

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3920398号
(P3920398)

(45) 発行日 平成19年5月30日(2007.5.30)

(24) 登録日 平成19年2月23日(2007.2.23)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 1/32 (2006.01)

F I

F 1 6 H 1/32

A

請求項の数 3 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平9-108425	(73) 特許権者	000002107
(22) 出願日	平成9年4月25日(1997.4.25)		住友重機械工業株式会社
(65) 公開番号	特開平10-299841		東京都品川区北品川五丁目9番11号
(43) 公開日	平成10年11月13日(1998.11.13)	(74) 代理人	100089015
審査請求日	平成16年2月13日(2004.2.13)		弁理士 牧野 剛博
		(74) 代理人	100076129
			弁理士 松山 圭佑
		(74) 代理人	100080458
			弁理士 高矢 諭
		(72) 発明者	峯岸 清次
			愛知県大府市朝日町六丁目1番地 住友重
			機械工業株式会社 名古屋製造所内
		(72) 発明者	石川 哲三
			愛知県大府市朝日町六丁目1番地 住友重
			機械工業株式会社 名古屋製造所内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内接嚙合遊星歯車構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

外部部材と連結される第1軸と、

該第1軸と同心の円周上に配置され、該第1軸と連動して回転する複数の振り分け軸と、

該複数の振り分け軸上にそれぞれ設けられた偏心体と、

該偏心体に嵌合されることにより、前記第1軸に対して偏心回転可能とされた外歯歯車と、

前記第1軸と同心に組み込まれ、前記外歯歯車が該第1軸に対して偏心回転しながら内接嚙合する内歯歯車と、

前記複数の振り分け軸と連結された第2軸と、

を備えた内接嚙合遊星歯車構造において、

前記第1軸に設けられた太陽ローラと、

前記複数の振り分け軸のそれぞれに設けられ、該太陽ローラと各々外接する複数の遊星ローラと、

前記太陽ローラの直径と遊星ローラの直径の2倍との和より小さい内径を有し、前記遊星ローラが内接するようにして組み込まれた与圧リングと、

を備えたことを特徴とする内接嚙合遊星歯車構造。

【請求項2】

請求項1において、

10

20

前記と圧リングが、各遊星ローラの外側で自由に回転可能とされている
ことを特徴とする内接噛合遊星歯車構造。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 において、

前記遊星ローラが、前記複数の各振り分け軸に、スプラインを介して設けられている
ことを特徴とする内接噛合遊星歯車構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、減速機あるいは増速機、特に小型で高出力が要求されると共に、極めて低騒音
であることが要求される減速機、あるいは増速機に適用するのに好適な、内接噛合遊星歯
車構造に関する。

10

【0002】

【従来の技術】

従来、入力軸（第 1 軸）の回転を複数の振り分け軸の回転に分割・振り分けた上で減速す
るタイプの内接噛合遊星歯車構造が、例えば特開昭 60 - 260737 号公報、特開平 5
- 44789 号公報、同 5 - 340450 号公報、あるいは米国特許第 3129611 号
、英国特許第 927648 号等において提案されている。

【0003】

図 4～6 に、前記特開平 5 - 44789 号公報に開示された内接噛合遊星歯車構造の例を
示す。

20

【0004】

入力軸（第 1 軸）10 が回転すると、この回転に対応して 1 段目の減速機構 S1 の歯車 2
0 及び 30（31、32、33）を介して 2 段目の減速機構 S2 の 3 本の振り分け軸 40
（41、42、43）がそれぞれ同一方向（入力軸 10 とは逆方向）に同一の速度で回転
する。この 3 本の振り分け軸 40 には、それぞれ偏心体 50 が軸方向に並んで 2 個、合計
6 個（51a、51b、52a、52b、53a、53b）嵌め込まれている。

