

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-150412

(P2009-150412A)

(43) 公開日 平成21年7月9日(2009.7.9)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H 57/04 (2006.01)	F 1 6 H 57/04 N	3 J 0 3 0
F 1 6 H 55/17 (2006.01)	F 1 6 H 55/17 Z	3 J 0 6 3
F 1 6 H 57/02 (2006.01)	F 1 6 H 57/02 3 0 1 C	

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2007-326303 (P2007-326303)	(71) 出願人	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(22) 出願日	平成19年12月18日 (2007.12.18)	(74) 代理人	100072604 弁理士 有我 軍一郎
		(74) 代理人	100140501 弁理士 有我 栄一郎
		(72) 発明者	中村 和明 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	門司 史紀 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		Fターム(参考)	3J030 AC01 BA05 BB17 CA10

最終頁に続く

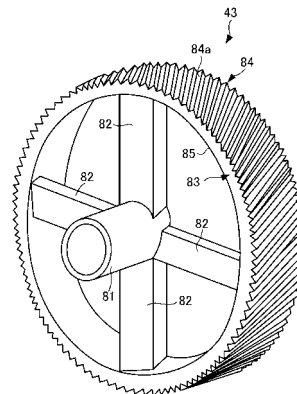
(54) 【発明の名称】 はすば歯車および動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 剛性および強度を保ちつつ、軽量化を図ることができるはすば歯車およびはすば歯車を備えた動力伝達装置を提供すること。

【解決手段】 小径環状部 8 1 と、小径環状部 8 1 の外周部から放射方向に延在する複数の支柱 8 2 と、支柱 8 2 の放射方向外端部に小径環状部 8 1 の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部 8 3 と、大径環状部 8 3 の放射方向外周面に形成され、小径環状部 8 1 の軸線方向に対して傾斜する歯筋 8 4 a を有する歯部 8 4 とを備えたはすば歯車からなるセカンドドリブンギヤ 4 3 等において、支柱 8 2 の外周両側面が歯筋 8 4 a の法線方向と同方向に延在するように、支柱 8 2 を放射方向軸の軸周りに傾ける。

【選択図】 図 3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転軸の外周部に嵌合される小径環状部と、前記小径環状部の外周部から放射方向に延在する複数の支柱と、前記支柱の放射方向外端部に前記小径環状部の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部と、前記大径環状部の放射方向外周面に形成され、前記小径環状部の軸線方向に対して傾斜する歯筋を有する歯部とを備えたはずば歯車において、

前記支柱の外周両側面が前記歯筋の法線方向と同方向に延在するように、前記支柱を放射方向軸の軸周りに傾けたことを特徴とするはずば歯車。

【請求項 2】

前記支柱が、前記小径環状部の軸方向と同方向に延在する外周両側面を有することを特徴とする請求項 1 に記載のはずば歯車。 10

【請求項 3】

前記支柱の放射方向内端部が前記小径円筒部を囲むように接続されることを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載のはずば歯車。

【請求項 4】

請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 の請求項に記載のはずば歯車を有する動力伝達装置であって、

ケースと、前記ケースに収納された入力軸および出力軸と、前記入力軸および前記出力軸に前記小径環状部が嵌合され、前記大径環状部の歯部が互いに噛合する前記はずば歯車と、前記入力軸および出力軸を前記ケースに回転自在に支持する軸受とを備え、 20

前記ケースの底面に貯留される潤滑油を前記入力軸または出力軸に設けられた前記はずば歯車によって掻き上げるようにしたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 5】

前記ケースに設けられ、前記ケース内の圧力と前記ケース外の圧力差に応じて前記ケース内と外部との間で空気を流通させるブリーザ手段を有することを特徴とする請求項 4 に記載の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、はずば歯車および動力伝達装置に関し、特に、小径環状部と歯部を有する大径環状部とを支柱によって連結することにより、小径環状部と大径環状部の間に貫通孔を形成するようにしたはずば歯車および動力伝達装置に関する。 30

【背景技術】

【0002】

はずば歯車は、回転軸に対して歯筋がつる巻状に傾斜して切られた円筒歯車であり、回転軸と平行に歯筋が切られた平歯車と歯筋の向きにおいて異なるようになっている。このはずば歯車は、平行に配置された 2 軸にそれぞれ固定され、これらははずば歯車同士が噛合することにより、2 軸間において回転運動を伝達する。このはずば歯車は、平歯車に比べて噛み合い率が大きいため、大きいトルクを伝達するのに有利な歯車である。

【0003】

このはずば歯車を備えた変速機としては、例えば、入力軸、出力軸およびファイナル軸のそれぞれにはずば歯車が嵌着されており、これらははずば歯車同士が噛合することによって入力軸に内燃機関から入力される回転運動が出力軸を介してファイナル軸に伝達され、ファイナル軸に入力された回転運動が車輪を駆動するドライブ軸に出力されるようになっている。 40

【0004】

ところで、変速機において発生する騒音は、はずば歯車や軸、ベアリング等が回転することによって生じる騒音と、これらの振動が変速機ケース等に伝播して変速機ケース等が共振することによって発生する騒音とに大別される。

【0005】

従来、この変速機において発生する騒音は、主に変速機ケース等にリップを追加する等の対策を施すことにより、変速機ケース等の共振を防止することによって騒音の低減が試みられていた。

【0006】

ところが、近年においては、内燃機関の低騒音化やタイヤが回転することによって発生する騒音の低減化、ボディの改良による風切り音の低減化等が確実に実現されてきており、変速機ケースにおいて発生する騒音を無視することができないようになってきている。

【0007】

加えて、近年においては、車両への変速機の搭載スペースの制約やトランスミッション自体の重量の制約等が一層厳しくなっており、変速機ケース等への対策を実施することは非常に困難になっている。このため、変速機ケース等への対策以外の他の騒音低減技術の開発が必要となっている。

10

【0008】

このような要求に対しては、はすば歯車の構造を工夫して騒音の抑制や変速機の軽量化を図るようにしたものが、図11のように示される(例えば、特許文献1参照)。図11において、はすば歯車1は、入力軸や出力軸に嵌合される小径環状部としてのハブ部2と、ハブ部2の外周部から放射方向に延在する複数の支柱3と、支柱3の放射方向外端部にハブ部2の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部4と、大径環状部4の放射方向外周面に設けられ、ハブ部2の軸線方向に対して傾斜する歯筋を有する歯部5(図11の一部を示す)とを備えており、支柱3の間に貫通孔6が形成されることによって肉抜きが施されている。

20

【0009】

このはすば歯車1にあっては、はすば歯車1の歯部5が噛合する際の放射方向および接線方向の弾性変形を許容することができるため、はすば歯車1の歯部5同士が噛合する際に歯部5同士が衝突して振動が発生することによって生ずる騒音や、はすば歯車1に加わる負荷が変動等することにより、歯部5の噛合のタイミングが変動することによって生ずる振動に起因する騒音を低減し、これらの振動が変速機ケース等に伝播して変速機ケース等が共振するのを抑制することができる。

【0010】

また、支柱3の間に貫通孔6が形成されることにより、はすば歯車1が肉抜きされるので、はすば歯車1の軽量化を図ることができ、結果的に変速機の軽量化を図ることができる。

30

【特許文献1】特開2005-69401号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0011】

しかしながら、このような従来のはすば歯車1にあっては、ハブ部2と大径環状部4の間を支柱3によって連結し、支柱3の間に貫通孔6を形成しているため、軽量化を図ることができるが、はすば歯車1の回転方向に加わる荷重に対して支柱3の形状に工夫を施していないため、はすば歯車1のより一層の軽量化を図る余地がある。

40

【0012】

すなわち、はすば歯車1の歯部5を噛合させてはすば歯車1を回転させると、図12(a)(b)に示すように、はすば歯車1には、はすば歯車1の回転方向に加わる荷重Fに対して歯部5の歯筋5aと直交する法線方向の分力aと歯筋5aと平行な方向の分力bが加わる。

