

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4429390号
(P4429390)

(45) 発行日 平成22年3月10日(2010.3.10)

(24) 登録日 平成21年12月25日(2009.12.25)

(51) Int.Cl.

F 16 H 55/08 (2006.01)

F 1

F 16 H 55/08

Z

請求項の数 10 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平10-543124
(86) (22) 出願日	平成10年4月9日(1998.4.9)
(65) 公表番号	特表2001-519013(P2001-519013A)
(43) 公表日	平成13年10月16日(2001.10.16)
(86) 國際出願番号	PCT/US1998/007112
(87) 國際公開番号	W01998/045623
(87) 國際公開日	平成10年10月15日(1998.10.15)
審査請求日	平成17年4月11日(2005.4.11)
(31) 優先権主張番号	60/043,165
(32) 優先日	平成9年4月10日(1997.4.10)
(33) 優先権主張国	米国(US)
(31) 優先権主張番号	09/057,170
(32) 優先日	平成10年4月8日(1998.4.8)
(33) 優先権主張国	米国(US)

(73) 特許権者	ジェネシス パートナーズ, エル. ピー. アメリカ合衆国 ペンシルベニア 190 44, ホーシャム, ケアディーン ドライ ブ 405エフ
(74) 代理人	弁理士 山本 秀策
(72) 発明者	バーリンガー, バーナード イー., ジュ ニア アメリカ合衆国 ペンシルベニア 189 25, ファーロング, シュガーボトム ロ ード 2132

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】歯車装置システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

以下を包含する歯車装置システム：

第一複数歯を有する第一歯車(10)であって、該各歯は、第一歯プロフィールを有し、該第一歯プロフィールは、該第一歯車(10)の歯元内にある第一凹部(10b)と該第一歯車(10)の歯先内にある第一凸部(10c)との間に配置された第一移行ゾーン(10a)を包含する；および第二複数歯を有する噛み合い歯車(12)であって、該各歯は、第二歯プロフィールを有し、該第二歯プロフィールは、該噛み合い歯車(12)の歯元内にある第二凹部(12b)と該噛み合い歯車(12)の歯先内にある第二凸部(12c)との間に配置された第二移行ゾーン(12a)を包含する；

該システムは、以下により特徴付けられる：

(1) 該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールは、該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールと接合される；該第二凹部(12b)は、該第一凸部(10c)と接合され、そして該第二凸部(12c)は、該第一凹部(10b)と接合され、ここで、該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールは、該第一および第二移行ゾーン(10a, 12a)では、該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールに接合せず；そして

(2) 該第一歯(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールに付随した曲率半径および該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールに付隨した曲率半径を含むパラメータを有する数学的関数が一定であって、該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールおよび該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールの相対曲率が

一定であり、それらのピッチ点にて、 20° 圧力角インボリュート歯車の相対曲率未満であることを特徴とする、歯車装置システム。

【請求項 2】

以下を包含する歯車装置システム：

第一複数歯を有する第一歯車(10)であって、該各歯は、第一歯プロフィールを有し、該第一歯プロフィールは、該第一歯車(10)の歯元内にある第一凹部(10b)と該第一歯車(10)の歯先内にある第一凸部(10c)との間に配置された第一移行ゾーン(10a)を包含する；および第二複数歯を有する噛み合い歯車(12)であって、該各歯は、第二歯プロフィールを有し、該第二歯プロフィールは、該噛み合い歯車(12)の歯元内にある第二凹部(12b)と該噛み合い歯車(12)の歯先内にある第二凸部(12c)との間に配置された第二移行ゾーン(12a)を包含する；

10

該システムは、以下により特徴付けられる：

(1)該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールは、該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールと接合される；該第二凹部(12b)は、該第一凸部(10c)と接合され、そして該第二凸部(12c)は、該第一凹部(10b)と接合され、ここで、該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールは、該第一および第二移行ゾーン(10a、12a)では、該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールに接合せず；そして(2)該第一歯(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールに付随した曲率半径および該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールに付随した曲率半径を含むパラメータを有する数学的関数が一定であって、該第一歯車(10)の該第一複数歯と該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯との最大接触応力が一定であり、ここで、該第一歯車(10)の該第一複数歯と該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯が噛み合うことを特徴とする、歯車装置システム。