【0005】

偏心体 50 が振り分け軸 40 の回転に伴って同一方向に同一速度で回転すると、この偏
心体 50 に嵌合された 2 枚の外歯歯車 60（60a、60b）が入力軸 10 に対してそれぞ
れ偏心回転する。2 枚の外歯歯車 60 は、その最大偏心方向が互いに 180°ずらしてあ
り、それぞれ入力軸 10 と同心の内歯歯車 70 に内接している。

30

【0006】

この例では、外歯歯車 60 の歯数が 58、内歯歯車 70 の歯数が 60 に設定されているた
め、その歯数差は 2 である。従って、振り分け軸 40（あるいはこれに組み込まれた偏
心体 50）がそれぞれ 1 回転する毎に、外歯歯車 60 は入力軸 10 に対して 1 回だけ偏心
回転することになり、その結果、内歯歯車 70 に対して 2 歯分だけ位相がずれる（自
転することになる。この「ずれ」、即ち外歯歯車 60 の自転は、振り分け軸 40 を介してこ
れらと連結された出力軸（第 2 軸）80 のフランジ部 81 及び支持リング 82 に伝達され
る。支持リング 82 側に伝達された回転力は、3つのキャリアピン 90（91、92、93
）によって出力軸 80 のフランジ部 81 に集結される。

40

【0007】

この結果、2 段目の減速機構 S2 では、振り分け軸 40 が 1 回転すると、出力軸 80 は該
振り分け軸 40 の回転方向と逆の方向（入力軸 10 と同一方向）に 2/58 だけ回転する
ことになる。このようにしてこの内接噛合遊星歯車構造においては、1 段目の減速機構 S
1 で太陽歯車 20 と遊星歯車 30 の噛合により、（太陽歯車 20 の歯数 = 12）/（遊星
歯車 30 の歯数 = 36）の減速比が得られ、更に、2 段目の減速機構 S2 によって（2/
58）の減速比が得られることから、結局合わせて（12/36）×（2/58）= 1/
87 の総減速比が得られることになる。

【0008】

50

このような振り分けタイプの内接噛合遊星歯車構造は、少ない構成部品で高減速比が得られるため、例えば工業用のロボットの駆動系等に広く採用されている。

【 0 0 0 9 】

なお、上記従来例では、第 1 軸（入力軸 1 0）から入力された回転を減速して第 2 軸（出力軸 8 0）より取り出す「減速機」に適用していたが、この第 1 軸と第 2 軸の入出力関係を逆転させれば、上記構造を「増速機」に適用することもできる。以降、便宜上「減速」という語を用いるが、この概念の中には入出力を逆にしたときの「増速」の概念を含むものとする。

【 0 0 1 0 】

【発明が解決しようとする課題】

10

この種の振り分けタイプの内接噛合遊星歯車構造における 1 段目の減速機構 S 1 の太陽歯車 2 0、遊星歯車 3 0 は、減速する機能のほか入力軸（第 1 軸）1 0 の回転力を複数個（図 4～6 の例では 3 個）の振り分け軸 4 0 に振り分ける「振り分け歯車」としての機能を有している。即ち、1 段目の減速機構 S 1 の太陽歯車 2 0、遊星歯車 3 0 による動力の振り分けがなければ、2 段目の減速機構 S 2 はその動力の受入自体が不可能な構成となっている。そのため、1 段目の減速機構 S 1 と 2 段目の減速機構 S 2 は互いに自由な寸法であることは許されず、相互に寸法を制約し合う。

【 0 0 1 1 】

1 段目の減速機構 S 1 の減速比は実用上 1 / 5 程度が限界である。しかしながら、2 段目の減速機構 S 2 の減速は、上述した図 4～図 6 のような、外歯歯車 6 0 と内歯歯車 7 0 との歯数差が「2」の場合で 1 / 3 0、特開昭 6 0 - 2 6 0 7 3 7 号のように歯数差が「1」の場合は 1 / 6 0 程度が容易に得られる。