【0013】

ここで、図12(a)(b)に示すように、支柱3の両側面3aをはすば歯車1の軸線方向に対して直交する方向に延在させ、支柱3の両側面3bをハブ部2の軸線方向と平行に延在させるようにして支柱3を薄肉にしたものを考える。

【0014】

50

このとき、支柱3に加わる分力aおよび分力bに対して支柱3の内部応力の分布にばらつきが発生してしまい、特に、分力aに対する支柱3の内部応力の分布のばらつきが大きくなってしまう。

このため、支柱3の板厚を薄くしてしまうと、はずば歯車1の剛性および強度が低下して、支柱3の板厚を厚くして支柱3に加わる分力aおよび分力bに対して剛性および強度が低下するのを防止する必要がある。したがって、従来のはずば歯車1の剛性および強度を保ちつつ、軽量化を図ることは困難であり、未だ改善がある。

【0015】

本発明は、上述のような従来の問題を解決するためになされたもので、剛性および強度を保ちつつ、軽量化を図ることができるはずば歯車およびはずば歯車を備えた動力伝達装置を提供することを目的とする。

10

【課題を解決するための手段】

【0016】

本発明に係るはずば歯車は、上記目的を達成するため、(1)回転軸の外周部に嵌合される小径環状部と、前記小径環状部の外周部から放射方向に延在する複数の支柱と、前記支柱の放射方向外端部に前記小径環状部の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部と、前記大径環状部の放射方向外周面に形成され、前記小径環状部の軸線方向に対して傾斜する歯筋を有する歯部とを備えたはずば歯車において、前記支柱の外周両側面が前記歯筋の法線方向と同方向に延在するように、前記支柱を放射方向軸の軸周りに傾けたものから構成されている。

20

【0017】

この構成により、支柱の外周両側面が歯筋の法線方向と同方向に延在するように、支柱が放射方向軸の軸周りに傾けられるので、はずば歯車の回転方向に加わる荷重に対して、歯部に対して直交する方向の分力と歯筋と平行な方向の分力が支柱に加わった場合に、この歯筋に直交する方向の分力と平行な方向の分力に対する支柱の内部応力の分布を均一にすることができる。

【0018】

このため、支柱の肉厚を、はずば歯車の回転方向に対する荷重に対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱の軽量化を図ることができる。

30

【0019】

上記(1)に記載のはずば歯車において、(2)前記支柱が、前記小径環状部の軸方向と同方向に延在する外周両側面を有するものから構成されている。

【0020】

この構成により、支柱が、小径環状部の軸方向と同方向に延在する外周両側面を有するので、打ち抜き等によって小径環状部と大径環状部の間に貫通孔を形成することにより、小径環状部と大径環状部の間に支柱を形成する場合に、打ち抜き方向と支柱の外周両側面の方向とを同じ方向にすることができ、支柱を簡単に形成することができる。

【0021】

上記(1)(2)に記載のはずば歯車において、(3)前記支柱の放射方向内端部が前記小径円筒部を囲むように接続されるものから構成されている。

40

【0022】

この構成により、支柱の放射方向内端部が小径円筒部を囲むように接続されるので、支柱の放射方向外端部にはずば歯車の回転方向にモーメントが加わった場合に、支柱の放射方向内端部の剛性を高くすることができ、支柱の肉厚を、はずば歯車の回転方向に対する荷重に対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱の軽量化を図ることができる。

【0023】

本発明に係る動力伝達装置は、(4)上記のはずば歯車を有する動力伝達装置であって、ケースと、前記ケースに収納された入力軸および出力軸と、前記入力軸および前記出力

50

軸に前記小径環状部が嵌合され、前記大径環状部の歯部が互いに噛合する前記はすば歯車と、前記入力軸および出力軸を前記ケースに回転自在に支持する軸受とを備え、前記ケースの底面に貯留される潤滑油を前記入力軸または出力軸に設けられた前記はすば歯車によって掻き上げるようにしたもものから構成されている。

【0024】

この構成により、支柱の外周両側面が歯筋の法線方向と同方向に延在するように、支柱が放射方向軸の軸周りに傾けられるので、入力軸のはすば歯車と出力軸のはすば歯車の噛合面において、はすば歯車の回転方向に加わる荷重に対して、歯部の歯筋と直交する方向の分力と歯筋と平行な方向の分力が支柱に加わった場合に、この歯筋に直交する方向の分力と平行な方向の分力に対する支柱の内部応力の分布を均一にすることができる。

10

【0025】

このため、支柱の肉厚を、はすば歯車の回転方向に対する荷重に対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱の軽量化を図ることができる。この結果、動力伝達装置の軽量化を図ることができる。

【0026】

また、支柱の外周両側面が歯筋の法線方向と同方向に延在するように、支柱が放射方向軸の軸周りに傾けられるので、支柱をプロペラとして機能させることができ、ケースの底面に貯留される潤滑油を入力軸または出力軸に設けられたはすば歯車によって掻き上げたときに、支柱によって潤滑油の流動に指向性を与えることができる。

【0027】

このため、はすば歯車の近傍に入力軸または出力軸を軸支する軸受が位置している場合には、支柱によって潤滑油を軸受に強制的に供給して軸受を潤滑することができ、動力伝達装置の潤滑性能を向上させることができる。

20

【0028】

上記(4)に記載の動力伝達装置において、(5)前記ケースに設けられ、前記ケース内の圧力と前記ケース外の圧力差に応じて前記ケース内と外部との間で空気を流通させるブリーザ装置を有するものから構成されている。

【0029】

この構成により、支柱をプロペラとして機能させることができるので、はすば歯車の回転時に気流の流れを生じさせることができ、ケース内の気圧を最適化することができる。

30

【0030】

このため、はすば歯車によって掻き上げられる潤滑油量が多くなったときに、外気に対してケース内の一部分の気圧が他の部分に対して高くなるのを防止することができ、ブリーザ手段から潤滑油が吹き出してしまおうのを防止することができる。

【発明の効果】

【0031】

本発明によれば、剛性および強度を保ちつつ、軽量化を図ることができるはすば歯車およびはすば歯車を備えた動力伝達装置を提供することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0032】

以下、本発明に係るはすば歯車および動力伝達装置の実施の形態について、図面を用いて説明する。

40

【0033】

(第1の実施の形態)

図1～図9は、本発明に係るはすば歯車および動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、本発明を動力伝達装置としての手動変速機を有するトランスアクスルに適用した例を示している。

【0034】

まず、構成を説明する。

図1は手動変速機を備えたトランスアクスルを示す図である。図1において、トランス

50

アクスル 20 は、変速機 21 を備えており、変速機 21 は、ケースとしての第 1 のケース 22 および第 2 のケース 23 によって画成される空間に収納された入力軸および回転軸としてのインプットシャフト 32 と、インプットシャフト 32 に取付けられたファーストドライブギヤ 33、セカンドドライブギヤ 34、サードドライブギヤ 35、フォースドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37 およびリバースドライブギヤ 38 とを備えている。

【0035】

また、ファーストドライブギヤ 33 およびセカンドドライブギヤ 34 はインプットシャフト 32 に固定されており、インプットシャフト 32 と共に回転するようになっている。

また、サードドライブギヤ 35、フォースドライブギヤ 36 およびフィフスドライブギヤ 37 はインプットシャフト 32 に対して空転可能となっており、所定のシンクロ機構のスリーブ 39、40 をインプットシャフト 32 の軸線方向（以下、単に軸線方向という）にスライドさせることにより、インプットシャフト 32 と結合してインプットシャフト 32 と共に回転する。

また、インプットシャフト 32 はクラッチを介して内燃機関であるエンジンに連結されており、インプットシャフト 32 はエンジンからの駆動力によって回転する。

【0036】

また、変速機 21 は、出力軸および回転軸としてのアウトプットシャフト 41 を備えており、このアウトプットシャフト 41 は、インプットシャフト 32 と略平行に延在し、このアウトプットシャフト 41 にはファーストドリブンギヤ 42、セカンドドリブンギヤ 43、サードドリブンギヤ 44、フォースドリブンギヤ 45 およびフィフスドリブンギヤ 46 および出力ギヤ 47 が設けられている。