20

【請求項 3】

前記第一歯車(10)の回転軸が、前記噛み合い歯車(12)の回転軸と平行であることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の歯車装置システム。

【請求項 4】

前記第一歯車(10)の回転軸が、前記噛み合い歯車(12)の回転軸と一定角度をなすことを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の歯車装置システム。

【請求項 5】

30

前記第一歯車(10)の前記第一複数歯の前記第一歯プロフィールが、第一横断面プロフィールであり、そして前記噛み合い歯車(12)の前記第二複数歯の前記第二歯プロフィールが、第二横断面プロフィールであることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の歯車装置システム。

【請求項 6】

前記第一歯車(10)の前記第一複数歯と前記噛み合い歯車(12)の前記第二複数歯との噛み合い間の接触が、以下に沿ってなされることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の歯車装置システム：

(a)該第一歯車(10)の該第一複数歯の前記第一歯プロフィールの前記第一凹部(10b)および該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の前記第二歯プロフィールの前記第二凸部(12c)、および

40

(b)該第一歯車(10)の該第一複数歯の該第一歯プロフィールの前記第一凸部(10c)および該噛み合い歯車(12)の該第二複数歯の該第二歯プロフィールの前記第二略凹部(12b)。

【請求項 7】

前記第一歯車(10)および前記噛み合い歯車(12)が、螺旋状歯車であることを特徴とする、請求項 6 に記載の歯車装置システム。

【請求項 8】

前記第一歯車(10)の角速度と前記噛み合い歯車(12)の角速度との比が、一定であることを特徴とする、請求項 7 に記載の歯車装置システム。

【請求項 9】

50

前記第一移行ゾーン(10a)および前記第二移行ゾーン(12a)に沿って、前記第一歯車(10)の前記第一複数歯と前記噛み合い歯車(12)の前記第二複数歯との噛み合い間の接触がなされないことを特徴とする、請求項1または2に記載の歯車装置システム。

【請求項10】

前記第一移行ゾーン(10a)および前記第二移行ゾーン(12a)に沿って、前記第一歯車(10)の前記第一複数歯と前記噛み合い歯車(12)の前記第二複数歯との噛み合い間の接触がなされないことを特徴とする、請求項6に記載の歯車装置システム。

【発明の詳細な説明】

発明の分野

本発明は、接合した歯車のプロフィールの構成に関する。特に、本発明は、平歯車の設計および構成に、またははすば歯車の横断面プロフィールとして、直接適用され得る。10

発明の背景

歯車の歯における高い接触応力が、歯の陥凹(pitting)および最終的な故障を引き起こすので、歯車の歯での接触応力を低くするために、いくつかの試みがなされている。これらの試みの多くは、より一般的なインボリュート形状に加えて、Wildhaber型およびNovikov型の歯車装置に基づいている。Novikov型歯車では、その横断面でのプロフィールは、円弧形であり、そのピニオンは凸状であり、歯車は凹状である。円弧形プロフィールに伴う問題点は、それらが接合して(conjugate)いないことにある。接合プロフィールでは、その角速度比は、正確に一定となる。各横断面では、噛み合いサイクル全体にわたって、連続的な接触があり、その接触点は、各プロフィールに沿って、駆動歯の先端の方へと、また、従動歯の基部の方へと移動する。Rouvelotの米国特許第3,937,098号は、接合していない歯車装置プロフィールの一例を提供している。20

