これにより、シュートとレースの一方向への相対運動では、レースからシューを持ち上げようとする。これはそれらの接触面における圧力を低減し、ダンピング力を増大させる摩擦力を低減し、これによってダンピング力を低減する。他方向では、図2に示されるように、シューをレースに対して楔のように押し付けダンピング力を増大させる。メックストロース等 (Meckstroth et al.) の米国特許第5,439,420号に記載された別の試みでは、ダンピング流体がテンショナの可動部に対する運動に連動するバルブにより異なる開口を通して流される。テンショナが緊張方向へ移動されるとき、流体は相対的に大きい開口、すなわち流体の動きに小さな抵抗を与え、小さなダンピング力を与える流路を通る。弛緩方向では、流体は相対的に小さい開口、すなわち大きな抵抗を与え、大きなダンピング力を与える流路を通る。

20

30

【0010】

非対称テンショナダンピングへの別の試みは、能動的なものであり、'420号の特許の記載においても見ることができる。'420では、2つの能動的で非対称な実施形態について論じられている。一つでは、電気的ソレノイドがブレーキシューを作動している。シューが作動されるときには、テンショナの動きは両方向にダンピングされる。更に、テンショナが動く際に作動されるシューにより力を調整するために、楔はシューと協働する。ダンピングはテンショナが弛緩方向に動くときに増大し、テンショナが緊張方向に動くときに減少する。他のものでは、ソレノイドが流路を変更するピストンを動かし、これによってダンピングを変更する。特許'420に記載された別のテンショナの試みは、2つの能動的な非対称ダンピングテンショナと同様にソレノイドを用いるもので、2つの動作モードの間においてテンショナを切り替えるためのロッキング要素を備える。一方のモードでは、テンショナはオートテンショナとして作動する。他方のモードでは、その可動部はロックされ、テンショナはロックドセンタテンショナにより近い形態で動作する。

40

【0011】

特許'420は、急速に減速されるときに、補機やアイドルプーリの回転質量 (rotating masses) に起因する慣性力により引き起こされるベルト伝動システムの許容不能な運転性能を解決することを目的としている。そこにおいて説明されているように、エンジンのクランクシャフトで突然回転が減速されると、「オルタネータの高い回転慣性は、その回転を維持しようとするとともに、オルタネータが [図示された具体的な駆動構成の] ベルトを弛緩させる方向にテンショナを引っ張り、・・・結果、伝動ベルト (sic) はスリップ

50

し・・・」となる。

【0012】

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転させて、燃焼を起こさせ、エンジンを始動させるために装備される。スタータモータは、エンジン後部近くに配置され、ギア列を介してクランクシャフトの後部に断続的に係合するように構成されている。

【0013】

現在では、自動車の重量を減らし、エンジン区画内(under-the-hood)の構成部品数を減らすことにより、排出を減らし、燃費を高めることへの要求が高まっている。これらの目的に向けた試みには、スタータモータの機能とオルタネータの機能とを単一の装置、モータ/ジェネレータすなわちGen-Star、に統合することが含まれる。また、燃費の向上を目的として、Gen-Starは「ストップ・イン・アイドル」と呼ばれる特徴を用いることを促す。この特徴は、通常アイドリングする場合にエンジンを止めることができ、そして自動車が再び運転を開始するように求められたときに再始動する。この特徴は実質上、補機ベルト伝動に対する要求を増大させる。具体的な適応においては、モータ/ジェネレータは、補機ベルト伝動を介してクランクシャフトと機械的に連動される。モータ/ジェネレータと、これと連動する補機ベルト伝動システムは、エンジンの前面に配置されることが多い。しかしながら、これらのシステムを、エンジン後部を含めた他の場所に配置することも想像される。

【0014】

Gen-Starシステムの出現は、伝動ベルト伝動システムの設計者を多くの新しい挑戦に直面させる。これらのうち重要な試みは、相当な荷重と回転慣性力を負荷するだけでなく補機ベルト伝動に大きな駆動トルクを掛けるこの新しい装置を備えた補機ベルト伝動において、十分な運転性能をもたらすテンショニングシステムを開発することにあつた。更に、それは断続的な偏倚力にこの大きな駆動トルクを与える。

【0015】

モータ/ジェネレータが組み込まれた補機ベルト伝動を緊張させるための試みとして述べられたテンショニングシステムは、特願平9-359071号の公開公報に開示されている。その公報では、テンショナが存在しなければ、モータ/ジェネレータが始動モードのときに最も緩むスパンとなるベルトのスパンに対してオートテンショナを配置することが開示されている。このスパンは、ベルトが通常の運転方向に移動しているときに、ベルトがモータ/ジェネレータプーリを通った直後にベルトを迎え入れるスパンに対応する。

【0016】

開示されたテンショニングシステムは、最適なものには至らないものとして認識されている。短期において十分な運転性能を達成するには、長期の運転性能を犠牲にするとともに、適切な短期の運転性能を達成するために使用されなければならないベルト幅が最適でなくなる。

【0017】

したがって、適切な短期の運転性能、適切な長期の運転性能を同時に提供し、いかなる所与のアプリケーションにおいて使用される可能性のあるベルト幅を最適にし、価格と複雑さを制限するテンショニングシステムへの要求が残されている。

【0018】

(発明の概要)

