



TRANSPERFECT

This is to certify that the following is, to the best of my knowledge and belief, a true and accurate translation into ENGLISH of the attached document(s) relating to:

JPA_1990057725(D3)

written in English.

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the results of these proceedings.

I declare under penalty of perjury under the laws of the United States of America that the foregoing is true and accurate.

Caroline Mikumo Lee

Sworn to before me this
Tuesday, October 06, 2015

Signature, Notary Public



Stamp, Notary Public

LANGUAGE AND TECHNOLOGY SOLUTIONS FOR GLOBAL BUSINESS

THREE PARK AVENUE, 39TH FLOOR, NEW YORK, NY 10016 | T 212.689.5555 | F 212.689.1059 | WWW.TRANSPERFECT.COM
OFFICES IN 90 CITIES WORLDWIDE

(19) Japan Patent Office (JP)

(11) Japanese Unexamined Patent
Application Publication Number

(12) **Japanese Unexamined Patent
Application Publication (A)**

H2-57725

(51) Int. Cl. ⁵	Identification codes	JPO file number	(43) Publication date: Feb 27, 1990
F16D 13/74	A	8012-3J	
25/12	C	7526-3J	

Request for examination: None Number of claims: 1 (Total of 7 pages)

(54) Title of the invention	POWER TRANSMISSION DEVICE	
	(21) Application No.	S63-202794
	(22) Date of Application	Aug 16, 1988
(72) Inventor	Kazuyoshi Watanabe	c/o Tochigi Fuji Sangyo K.K. 2388 Omiyamachi, Tochigi-shi, Tochigi-ken
(71) Applicant	Tochigi Fuji Sangyo K.K.	2388 Omiyamachi, Tochigi-shi, Tochigi-ken
(74) Agent	Morio Miyoshi, patent attorney	and 1 other

SPECIFICATION

1. Title of the Invention

Power Transmission Device

2. Claims

A power transmission device provided with a cylindrical case disposed rotatably, a hub member disposed rotatably on an identical axis inside the case, a multiple plate clutch comprising a plurality of friction plates that separately engage the case and the hub member, and a tightening device that tightens and releases the multiple plate clutch, wherein an oil reserve that contains lubricating oil and an oil passage guiding the lubricating oil to the friction plates are formed in the hub member.

3. Detailed Description of the Invention

[Object of the Invention]

(Industrial Field of Use)

The present invention relates to power transmission devices used in vehicles and the like.

(Prior Art)

JP S62-209249 A describes a power transmission device for a vehicle. This device is a

differential device that has a multiple plate clutch contained in a case, and an actuator that tightens these, and distributes drive power from the engine to left and right axles.

Because the multiple plate clutch is contained inside the case in a very compact manner, there is very little space between the friction plates which make up the multiple plate clutch. Accordingly, the lubricating oil has trouble flowing to the friction plates, particularly those in the middle in the thickness direction, which can cause heating of the friction plates due to a lack of lubrication, breakdown of the lubricating oil, seizing of the friction plates, and so on.

(Problems to be Solved by the Invention)

Hence, the present invention has as an object to provide a power transmission device in which friction plates do not suffer from lack of lubrication, seizing, or the like.

[Constitution of the Invention]

(Means for Solving the Problems)

A power transmission device of the present invention is provided with a cylindrical case disposed

rotatably, a hub member disposed rotatably on an identical axis inside the case, a multiple plate clutch comprising a plurality of friction plates that separately engage the case and the hub member, and a tightening device that tightens and releases the multiple plate clutch, an oil reserve that contains lubricating oil and an oil passage guiding the lubricating oil to the friction plates being formed in the hub member.

(Operation)

When the multiple plate clutch is tightened by the tightening device, the case and the hub member are coupled, an input from one is output from the other. If the tightening force of the multiple plate clutch is increased or decreased at this time to adjust slip rotation, differential rotation between the case and the hub member is controlled (i.e., limited or allowed), thereby making it possible to adjust the size of the transmitted torque. If the multiple plate clutch is released, the case and the hub are uncoupled, and torque transmission stops.

The lubricating oil is stored in the oil reserve in the hub member. As the hub member turns, the lubricating oil is guided to the friction plates along the oil passage by centrifugal force, thereby lubricating and cooling the friction plates and preventing heating of the friction plates, breakdown of the lubricating oil, seizing, and so on.

(Embodiments)

A differential case 29 (the case) is rotatably supported by a differential carrier 35 via bearings 31 and 33. A ring gear 37 is affixed by a bolt 39 to the differential case 29. The ring gear 37 meshes with a drive pinion gear 41, and the drive pinion gear 41 is formed integrally to a rear end of a drive pinion shaft 43 which is linked to the propeller shaft 9 side. The differential case 29 is thus rotatably driven by the drive power from the engine 1.

A pair of hub members 45 and 47 are disposed in a manner allowing relative coaxial rotation inside the differential case 29. The hub members 45 and 47 comprise cylindrical hubs 49 and 51, cylindrical outer cylinder sections 53 and 55, and bosses 57 and 59 that are disposed axially in between the hubs 49 and 51 and the outer cylindrical sections 53 and 55 and integrally link the hubs 49 and 51 and the outer cylindrical sections 53 and 55. Capacious oil reservoirs 61 are formed on either side of the bosses 57 and 59, and through holes 63 and 65 which link the left and right oil reservoirs 61 are provided to the bosses 57 and 59. The outer cylinder sections 53 and 55 are provided with through holes and oil passages 67 and 69 are formed. Ring-shaped grooves 71 are

A first embodiment is described now, with reference to FIGs. 1 and 2. FIG. 2 shows an example in which the present embodiment is used in a power transmission system for a four-wheel-drive (4WD) car. Note that in the following description, “left” and “right” refer to those direction in FIG. 1, and that “up” in FIG. 1 corresponds to the forward direction of the vehicle in FIG. 2.

First, power transmission in this vehicle is described, with reference to FIG. 2.

Drive power in an engine 1 is varied by a transmission 3 and is input into a transfer 5. The transfer 5 transfers this drive power to a front differential 7 (a differential device for the front wheels) and, via a propeller shaft 9, to a rear differential 11 (a differential device for the rear wheels), which is the device of the present embodiment. The drive power thus transferred is differentially distributed by the front differential 7 to right and left front wheels 17 and 19 via front axles 13 and 15 and distributed by the rear differential 11 to right and left rear tires 25 and 27 via rear axles 21 and 23.