変化し得る角速度比は受け入れられないので、Novikov型歯車は、常に、螺旋状に作製されている。このことは、各横断面では、一対の点だけが接触することを意味する。任意の瞬間では、接触が起こる1個の横断面が存在し、この接触点は、この歯車が回転するにつれて、その歯面に沿って軸方向に移動する。このような歯車は、一般に、大きな音を立てるので、広く使用されてはいない。同じことは、Wildhaber型歯車にもあてはまり、これは、垂直の断面では、円弧形に形成されている。さらに最近では、他のプロフィールが提案されており、これらのプロフィールでは、各横断面にて、2個以上の接触点が存在する。しかしながら、それらは、依然として、たった今述べた欠点がある。30

発明の要旨

本発明に従って構成した歯車装置システムは、第一複数歯(各歯は、第一歯プロフィールを有する)を有する第一歯車および第二複数歯(各歯は、第二歯プロフィールを有する)を有する噛み合い歯車を包含する。第一歯車の第一複数歯の第一歯プロフィールは、第一歯車の歯元内にある第一凹部と第一歯車の歯先内にある第一凸部との間に配置された第一移行ゾーンを包含する。第二歯車の第二複数歯の第二歯プロフィールは、噛み合い歯車の歯元内にある第二凹部と噛み合い歯車の歯先内にある第二凸部との間に配置された第二移行ゾーンを包含する。第二歯車の第二複数歯の第二歯プロフィールの第二凸部は、第一歯車の第一複数歯の第一歯プロフィールの第一凹部と接合され、そして第二歯車の第二複数歯の第二歯プロフィールの第二凹部は、第一歯車の第一複数歯の第一歯プロフィールの第一凸部と接合される。40

【図面の簡単な説明】

図1は、本発明に従って構成した第一歯車装置システムの接合プロフィールを示す。

図2は、本発明に従って構成した第二歯車装置システムの接合プロフィールを示す。

図3A~3Dは、本発明が組み込むことができる種々の型の歯車装置システムを示す。

発明の詳細な説明

図1を参照すると、本発明に従って構成した歯車装置システムは、第一複数歯(各歯は、第一歯プロフィールを有する)を有する第一歯車10および第二複数歯(各歯は、第二歯プロフィールを有する)を有する噛み合い歯車12を包含する。第一歯車10の第一複数歯の第一プロフィールは、第一歯車の歯元内にある第一凹部10bと第一歯車の歯先内にある第一凸50

部10cとの間に配置された第一移行ゾーン10aを包含する。噛み合い歯車12の第二複数歯の第二歯プロフィールは、噛み合い歯車の歯元内にある第二凹部12bと噛み合い歯車の歯先内にある第二凸部12cとの間に配置された第二移行ゾーン12aを包含する。

噛み合い歯車12の第二複数歯の第二歯プロフィールの第二凹部12bは、第一歯車10の第一複数歯の第一歯プロフィールの第一凸部10cと接合されており、そして噛み合い歯車12の第二複数歯の第二歯プロフィールの第二凸部12cは、第一歯車の第一複数歯の第一歯プロフィールの第一凹部10bと接合されている。さらに、噛み合い歯車12の第二複数歯の第二歯プロフィールの第二移行ゾーン12aは、第一歯車10の第一複数歯の第一歯プロフィールの第一移行ゾーン10aと接合でき、その結果、噛み合い歯車の第二歯プロフィールは、第一歯車の第一歯プロフィールと接合される。このことは、これらの歯車が噛み合い状態にあるとき、その角速度比が一定であることを意味する。10

一対の接合プロフィールは、ピニオン歯プロフィール、歯車歯プロフィール、基準ラックプロフィール、または接触経路の形状のいずれかにより、規定できる。これらの4個の形状のいずれか1個が既知であるとき、他の3個の形状を算出することは可能である。これらの形状を発見する方法は、Buckingham(Analytical Mechanics of Gears, McGraw-Hill, New York, 1949)(Doverにより再発行された(New York, 1963))により記述されており、その全てが、本明細書中で参考として援用されている。一対のプロフィールを規定する最も一般的な方法は、基準ラックの形状を選択することである。例えば、もし、基準ラックのプロフィールが直線状なら、インボリュート歯車が得られる。それより一般的ではないが、1個の歯プロフィールの形状が選択される。例えば、Gerotor内歯歯車ポンプでは、その外部回転部のローブは、円形である。それよりさらに一般的ではないが、この接触経路の形状が選択される。例えば、サイクロイド歯車は、その接触経路が2個の円弧からなるプロフィールを有するものとして、規定できる。20