本発明は、短期的運転性能と長期的運転性能とを組み合わせたものを向上し、ベルトの選択を最適化する補機ベルト伝動システムを提供することを目的とする。

【0019】

本発明は、更に短期及び長期の運転性能とベルト幅とを最適化する構成と結合された非対称テンショナの提供を更なる目的とする。

【0020】

また、本発明は、更に短期及び長期の運転性能とベルト幅とを最適化する構成結合され、

10

20

30

40

50

ロッキング要素を含むテンショナの提供を目的とする。

【0021】

本発明の目的に沿った上記目的及び他の目的を達成するために、ここで具体的に幅広く説明されるように、モータ/ジェネレータを備える補機駆動システムがここにおいて開示される。本発明は、動力装置(power plant)のための改良されたベルト伝動システムと方法である。動力装置は、クランクシャフトプーリと、補機プーリと、モータ/ジェネレータプーリと、第1ベルトテンショナと、第1ベルトテンショナプーリと、伝動ベルトとを備える形式であり、伝動ベルトは、クランクシャフトプーリ、補機プーリ、モータ/ジェネレータプーリ、第1ベルトテンショナプーリに掛け回される。伝動ベルトは、各々のプーリに最も近い端部により定義されるスパンを持つ。これらのスパンには、通常の運転におけるベルト移動方向をたどるときにクランクシャフトプーリで始まり、モータ/ジェネレータで終わる複数の中間スパンが含まれる。中間スパンには、クランクシャフトプーリに最も近いクランクシャフト端部を有する第1中間スパンと、モータ/ジェネレータプーリに最も近い第1モータ/ジェネレータ端部を有する最終中間スパンが含まれる。システムは、通常の運転におけるベルトの移動方向をたどるときにモータ/ジェネレータプーリで始まる始動時弛緩スパン(start-slack-side span)を有する伝動ベルトにより向上される。始動時弛緩スパンは、モータ/ジェネレータプーリに最も近い第2モータ/ジェネレータ端部と、第2モータ/ジェネレータ端部の反対側である下流側端部を有する。システムは、クランクシャフト端部や第1モータ/ジェネレータ端部のいずれでもない中間スパンの端部に最も近い第1テンショナプーリを備える。システムは、下流端部に最も近い第2テンショナプーリも備える。

10

20

【0022】

本明細書に組み込まれるとともにその一部を構成し、番号等が部品等を指し示す添付図面は、本発明の好ましい実施形態を示し、説明文とともに本発明の原理を説明するために用いられる。

(好ましい実施形態の詳細な説明)

【0023】

補機ベルト伝動システム10の好ましい実施形態が図1に示される。それは、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、エアコン用コンプレッサプーリ20、ウォータプーリ22、クランクシャフトプーリ24、第1テンショナ26、第1テンショナプーリ28、第2テンショナ27、第2テンショナプーリ29、及び伝動ベルト30を備える。第1テンショナ26や第2テンショナ27を覆い隠す伝動ベルト30の一部は切り取られている。

30

【0024】

特定の幾何学的配置にある特定の補機プーリが描かれているが、本発明はアプリケーションに応じて、多軸及び非多軸の構成を含む様々な数、様々な補機の組み合わせ、また幾何学的配置に適用されることが了解されるであろう。図示された構成は多軸である。例えば、伝動ベルト30は通常Vリブ形式である。しかしながら、本発明はあらゆるベルト形式を含むものにおいて実施され得る。更に、この図は、複数のベルトを備える補機ベルト伝動システムにおけるベルト/プーリの1つの面としても見る事ができる。

40

【0025】

矢印が付された「ベルト移動」は、発電及び始動モード双方における通常の運転におけるベルト移動方向を示す。伝動ベルト30が連なった経路に沿って下流に移動することは、ベルト移動と同じ方向に移動することである。上流に移動することは、ベルト移動の反対方向に移動することである。

【0026】

クランクシャフトプーリ24からスタートして下流に移動すると、第1中間スパン32が、クランクシャフトプーリ24と伝動ベルト30との間における最後の接点から始まり、テンショナプーリ28と伝動ベルト30との間における最初の接点で終わる間隔をカバーする。最終中間スパン34は、テンショナプーリ28と伝動ベルト30との間における最

50

後の接点から始まり、モータ/ジェネレータプリー14と伝動ベルト30の最初の接点で終わる間隔をカバーする。第1中間スパン32や最終中間スパン34の何れかに接触するプリーが付加されると、付加的な中間スパンが結果的に生じる。更に、始動時弛緩スパン36は、モータ/ジェネレータプリー14との接点から第2テンシヨナプリー29との接点までの間隔に架け渡される。

【0027】

モータ/ジェネレータプリー14とクランクシャフトプリー24におけるトルクの方向は、「始動」と「発電」と記された矢印によって示されるように、各プリー14、24においてそれぞれ補機ベルト伝動システム10の動作モードに従って反転する。発電モードでは、クランクシャフトプリー24が全ての駆動トルクを供給する。ウータポンププリー22、エアコン用コンプレッサプリー20、パワーステアリングポンププリー18、そしてモータ/ジェネレータプリー14は、この駆動トルクを消費し、これには第1テンシヨナプリー28及び第2テンシヨナプリー29による僅かな消費が伴われる。始動モードでは、モータ/ジェネレータ14が駆動トルクを供給する。クランクシャフトプリー24、ウータポンププリー22、エアコン用コンプレッサプリー20、そしてパワーステアリングポンププリー18は、この駆動トルクを消費し、これには第1テンシヨナプリー28及び第2テンシヨナプリー29による僅かな消費が伴われる。