20

【 0 0 1 2 】

このように、1 段目の減速機構 S 1 は減速比を大きく取れないため、伝達トルクは小さく、一方、2 段目の減速機構 S 2 は、1 段目の減速機構 S 1 で増幅されたトルクを受けて、これを更に大きな減速比で減速するため、伝達トルクは非常に大きくなる。そのため、2 段目の減速機構 S 2 ではこの大きな伝達トルクを扱うために 3 本の振り分け軸 4 0 の配置円の半径 R 1 は（なるべく大きい方が有利であるため）通常は内歯歯車 7 0 のピッチ円の半径 R 2 のほぼ 1 / 2 程度に設定される。ところが、この振り分け軸 4 0 の配置円の半径 R 1 は、前記振り分け構造の制約から、そのまま 1 段目の減速機構 S 1 の太陽歯車 2 0 と遊星歯車 3 0 の中心間距離 R 3 と等しくならなければならない。即ち、 $R 1 = R 3$ が成立しなければならないという制約がある。

30

【 0 0 1 3 】

このことは、1 段目の減速機構 S 1 は、2 段目の減速機構 S 2 の伝達トルクよりもはるかに小さいトルクしか扱わないにも拘らず（トルク伝達という点のみからすれば、R 3 より小さい中心間距離の歯車対で十分であるにも拘らず）、2 段目の減速機構 S 2 の大きさとの関係から必要以上に大きい（R 1 と同じ大きさの）中心間距離 R 3 になってしまっていることを意味する。

【 0 0 1 4 】

一般に、歯車伝導装置の騒音は、歯車の種類と加工精度が同一の場合には、その噛合点における周速度に比例して大きくなることが知られている。即ち、公知の内接噛合遊星歯車構造は、動力伝達上は不必要な大きさの歯車対を 1 段目（高速側）に有するため、該 1 段目の減速機構 S 1 の歯車騒音が非常に大きくなるという問題があり、そのため、低騒音の要求されるシステムには組み込むことができないという大きな問題を有していた。

40

【 0 0 1 5 】

本発明は、このような従来の問題に鑑みてなされたものであって、低騒音を簡易且つ低コストな構成で実現することのできる（振り分けタイプの）内接噛合遊星歯車構造を提供することを目的とする。

【 0 0 1 6 】

【課題を解決するための手段】

50

本発明は、外部部材と連結される第1軸と、該第1軸と同心の円周上に配置され、該第1軸と連動して回転する複数の振り分け軸と、該複数の振り分け軸上にそれぞれ設けられた偏心体と、該偏心体に嵌合されることにより、前記第1軸に対して偏心回転可能とされた外歯歯車と、前記第1軸と同心に組み込まれ、前記外歯歯車が該第1軸に対して偏心回転しながら内接噛合する内歯歯車と、前記複数の振り分け軸と連結された第2軸と、を備えた内接噛合遊星歯車構造において、前記第1軸に設けられた太陽ローラと、前記複数の振り分け軸のそれぞれに設けられ、該太陽ローラと各々外接する複数の遊星ローラと、該複数の遊星ローラの全てに外接する円の直径より小さい内径を有し、前記遊星ローラが内接するようにして組み込まれた与圧リングと、を備えたことにより、上記課題を解決したものである。

10

【0017】

本発明においては、1段目の減速機構における減速と動力振り分けの両機能を従来のように歯車の噛合によって実現するのではなく、太陽ローラと遊星ローラとの摩擦伝導によって実現するようにした。摩擦伝導によるトルク伝達は、歯車噛合によるトルク伝達よりも確保し得るトルク伝達量は小さくなるが、もともと1段目の減速機構において伝達すべき伝達トルクは、該1段目の減速機構における（変更できない大きな）軸間寸法、あるいはローラ寸法に比較して小さいため、特に問題とはならない。

【0018】

その一方で、この1段目の減速機構を摩擦伝導によって構成することにより、騒音の発生を極めて低く押さえることができるようになる。

20

【0019】

ところで、このように摩擦伝導によって1段目の減速機構のトルク伝達を実現すると、当該摩擦伝達を実現するためのローラ間の摩擦力を生じさせるための与圧をどのようにして発生させるかという問題が新たに生じる。