接合した歯車の歯プロフィールを設計するために、以下の方法を考慮する。接合プロフィールの2個の重要な特性が存在し、これらは、Buckinghamにより記述されている。第一に、これらは、the Law of Gearingを満たさなければならず、これは、接触点における共通の垂線(これはまた、作用線としても知られている)が、常に、ピッチ点を通過することを述べている。第二に、これらのプロフィールの曲率半径₁および₂は、the Euler-Savary方程式を満たさなければならない。

$$\frac{1}{\rho_1 - S} + \frac{1}{\rho_2 + S} = \frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right), \quad (1)$$
30

ここで、R_{p1}およびR_{p2}は、ピッチ円半径であり、 ϕ は、歯車対の圧力角(すなわち、作用線と、中心線に垂直なピッチ点を通る線との間の角度)である；Sは、ピッチ点から接触点までの距離であり、接触点が中心線の一方の側にあるとき、正であり、そして他の側にあるとき、負である；₁および₂は、曲率半径であり、凸状プロフィールに対しては正であり、そして凹状プロフィールについては負である。曲率半径の逆数である1/₁および1/₂は、曲率として知られている。

本明細書中にて、噛み合い歯間の接触と呼ぶときはいつでも、実際、実用的な理由のために、歯車の歯の噛み合いは、しばしば、薄い潤滑膜を通して接触するにすぎないことが分かるということに注目するということは、重要である。従って、「接触」と「非接触」の間の区別は、このような潤滑薄膜の標準厚さ、およびこの膜を介した力の伝達を基準にして、なされる。40

もし、相対曲率を一定に保つべきなら、曲率半径は、以下の関係を満たすべきである：

$$\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \text{一定} \quad (2)$$

言い換れば、例えば、図1で示す歯車装置システムなどは、本発明に従って、第一歯プロフィールおよび第二歯プロフィールの相対曲率が一定になるように設計できる。

もし、その代わりに、接触応力を一定に保つべきなら、曲率半径は、以下の関係を満たす50

べきである：

$$\frac{1}{\cos \phi} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) = \text{一定} \quad (2a)$$

言い換えれば、例えば、図1で示す歯車装置システムなどは、本発明に従って、第一歯車10の噛み合い歯と噛み合い歯車12との間の接触応力が一定であるように設計できる。

方程式(2)および(2a)は、一定に設定した任意の所定の数学的関数で置き換えて、第一歯プロフィールに関連した曲率半径および第二歯プロフィールに関連した曲率半径により(方程式(2)および(2a)のように)パラメータで表わしてもよい。方程式(1)および(2)、(1)および(2a)、または(1)および一定に設定される任意の所定の数学的関数(曲率半径によりパラメータで表わされた)は、Sおよびの値が既知のときはいつでも、₁および₂の値を発見するように解くことができる。
10

これらの2個の歯車のプロフィールは、今ここで、以下の様式で見出すことができる。そのピッチ点近くの接触経路上にて、初期点S=S₀、=₀を選択し、ここで、Sおよびは、この点の極座標である。これらの2個のプロフィール点の半径R₁およびR₂および対応するプロフィール角度₁および₂は、今ここで、通常の方法により、見出すことができる。