A configuration of the present embodiment is described next.

provided to opposing end sections of the hubs 49 and 51. A ring 73 engages the grooves 71, thereby supporting and centering free ends of the hub members 45 and 47.

Annular chambers 75 are provided between the differential case 29 and the outer cylinder sections 53 and 55 of the hub members 45 and 47. Splines 77 are provided to the differential case 29 inside the annular chambers 75 and splines 79 and 81 are provided to the outer cylinder sections 53 and 55. An outer friction plate 83 engages the splines 77 in a manner allowing axial movement. Inner friction plates 85 and 87, which are disposed in an alternating manner, and the friction plate 83 engages the splines 79 and 81 in a manner allowing axial movement. A pair of multiple plate clutches 89 and 91 are configured thus. Stopper rings 93 are affixed to the differential case 29 at fixed intervals between the multiple plate clutches 89 and 91. Rings 95 are disposed in an inner circumference of the stopper rings 93. The stopper rings 93 cut off the effects of pressure between the multiple plate clutches 89 and 91 and prevent interference therebetween.

Cylinder sections 97 and 99 are provided to left and right ends of the differential carrier 35 and

O-rings 101 and 103 and O-rings 105 and 107 are disposed between the cylinder sections 97 and 99, engaging so as to allow piston members 109 and 111 to move. The piston members 109 and 111 can press against the multiple plate clutches 89 and 91 via a pressing system comprising needle bearings 113 and 115, pressing rings 117 and 119, pressing pieces 121 and 123, and push rings 125 and 127. The pressing pieces 121 and 123 pass through windows 129 and 131 provided at fixed positions around the differential case 29 and are disposed between the pressing rings 117 and 119 and the push rings 125 and 127. A pair of actuators 133 and 135 and pressing systems thereof are thus configured.

Oil pressure is supplied to oil ports 137 and 139 of the actuators 133 and 135 via a control valve device 143 and oil passages 145 and 147 from an oil pressure source 141. Tightening, adjustment of tightening force, and release, etc., of the multiple plate clutches 89 and 91 are performed by adjusting this oil pressure.

This type of control of the control valve device 143 is configured so as to be operable manually

from the driver's seat or automatically in accordance with driving or roadway conditions.

Functionality of the present embodiment is described next.

When oil pressure is supplied to the actuators 133 and 135, the piston members 109 and 111 advance, and the multiple plate clutches 89 and 91 are pressed by the pressing system and are tightened, thereby coupling the differential case 29 and the hub members 45 and 47 and causing the drive power from the engine 1 to be transmitted to the left and right rear wheels 25 and 27. By controlling the oil pressure to increase or decrease the tightening force on the multiple plate clutches 89 and 91, differential rotation can be controlled (limited or allowed) and the size of the transmitted torque can be adjusted. And by increasing or decreasing the tightening force individually for the multiple plate clutches 89 and 91, the distribution ratio of the drive power between the right and left rear wheels 25 and 27 can be adjusted and the differential rotation can be controlled.

If supply of the oil pressure is halted, the multiple plate clutches 89 and 91 are released, torque transmission to the rear wheels 25 and 27 is cut off, and the rear wheels 25 and 27 spin freely.

Lubricating oil sealed into the differential carrier 35 flows through windows 129, 131, 132, 134, and 136 of the differential case 29, etc., and is contained in the oil reserve 61, from which it passes through the oil passages 67 and 69 due to centrifugal force as the hub members 45 and 47 spin and is supplied to the friction plates 83, 85, and 87, lubricating and cooling these.

Functionality is described as it relates to vehicle performance next.

When the multiple plate clutches 89 and 91 are tightened, the rear wheels 25 and 27 are driven and the vehicle enters 4WD mode. Because the drive power is dispersed to all four wheels, the drive power distribution per wheel falls, reducing the likelihood of slipping as the gripping force is spread out. Accordingly, straight-line motion of the vehicle and driving stability are improved.

When the multiple plate clutches 89 and 91 are released, drive power transmission to the rear wheels 25 and 27 is cut off and the vehicle enters two-wheel-drive (2WD) mode, which improves gas mileage and provides front engine/front drive 2WD

characteristics.

Because 2-4 switching can be done in this manner without requiring an intermittent mechanism such as a 2-4 switching mechanism, the 2-4 switching mechanism is unneeded, allowing simplification of the mechanism, lighter weight, and lower costs.

If during 2WD or 4WD with the multiple plate clutches 89 and 91 slightly tightened the front wheels 17 and 19 start to slip due to poor road conditions or the like, tightening the multiple plate clutches 89 and 91 as appropriate increases the drive power transmitted to the rear wheels 25 and 27, improves driving performance, and allows escape from the poor road conditions.

If the distribution ratio of the drive power between the rear wheels 25 and 27 is adjusted, e.g., the drive power of the left rear wheel 25 is increased, a right-direction yawing moment can be applied to the vehicle, and if the drive power of the right rear wheel 27 is increased, a left-direction yawing moment can be applied to the vehicle. If during cornering yawing moment can be applied toward the inside or outside of the corner in accordance with the size of the turn radius or the vehicle speed, etc., and the size of the yawing moment is adjusted, the dangers such as failing to turn enough or turning too far inward or spinning out can be avoided and

steering can be made easier. Steering can also be made easier during normal driving as well.

Changing the drive power distribution ratio between the front and rear wheels during cornering allows adjustment of the cornering force of each, and, as above, steering characteristics of the vehicle can be improved. In other words, if the drive power of the front wheels 17 and 19 is increased, the cornering force thereof falls, causing a yawing moment to be applied toward the outside of the corner due to the cornering force of the rear wheels 25 and 27. The result is that the vehicle tends to under-steer. If the vehicle has a front engine, as in FIG. 2 where the front part is heavier, the front wheels 17 and 19 have a larger gripping force, and therefore if a larger drive power is applied with the multiple plate clutches 89 and 91 tightened strongly and the distribution ratio of the drive power between front and rear wheels made even, the rear wheels 25 and 27 lose the cornering force first. Accordingly, the vehicle tends to over-steer due to the cornering force of the front wheels 17 and 19. By the

During acceleration, if the drive power is increased to the rear wheels 25 and 27 to which the load moves, acceleration characteristics are improved by efficiently transmitting the drive power to the road surface.