【0020】

この種の与圧は、一般には、互いに接しているローラのそれぞれの半径の合計より、該ローラの軸間距離を若干小さめに設定することにより与えられる。しかしながら、ローラが金属でできていると（ゴム等の弾性材ではいかに1段目とはいえ、必要な伝達トルクを確保できない）、この軸間距離（軸の中心間距離）、あるいは2つのローラの半径の合計が製造誤差（組付け誤差）等によってわずかでも変化すると、それに伴って与圧力が非常に大きく変化してしまうという問題がある。

30

【0021】

即ち、軸間距離が僅かでも小さくなると、与圧力は劇的に大きくなり、伝達ロスが大きくなるだけでなく、騒音や振動も大きくなり易い。逆に、軸間距離が僅かでも大きくなると与圧力は急激に減少してスリップが発生し、やはりトルク伝達が良好に行われなくなる。

【0022】

しかしながら、この種の振り分けタイプの内接噛合遊星歯車構造では、遊星ローラの組込まれる振り分け軸は、外歯歯車を偏心回転させるための支持ベースとなるだけでなく、該外歯歯車の自転と共に各振り分け軸が一体となって入力軸のまわりで回転しなければならない。従って各遊星ローラと太陽ローラとの軸間距離のばらつきを「所定の摩擦力が発生する公差内に納める」というのは事実上不可能に近い。

40

【0023】

本発明では、この（新たに発生すると予想される）問題を解決するために、ローラ間に摩擦力を発生させるための与圧を中心間距離の調整によるのではなく、与圧リングによって与えるようにしたものである。

【0024】

即ち、この与圧リングは、太陽ローラ120の直径と遊星ローラ130の直径の2倍との和より小さい（全ての遊星ローラに外接する円の直径より小さい）内径を有し、全遊星ローラが内接するようにして組み込まれる。この方法で与圧を与えると、軸間距離の調整によって与圧を与える方法に比べ、実際に発生する与圧力の変化の度合いが（同じ加工誤差

50

や組付誤差であっても)はるかに小さくなるという利点が得られる。

【0025】

【発明の実施の形態】

以下図面に基づいて本発明の実施の形態の例を詳細に説明する。

【0026】

図1は、本発明に係る内接嚙合遊星歯車構造が適用されたギヤドモータGMを示す部分断面図、図2は、1段目の減速機構S101の構成を示す図1の矢示II-II線に沿う略示断面図、又、図3は、2段目の減速機構S102の構成を示す図1の矢示III-III線に沿う略示断面図である。

【0027】

図1において、モータMの出力軸102は、カップリング104を介して1段目の減速機構S101の入力軸(第1軸)110と連結されている。

【0028】

入力軸110には、太陽ローラ120が図示せぬスプラインを介して固着されている。この太陽ローラ120の廻りには、図2に示されるように、3本の振り分け軸140(141、142、143)が該太陽ローラ120と同心に(即ち入力軸110と同心に)配置されている。各振り分け軸140には、それぞれ太陽ローラ120と外接する遊星ローラ130(131、132、133)がスプライン131a、132a、133aを介して取り付けられる。そのため、遊星ローラ130は振り分け軸140に対し回転方向には一体であるが、半径方向には若干動き得る構成とされている。

【0029】

この3つの遊星ローラ130には、与圧リング137が巻回されている。この与圧リング137は、太陽ローラ120の直径Dsと遊星ローラ130の直径Dpの2倍を足した長さよりも締め代だけ小径の自由内径(組込む前の内径)Diを持つもので、適度な可撓性を有し、容易に弾性変形可能である。与圧リング137は、図2のP1、P2、P3の位置において該与圧リング137を半径方向内側に変形させることにより容易に組込むことができる。この与圧リング137は、単に各遊星ローラ130の外側で自由に回転する。即ち、太陽ローラ120と遊星ローラ130との間には与圧を与える仕事だけを行い、両者の回転には特に寄与せず、又拘束もしない。この与圧リング137により遊星ローラ130は所定の押付力で太陽ローラ120に押し付けられ、両者間に所定の摩擦力が発生する。