一旦、Sおよびが既知になると、₁および₂の値は計算できる。半径₁の円弧として第一歯車の歯プロフィールの僅かな増分を作成することもまた、可能である。次いで、半径R₁、およびこの増分を加え終わった時点でのプロフィール角度₁が計算され、そして接合プロフィールの従来の理論を使用して、R₂、₂、Sおよびの対応する値もまた、算出できる。このプロセスは、第一歯車の歯先および噛み合い歯車の歯元を構成するのに望ましい頻度で、繰り返される。接触経路上の多数の点の座標が見出されているので、その基準カッターの形状は、通常の方法により推定できる。一群の歯車は、基準カッターと接合する歯車から構成される。その基準ラックは、この基準カッターと補い合うものであり、基準ラックの歯プロフィールは、従って、無限数の歯を備えた群に属する歯車のものと同じである。
20

第一歯車の歯元および噛み合い歯車の歯先の形状を見出すために、上で説明した全手順は、ピッチ点の反対側の接触経路上の初期点から始まって、繰り返される。適当な初期点は、S=-S₀、=₀により与えられるが、これらの値を使用することは必須ではない。S₀の推奨値は、0.1モジュールと0.5モジュールの間にあり、この場合、モジュールとは、中心距離Cおよび歯数N₁およびN₂によって、2C/(N₁+N₂)として規定される長さであり、これに対して、₀は、プロフィール角度₁および₂が両方の初期点において正であるような、任意の値であり得る。
30

上記手順は、各歯車の歯先および歯元の設計を記述しているが、この歯元と歯先の間には、各プロフィールの小部分が存在し、その形状は、いまだに決定されていない。この部分は、移行ゾーンと呼ばれる。

この移行ゾーンのプロフィールは、3つの様式のうちの1つで設計できる。もし、2個の初期点およびピッチ点が同一線上にあるなら、歯車に対応する基準ラックの移行ゾーン部分は、直線により形成でき、その結果、この歯車歯プロフィールは、移行ゾーンにおいて、螺旋状となる。もし、2個の初期点およびピッチ点が同一線上にないなら、この基準ラックの歯元部分および歯先部分は、任意の滑らかな曲線(例えば、立体曲線)により接合でき、これは、この移行ゾーンの末端において、プロフィールの連続性およびプロフィール勾配を提供する。それゆえ、歯車の移行ゾーンは、この歯車に対応する基準ラックのプロフィールにおいて、滑らかな曲線により形成される。
40

もし、この歯車歯の移行ゾーンが、たった今記述した方法のいずれかにより設計されるなら、2個の歯車歯プロフィールは、その全長に沿って接合される。これらのプロフィールは、従って、例えば、平歯車などに使用でき、または、例えば、はすば歯車などの横断面プロフィールとして使用できる。これらのプロフィールは、しかしながら、その相対曲率(従って、また、接触応力)が、一般に、この歯先または歯元よりも、この移行ゾーンにお
50

いて、ずっと高いという欠点がある。

図1は、インボリュート移行ゾーン10aおよび12aと共に、21歯のピニオンおよび72歯の歯車を示す。その歯先および歯元では、接触応力は、参照値の0.75倍に等しく、この場合、参照値とは、同じ歯数、中心距離、面幅および入力トルクを有するインボリュート歯車対の20°圧力角のピッチ点での接触応力である。そのピッチ円では、しかしながら、この移行ゾーンの中間にいて、接触圧力は、その参照値の1.76倍に等しい。それゆえ、一定の接触応力設計の利点は失われる。

第三の設計方法は、より好ましい選択であるが、この移行ゾーン内での接触がないようなプロフィールを設計することである。この場合、噛み合い歯間の接触は、凸状歯先部分および凹状歯元部分に沿ってのみ、なされる。例えば、接触が、歯車の凸状歯先部分とピニオンの凹状歯元部分の間およびピニオンの凸状歯先部分と歯車の凹状歯元部分の間ににおいてなされるように、歯車およびピニオンの装置が設計できる。これらのプロフィールは、従って、その移行ゾーンでは接合されない。それゆえ、第一歯車の角速度と噛み合い歯車の角速度との一定比を維持するためには、この歯車は、本発明に従って設計した横断面プロフィールを備えて、螺旋状とするべきである。