If the tightening power of the multiple plate clutches 89 and 91 is weakened, the rotational differential between the front and rear wheels is absorbed, preventing a phenomenon known as tight corner braking from occurring during low-speed turning, such as when parking. And because differential rotation between the rear wheels 25 and 27 is tolerated, cornering is smooth.

If a 2-4 switching mechanism is provided and 2WD mode is switched to, releasing the multiple plate clutches 89 and 91 causes rotation of the drive system for the rear wheels 25 and 27 to stop. Accordingly, useless rotation and the wear, vibration, and noise caused thereby can be prevented, as can a concomitant fall in mileage. The same effect can thus be obtained without providing a free hub clutch, and operation becomes more solid.

Thus, the rear differential 11 can differentially distribute the drive power while limiting the differential between the front and rear wheels. This is a function of a center differential [sic] with a differential limiting

same logic, the center of gravity of the vehicle in FIG. 2 is toward the front, so during cornering there is a stronger cornering force effect from the rear wheels 25 and 27, creating a tendency to under-steer. If the drive power distribution to the rear wheels 25 and 27 is increased to reduce the cornering force thereof, the under-steering typical of such vehicles can be corrected.

If the steering characteristics are controlled in this manner, the ease of driving and stability of the vehicle can be improved.

If one of the rear wheels 25 and 27 starts to slip, e.g., the left rear wheel 25, drive power becomes concentrated in a rear axle 23 of the right rear wheel 27 which is continuing to provide drive power, creating the risk of breakage and a sudden yawing movement to the left. In such cases, detecting slippage of the rear wheel 25 and yawing moment in the vehicle and releasing the multiple plate clutch 91 on the rear wheel 27 side can avoid these dangers.

function. Accordingly, if the rear differential 11 is used, no center differential is needed, making it possible to simplify the vehicle's power transmission system, and reduce cost and weight, which are significant effects.

The friction plates 83, 85, and 87 of the multiple plate clutches 89 and 91 are thoroughly lubricated and cooled, and therefore tend not to suffer from heating and seizing during high-load use (e.g., a great deal of slipping).

If the stopper rings 93 can be made to move in the axial direction in the device of the present embodiment, a configuration is also possible in which both of the multiple plate clutches 89 and 91 are tightened and released by an actuator provided to left or right.

A second embodiment is described next, with reference to FIGs. 3 and 4. The present embodiment is used as a rear differential 149 of a vehicle in FIG. 2, as in the first embodiment. The same members are given the same reference numerals when cited below, and differences with the first embodiment are described. Note that in the following description, the left and right directions are the left and right directions in FIG. 3, and up in FIG. 3 corresponds to forward in the vehicle in FIG. 2.

Hub members 153 and 155 are disposed inside a differential case 151 in a manner allowing relative rotation. A ring 157 slidably engages grooves provided to opposing faces of the hub members 153 and 155, centering the hub members 153 and 155 and supporting free ends thereof. As shown in FIGs. 3 and 4, through holes 159 (oil reserves/oil passages) disposed at 90° intervals substantially in the center in the axial direction, axial-direction through holes 161 (oil reserves) that pass through these through holes 159, and inner grooves 163 linking openings of the through holes 159 are provided to the hub members 153 and 155. Radial-direction grooves 165 and 167 (oil passages) that pass through openings of the through holes 161 are provided to both end faces.

Transmission shafts (not shown in the drawings) engage inner circumferences of the hub members 153 and 155 engage via splines. Oil passages formed in an axial center and radial-direction oil passages that link these oil passages with the inner grooves 163 of the hub members 153 and 155 are provided to these transmission shafts.

The other functions and effects are the same as in the first embodiment.

Note that in the present invention, a multiple plate clutch is not limited to one operated by an actuator; electromagnetic clutches, for example, are also possible. Furthermore, the present invention is not limited to four-wheel-drive vehicles, but rather can be used in two-wheel-drive vehicles as well.

[Effects of the Invention]

As has been described above, the power transmission device of the present invention can transmit and shut off torque while limiting or allowing differential rotation. Moreover, because lubrication and cooling of the friction plates is done thoroughly, heating, breakdown of the lubricating oil, seizing, and other problems are prevented. Accordingly, performance and durability of the device are improved.

4. Brief Description of the Drawings

FIG. 1 is a cross-sectional view of a first embodiment. FIG. 2 is a schematic view showing power transmission in a vehicle using this embodiment. FIG. 3 is a cross-sectional view of a second embodiment. FIG. 4 is a lateral cross-sectional view of a hub member of this embodiment.

Dividing members 169 are disposed between the multiple plate clutches 89 and 91 and secured to an inner circumference of the differential case 29. The dividing members 169 shut off the effects of pressure on the multiple plate clutches 89 and 91 and prevent interference therebetween.

The pressing system of the multiple plate clutches 89 and 91 comprises needle bearings 113 and 115, first pressing rings 171 and 173, push rods 175 and 177, and second pressing rings 179 and 181. The push rods 175 and 177 slidably pass through the differential case 151.

Lubricating oil passes through the oil passages in the left and right transmission shafts and the inner grooves 163 and is contained in the through holes 159 and 161 of the hub members 153 and 155. As the hub members 153 and 155 turn, the lubricating oil passes through the through holes 159 and the grooves 165 and 167 due to centrifugal force and is supplied to the friction plates 83, 85, and 87, lubricating and cooling these.