【0028】

一般にそして動作モードに係わらず、各プリーが自由に回転できると仮定すると、各スパンの張力は等しく、そして静的な張力となるであろう。静的な張力は、第1テンシヨナプリー28を介した第1テンシヨナ26、または第2テンシヨナプリー29を介した第2テンシヨナ27の何れかにより伝動ベルト30に加えられる力によるもので、これは全てのプリーの周りに掛け渡されなければならない伝動ベルト20の道程を伸張することに貢献する。後に詳述されるように、通常第1テンシヨナ26あるいは第2テンシヨナ27の一方は、補機ベルト伝動システム10の動作モードに従って静的な張力を与える。しかしながら、1)補機ベルト伝動システム10が作動していない状態のとき；第1及び第2テンシヨナ26、27の各々のダンピングが、それぞれ構成的または時間的な理由により存在しない場合；第1及び第2テンシヨナ26、27が、それぞれが提供できる張力に関して適度に均衡されている場合には、静的な張力の値は、均等な張力となるように第1及び第2テンシヨナ26、27から供給される張力の合成力となるであろう。しかしながら、トルクが与えられ、補機ベルト伝動システム10が作動される場合のように、補機ベルト伝動システム10の様々なプリーでトルクが消費されると、各スパンでの張力は変化する。

【0029】

通常の、すなわち発電モードでは、クランクシャフトプリー24が駆動トルクを供給し、発電時緊張スパン(generate-tight-side span)38は、最も張力が大きいスパンとなる。発電時緊張スパン38の上流の各スパンでは、伝動ベルト30の張力は、スパンの直前においてトルクを消費する各プリーの影響により低くなる。多くの場合、モータ/ジェネレータプリー14が最大の負荷となる。したがって、負荷による最大の張力差は、通常始動時弛緩スパン36から最終中間スパン34にかけて現れる。全体として、この傾向は、最小の張力が掛かりクランクシャフトプリー24に端部がある第1中間スパン32の先端まで続く。

【0030】

ここに図示される実施形態における始動モードでは、モータ/ジェネレータ12が駆動トルクを供給する。最終中間スパン34が最大張力を持つスパンである。第1中間スパン32には、第1テンシヨナ28により与えられる小さな負荷によりほんの少しだけ低減された張力が掛かる。発電モードとは異なり、クランクシャフトプリー24が最大の負荷となる。同様に、負荷による最大の張力差は、第1中間スパン32と発電時緊張スパン38との間にある。これまで、最適化は、駆動レイアウトにおける多くの負荷の配列順序とテンシヨナの配置の作用として検討されていた。図から分かるように、発電モードにおいて最適となるレイアウトは、始動モードにおいて最適となるレイアウトとは本質的に異なる。

【 0 0 3 1 】

従来の補機Vリブドベルト伝動システムにおいて、基本的な設計検討事項は：1) 供給及び消費が予想されるトルクに基づいたベルト幅（一般にリブの数で表される）及び型式の選択；そして、2) ベルトまたはシステムの構成部に対する許容期間内の有効寿命を短くしてしまわない程度に小さく、かつ許容できない滑りが発生しない程度に大きい応力となるような静的張力の選択である。更に、ベルト幅と型式の選択は、有効寿命に影響する。また、これら2つの基本設計検討事項は相互に作用し合う。

【 0 0 3 2 】

補機ベルト伝動システムの設計者にとって変わらない目標は、コストと複雑さに関連する事項を考慮して、これらの条件を同時に最適化することである。最適化は、当業者に知られている多くの幾何学的かつ材料的なパラメータを巧妙に取り扱うことにより達成される。その中の一つが、各々のプーリにおける慣性トルクやその他のトルクを基礎にして、原動プーリと受動プーリを配置するものである。

10

【 0 0 3 3 】

モータ/ジェネレータを含む伝動システムは、新しく難しい制限をもたらし、これまでに実践的な最適化は達成されていない。難しさの根源は、駆動トルクを供給し、最大負荷と慣性トルクを与えるプーリは動作モードに応じて異なるという事実にある。更に、従来の伝動システムにおいて通常遭遇するものよりも、大きい慣性トルク負荷が掛かる。

【 0 0 3 4 】

図示された好ましい実施形態における配置は、モードの組み合わせにおける一定の状況において、特に図2に示されたデザインと構造の第1及び第2テンシヨナ26、27と連携された場合、顕著に補機ベルト伝動システム10を最適化する。第1のテンシヨナ26は、第2のテンシヨナ27と同じデザインと構造をもつため、図2には第1のテンシヨナ26のみが描かれている。

20

【 0 0 3 5 】

第1テンシヨナ26は、第1テンシヨナプーリ28、メインピボット40、ダンパーピボット42、ダンパーアーム44、ダンパーシュー46、ダンパーレース48、バイアススプリング50、ラチェット歯部52、歯止め54、歯止めピボット56、プランジャ58、ソレノイド60、導線62を備える。第1テンシヨナプーリ28、ダンパーレース48、ラチェット歯部52、バイアススプリング50、メインピボット40はテンシヨナ枠体64によって支持される。この実施形態において、バイアススプリング50はスチールコイルである。エラストマーや空気圧を用いた構成部材を含む他の弾性部材を、ばね定数の偏倚力を与えるために採用しても良い。なお、第1テンシヨナ26は第1中間スパン32と最終中間スパン34との間に配置される。第2テンシヨナプーリ29は、始動時弛緩スパン36の端部に配置され、この端部は始動時弛緩スパンのモータ/ジェネレータプーリ14側の端部の反対側である。