図2は、15歯のピニオンおよび90歯の歯車の横断面プロフィールを示し、これらは、移行ゾーン20aおよび22aに沿って接触がなされないように、設計できる。図2の縮尺のために、また、この移行ゾーンの細かく微妙な性質のために、単に図2を見ただけでは、接している歯元面では、この移行ゾーンに沿って接触がなされないという事実を識別することは不可能であることに注目することは、重要である。これらのプロフィールの歯先部分20cおよび22c、および歯元部分20bおよび22bは、その参照値の51%に等しい最大相対曲率で、方程式(1)および(2a)を用いて設計される。

形状円から先端円までのプロフィールに沿った連続的な接触はないので、従来の様式では、その接触比を規定することは不可能である。その歯元に対する接触比および歯先に対する接触比が計算でき、これらの量の合計は、全横断接触比と呼ばれる。この全横断接触比の値は、歯数および必要な接触応力に依存する。表1は、もし、この全横断接触比が少なくとも1.2であるべきなら、その参照値のパーセントとして、達成可能な最低の相対曲率を示す。

表1

少なくとも1.2の全横断接触比を与える、参照値のパーセントとしての達成可能な最低の相対曲率

N_2	40	60	80	100
N_1				
15	52	51	51	51
20	51	51	49	49
30	51	49	49	49
40	49	49	49	49

もし、歯車対の横断プロフィールが、方程式(1)および(2a)を用いて、上記手順に従って設計されるなら、その接触応力は、これらの歯車が平歯車であるという条件で、一定である。はすば歯車対での状況は、その接触応力が、その垂直断面での相対曲率および負荷強度の両方に依存するので、それより複雑である。次に、この負荷強度は、その接触線の長さ(これは、この噛み合いサイクル全体にわたって変わる)に依存する。この接触線の長さもまた、この移行ゾーンでの接触がないとき、小さくなり得る。この種のプロフィールに

10

20

30

40

50

については、この接触応力を計算するための簡単な式はない。この接触応力は、しかしながら、数的に計算できる。このような計算から、以下の結論を導き出すことができる。この横断プロフィールを、方程式(2)または方程式(2a)のいずれかを用いて、本発明に従って設計するとき、その相対曲率は、充分な接触比を維持しつつ、その参照値の約半分に保持できる(表1を参照)。この接触応力は、次いで、この噛み合いサイクル全体にわたって、全ての接触点でほぼ一定であり、その最大値は、全部同じ寸法を有するインボリュート歯車対で起こる最大接触応力よりも著しく小さい。

上記プロフィール構成方法はまた、内歯車対の歯プロフィールを設計するのに使用できる。

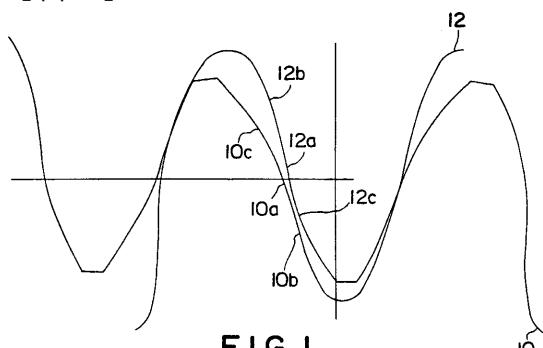
あるいは、内歯歯車はまた、上記方法により設計した外歯車に接合される歯プロフィールを用いて、従来の方法により設計できる。この手順は、遊星歯車セットを設計するために必要であり得、ここで、その中心部および遊星部は、上記方法により設計され、そして内歯歯車は、この遊星部の歯プロフィールと接合する歯プロフィールで設計される。

本発明に従って構成した歯車は、通常の方法により切断してもよいことに注目すべきである。これらの外歯歯車は、ホブ切りされて、切りかす、または総形切りかすが生じ、この内歯歯車は、ピニオンカッターを用いて成形できる。