【0030】

振り分け軸140を入力軸とする2段目の減速機構S102の構成については、外歯歯車160が1枚構造とされている他は、基本的に前述した図4~図6に示された構造と略同一である。そのため、図1及び図3において、図4及び図6と対応する部位あるいは部材に図4及び図6で付した符号と下2桁が同一の符号を付すこととし、重複説明を省略する。

【0031】

次に、このギヤドモータGMの作用に関し、主に従来と異なる1段目の減速機構S101の作用を中心に説明する。

【0032】

このギヤドモータGMにおける1段目の減速機構S101での動力伝達は、従来の歯車嚙合による動力伝達に代えて、太陽ローラ120と遊星ローラ130との摩擦伝導によって行われる。即ち、入力軸110が回転することによってスプライン125を介して太陽ローラ120が回転すると、これに接触している遊星ローラ130が回転し、スプライン131a、132a、133aを介して振り分け軸140へと動力が伝達される。

【0033】

ここで、与圧リング137は、締め代をもって遊星ローラ130の外周に巻回されているため、太陽ローラ120と遊星ローラ130の間には圧接力(与圧力)Psが、又、遊星ローラ130と与圧リング137の間には圧接力Piがそれぞれ生じる。太陽ロー

10

20

30

40

50

ラ 1 2 0 と遊星ローラ 1 3 0 との間に発生する圧接力 P_s は、それぞれのローラ 1 2 0、1 3 0 のヘルツの変形による荷重を発生し、又、遊星ローラ 1 3 0 と与圧リング 1 3 7 との間に生じる圧接力 P_i は、遊星ローラ 1 3 0 に対してはヘルツの変形を与えると共に、与圧リング 1 3 7 に対してはヘルツの変形と共に曲がり張りとしての張りの曲がりによる荷重を発生する。この張りの曲がりとはヘルツの変形に比較すると桁の異なる巨大な変形となる。

【 0 0 3 4 】

太陽ローラ 1 2 0、遊星 1 3 0 の与圧による変形は、それぞれの中心間距離に誤差を生じさせるが、スプライン連結による遊嵌構造により各振り分け軸 1 4 0 の軸間距離には影響しない。

10

【 0 0 3 5 】

又、両ローラ 1 2 0、1 3 0 間の圧接力（与圧力） P_s もこのスプライン連結による遊嵌構造のため入力軸 1 1 0 及びその軸受 1 1 1 にほとんど作用しない。

【 0 0 3 6 】

このように、各荷重によって発生する変形の中に張りの曲がり成分が入っているため、ローラ径や与圧リング内径の加工誤差や摩耗によって生じる寸法変化に対し、太陽ローラ 1 2 0 と遊星ローラ 1 3 0 との間の圧接力（与圧力） P_s の変化が鈍感になり、常に所定の与圧力を確保することができる。

【 0 0 3 7 】

このギヤドモータ GM は、このように従来大きな騒音の発生源となっていた 1 段目の減速機構 S 1 0 1 の動力伝達を摩擦伝導によって実現し、且つ、太陽ローラ 1 2 0、遊星ローラ 1 3 0 に摩擦力を発生させるための与圧力を軸間距離の調整によってではなく、与圧リング 1 3 7 の巻回によって得るようにしたため、加工誤差や組付け誤差、あるいは摩耗によって生じる寸法変化に依存して与圧力が大きく変化することがなく、常に安定した動力伝達を行うことができる。

20

【 0 0 3 8 】

更には、歯車の噛合による不連続な動力伝達ではなく、歯のないローラの摩擦力による連続的な動力伝達ができるため、出力軸 1 7 0 において出力されるトルクがそれだけ安定化するという作用も得られる。