30

【 0 0 3 6 】

補機ベルト伝動システム10が発電モードあるいは始動モードの何れかで作動されるとき、モードセンサ66（図6）が、どのモードにあるかを検知する。モードセンサは、補機ベルト伝動システム10を始動させるための電氣的な出力を受ける独立した電氣的なスイッチあるいはリレー、または自動車のイグニッションスイッチの一部であってもよい。モードセンサ66は、一般にモータ/ジェネレータの制御装置内に見出される。モードセンサ66により生成される信号は、信号を処理するための多数の電氣的な回路からなり、第1及び第2アクチュエータ70、71と整合する信号処理装置68を通る。この信号経路の構成要素と、これと連携する構成要素であるモードセンサ66、信号処理装置68、第1及び第2アクチュエータ70、71は、当業者に周知である。この好ましい実施形態における第1及び第2アクチュエータ70、71は、第1及び第2テンシヨナ26、27の各々において、プランジャ58と導線63を有するソレノイド60を備える。好ましい実施形態では、電氣的な信号、センサ、プロセッサ、アクチュエータの利用を考慮するが、機械的、水力学的、空圧的な信号、センサ、プロセッサ、アクチュエータも考えられる。

40

50

【 0 0 3 7 】

信号がソレノイド 6 0 を流れるとき、それは導線 6 2 を介して流れる。ソレノイド 6 0 は信号に対し、プランジャ 5 8 を持ち上げるように反応し、歯止め 5 4 が歯止めピボット 5 6 の回りに、ラチェット歯部 5 2 と係合する位置にまで回転する。このように構成されると、第 1 又は第 2 テンショナプリー 2 8、2 9 は緊張方向にはラチェットできるが、各々弛緩方向に移動することは制限、すなわちロックされる。

【 0 0 3 8 】

発電モードでは、第 1 中間スパン 3 2 と最終中間スパン 3 4 に、最も低い張力が掛かる。第 1 アクチュエータ 7 0 には信号は入力されない。したがって、歯止め 5 8 とラチェット歯部 5 2 は、図示されるように係合されない。第 1 テンショナ 2 6 は、補機ベルト伝動システム 1 0 全体への静的な張力がクランクシャフトプリー 2 4 の下流側かつモータ/ジェネレータプリー 1 4 の上流側に掛かるように作動する。バイアススプリング 5 0 は、第 1 テンショナプリー 2 8 を偏倚させるように作動する。

10

【 0 0 3 9 】

伝動ベルト 3 0 の状態によって許されるならば、バイアススプリング 5 0 は、伸張するようにバイアススプリング 5 0 によって張られる間隔を生む。次に、テンショナ枠体 6 4 により支持される第 1 テンショナプリー 2 8 は、メインピボット 4 0 の回りに時計回りに、図 2 で示される緊張方向に回転する。バイアススプリング 5 0 は、ダンパーアーム 4 4 がダンパーシュー 4 6 をダンパーレース 4 8 に対して押圧するようにする。同時に、ダンパーピボットに対するメインピボットの幾何学的な配置に牽連する時計回りの運動は、ダンパーレース 4 6 がダンパーシュー 4 6 の下を時計回りに移動することを引き起こされ、ダンピング摩擦力を増大させる。伝動ベルト 3 0 に対する第 1 テンショナプリーの偏倚力からダンピング摩擦力は差し引かれる。しかしながら、時計回りの移動とピボット 4 0 と 4 2 との配置関係は、シュー 4 6 のレース 4 8 への係合力を低減する。したがって、ダンピング摩擦力は、第 1 テンショナプリー 2 8 が緊張方向に回転するときに低減される。

20

【 0 0 4 0 】

伝動ベルト 3 0 の状態が第 1 テンショナプリー 2 8 を、バイアススプリング 5 0 により与えられる力に打ち勝って弛緩方向に回転させるとき、反時計回りの移動とメイン及びダンパーピボット 4 0、4 2 の配置関係は、シュー 4 6 のレース 4 8 への係合力を増大させる。したがって、ダンピング摩擦力はテンショニングプリー 2 8 が弛緩方向に回転するときに増大する。ダンピング摩擦力は、伝動ベルト 3 0 に対する第 1 テンショナプリーの偏倚力に加算される。

30

【 0 0 4 1 】

同様に、信号は第 2 アクチュエータ 7 1 を流れる。ソレノイド 6 0 への信号は導線 6 2 を介して流される。ソレノイド 6 0 は信号に反応して、プランジャ 5 8 を持ち上げ、歯止め 5 4 を歯止めピボット 5 6 の回りに回転させ、歯止め 5 4 をラチェット歯部 5 2 と係合させる。

【 0 0 4 2 】

第 2 テンショナ 2 7 は能動的な非対称テンショナとして作動する。このように、このロック要素を備えた構成とされると、第 2 テンショナプリー 2 9 は緊張方向にはラチェットできるが、弛緩方向への動きは制限、すなわちロックされる。アクチュエータ 7 1 が作動しない場合には、テンショナ 2 7 はその行程の限界まで達することが可能であり、伝動ベルト 3 0 を可能な最短の経路に掛け回すことができる。伝動ベルト 3 0 が、この新しい経路になるまでに掛かる時間は、ダンピングシュー 4 6 とダンピングレース 4 8 の連携により供給されるダンピング摩擦力の値に依存する。もし、以下で述べられるように、異なるダンピング構成が利用されたならば、時間は採用された構成によりもたらされるダンピング力のレベルに依存する。

40

【 0 0 4 3 】

しかしながら、歯止め 5 4 の歯部 5 2 との噛合いは、第 2 テンショナ 2 7 を固定し、それによって、伝動ベルト 3 0 を補機ベルト伝動システム 1 0 が発電モードとされる直前に掛