本発明に従って設計される基準ラックは、例えば、冠歯車のプロフィールとして使用でき、これは、一対の傘歯車の歯プロフィールを規定する。

本発明は、種々の異なる歯車装置システムに組み込むことができる。図3Aで示す平歯車装置システムでは、第一歯車10の回転軸は、噛み合い歯車12の回転軸と平行である。図3Bの交差はすば歯車システムでは、第一歯車40の回転軸は、噛み合い歯車42の回転軸と垂直である。図3Cのハイポイド歯車装置システムでは、第一歯車50の回転軸は、噛み合い歯車52の回転軸と交差していない。図3Dの螺旋傘歯車装置システムでは、第一歯車60の回転軸は、噛み合い歯車62の回転軸と一定角度である。

【図1】



【図2】

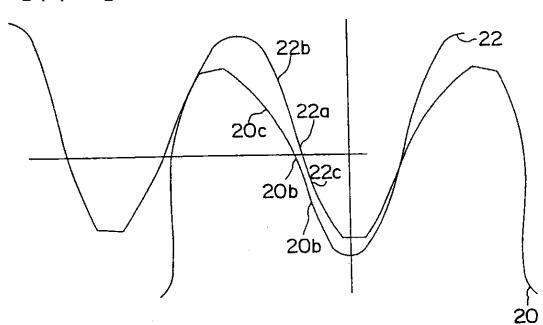


FIG.2

【図3A】

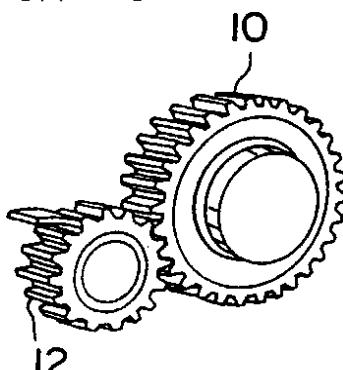
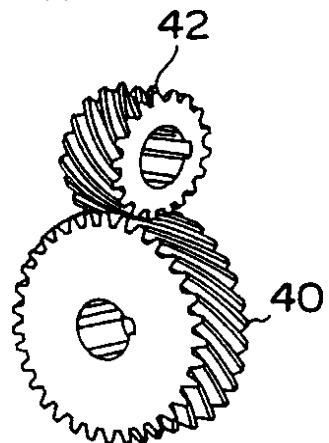
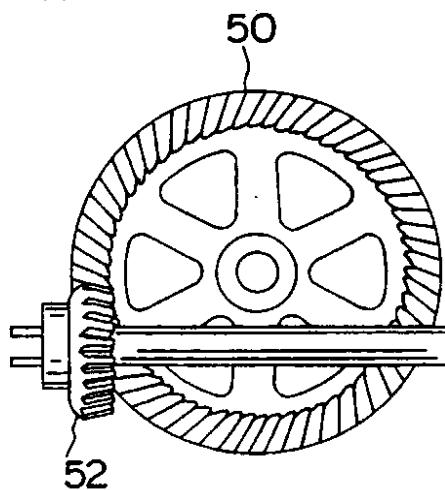


FIG.3A

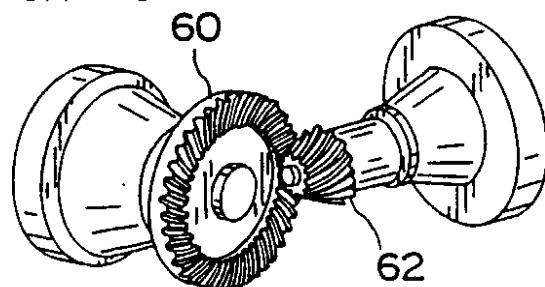
【図 3B】

**FIG. 3B**

【図 3C】

**FIG. 3C**

【図 3D】

**FIG. 3D**

フロントページの続き

(72)発明者 コルボーン, ジョン ロバート
カナダ国 ティー8エヌ 4エル6 アルバータ, セント アルバート, レノックス ドライブ
28

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 特開昭51-082851(JP, A)
特公昭50-020207(JP, B1)
特開昭49-032039(JP, A)
米国特許第05271289(US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 55/00 - 55/30