【0037】

出力ギヤ 47、サードドリブンギヤ 44、フォースドリブンギヤ 45 はアウトプットシャフト 41 に固定されており、アウトプットシャフト 41 と共に回転する。

【0038】

また、ファーストドリブンギヤ 42、セカンドドリブンギヤ 43 はアウトプットシャフト 41 に対して空転可能であり、スリーブ 48 を軸線方向にスライドさせることでアウトプットシャフト 41 に噛み合っ てアウトプットシャフト 41 と共に回転するようになっている。

【0039】

また、スリーブ 48 の外周にはリバースドリブンギヤ 49 が取付けられており、リバースドライブギヤ 38 とリバースドリブンギヤ 49 の間にはリバースアイドルギヤ 50 が装着されている。

【0040】

このリバースアイドルギヤ 50 は、車両の前進走行時においては、リバースドライブギヤ 38 およびリバースドリブンギヤ 49 の何れにも噛み合っていない。また、車両の後退時には、リバースアイドルギヤ 50 はリバースドライブギヤ 38 およびリバースドリブンギヤ 49 に噛み合い、インプットシャフト 32 の回転がリバースドライブギヤ 38、リバースアイドルギヤ 50 およびリバースドリブンギヤ 49 を経由してアウトプットシャフト 41 に伝達される。

【0041】

また、ファーストドライブギヤ 33 とファーストドリブンギヤ 42 が 1 速を構成し、セカンドドライブギヤ 34 とセカンドドリブンギヤ 43 が 2 速を構成し、サードドライブギヤ 35 とサードドリブンギヤ 44 が 3 速を構成し、フォースドライブギヤ 36 とフォースドリブンギヤ 45 が 4 速を構成し、フィフスドライブギヤ 37 とフィフスドリブンギヤ 46 が 5 速を構成している。

【0042】

また、ファーストドライブギヤ 33、セカンドドライブギヤ 34、サードドライブギヤ 35、フォースドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37、リバースドライブギヤ 3

10

20

30

40

50

8、ファーストドリブンギヤ42、セカンドドリブンギヤ43、サードドリブンギヤ44、フォースドリブンギヤ45およびフィフスドリブンギヤ46は、はすば歯車から構成されており、各ドライブギヤ33～38と各ドリブンギヤ42～46とは、インプットシャフト32およびアウトプットシャフト41の軸線方向に対して所定角度である45°のねじれ角で噛み合っている。

【0043】

また、フォークシャフト51は、シフトフォーク52およびシフトフォーク53によって5速用のシンクロ機構のスリーブ40とリバースアイドルギヤ50とに接続されており、その長手方向にスライドすることにより、スリーブ40が5速用のシンクロ機構を作動させてフィフスドライブギヤ37をインプットシャフト32に接続するか、またはリバース

10

【0044】

また、フォークシャフト54は、シフトフォーク55により3速および4速用のシンクロ機構のスリーブ39に接続されており、フォークシャフト54を長手方向にスライドさせることでスリーブ39が3速または4速用のシンクロ機構を作動させる。これにより、サードドライブギヤ35またはフォースドライブギヤ36の何れかがインプットシャフト32と共に回転する。

【0045】

フォークシャフト56は、シフトフォーク57により1速および2速用のシンクロ機構のスリーブ48に接続されており、フォークシャフト56が長手方向にスライドすると、スリーブ48が1速または2速用のシンクロ機構に噛み合う。これによりファーストドリブンギヤ42またはセカンドドリブンギヤ43の何れかがアウトプットシャフト41と共に回転する。

20

【0046】

これらフォークシャフト51、54、56は図示しないシフトレバーのシフト操作に伴う操作力を、フォークシャフト51、54、56を介してスリーブ39、40、48に伝達するとともに、スリーブ39、40、48を軸線方向に摺動させて、シフト位置に応じてサードドライブギヤ35、フォースドライブギヤ36、フィフスドライブギヤ37、ファーストドリブンギヤ42およびセカンドドリブンギヤ43に噛み合わせるようになっている。

30

【0047】

また、出力ギヤ47は差動装置のリングギヤ58と噛み合っており、このリングギヤ58はデフケース59に固定され、デフケース59とリングギヤ58が共に回転するようになっている。

【0048】

また、出力ギヤ47およびリングギヤ58は、はすば歯車から構成されており、出力ギヤ47およびリングギヤ58は、インプットシャフト32およびアウトプットシャフト41の軸線方向に対して所定角度である45°のねじれ角で噛み合っている。

【0049】

また、デフケース59にはピニオンシャフト60によりピニオンギヤ61が自転可能かつ公転可能に保持されており、ピニオンギヤ61は1対のサイドギヤ62と噛み合っている。このサイドギヤ62にはスプラインにより出力部材63が接続されており、出力部材63から出力された回転力はドライブシャフトを通じて車輪に伝達される。

40

【0050】

一方、インプットシャフト32およびアウトプットシャフト41の軸方向一端部は、軸受としての玉軸受71、72を介してトランスアクスル20の第1のケース22に回転自在に取付けられており、インプットシャフト32およびアウトプットシャフト41の軸方向他端部は、軸受としての円筒ころ軸受73、74を介してトランスアクスル20の第2のケース23に回転自在に取付けられている。

50

【 0 0 5 1 】

また、デフケース 5 9 の一端部は、軸受としての円すいころ軸受 7 5 を介してトランスアクスル 2 0 の第 1 のケース 2 2 に回転自在に取付けられており、デフケース 5 9 の他端部は、軸受としての円すいころ軸受 7 6 を介してトランスアクスル 2 0 の第 2 のケース 2 3 に回転自在に取付けられている。

【 0 0 5 2 】

また、第 1 のケース 2 2 の底面には潤滑油 O (図 2 参照) が貯留されており、この潤滑油は、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 の下方を浸している。

【 0 0 5 3 】

また、第 1 のケース 2 2 の下方にはセパレートプレート 6 5 が設けられており、このセパレートプレート 6 5 は、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 に僅かな隙間を介して対向している。

【 0 0 5 4 】

また、図 2 に示すように、セパレートプレート 6 5 は、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 の周方向に沿って湾曲している。なお、図 2 では、セカンドドリブンギヤ 4 3 の下方のセパレートプレート 6 5 の形状を示している。

【 0 0 5 5 】

このセパレートプレート 6 5 は、第 1 のケース 2 2 の底面に貯留された潤滑油をセパレートプレート 6 5 とファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 の下方の潤滑油量が少なくするように、潤滑油を分離することにより、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5、フィフスドリブンギヤ 4 6 によって掻き上げられる潤滑油の量を少なくして、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5、フィフスドリブンギヤ 4 6 の攪拌抵抗が増大するのを防止するようにしている。

【 0 0 5 6 】

また、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 によって掻き上げられた潤滑油は、ファーストドライブギヤ 3 3、セカンドドライブギヤ 3 4、サードドライブギヤ 3 5、フォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7、リバースドライブギヤ 3 8 およびファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5、フィフスドリブンギヤ 4 6 のそれぞれの噛合面に供給されるようになっており、これら各ドライブギヤ 3 3 ~ 3 8 と各ドリブンギヤ 4 2 ~ 4 6 の噛合面は、潤滑油によって潤滑される。

【 0 0 5 7 】

また、第 2 のケース 2 3 の底面には潤滑油が貯留されており、この潤滑はリングギヤ 5 8 の下方を浸している。この潤滑油は、リングギヤ 5 8 によって掻き上げられることにより、リングギヤ 5 8 と出力ギヤ 4 7 の噛合面に供給されることにより、リングギヤ 5 8 と出力ギヤ 4 7 の噛合面を潤滑している。

【 0 0 5 8 】

また、第 2 のケース 2 3 には図示しないキャッチタンクが設けられており、リングギヤ 5 8 によって掻き上げられた潤滑油がキャッチタンクに一時的に貯留されることにより、第 2 のケース 2 3 の底面の潤滑油の水位を低くしてリングギヤ 5 8 の攪拌抵抗が小さくされる。