50

けられていた経路に沿った経路に制限する。したがって、補機ベルト伝動システム 10 における張力は、モードが切り替えられても実質的に低減されない。この構成と非対称ダンピングは、発電モードで運転されているときに、補機ベルト伝動システム 10 の最適化に大いに役立つ。

【0044】

補機ベルト伝動システム 10 が始動モードにおいて運転される時、モードセンサ 66 (図 6) は、始動モードであることを検知する。信号は第 1 アクチュエータ 70 に流れされるが、第 2 アクチュエータ 71 には流されない。このように構成されると、第 1 テンシヨナプリー 28 は、緊張方向にラチェットすることができるが、弛緩方向への移動は制限、すなわちロックされる。第 2 テンシヨナ 27 は、ここでは、上で述べられた発電モードにおける第 1 テンシヨナ 26 と同じ方法で作動する。

10

【0045】

以上のように、最終中間スパン 34 は、補機ベルト伝動システム 10 が始動モードにある時、最大の張力が掛かるスパンとなる。始動時弛緩スパン 36 は、最小の張力が掛かるスパンとなる。アクチュエータ 70 の作動がなければ、第 1 テンシヨナ 26 はその行程の限界まで達し、伝動ベルト 30 が可能な最短の経路の周りに掛け回されることを許すであろう。伝動ベルト 30 が、この新しい経路を呈するまでに掛かる時間は、ダンピングシュー 46 とダンピングレース 48 の連携により与えられるダンピング摩擦力の値に依存する。もし、以下で述べられるように、異なるダンピング構成が利用されたならば、この時間は採用された構成により与えられるダンピングのレベルに依存する。

20

【0046】

しかしながら、歯止め 54 の歯部 52 との噛合いは、第 1 テンシヨナ 26 を固定し、それによって、伝動ベルト 30 を補機ベルト伝動システム 10 が始動モードとされる直前に掛けられていた経路に沿った経路に制限する。したがって、補機ベルト伝動システム 10 における張力は、モードが切り替えられても実質的に低減されない。重大なことに、これは、バイアススプリング 50 のばね定数とテンシヨナ 26 の全体的な幾何学的配置を通して、短期の運転性能を過度に悪化されることなく、これまでに利用できた構成によって得られるものよりもはるか低い静的な張力の選択を可能にする。

【0047】

モードが始動から発電に切換わるとき、アクチュエータ 70 は非作動とされ、アクチュエータ 71 は作動される。これは、第 1 テンシヨナ 26 の歯止め 54 がラチェット歯部 54 から離接させ、第 2 テンシヨナ 27 の歯止め 54 がラチェット歯部 54 と係合させ、そして第 1 テンシヨナ 26 と第 2 テンシヨナ 27 が上記発電モードに戻ることを許す。

30

【0048】

第 1 および第 2 アクチュエータ 70、71 の作動は、モードセンサ 66 からの入力や、信号処理装置 68 において見出される付加的なパラメータに厳格に基づいてもよい。例えば、モードが切り替わったとモードセンサ 66 が示した後、第 1 または第 2 アクチュエータ 70、71 を所定時間作動状態に維持するなど、時間の遅れを信号処理装置 68 に組み込むことも可能である。更に、モードセンサが何時モードの切り替えを示すかに関係なく、所定期間後、第 1 アクチュエータ 70 または第 2 アクチュエータ 71 の一方を非作動とすることに有利な点が見出されるであろう。また更に、モードセンサ 66 は、エンジンの r.p.m.、エンジンのマニホールドの圧力、クランクシャフトプリー 24 に掛かるトルクや、モータ/ジェネレータプリー 14 に掛かるトルクをモードの切り替えを判定するために検知してもよい。

40

【0049】

図 3 に代替的な好ましい実施形態が図示される。この実施形態は、第 1 及び第 2 の代替的テンシヨナ 126、127 を除いて、先の実施形態と同じであり、第 1 及び第 2 の代替的テンシヨナ 126、127 は、第 1 及び第 2 取付板 128、129、第 1 および第 2 ダンピングモジュール 130、131、第 1 及び第 2 メインピボット 140、141、そして第 1 及び第 2 可動部 164、165 を備える。第 1 及び第 2 メインピボット 140、14

50

1 は、軸がずれて描かれている。しかしながら、第 1 および第 2 メインピボット 1 4 0、1 4 1 は同軸であることも考えられる。第 1 及び第 2 テンショナプリー 2 8、2 9 を図示されたベルト面に維持するために、どちらが前方を向くかという見地から、第 1 及び第 2 テンショナ可動部 1 6 4、1 6 5 の向きが反転されることもあることを理解されるべきである。

【 0 0 5 0 】

第 1 および第 2 ダンピングモジュール 1 3 0、1 3 1 は同じデザインと構造を持つ。したがって、第 1 ダンピングモジュール 1 3 0 のみが、図 4 において、より詳細に図示される。ダンピングモジュール 1 3 0 は、シリンダ 1 3 2、ピストン 1 3 4、バイパスチューブ 1 3 6、磁気コイル 1 3 8、接続ロッド 1 4 2、接続ピン 1 4 4、本体 1 4 6、そして導線 1 6 2 を備える。シリンダ 1 3 2 とバイパスチューブ 1 3 6 は、レオロジー流体 1 3 3 によって満たされている。この実施形態では、レオロジー流体 1 3 3 は、実質上磁気レオロジー的である。