29, 151 ... Differential case (case)
 45, 47, 153, 155 ... Hub members
 61 ... Oil reservoirs
 67, 69 ... Oil passages
 83, 85, 87 ... friction plates
 89, 91 ... Multiple plate clutches
 133, 135 ... Actuators (tightening device)
 159 ... Through holes (oil reserves/oil passages)
 161 ... Through holes (oil passages)
 163 ... Inner grooves (oil passages)
 165, 167 ... Grooves (oil passages)

Agent: Morio Miyoshi, patent attorney

- 29, 151 ... Differential case (case)
- 45, 47, 153, 155 ... Hub members
- 61 ... Oil reservoirs
- 67, 69 ... Oil passages
- 83, 85, 87 ... friction plates
- 89, 91 ... Multiple plate clutches
- 133, 135 ... Actuators (tightening device)
- 159 ... Through holes (oil reserves/oil passages)
- 161 ... Through holes (oil passages)
- 163 ... Inner grooves (oil passages)
- 165, 167 ... Grooves (oil passages)

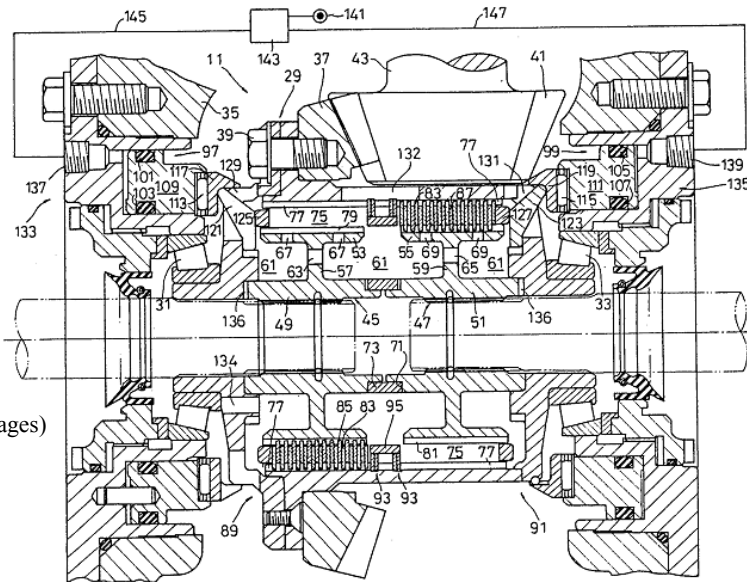


FIG. 1

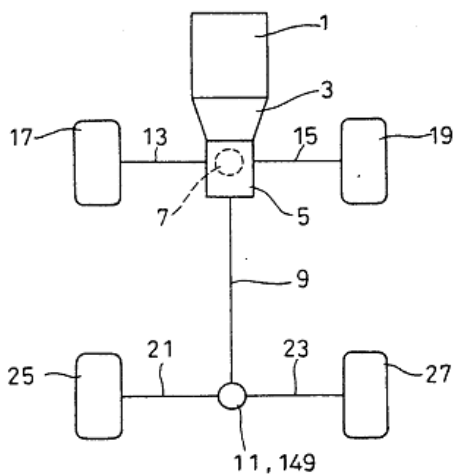


FIG. 2

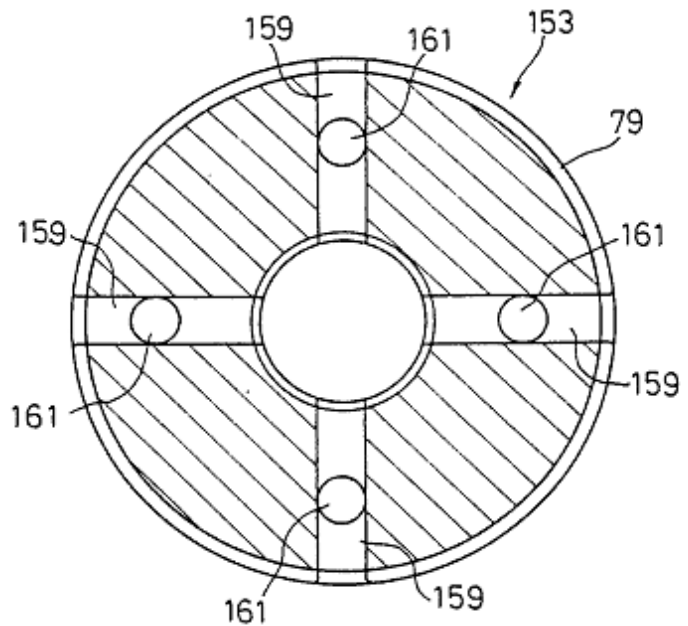


FIG. 4

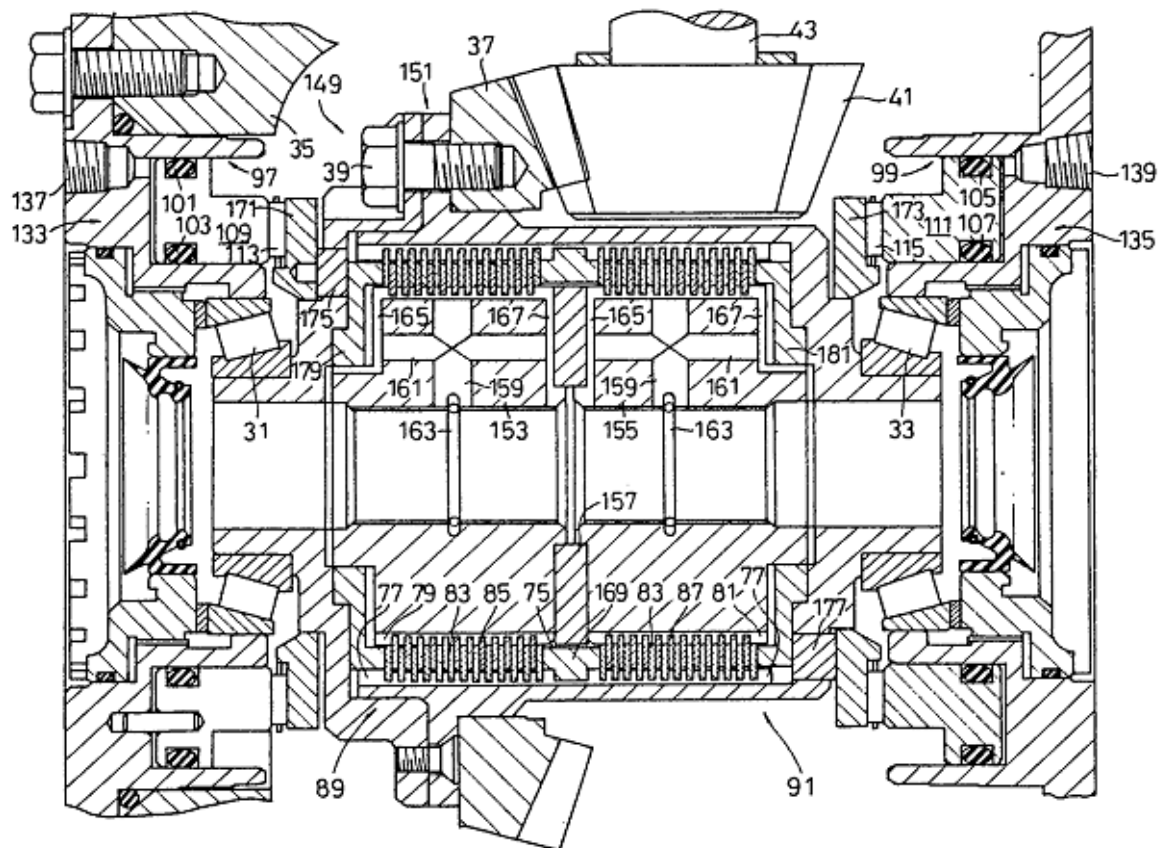


FIG. 3

⑬ 日本国特許庁(JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平2-57725

⑮ Int. Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑯ 公開 平成2年(1990)2月27日

F 16 D 13/74
25/12

A 8012-3 J
C 7526-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

⑰ 発明の名称 動力伝達装置

⑱ 特 願 昭63-202794

⑲ 出 願 昭63(1988)8月16日

⑳ 発 明 者 渡 辺 和 義 栃木県栃木市大宮町2388番地 栃木富士産業株式会社内

㉑ 出 願 人 栃木富士産業株式会社 栃木県栃木市大宮町2388番地

㉒ 代 理 人 弁理士 三好 保男 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

動力伝達装置

2. 特許請求の範囲

回転自在に配置された筒状のケースと、このケースの内部に同軸上で回転自在に配置されたハブ部材と、複数枚の摩擦板を前記ケースとハブ部材に各別に係合してなる多板クラッチと、この多板クラッチを締結又は開放する締結装置とを備え、前記ハブ部材には潤滑油を収容する油溜めと、この潤滑油を前記摩擦板に導く油路とを形成したことを特徴とする動力伝達装置。

3. 発明の詳細な説明

[発明の目的]

(産業上の利用分野)