【 0 0 5 9 】

また、はすば歯車からなるファーストドライブギヤ 3 3、セカンドドライブギヤ 3 4、

10

20

30

40

50

サードドライブギヤ 35、ファーストドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37、リバースドライブギヤ 38、ファーストドリブンギヤ 42、セカンドドリブンギヤ 43、サードドリブンギヤ 44、ファーストドリブンギヤ 45、フィフスドリブンギヤ 46、出力ギヤ 47およびリングギヤ 58は、図3、図4のように示される。なお、各ギヤの大きさは異なるが、基本的な構成は同一であるため、セカンドドリブンギヤ 43の構成について説明する。

【0060】

なお、以後、ファーストドライブギヤ 33、セカンドドライブギヤ 34、サードドライブギヤ 35、ファーストドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37、リバースドライブギヤ 38、ファーストドリブンギヤ 42、サードドリブンギヤ 44、ファーストドリブンギヤ 45、フィフスドリブンギヤ 46、出力ギヤ 47およびリングギヤ 58の各部の説明を行う場合に、セカンドドリブンギヤ 43と同一の符号を用いて説明を行うものとする。

10

【0061】

図3、図4において、セカンドドリブンギヤ 43は、アウトプットシャフト 41にスプライン嵌合される小径環状部 81と、小径環状部 81の外周部から放射方向に延在する複数の支柱 82と、支柱 82の放射方向外端部に小径環状部 81の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部 83と、大径環状部 83の放射方向外周面に形成され、小径環状部 81の軸線方向、すなわち、アウトプットシャフト 41の軸線方向に対して45°の角度で傾斜する歯筋 84aを有する歯部 84とを含んで構成されている。

【0062】

また、図5に示すように、支柱 82は、支柱 82の外周両側面 82aは歯筋 84aの法線方向と同方向に延在するように、支柱 82の放射方向軸の軸周りに傾けられており、支柱 82の外周両側面 82aと直交する外周両側面 82bは歯筋 84aと同方向に延在している。したがって、支柱 82の間には貫通孔 85が形成される。

20

【0063】

なお、セカンドドリブンギヤ 43の材質を樹脂から構成する場合には、金型を用いて貫通孔 85を肉抜きすることにより、支柱 82を形成すればよく、セカンドドリブンギヤ 43の材質を金属から構成する場合には、切削加工によって貫通孔 85を肉抜きするにすればよい。

【0064】

また、図1に示すように、第1のケース 22の上部にはブリーザ手段としてのブリーザ装置 77が設けられており、このブリーザ装置 77は、第1のケース 22の上方から突出するホース 78と、ホース 78の端部を閉止するプラグ 79とを備えており、ホース 78とプラグ 79の間には空気の通過を許容し、潤滑油の通過を阻止する隙間が形成されている。

30

【0065】

このブリーザ装置 77は、第1のケース 22と第2のケース 23によって画成される空間の圧力と第1のケース 22および第2のケース 23の外方の圧力差に応じて第1のケース 22と第2のケース 23によって画成される空間と外部との間で空気を流通させるようになっている。

40

【0066】

次に、作用を説明する。

車両の運転時に、貫通孔 85を有するはずば歯車からなるファーストドライブギヤ 33、セカンドドライブギヤ 34、サードドライブギヤ 35、ファーストドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37、リバースドライブギヤ 38、ファーストドリブンギヤ 42、サードドリブンギヤ 44、ファーストドリブンギヤ 45、フィフスドリブンギヤ 46、リングギヤ 58および出力ギヤ 47がそれぞれ噛合する際に、ファーストドライブギヤ 33、セカンドドライブギヤ 34、サードドライブギヤ 35、ファーストドライブギヤ 36、フィフスドライブギヤ 37、リバースドライブギヤ 38、ファーストドリブンギヤ 42、サードドリブンギヤ 44、ファーストドリブンギヤ 45、フィフスドリブンギヤ 46、出力ギヤ 4

50

7 およびリングギヤ 5 8 の放射方向および接線方向の弾性変形を許容することができる。

【0067】

このため、サードドライブギヤ 3 5 およびサードドリブンギヤ 4 4 等の歯部 8 4 同士が衝突して振動が発生することによって生ずる騒音や、サードドライブギヤ 3 5 およびサードドリブンギヤ 4 4 等に加わる負荷が変動等することにより、噛合のタイミングが変動することによって生ずる振動に起因する騒音を低減し、これらの振動が第 1 のケース 2 2 や第 2 のケース 2 3 に伝播して第 1 のケース 2 2 や第 2 のケース 2 3 等が共振するのを抑制することができる。

【0068】

また、セパレートプレート 6 5 によって分離された少量の潤滑油が、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5、フィフスドリブンギヤ 4 6 によって掻き上げられ、ファーストドライブギヤ 3 3、セカンドドライブギヤ 3 4、サードドライブギヤ 3 5、フォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7、リバースドライブギヤ 3 8 およびファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5、フィフスドリブンギヤ 4 6 のそれぞれの噛合面に供給されて各ギヤが潤滑される。

【0069】

また、第 2 のケース 2 3 の底面に貯留される潤滑油がリングギヤ 5 8 によって掻き上げられることにより、リングギヤ 5 8 と出力ギヤ 4 7 の噛合面に供給され、リングギヤ 5 8 と出力ギヤ 4 7 の噛合面が潤滑される。

【0070】

ここで、ファーストドライブギヤ 3 3、セカンドドライブギヤ 3 4、サードドライブギヤ 3 5、フォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7、リバースドライブギヤ 3 8、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 の支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a は歯筋 8 4 a の法線方向と同方向に延在するように、支柱 8 2 の放射方向軸の軸周りに傾けられているため、支柱 8 2 は、プロペラとしての機能を発揮することになる。

すなわち、支柱 8 2 が傾いているため、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a の手前側に衝突した潤滑油が外周両側面 8 2 a に沿って外周両側面 8 2 a の手前側から奥側に移動することになる。

【0071】

このため、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 とファーストドリブンギヤ 4 2 およびフォースドライブギヤ 3 6 とによって掻き上げられた潤滑油の流動が支柱 8 2 によって指向性を有することになり、この潤滑油は、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 とファーストドリブンギヤ 4 2 およびフォースドライブギヤ 3 6 とに隣接する玉軸受 7 2 に供給されて玉軸受 7 2 が潤滑される。

【0072】

また、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 からフォースドライブギヤ 3 6 およびフィフスドライブギヤ 3 7 に掻き上げられた潤滑油がフォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7 の支柱 8 2 によってフォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7 に隣接する玉軸受 7 1 に供給され、玉軸受 7 1 が潤滑される。

【0073】

また、ファーストドリブンギヤ 4 2 によって掻き上げられた潤滑油がファーストドライブギヤ 3 3 の支柱 8 2 によってファーストドライブギヤ 3 3 に隣接する円筒ころ軸受 7 3 に供給され、円筒ころ軸受 7 3 が潤滑される。

【0074】

また、ファーストドリブンギヤ 4 2 によって掻き上げられた潤滑油が出力ギヤ 4 7 の支柱 8 2 によって出力ギヤ 4 7 に隣接する円筒ころ軸受 7 4 に供給され、円筒ころ軸受 7 4 が潤滑される。

【0075】

10

20

30

40

50

また、リングギヤ 5 8 によって掻き上げられた潤滑油がリングギヤ 5 8 の支柱 8 2 によってリングギヤ 5 8 に隣接する円すいころ軸受 7 5 に供給され、円すいころ軸受 7 5 が潤滑される。