10

【 0 0 5 1 】

第 1 及び第 2 テンショナ 1 2 6 と 1 2 7 は、第 1 及び第 2 可動部 1 6 4、1 6 5 をそれぞれ緊張方向、反時計回りに偏倚させる弾性部材（不図示）を有する。弾性部材には、捩りコイルばね、巻ばね、あるいはトルクを発生する他の多くの弾性部材の 1 つが含まれる。更に、それらは、トルクを発生するために直線的な弾性部材により作用されるレバーアームを有しても良い。第 1 可動部 1 6 4 の第 1 メインピボット 1 4 0 回りの運動は、接続ロッド 1 4 2 に機械的に連動される。接続ロッド 1 4 2 の運動は、シリンダ 1 3 2 内におけるピストン 1 3 4 を動かし、これはレオロジー流体 1 3 3 を、ピストン 1 3 4 の一方にあるシリンダ 1 3 2 から、ピストン 1 3 4 の他方にあるシリンダ 1 3 2 へと、バイパスチューブ 1 3 6 を介して移動させる。これにより、レオロジー流体 1 3 3 は磁気コイル 1 3 8 のコアを通り抜ける。導線 1 6 2 を介した磁気コイルの作動は、磁気レオロジー流体 1 3 3 に対する磁場に影響を与え、これにより磁気レオロジー流体 1 3 3 の粘性を増大させる。

20

【 0 0 5 2 】

磁気コイル 1 3 8 が作動していないときには、レオロジー流体 1 3 3 はバイパスチューブ 1 3 6 を相対的に抑制されていない状態で通り抜ける。したがって、テンショナ 1 2 6 の運動は、相対的にダンピング力を受けない。しかし、コイル 1 3 8 が作動されると、レオロジー流体 1 3 3 の粘性が増大し、バイパスチューブ 1 3 6 を通り抜けるレオロジー流体 1 3 3 の流れを抑制する。レオロジー流体 1 3 3 に加えられる磁場の強さとこれに起因する粘性との間には直接的な関係がある。バイパスチューブ 1 3 6 に採用された寸法と形状に依存して、ダンピング力は、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 を本質的にロックする程度まで適切に高められ得る。

30

【 0 0 5 3 】

図 6 に図示される信号経路は、この実施形態にも同様に用いられる。この実施形態は、どの様に、何時、どの程度のダンピング力を第 1 及び第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 に与えるかと言う点において新たな自由度を与える。モードセンサ 6 6 の選択と信号処理装置 6 8 内のロジックの扱いにより、第 1 及び第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 のダンピング力の細かい調整が可能となる。例えば、ダンピング力は、補機ベルト伝動システム 1 0 のモードの切り替えに即応して、極めて高いレベルに、そして第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 をロックするのに必要なレベルよりも低く、適切に設定することが可能である。したがって、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 は、弛緩方向にはわずかに緩められることによりモードの変化に応答することができる。そして短い期間の後、ダンピング力は第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 を、補機ベルト伝動システム 1 0 が特定のモードにある期間に渡って新しい位置にロックするために増大される。更に、モードセンサ 6 6 は、第 1 及び第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 の動きや位置をモニタすることができる。この情報は、補機ベルト伝動システム 1 0 の変動すなわち振動に適応し、あるいは先に説明された好ましい実施形態のラチェット効果を擬似的に演出するために第 1 及び第 2 テンシ

40

50

ヨナ 1 2 6、1 2 7 をインテリジェントにダンブ又はロックさせるために信号処理装置 6 8 により処理される。

【 0 0 5 4 】

レオロジー流体 1 3 3 は、実質上電気レオロジー的であってもよい。このような場合、静電板（不図示）が磁気コイル 1 3 8 に取って代わる。全体の動作、及び関係は同じである。更に、ラチェット歯部 5 2、歯止め 5 4、プランジャ 5 8、ソレノイド 6 0、導線 6 2 を備える初めに説明された好ましい実施形態のラチェットの配置を、それぞれ歯部 5 2 を第 1 又は第 2 可動部 1 6 4、1 6 5 に固定し、残りの部分を動かないように固定することにより、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 に組み込むことも可能である。

【 0 0 5 5 】

図 5 には、ダンピングモジュール 1 3 0 に特定した別の実施形態が示される。ここでは、ハイドロリック(hydraulic)流体 1 5 6 がレオロジー流体 1 3 3 に取って代わる。したがって、磁気コイル 1 3 8、バイパスチューブ 1 3 6、導線 1 6 2 は設けられない。この実施形態では、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 の一方が緊張方向に動くとき、ハイドロリック流体 1 5 6 は、シリンダ 1 3 2 の下部から主通路 1 5 4 に送られ、チェックボール 1 4 8 を通りシリンダ 1 3 2 の上部へと送られる。主通路 1 5 4 が相対的に大きいことから、緊張方向への作動は小さなダンピング力を与える。第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 が弛緩方向へ動くときには、ハイドロリック流体 1 5 6 は、シリンダ 1 3 2 の上部から 2 次通路 1 5 0、主通路 1 5 4 の下部へと送られ、そしてシリンダ 1 3 2 の下部へと送られる。2 次通路 1 5 0 は相対的に小さい。したがって、実質的なダンピング力が、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 のこの方向への作動において発生する。制御ピストン 1 5 2 は十分に引っ込んだ状態で描かれている。図 2 に示されたのと同様に、アクチュエータを備える場合には、制御ピストン 1 5 2 は選択的に飛び出す、あるいは引っ込められる。直前の動作の説明は、制御ピストン 1 5 2 が完全に引っ込められた状態を仮定している。制御ピストン 1 5 2 が完全に飛び出す場合には、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 はなお最小のダンピング力で緊張方向へ動くことができる。しかしながら、2 次通路 1 5 0 は、流れを妨害し、第 1 又は第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 を弛緩方向への動きに対してロックする。この実施形態は、弛緩方向に対しては、図 4 の実施形態と同様に、ダンピング力に対し同様の適応性を持つ。