この発明は、車両などに用いられる動力伝達装置に関する。

(従来の技術)

特開昭62-209249号公報に車両用の

動力伝達装置が記載されている。この装置はケースに収められた多板クラッチとこれを締結するアクチュエータとを有し、多板クラッチを介して左右の車軸にエンジンからの駆動力を分配する差動装置である。

ところで、多板クラッチはケースの内部にコンバクトに収められているから、多板クラッチを構成する摩擦板の間隔は非常に狭い。従って、潤滑油が各摩擦板に、特に厚さ方向中央部の摩擦板に、回りにくく、潤滑不足により摩擦板の発熱、潤滑油の劣化、摩擦板の焼付きなどが発生する恐れがある。

(発明が解決しようとする課題)

そこで、この発明は摩擦板の潤滑不良や焼付きなどが起らない動力伝達装置の提供を目的とする。

[発明の構成]

(課題を解決するための手段)

この発明の動力伝達装置は、回転自在に配置された筒状のケースと、このケースの内部に同軸

上で回転自在に配置されたハブ部材と、複数枚の摩擦板を前記ケースとハブ部材に各別に係合してなる多板クラッチと、この多板クラッチを締結又は開放する締結装置とを備え、前記ハブ部材には潤滑油を収容する油溜めと、この潤滑油を前記摩擦板に導く油路とを形成したことを特徴とする。

(作用)

締結装置により多板クラッチを締結するとケースとハブ部材とは連結され、一方からの入力是他方から出力される。このとき、多板クラッチの締結力を増減しすべり回転を調節すれば、ケースとハブ部材間の差動回転が制御(制限と許容)され伝達トルクの大きさを調節することができる。多板クラッチを開放すればケースとハブ部材の連結は解除され、トルク伝達が遮断される。

潤滑油はハブ部材の油溜めに収容され、ハブ部材が回転すると遠心力により油路を通して摩擦板に導かれ摩擦板の潤滑と冷却とを行い、摩擦板の発熱、潤滑油の劣化、焼付けなどを防止する。

(実施例)

デフケース29(ケース)はベアリング31、33を介してデフキャリア35に回転自在に支承されている。デフケース29にはリングギヤ37がボルト39で固定されている。リングギヤ37はドライブピニオンギヤ41と啮合しており、ドライブピニオンギヤ41はプロペラシャフト9側に連結されたドライブピニオンシャフト43の後端に一体に形成されている。このようにして、デフケース29はエンジン1からの駆動力により回転駆動される。

デフケース29の内部には一対のハブ部材45、47が同軸上で相対回転可能に配置されている。これらのハブ部材45、47はそれぞれ円筒状のハブ49、51と、円筒状の外筒部53、55と、軸方向の中央部にあってこれらのハブ49、51と外筒部53、55を一体に連結するボス57、59からなっている。ボス57、59の両側には容量の大きい油溜め61が形成され、ボス57、59には左右の油溜め61を連通する貫通孔63、65が設けられている。又、外筒部53、55に

第1図と第2図により第1実施例の説明をする。第2図はこの実施例を四輪駆動(4WD)車の動力伝達系に用いた例を示す。なお、以下の説明において左右の方向は第1図における左右の方向とし、第1図の上方は第2図の車両の前方に相当する。

まず、第2図によりこの車両の動力伝達を説明する。

エンジン1の駆動力はトランスミッション3で変速されトランスファ5に入力する。トランスファ5はこの駆動力をフロントデフ7(前輪側のデファレンシャル装置)に伝達するとともにプロペラシャフト9を介してこの実施例の装置であるリヤデフ11(後輪側のデファレンシャル装置)に伝達する。伝達された駆動力は、フロントデフ7により前車軸13、15を介して左右の前輪17、19に差動分配され、リヤデフ11により後車軸21、23を介して左右の後輪25、27に分配される。

次に、この実施例の構成を説明する。

は貫通孔が設けられ油路67、69を形成している。ハブ49、51の対向端部にはリング状の溝71が設けられ、溝71にはリング73が係合してハブ部材45、47の自由端を互いに支承するとともにセンタリングを行っている。