【 0 0 7 6 】

このように本実施の形態では、支柱 8 2 をプロペラとして機能させることができ、第 1 のケース 2 2 の底面に貯留される潤滑油をフィフスドライブギヤ 3 7 等によって掻き上げたときに、支柱 8 2 によって潤滑油の流動に指向性を与えることができ、支柱 8 2 を有するフィフスドリブンギヤ 4 6、フィフスドライブギヤ 3 7、ファーストドリブンギヤ 4 2、フォースドライブギヤ 3 6、ファーストドリブンギヤ 4 2 およびリングギヤ 5 8 に隣接する軸受 7 1、7 2、7 3、7 4、7 5 に支柱 8 2 から潤滑油を強制的に供給することにより、効率良く潤滑することができ、トランスアクスル 2 0 の潤滑性能を向上させることができる。

10

【 0 0 7 7 】

また、ファーストドライブギヤ 3 3、セカンドドライブギヤ 3 4、サードドライブギヤ 3 5、フォースドライブギヤ 3 6、フィフスドライブギヤ 3 7、リバースドライブギヤ 3 8、ファーストドリブンギヤ 4 2、セカンドドリブンギヤ 4 3、サードドリブンギヤ 4 4、フォースドリブンギヤ 4 5 およびフィフスドリブンギヤ 4 6 の支柱 8 2 によって第 1 のケース 2 2 および第 2 のケース 2 3 によって画成される空間内の気流の流れを生じさせ、空間内の気圧を最適化することができ、空間の一部の圧力が他の部分の圧力よりも高くなってしまふのを防止することができる。

20

【 0 0 7 8 】

このため、ブリーザ装置 7 7 の近傍の第 1 のケース 2 2 および第 2 のケースによって画成される空間内の圧力が高くなるとともに、この空間内で循環する潤滑油量が多くなった場合に、ブリーザ装置 7 7 から潤滑油が吹き出してしまう、所謂、ブリーザ吹きが発生するのを防止することができる。

【 0 0 7 9 】

一方、本実施の形態の支柱 8 2 を有するセカンドドリブンギヤ 4 3 等は、図 5 に示すように、セカンドドリブンギヤ 4 3 等の回転方向に加わる荷重 F に対して歯部 8 4 の歯筋 8 4 a と直交する方向の分力 a と歯筋 8 4 a と平行な方向の分力 b が加わる。

【 0 0 8 0 】

本実施の形態では、図 5 に示すように、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a を歯部 8 4 の歯筋 8 4 a の法線方向に延在させ、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 b を歯筋 8 4 a と平行に延在させるようにしたので、歯筋 8 4 a に直交する方向の分力 a と平行な方向 b の分力に対する支柱 8 2 の内部応力の分布を均一にすることができる。

30

【 0 0 8 1 】

このため、支柱 8 2 の肉厚を、セカンドドリブンギヤ 4 3 等の回転方向に対する荷重 F に対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱 8 2 の軽量化を図ることができる。したがって、セカンドドリブンギヤ 4 3 等の軽量化を図ることができる、結果的にトランスアクスル 2 0 の軽量化を図ることができる。

【 0 0 8 2 】

なお、本実施の形態では、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a と直交する外周両側面 8 2 b を歯筋 8 4 a と同方向に延在させているが、図 6 に示すように、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a と直交する外周両側面 8 2 b を小径環状部 8 1 の軸方向と同方向に延在させるようにしてもよい。このようにすれば、打ち抜き等によって小径環状部 8 1 と大径環状部 8 3 の間に貫通孔 8 5 を形成することにより、小径環状部 8 1 と大径環状部 8 3 の間に支柱 8 2 を形成する場合に、打ち抜き方向と支柱 8 2 の外周両側面 8 2 b の方向とを同じ方向にすることができ、支柱 8 2 を簡単に形成することができる。

40

【 0 0 8 3 】

また、図 7、図 8 に示すように、小径環状部 8 1 を囲むように支柱 9 1 の放射方向内端部を接続し、支柱 9 1 の放射方向内端を除いた小径環状部 8 1 と大径環状部 8 3 の間に貫

50

通孔 9 2 を形成するようにしてもよい。

【 0 0 8 4 】

このようにすれば、支柱 9 1 の放射方向内端部を接続することができるため、支柱 9 1 の放射方向外端部にセカンドドリブンギヤ 4 3 等の回転方向にモーメントが加わった場合に、支柱 9 1 の放射方向内端部の剛性を高くすることができ、支柱 9 1 の肉厚を、セカンドドリブンギヤ 4 3 等の回転方向に対する荷重に対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱 9 1 の軽量化を図ることができる。

【 0 0 8 5 】

(第 2 の実施の形態)

図 9、図 10 は、本発明に係るはずば歯車および動力伝達装置の第 2 の実施の形態を示す図であり、本発明を動力伝達装置としての自動変速機を有するトランスアクスルに適用した例を示している。なお、はずば歯車の構成は第 1 の実施の構成と同一であるため、はずば歯車の説明は第 1 の実施の形態のはずば歯車を説明した図面を用いて説明する。

また、本実施の形態の自動変速機では、はずば歯車が適用されるのは出力ギヤと差動装置であるため、差動装置の構成を具体的に説明し、自動変速機の構成については、スケルトン図を用いて説明を行う。

【 0 0 8 6 】

図 9 において、トランスアクスル 1 1 0 は、ケース 1 1 1 に回転可能に固定され、かつ互いに平行に配置される第 1 の軸心 1 1 2 c を回転中心とする入力軸 1 1 2 および第 2 の軸心 1 2 0 c を回転中心とするカウンタ軸 1 2 0 を備えており、左右の車軸 1 3 1 の回転中心であって、第 1 の軸心 1 1 2 c および第 2 の軸心 1 2 0 c に平行な第 3 の軸心 1 3 0 c を含む 3 軸構成とされている。

【 0 0 8 7 】

第 1 の軸心 1 1 2 c 上には、入力軸 1 1 2 に連結されたロックアップクラッチ付トルクコンバータ 1 0 8、第 1 遊星歯車装置 1 1 5 を主体として構成されている第 1 変速部 1 1 4、第 2 遊星歯車装置 1 1 7 と第 3 遊星歯車装置 1 1 8 とを主体として構成されている第 2 変速部 1 1 6 および第 1 変速部 1 1 4 と第 2 変速部 1 1 6 との間に出力ギヤ 1 1 9 が同心に備えられている。

【 0 0 8 8 】

また、カウンタ軸 1 2 0 上には第 2 の軸心 1 2 0 c 上に回転可能に配設されるとともに、出力ギヤ 1 1 9 より大径であって出力ギヤ 1 1 9 と噛合されてカウンタギヤ対 1 2 1 が構成されるドリブンギヤ 1 2 2 およびドリブンギヤ 1 2 2 より小径のデフドライブギヤ 1 2 4 が配設されている。

【 0 0 8 9 】

また、第 3 の軸心 1 3 0 c 上には車軸 1 3 1 に連結されるかさ歯車式の差動歯車装置 1 3 2 が配設されている。差動歯車装置 1 3 2 にはデフドライブギヤ 1 2 4 と噛合されるデフドライブギヤ 1 2 4 より大径であってデフケース 1 3 3 に固定されて第 3 の軸心 1 3 0 c を回転中心とするデフリングギヤ 1 3 4 が設けられている。

【 0 0 9 0 】

このように構成されたトランスアクスル 1 1 0 は内燃機関であるエンジン 1 0 6 と駆動輪 1 3 6 との間に設けられ、エンジン 1 0 6 の出力を左右の駆動輪 1 3 6 に伝達する。具体的には、エンジン 1 0 6 の出力はエンジン 1 0 6 のクランク軸 1 0 7 に連結されるトルクコンバータ 1 0 8 を介して入力軸 1 1 2 に伝達されて、入力軸 1 1 2 は、エンジン 1 0 6 により第 1 の軸心 1 1 2 c 周りに回転駆動され、さらにその回転が第 1 変速部 1 1 4 および第 2 変速部 1 1 6 を介して第 1 の軸心 1 1 2 c 周りに回転する出力ギヤ 1 1 9 に伝達される。