【 0 0 3 9 】

30

【 発明の効果 】

以上説明したように、本発明によれば、振り分けタイプの内接噛合遊星歯車構造の 1 段目の減速機構の動力伝達を摩擦伝導によって実現し、且つ、その摩擦伝導を行うための各ローラに対する与圧力の付与を（軸間調整によってではなく）与圧リングの組込みによって行うようにしたため、加工誤差や組付け誤差、あるいは経時変化等の影響をほとんど受けることなく、常に安定した与圧力を確保することができるようになるという優れた効果が得られる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明に係る内接噛合遊星歯車構造が適用されたギヤドモータの部分断面図

【 図 2 】 図 1 の矢示 II - II 線に沿う略示断面図

40

【 図 3 】 図 1 の矢示 III - III 線に沿う略示断面図

【 図 4 】 従来の内接噛合遊星歯車構造が適用された減速機の例を示す断面図

【 図 5 】 図 4 の矢示 V - V 線に沿う略示拡大断面図

【 図 6 】 図 4 の矢示 VI - VI 線に沿う略示断面図

【 符号の説明 】

1 1 0 ... 入力軸（第 1 軸）

1 2 0 ... 太陽ローラ

1 3 0 ... 遊星ローラ

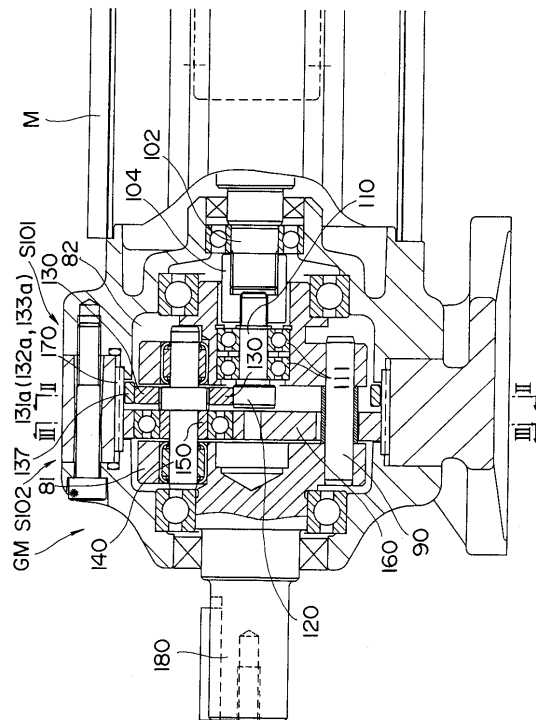
1 3 7 ... 与圧リング

1 4 0 ... 振り分け軸

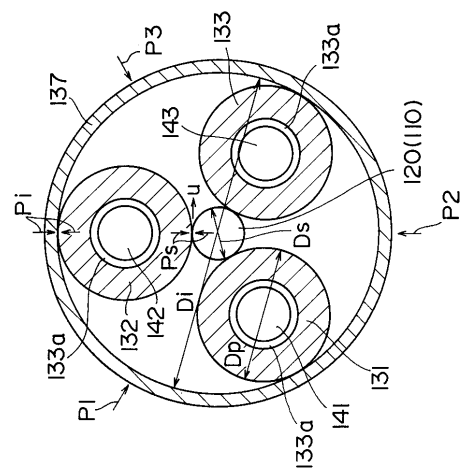
50

- 1 5 0 ... 偏心体
 1 6 0 ... 外齒齒車
 1 7 0 ... 內齒齒車
 1 8 0 ... 出力軸 (第 2 軸)