デフケース29とハブ部材45、47の各外筒部53、55の間には環状室75が設けられている。環状室75の内部においてデフケース29にはスプライン77が設けられ、外筒部53、55にはそれぞれスプライン79、81が設けられている。スプライン77には外側の摩擦板83が軸方向移動可能に係合している。又、スプライン79、81には摩擦板83と交互に配置された内側の摩擦板85、87が軸方向移動可能に係合している。こうして一対の多板クラッチ89、91が構成されている。多板クラッチ89、91の間にはストッパリング93が間隔をあけて配置されデフケース29に固定されている。このストッパリング93の内周にはリング95が配置されている。ストッパリング93は各多板クラッチ89、91

間の押圧力の影響を遮断して互いの干渉を防止する。

デフキャリア35の左右の端部にはシリンダ部97、99が設けられており、これらのシリンダ部97、99にはそれぞれリング101、103、リング105、107を間に配置してピストン部材109、111が移動可能に係合している。ピストン部材109、111はそれぞれニードルベアリング113、115、押圧リング117、119、押圧片121、123、プッシュリング125、127からなる各押圧系を介して多板クラッチ89、91を押圧可能である。押圧片121、123はデフケース29の円周等配位置に設けられた窓129、131を貫通し、押圧リング117、119とプッシュリング125、127の間に配置されている。こうして、一対のアクチュエータ133、135とこれらの押圧系とが構成されている。

各アクチュエータ133、135の油圧ポート137、139には油圧源141から制御弁装置

143と各油路145、147を介して各別に油圧が供給され、その油圧を調節することにより多板クラッチ89、91の締結と締結力の調節と開放などが行われる。

制御弁装置143のこのような制御は、運転席から手動操作可能か、又は操縦条件や路面条件に応じて自動操作可能に構成されている。

次に、この実施例の機能を説明する。

アクチュエータ133、135に油圧が供給されるとピストン部材109、111が前進し、押圧系を介して多板クラッチ89、91が押圧されて締結し、デフケース29とハブ部材45、47が連結され、エンジン1からの駆動力は左右の後輪25、27に伝達される。油圧を制御して多板クラッチ89、91の締結力を増減すれば、差動回転の制御（制限と許容）及び伝達トルクの大きさを調節することができる。締結力の増減を多板クラッチ89、91で各別に行えば、左右の後輪25、27間の駆動力の配分割合の調整と差動回転の制御とを行うことができる。

油圧の供給を停止すれば、多板クラッチ89、91が開放され後輪25、27へのトルク伝達は遮断され、後輪25、27はフリー回転状態となる。

デフキャリア35に封入されている潤滑油はデフケース29等の窓129、131、132、134、136等から流入して油溜め61に収容され、ハブ部材45、47の回転に伴って遠心力により油路67、69を通して摩擦板83、85、87に供給され、これらを潤滑し冷却する。

次に、車両の性能に即した機能を説明する。

多板クラッチ89、91を締結すると後輪25、27が駆動され車両は4WD走行状態になり、駆動力が四輪全部に分散するから各車輪当りの駆動力配分が減少しグリップ力との間の余裕が広がってスリップしにくくなる。従って、車両の直進性や走行安定性が向上する。

多板クラッチ89、91を開放すると後輪25、27側への駆動力伝達が遮断されて車両は二輪駆動(2WD)走行状態となって燃費が向上すると

ともにフロントエンジン・フロントドライブの2WD車の特性が得られる。

2-4切換機構のような断続機構によらずに、上記のような2-4切換が行えるから、2-4切換機構が不要であり、その分機構を簡単にし重量とコストとを低減できる。

2WD走行時又は多板クラッチ89、91を微弱に締結した状態での4WD走行時に、悪路などで前輪17、19側がスリップ状態になった場合多板クラッチ89、91を適当な強さで締結すれば後輪25、27側に伝達される駆動力が大きくなり、後輪25、27側の駆動力により走破性が向上し悪路から脱出することができる。

後輪25、27の間で駆動力の配分割合を調節し、例えば左の後輪25側の駆動力をより大きくすれば車両に右旋回のヨーイングモーメントを与えることができ、右の後輪27側の駆動力をより大きくすれば車両に左旋回のヨーイングモーメントを与えることができる。コーナリングに際してコーナー半径の大小や車速などに応じてコーナー

の外側又は内側へのヨーイングモーメントを与え、るとともにこのヨーイングモーメントの大きさを調節すれば、コーナーからの飛び出し、内側への切れ込み、スピンなどの危険が回避できるとともにハンドル操作を容易にすることができる。又、通常の走行においてもハンドル操作を助けることができる。

コーナリングに際して前後輪間の駆動力配分割合を変えればそれぞれのコーナリングフォースの大きさが調節でき、上記と同様に、車体のステア特性を改善することができる。すなわち、前輪17、19側の駆動力を大きくすればそのコーナリングフォースが減少するから後輪25、27側のコーナリングフォースによりコーナー外側のヨーイングモーメントが与えられて車両はアンダーステア気味となる。又、前部重量の重い第2図のようなフロントエンジン車の場合、前輪17、19の方がグリップ力が大きいから、多板クラッチ89、91を強固に締結し前後輪の駆動力の配分割合を等しくした状態で大きな駆動力を与えると後

輪25、27側が先にコーナリングフォースを失う。従って、前輪17、19側のコーナリングフォースにより車体はオーバーステア気味となる。又、同じ理由で第2図の車両の重心は前寄りであるからコーナリングに際しては後輪25、27側のコーナリングフォースの影響の方が強く、従ってアンダーステア傾向を示す。そこで、後輪25、27側への駆動力配分を増してそのコーナリングフォースを減少させれば、前記のような車体固有のアンダーステア傾向を是正することができる。

このように、ステア特性のコントロールを行えば車両の操縦性と安全性とを改善することができる。

後輪25、27の一方、例えば左の後輪25がスリップ状態になると、駆動を続ける右後輪27の後車軸23に駆動力が集中し破損の恐れがあるとともに右後輪27の駆動力により車体を左旋回させるヨーイングモーメントが急に発生し危険である。このような場合、後輪25のスリップ又は車体に生じたヨーイングモーメントを検知して右