【 0 0 9 1 】

そして、出力ギヤ 1 1 9 からの動力、すなわち、出力ギヤ 1 1 9 の回転がドリブンギヤ 1 2 2、デフドライブギヤ 1 2 4 およびデフリングギヤ 1 3 4 を介することで減速されつつ、差動歯車装置 1 3 2 および車軸 1 3 1 を介して左右の駆動輪 1 3 6 に伝達されてエン

10

20

30

40

50

ジン 106 により左右の駆動輪 136 が回転駆動される。

【0092】

第 1 変速部 114 は、ダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 115 から構成されている。この第 1 遊星歯車装置 115 は、第 1 サンギヤ S1、互いに噛合する複数対の第 1 遊星歯車 P1、この第 1 遊星歯車 P1 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリア CA1、第 1 遊星歯車 P1 を介して第 1 サンギヤ S1 と噛合する第 1 リングギヤ R1 を備えている。

【0093】

また、第 1 キャリア CA1 は第 1 中間出力経路を構成する伝達部材 M1 を介して入力軸 112 に連結されており、入力軸 112 の回転速度は変速比「1.0」でその伝達部材 M1 から第 2 変速部 116 側に出力される。

【0094】

第 1 サンギヤ S1 は回転不能にケース 111 に一体的に固定されており、第 1 リングギヤ R1 は入力軸 112 の回転を減速して出力する第 2 中間出力経路を構成する伝達部材 M2 に連結されて、第 1 変速部 114 は入力軸 112 の回転を第 1 中間出力経路とその第 1 中間出力経路に対して変速比が大きいために減速回転させられる第 2 中間出力経路とをそれぞれ介して第 2 変速部 116 に出力する。

【0095】

第 2 変速部 116 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 117 およびダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 118 から構成されている。この第 2 遊星歯車装置 117 は、第 2 サンギヤ S2、第 2 遊星歯車 P2、この第 2 遊星歯車 P2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリア CA2、第 2 遊星歯車 P2 を介して第 2 サンギヤ S2 と噛合する第 2 リングギヤ R2 を備えている。

【0096】

第 3 遊星歯車装置 118 は、第 3 サンギヤ S3、互いに噛合する複数対の第 3 遊星歯車 P3、この第 3 遊星歯車 P3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリア CA3、第 3 遊星歯車 P3 を介して第 3 サンギヤ S3 と噛合する第 3 リングギヤ R3 を備えている。

【0097】

また、第 2 遊星歯車装置 117 および第 3 遊星歯車装置 118 は、第 2 キャリア CA2 および第 3 キャリア CA3 が共通の部品によって構成されるとともに、第 2 リングギヤ R2 および第 3 リングギヤ R3 が共通の部品によって構成され、かつ第 2 遊星歯車 P2 が互いに噛合する一対の第 3 遊星歯車 P3 のいずれか 1 つを兼ねているラビニヨ型の遊星歯車列とされている。

【0098】

第 2 変速部 116 においては、第 2 サンギヤ S2 は、第 4 クラッチ C4 を介して第 1 中間出力経路に対応する第 1 キャリア CA1 に選択的に連結されるとともに、第 3 クラッチ C3 を介して第 2 中間出力経路に対応する第 1 リングギヤ R1 に選択的に連結され、さらに第 1 ブレーキ B1 を介してケース 111 に選択的に連結され、第 2 キャリア CA2 と第 3 キャリア CA3 とが一体的に連結されて第 2 クラッチ C2 を介して第 1 中間出力経路に対応する入力軸 112 に選択的に連結されるとともに、第 2 ブレーキ B2 を介してケース 111 に選択的に連結され、第 2 リングギヤ R2 と第 3 リングギヤ R3 とが一体的に連結されて出力ギヤ 119 に連結され、第 3 サンギヤ S3 は、第 1 クラッチ C1 を介して第 2 中間出力経路に対応する第 1 リングギヤ R1 に選択的に連結されている。

【0099】

また、第 2 ブレーキ B2 と平行に一方向クラッチ F1 が設けられており、エンジン 106 の動力により駆動輪 136 が回転駆動されるパワーオン走行となる場合のみ、第 2 キャリア CA2 および第 3 キャリア CA3 が一方向クラッチ F1 の自動係合によりケース 111 に連結される。

【0100】

一方、図 10 に示すように、ケース 111 の下方に位置してケース 111 の一部を構成

10

20

30

40

50

し、ケース 1 1 1 と独立した空間を有するケースとしてのケース部 1 4 1 には、ドリブンギヤ 1 2 2、デフドライブギヤ 1 2 4 およびデフリングギヤ 1 3 4 が収納されており、出力ギヤ 1 1 9 はドリブンギヤ 1 2 2 に噛合している。また、これらドリブンギヤ 1 2 2、デフドライブギヤ 1 2 4 およびデフリングギヤ 1 3 4 は、第 1 の実施の形態と同様にはすば歯車から構成されている。

【 0 1 0 1 】

すなわち、ドリブンギヤ 1 2 2、デフドライブギヤ 1 2 4 およびデフリングギヤ 1 3 4 は、カウンタ軸 1 2 0 およびデフケース 1 3 3 にスプライン嵌合される小径環状部 8 1 と、小径環状部 8 1 の外周部から放射方向に延在する複数の支柱 8 2 と、支柱 8 2 の放射方向外端部に小径環状部 8 1 の周囲を取り囲むように設けられた大径環状部 8 3 と、大径環状部 8 3 の放射方向外周面に形成され、小径環状部 8 1 の軸線方向、すなわち、カウンタ軸 1 2 0 およびデフケース 1 3 3 の軸線方向に対して 4 5 ° の角度で傾斜する歯筋 8 4 a を有する歯部 8 4 とを含んで構成されている（図 3、図 4 参照）。

10

【 0 1 0 2 】

また、支柱 8 2 は、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a は歯筋 8 4 a の法線方向と同方向に延在するように、支柱 8 2 の放射方向軸の軸周りに傾けられており、支柱 8 2 の外周両側面 8 2 a と直交する外周両側面 8 2 b は歯筋 8 4 a と同方向に延在している。したがって、支柱 8 2 の間には貫通孔 8 5 が形成される（図 5 参照）。

【 0 1 0 3 】

また、ケース部 1 4 1 の底面には潤滑油が貯留されており、この潤滑油は、ドリブンギヤ 1 2 2 およびデフリングギヤ 1 3 4 の下方を浸している。この潤滑油は、デフリングギヤ 1 3 4 によって掻き上げられることにより、デフドライブギヤ 1 2 4 とデフリングギヤ 1 3 4 の噛合面を潤滑するとともに、ドリブンギヤ 1 2 2 によって掻き上げられることにより、ドリブンギヤ 1 2 2 と出力ギヤ 1 1 9 の噛合面を潤滑するようになっている。

20

【 0 1 0 4 】

また、カウンタ軸 1 2 0 およびデフケース 1 3 3 は、図示しないベアリングによってケース部 1 4 1 に回転自在に取付けられており、このベアリングは、デフリングギヤ 1 3 4、デフドライブギヤ 1 2 4 およびドリブンギヤ 1 2 2 を挟むようにして設けられている。

【 0 1 0 5 】

また、ケース部 1 4 1 にはブリーザ手段としてのブリーザ装置 1 4 2 が取付けられており、このブリーザ装置 1 4 2 は、ケース部 1 4 1 の上方から突出するホースと、ホースの端部を閉止するプラグとを備え、ホースとプラグの間に設けられた隙間を通して空気の通過を許容し、潤滑油の通過を阻止するようになっている。

30

【 0 1 0 6 】

なお、ケース部 1 4 1 の上方には図示しないキャッチタンクが設けられており、デフリングギヤ 1 3 4 およびドリブンギヤ 1 2 2 によって掻き上げられた潤滑油がキャッチタンクに一時的に貯留されることにより、ケース部 1 4 1 の底面の潤滑油の水位を低くしてデフリングギヤ 1 3 4 およびドリブンギヤ 1 2 2 の攪拌抵抗が小さくなる。