【 0 0 5 6 】

また、図 2 と同様の追加的な実施形態が想像される。ラチェット歯部 5 2 と歯止め 5 4 の噛合歯は、図示された鋸歯形状とは対照的に、真っ直ぐな歯によって各々置き換えることができる。このとき、緊張方向と弛緩方向の両方において第 1 又は第 2 テンショナ 2 6、2 7 をロックするように作動される。ラチェット動作は利用できない。更に、これら全ての歯は、相当する制動面(breaking surface)により置き換えることも可能である。これは第 1 又は第 2 テンショナ 2 6、2 7 によりもたらされるダンピング力に、ダンピング力をロックさせずに、大きなコントロールを及ぼすことができる。

【 0 0 5 7 】

更に、能動的なダンピングやロッキングを備えないテンショナ、例えば、図 7 に示される第 1 又は第 2 テンショナと組み合わせたアプリケーションも考えられる。制御ピストン 1 5 2 のピストンが固定されたダンピングモジュール 1 3 0 が組み込まれた図 3 の第 1 及び第 2 テンショナ 1 2 6、1 2 7 の利用は、別の例である。例えば、Z 型と呼ばれるような様々な他の非対称ダンピングテンショナも用いることができる。第 1 及び第 2 テンショナ 2 6、2 7 は相対的に均衡されている。

【 0 0 5 8 】

上述したように、発電モードでは、始動時弛緩スパン 3 6 には、最終中間スパン 3 4 あるいは第 1 中間スパン 3 2 の張力よりもかなり大きい張力が掛かる。始動モードでは、この関係は逆転する。システムのモードが始動モードから発電モードに変わると、第 2 テンショナ 2 7 がそのベルト弛緩方向に動かされ、すなわち反時計回りに動かされる。同時に第 1 テンショナ 2 6 は、そのベルト緊張方向、すなわち時計回りに移動可能となる。これら

10

20

30

40

50

の動きの速さは、第2テンシヨナ27におけるダンピング力の値によって制約される。この動きは、第2テンシヨナ27がその行程の限界に達するまで続く。

【0059】

この限界は、機械的な限界に達するテンシヨナ枠体64によって設定することができる。また限界は、第2テンシヨナプーリ29が移動する作動円弧の選択によっても設定することができる。反時計回りの動きがベルト弛緩状態からベルト緊張状態へ切り替わるところで中間点に達するようにされる。一旦第2テンシヨナ27が行程の限界に達すると、第1テンシヨナ26は静的な張力を与える。モードが発電モードから始動モードへ、あるいは静止状態から始動モードに変わった場合には、上述の逆のことが同様に起こる。この構成では、第1又は第2テンシヨナ226、227の一方は、他方がその行程の限界に達した後で初めて必要な静的張力を提供する。図示された全ての実施形態は、能動的、受動的、ダンピング、ロッキング、あるいはラチェットされるかに係わらず、伝動ベルト30が、テンシヨナ27、27、126、127をベルト弛緩方向に動かしたときには何時でも、何らかの方式の方向反転抵抗を組み込んでいる。

10

【0060】

説明された実施形態に見出される本発明は、長期及び短期の運転状態を顕著に最適化するとともに、同時にコストと複雑さを実質上最小にする。

【0061】

本発明に対するこれまでの説明と実例として挙げた実施形態は、図面に示され様々な変形例と代替的な実施形態として詳述された。しかしながら、本発明の上記説明は例示的なものに過ぎず、本発明の範囲は、従来技術の観点から理解される請求項によってのみ制限されることを理解されなければならない。更に、ここにおいて、実例として開示された本発明は、ここで特に開示されない如何なる要素がなくとも適切に実施され得る。

20

【図面の簡単な説明】

【図1】 モータ/ジェネレータを有する補機ベルト伝動システムの構成の好ましい実施形態の模式的な図である。

【図2】 モータ/ジェネレータを有する好ましい補機ベルト伝動システムの一部を構成するテンシヨナの詳細図である。

【図3】 モータ/ジェネレータを有する補機ベルト伝動システムの構成の代替的な好ましい実施形態の模式的な図である。

30

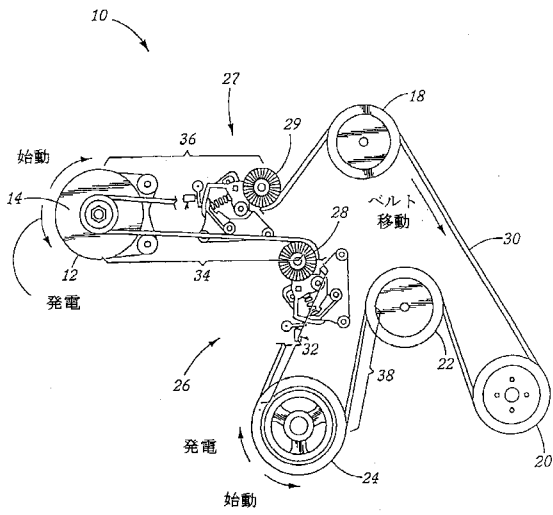
【図4】 モータ/ジェネレータを有する代替的な好ましい補機ベルト伝動システムの一部を構成する代替的なテンシヨナの詳細図である。