後輪27側の多板クラッチ91を開放すればこのような危険が回避できる。

加速に際しては、荷重が移動する後輪25、27側の駆動力を増加すれば駆動力を路面に有効に伝えることができ加速性が向上する。

多板クラッチ89、91の締結力を弱めれば前後輪間の回転差が吸収され、例えば車庫入れのような低速急旋回の際にタイトコーナブレーキング現象が発生しない。又、後輪25、27間の差動回転が許容されるから円滑なコーナリングが行える。

又、2-4切換機構を装備して2WD走行に切換えたとき、多板クラッチ89、91を開放すれば後輪25、27の駆動系の回転が停止する。従って、これらが無駄に連れ回ることによる各部の摩耗、振動と騒音の発生、燃費の低下などを防止することができる。このように、フリーハブクラッチを装備せずと同様な効果が得られ上、動作はより確実である。

又、以上のようにリヤデフ11は前後輪の間で

差動制限を行いながら駆動力を差動配分することができる。これは差動制限機能付きのセンターデスの機能である。そこで、リヤデフ11を用いればセンターデフが不要であり、車両の動力伝達系の構成をそれだけ簡単にすることができコスト及び重量の低減の面で大きな効果が得られる。

又、多板クラッチ89、91の各摩擦板83、85、87の潤滑と冷却は充分に行われるから高負荷（例えばすべりの多い）の使用態様においても発熱や焼付きが起りにくい。

なお、この実施例の装置はストッパリング93を軸方向移動可能にすれば左右いずれか一方に設けたアクチュエータで両方の多板クラッチ89、91の締結と開放を行うように構成することもできる。

次に、第3図と第4図により第2実施例の説明をする。この実施例は上記第1実施例と同様に第2図の車両のリヤデフ149として用いられている。以下、同一の部材には同じ番号を付して引用しながら第1実施例との相異点を説明する。なお、

以下の説明において左右の方向は第3図における左右の方向であり、第3図の上方は第2図の車両の前方に相当する。

デフケース151の内部にはハブ部材153、155が相対回転自在に配置されている。ハブ部材153、155の各対向端部に設けられた溝にはリング157が摺動可能に係合しており、ハブ部材153、155のセンタリングを行うとともに互いの自由端を支承し合っている。各ハブ部材153、155には第3図と第4図に示すように軸方向のほぼ中央に90°間隔で配置された貫通孔159(油溜め兼油路)と、これらの貫通孔159を通る軸方向の貫通孔161(油溜め)と、貫通孔159の開口部を連通する内周溝163とが設けられている。又、両端面には貫通孔161の開口を通る径方向の溝165、167(油路)が設けられている。

各ハブ部材153、155の内周にはそれぞれ伝達軸(図示していない)がスプライン係合している。これらの伝達軸にはそれぞれ軸心部に形成

された油路と、この油路と各ハブ部材153、155の内周溝163とを連通する径方向の油路とが設けられている。

多板クラッチ89、91の間には仕切り部材169が配置されデフケース29の内周に固定されている。仕切り部材169は多板クラッチ89、91の押圧力の影響を遮断して互いの干渉を防止する。

多板クラッチ89、91の押圧系はニードルベアリング113、115と第1の押圧リング171、173と、プッシュロッド175、177と第2の押圧リング179、181からなっている。プッシュロッド175、177はデフケース151を摺動自在に貫通している。

潤滑油は左右の伝達軸の油路と内周溝163を通って供給されハブ部材153、155の貫通孔159、161に収容される。ハブ部材153、155の回転に伴いその遠心力により貫通孔159と溝165、167を通って摩擦板83、85、87に供給されこれらを潤滑し冷却する。

他の機能と効果とは上記第1実施例と同様である。

なお、この発明において多板クラッチはアクチュエータにより作動するものに限らず、例えば電磁クラッチでもよい。又、四輪駆動車に限らず、二輪駆動車の駆動輪に用いてもよい。

[発明の効果]

以上のように、この発明の動力伝達装置は差動回転の制限と許容とを行いながらトルクを伝達し又遮断することができる。又、摩擦板の潤滑と冷却は充分に行われるから発熱、潤滑油の劣化、焼付きなどが予防され、従って装置の性能と耐久性とが向上する。

4. 図面の簡単な説明

第1図は第1実施例の断面図、第2図はこの実施例を用いた車両の動力伝達を示す概略図、第3図は第2実施例の断面図、第4図はこの実施例のハブ部材の横断面図である。

29、151…デフケース(ケース)