【 0 1 0 7 】

このような構成を有するトランスアクスル 1 1 0 においては、車両の運転時に、貫通孔 8 5 を有するはすば歯車からなるデフリングギヤ 1 3 4 およびデフドライブギヤ 1 2 4 とデフリングギヤ 1 3 4 および出力ギヤ 1 1 9 とがそれぞれ噛合する際、これらデフリングギヤ 1 3 4、デフドライブギヤ 1 2 4 およびデフリングギヤ 1 3 4 の放射方向および接線方向の弾性変形を許容することができる。

40

【 0 1 0 8 】

このため、デフリングギヤ 1 3 4 とデフドライブギヤ 1 2 4 等の歯部 8 4 同士が衝突して振動が発生することによって生ずる騒音や、デフリングギヤ 1 3 4 とデフドライブギヤ 1 2 4 等に加わる負荷が変動等することにより、噛合のタイミングが変動することによって生ずる振動に起因する騒音を低減し、これらの振動がケース部 1 4 1 に伝播してケース部 1 4 1 が共振するのを抑制することができる。

50

【0109】

また、デフリングギヤ134とドリブンギヤ122によって潤滑油が掻き上げられ、この潤滑油がデフリングギヤ134とデフドライブギヤ124の噛合面およびドリブンギヤ122および出力ギヤ119の噛合面に供給されて各ギヤが潤滑される。

【0110】

ここで、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122の支柱82の外周両側面82aは歯筋84aの法線方向と同方向に延在するように、支柱82の放射方向軸の軸周りに傾けられているため、支柱82は、プロペラとしての機能を発揮することになる。

【0111】

このため、デフリングギヤ134とデフドライブギヤ124とによって掻き上げられた潤滑油の流動が支柱82によって指向性を有することになり、この潤滑油は、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122に隣接するベアリングに供給されてベアリングが潤滑される。

【0112】

このように本実施の形態では、支柱82をプロペラとして機能させることができ、ケース部141の底面に貯留される潤滑油をデフリングギヤ134およびドリブンギヤ122によって掻き上げたときに、支柱82によって潤滑油の流動に指向性を与えることができ、支柱82を有するデフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122に隣接するベアリングに支柱82から潤滑油を強制的に供給することにより、ベアリングを効率良く潤滑することができ、トランスアクスル20の潤滑性能を向上させることができる。

【0113】

また、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122の支柱82によってケース部141によって画成される空間内の気流の流れを生じさせ、空間内の気圧を最適化することができ、ケース部141内において空間の一部の圧力が他の部分の圧力よりも高くなってしまふのを防止することができる。このため、ブリーザ装置142の近傍の圧力が高くなるとともに、空間内で循環する潤滑油量が多くなった場合に、ブリーザ装置142から潤滑油が吹き出してしまふ、所謂、ブリーザ吹きが発生するのを防止することができる。

【0114】

また、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122の回転方向に加わる荷重Fに対して歯部84の歯筋84aと直交する方向の分力aと歯筋84aと平行な方向の分力bが加わるが、本実施の形態では、支柱82の両側面82aを歯部84の歯筋84aの法線方向に延在させ、支柱82の外周両側面82bを歯筋84aと平行に延在させるようにしたので、歯筋84aに直交する方向の分力aと平行な方向bの分力に対する支柱82の内部応力の分布を均一にすることができ、第1の実施の形態と同様に、支柱82の肉厚を、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122の回転方向に対する荷重Fに対して強度および剛性を維持するための必要最小限度の肉厚にすることができ、支柱82の軽量化を図ることができる。

【0115】

したがって、デフリングギヤ134、デフドライブギヤ124およびドリブンギヤ122の軽量化を図ることができ、結果的にトランスアクスル110の軽量化を図ることができる。

【0116】

また、今回開示された実施の形態は、全ての点で例示であってこの実施の形態に制限されるものではない。本発明の範囲は、上記した実施の形態のみの説明ではなくて特許請求の範囲によって示され、特許請求の範囲と均等の意味および範囲内での全ての変更が含まれることが意図される。

【0117】

10

20

30

40

50

以上のように、本発明に係るはずば歯車および動力伝達装置は、剛性および強度を保ちつつ、軽量化を図ることができるという効果を有し、小径環状部と歯部を有する大径環状部とを支柱によって連結することにより、小径環状部と大径環状部の間に貫通孔を形成するようにしたはずば歯車および動力伝達装置等として有用である。

【図面の簡単な説明】

【0118】

【図1】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、動力伝達装置の断面図である。

【図2】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、セカンドドリブンギヤとセパレートプレートの近傍を示す断面図である。

【図3】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、セカンドドリブンギヤの斜視図である。

【図4】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、セカンドドリブンギヤの正面図である。

【図5】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、(a)は、歯筋と支柱との位置関係および支柱の回転方向に対して歯筋と直交する方向に加わる分力aを示す図、(b)は、同図(a)の支柱の回転方向に対して歯筋と平行な方向に加わる分力bを示す図である。

【図6】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、(a)は、歯筋と他の形状の支柱との位置関係および支柱の回転方向に対して歯筋と直交する方向に加わる分力aを示す図、(b)は、同図(a)の支柱の回転方向に対して歯筋と平行な方向に加わる分力bを示す図である。

【図7】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、他の支柱形状を有するセカンドドリブンギヤの斜視図である。

【図8】本発明に係る動力伝達装置の第1の実施の形態を示す図であり、他の支柱形状を有するセカンドドリブンギヤの正面図である。

【図9】本発明に係る動力伝達装置の第2の実施の形態を示す図であり、動力伝達装置のスケルトン図である。

【図10】本発明に係る動力伝達装置の第2の実施の形態を示す図であり、デフリングギヤ、デフドライブギヤおよびデフリングギヤの位置関係を示す図である。

【図11】従来のはずば歯車の斜視図である。

【図12】(a)は、従来支柱と歯筋との位置関係および支柱の回転方向に対して歯筋と直交する方向に加わる分力aを示す図、(b)は、同図(a)の支柱の回転方向に対して歯筋と平行な方向に加わる分力bを示す図である。

【符号の説明】

【0119】

- 22 第1のケース(ケース部)
- 23 第2のケース(ケース部)
- 32 インพุットシャフト(回転軸、入力軸)
- 33 ファーストドライブギヤ(はずば歯車)
- 34 セカンドドライブギヤ(はずば歯車)
- 35 サードドライブギヤ(はずば歯車)
- 36 フォースドライブギヤ(はずば歯車)
- 37 フィフスドライブギヤ
- 38 リバースドライブギヤ(はずば歯車)
- 41 アウトพุットシャフト(回転軸、出力軸)
- 42 ファーストドリブンギヤ(はずば歯車)
- 43 セカンドドリブンギヤ(はずば歯車)
- 44 サードドリブンギヤ(はずば歯車)
- 45 フォースドリブンギヤ(はずば歯車)