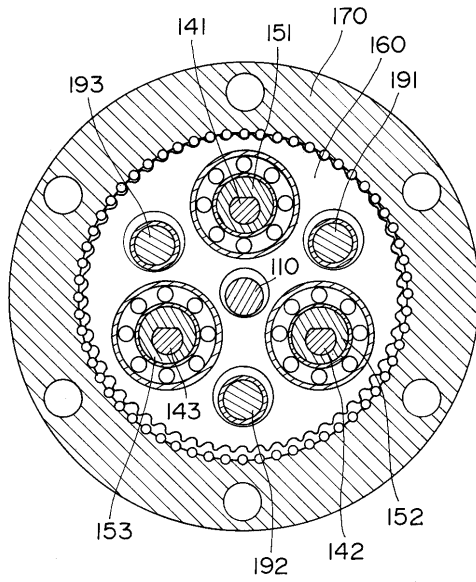
【 図 1 】



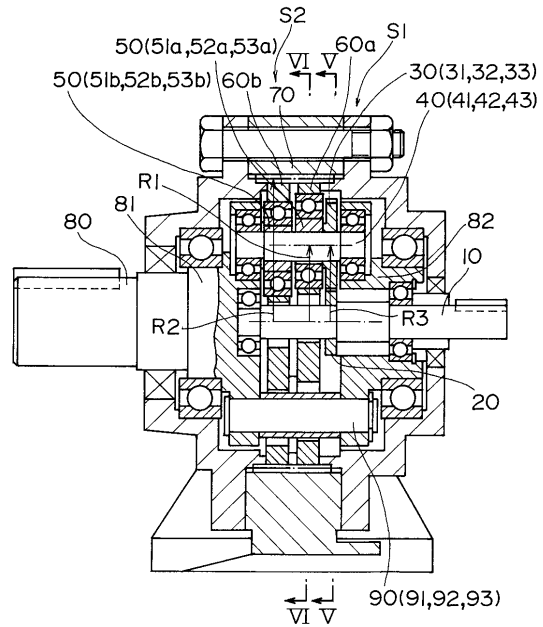
【 図 2 】



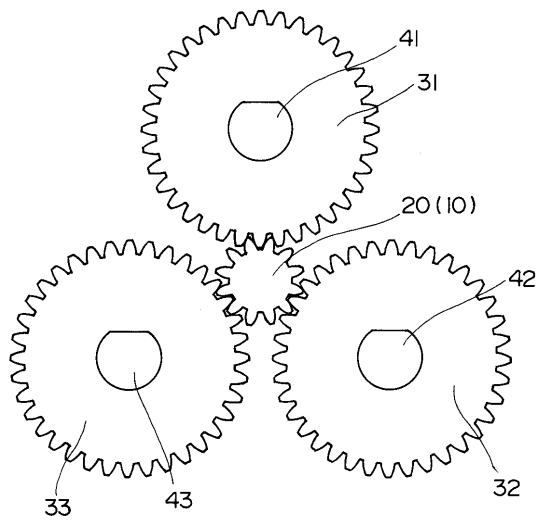
【図 3】



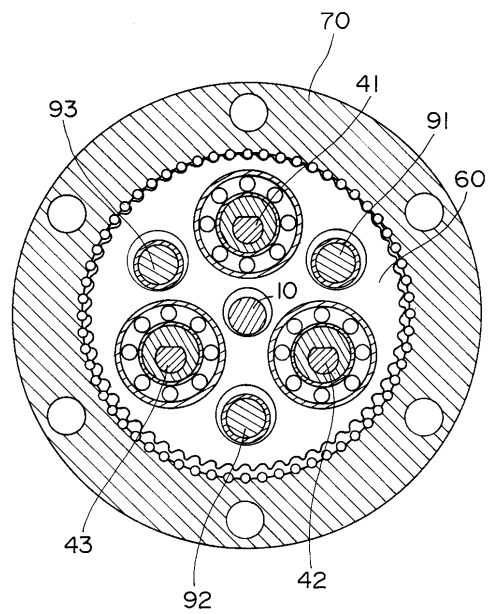
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

(72)発明者 江川 正則

愛知県大府市朝日町六丁目 1 番地 住友重機械工業株式会社 名古屋製造所内

審査官 小林 忠志

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

特開平 0 6 - 0 4 2 6 0 0 (J P , A)

特開昭 6 3 - 2 7 5 8 3 4 (J P , A)

実開昭 5 6 - 1 7 1 4 5 7 (J P , U)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F16H 1/28- 1/48

F16H 13/00-15/56

F16H 37/02