【図5】 モータ/ジェネレータを有する代替的な好ましい補機ベルト伝動システムの一部を構成する代替的なテンシヨナの詳細図である。

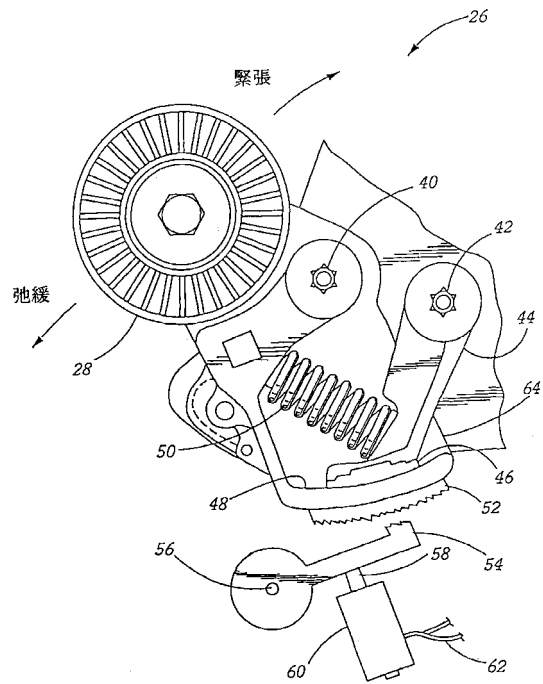
【図6】 制御信号経路のブロック図である。

【図7】 モータ/ジェネレータを有する代替的な好ましい補機ベルト伝動システムの一部を構成する代替的なテンシヨナの詳細図である。

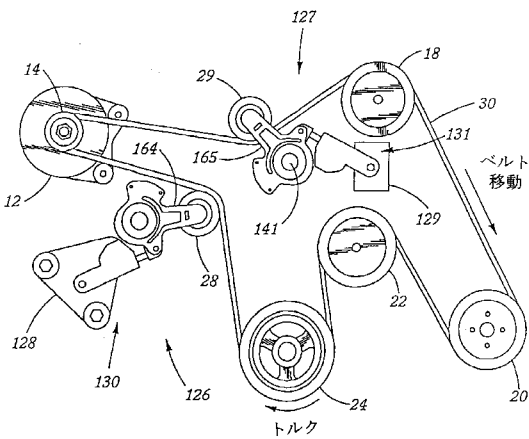
【図1】



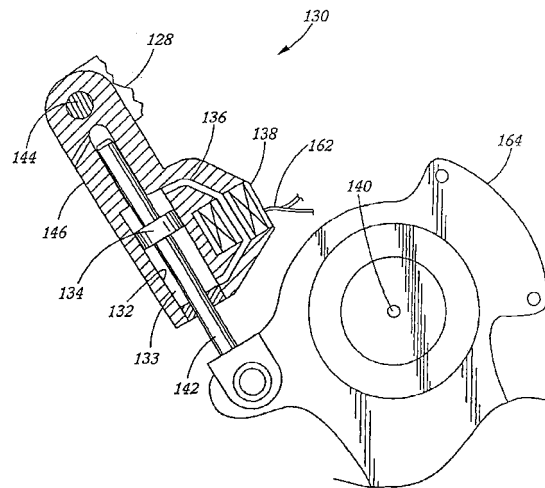
【図2】



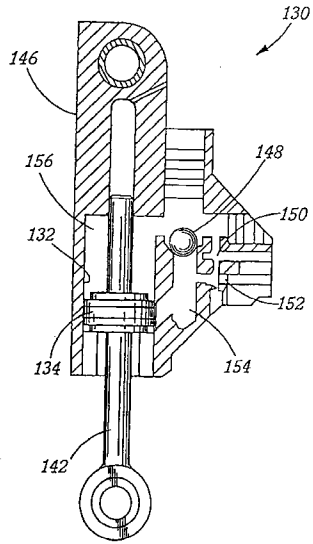
【図3】



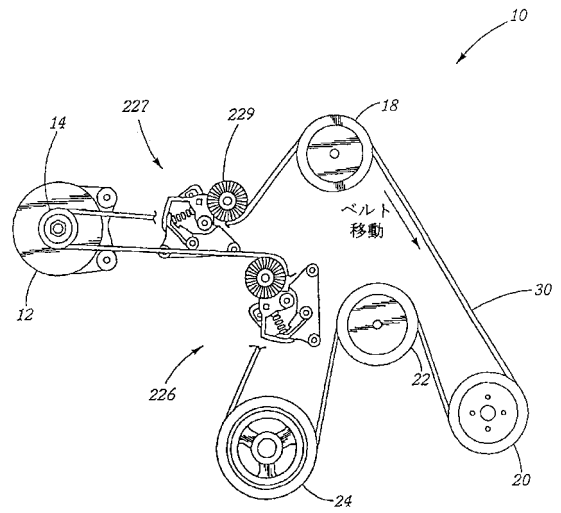
【図4】



【図5】



【図7】



【図6】



フロントページの続き

審査官 鈴木 充

- (56)参考文献 特開平11-190223(JP,A)
特開平09-072394(JP,A)
特開平11-287112(JP,A)
米国特許第05935032(US,A)
米国特許第05752891(US,A)
特許第2951321(JP,B1)
特開2001-059555(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 7/00-7/24

F02B 67/06