10

20

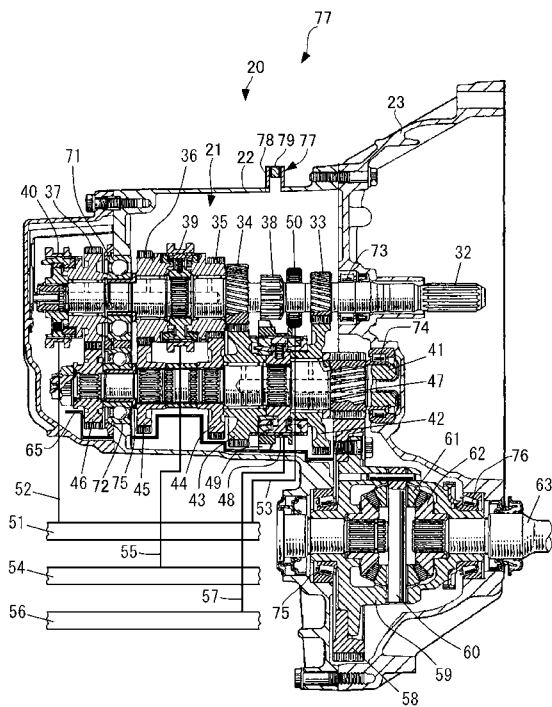
30

40

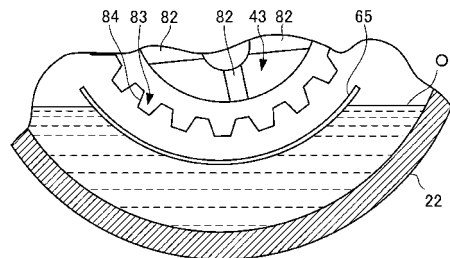
50

- 4 6 フィフスドリブンギヤ (はずば歯車)
- 4 7 出力ギヤ (はずば歯車)
- 8 1 小径環状部
- 8 2、9 1 支柱
- 8 2 a、8 2 b 外周両側面
- 8 3 大径環状部
- 8 4 歯部
- 8 4 a 歯筋
- 7 1、7 2 玉軸受 (軸受)
- 7 3、7 4、円筒ころ軸受 (軸受)
- 7 5、7 6 円すいころ軸受 (軸受)
- 7 7、1 4 2 プリーザ装置 (プリーザ手段)
- 1 2 2 ドリブンギヤ (はずば歯車)
- 1 2 4 デフドライブギヤ (はずば歯車)
- 1 3 4 デフリングギヤ (はずば歯車)
- 1 4 1 ケース部 (ケース)

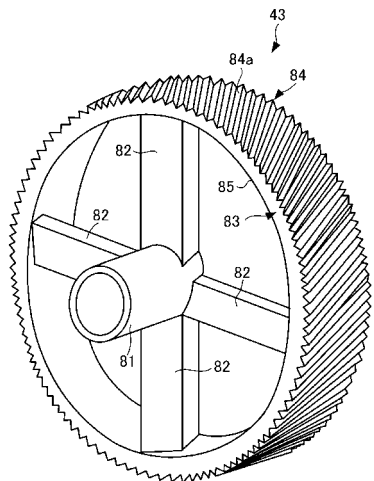
【 図 1 】



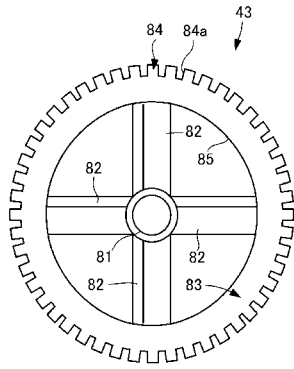
【 図 2 】



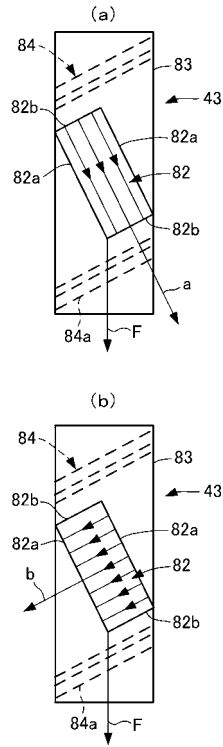
【 図 3 】



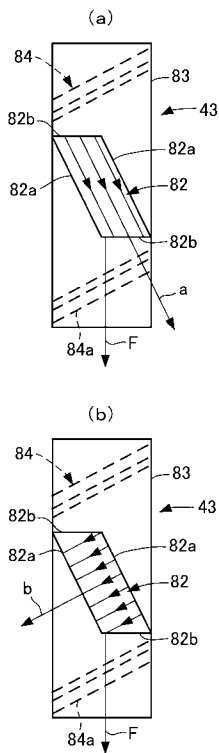
【 図 4 】



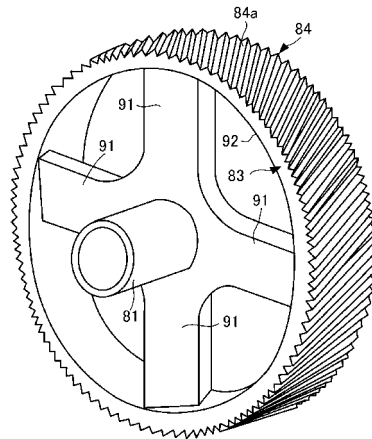
【 図 5 】



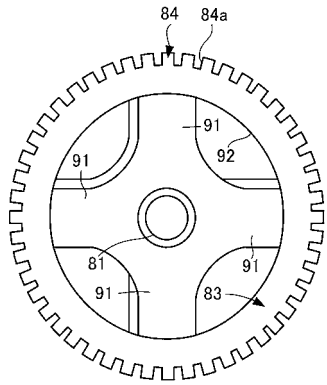
【 図 6 】



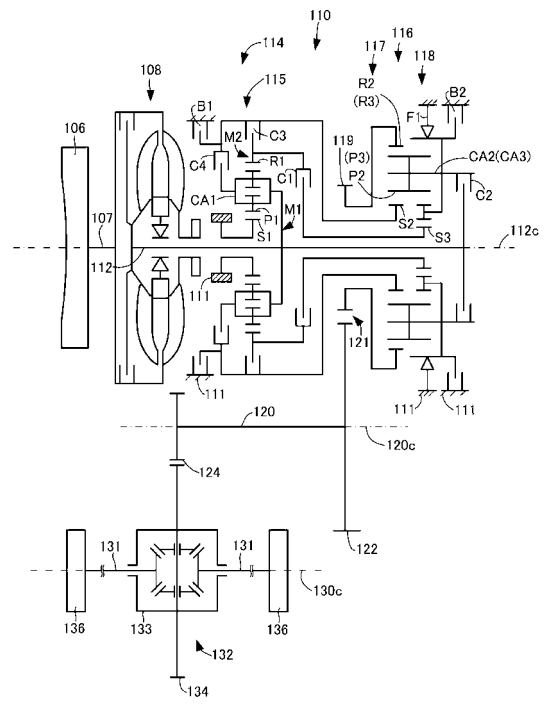
【 図 7 】



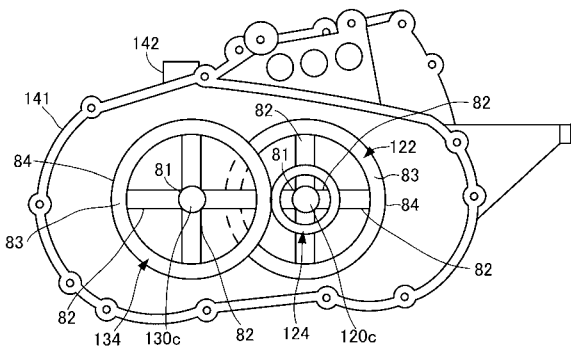
【 図 8 】



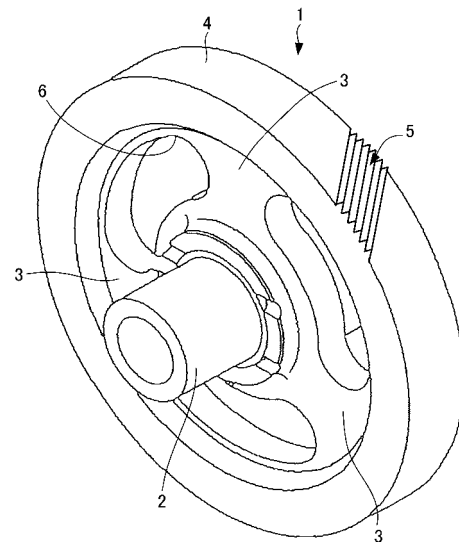
【 図 9 】



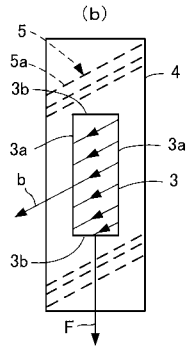
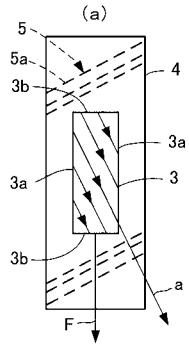
【 図 10 】



【 図 11 】



【 図 1 2 】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J063 AA01 AB02 AC03 BA11 BA13 CA01 CB13 CD69 XD03 XD17
XD62