45、47、153、155…ハブ部材

61…油溜め

67、69…油路

83、85、87…摩擦板

89、91…多板クラッチ

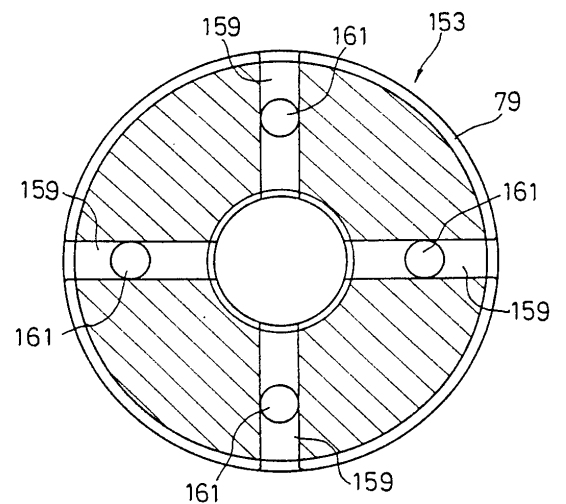
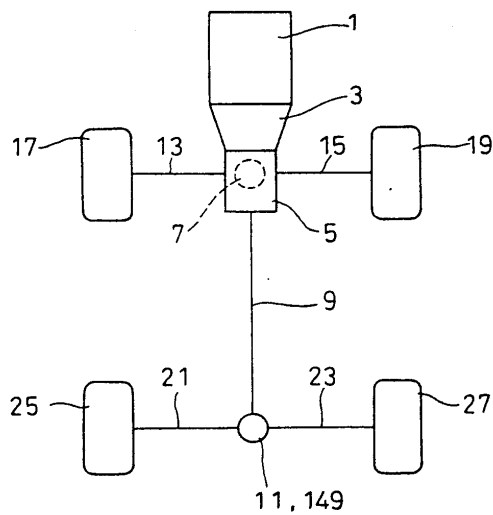
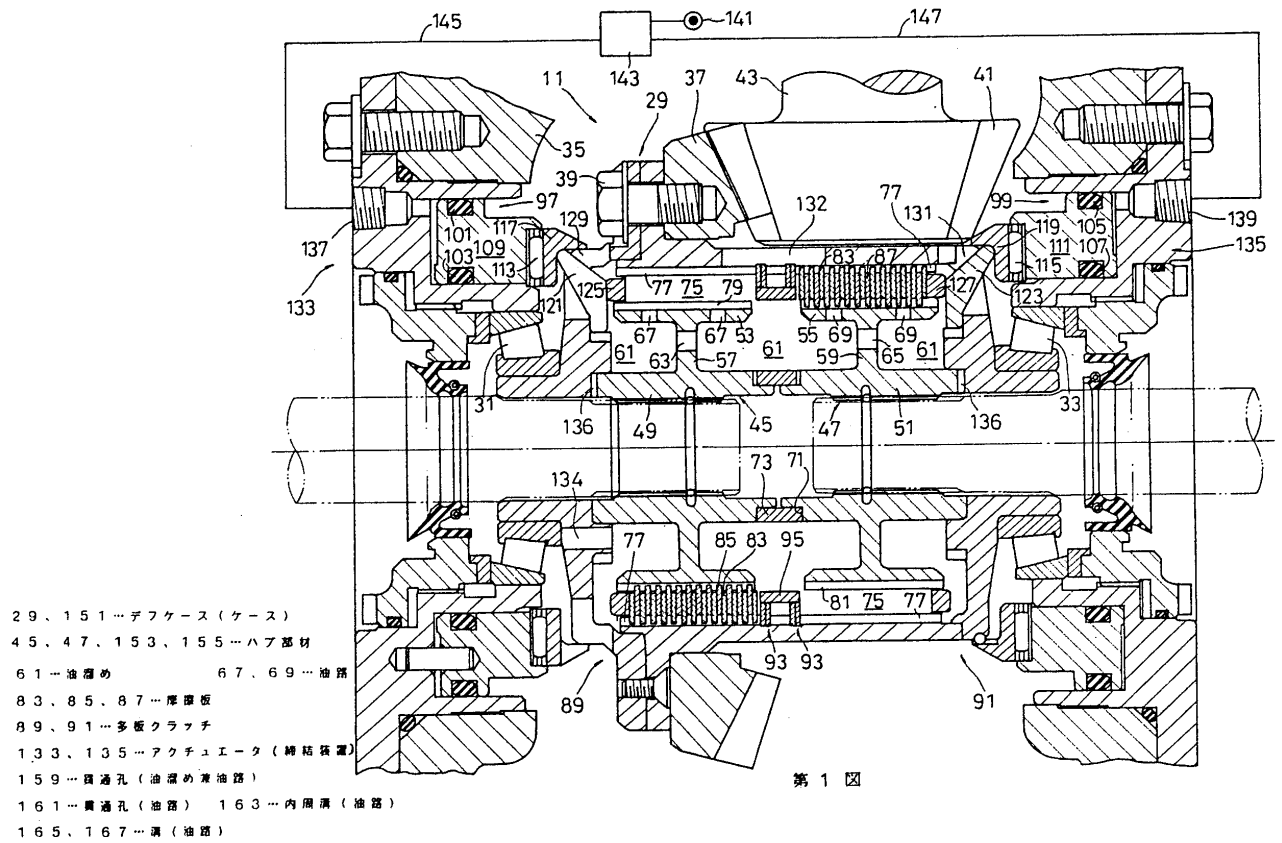
133、135…アクチュエータ(締結装置)

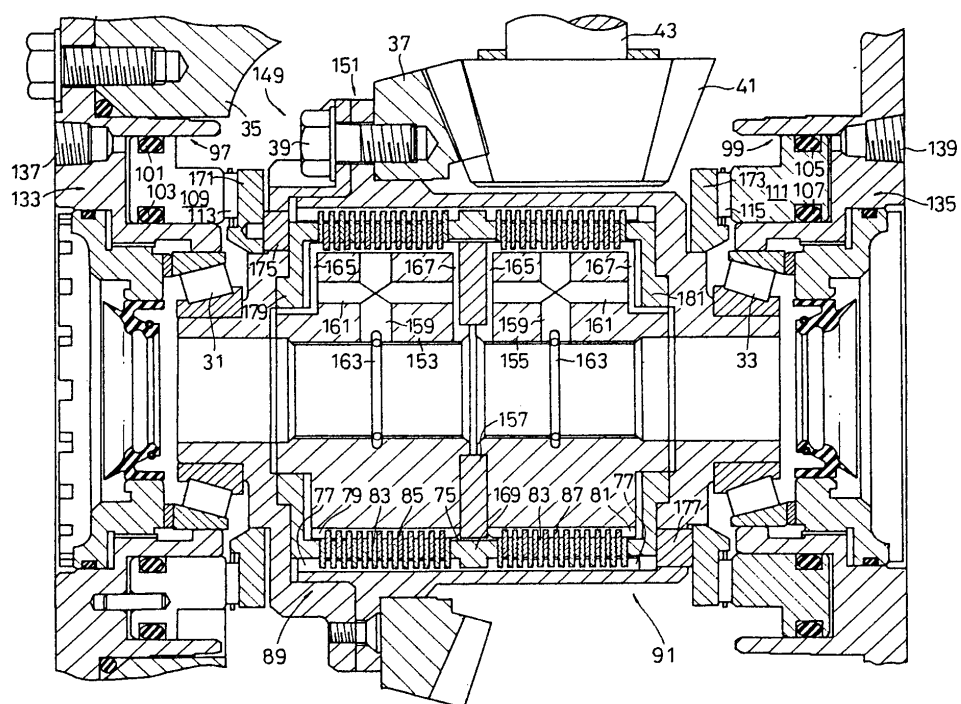
159…貫通孔(油溜め兼油路)

161…貫通孔(油路) 163…内周溝(油路)

165、167…溝(油路)

代理人 弁理士 三 好 保 男





第 3 図