



**Beschreibung**

**[0001]** Diese Anmeldung beansprucht die Priorität der am 25. August 2003 eingereichten US Provisional Application 60/497,640, deren Offenbarungsgesamt hierin durch Bezugnahme vollständig mit eingeschlossen ist.

**[0002]** Die vorliegende Erfindung betrifft ein Getriebe mit drei Planetenradsätzen, das durch sechs Drehmomentübertragungsmechanismen gesteuert wird, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis bereitzustellen.

**[0003]** Pkw umfassen einen Antriebsstrang, der aus einem Motor, einem Mehrganggetriebe und einem Differential oder Achsantrieb besteht. Das Mehrganggetriebe erhöht den Gesamtbetriebsbereich des Fahrzeugs, indem zugelassen wird, dass der Motor mehrmals durch seinen Drehmomentbereich hindurch arbeiten kann. Die Anzahl von Vorwärts-Drehzahlverhältnissen, die in dem Getriebe verfügbar sind, bestimmt die Häufigkeit, wie oft der Drehmomentbereich des Motors wiederholt durchlaufen werden kann. Frühere Automatikgetriebe wiesen zwei Drehzahlbereiche auf. Dies begrenzte den Gesamtdrehzahlbereich des Fahrzeugs stark und erforderte daher einen relativ großen Motor, der einen breiten Drehzahl- und Drehmomentbereich erzeugen konnte. Dies führte dazu, dass der Motor während der Fahrt bei einem spezifischen Kraftstoffverbrauchspunkt arbeitete, der nicht der Punkt mit dem höchsten Wirkungsgrad war. Daher waren Handschaltgetriebe (Vorgelegewellengetriebe) am beliebtesten.

**[0004]** Mit dem Aufkommen von Drei- und Viergang-Automatikgetrieben nahm die Beliebtheit des automatisch schaltenden Getriebes (Planetenradgetriebes) bei den Autofahrern zu. Diese Getriebe verbesserten das Betriebsverhalten und die Kraftstoffwirtschaftlichkeit des Fahrzeugs. Die erhöhte Anzahl von Drehzahlverhältnissen verringert die Stufengröße zwischen Übersetzungsverhältnissen und verbessert daher die Schaltqualität des Getriebes, indem die Gangwechsel für den Bediener bei der normalen Fahrzeugbeschleunigung im Wesentlichen nicht wahrnehmbar gemacht werden.

**[0005]** Es ist vorgeschlagen worden, die Anzahl von Vorwärts-Drehzahlverhältnissen auf sechs oder mehr zu erhöhen. Sechsganggetriebe sind in U.S. Patent Nr. 4,070,927, das für Pollack am 31. Januar 1978 erteilt wurde, U.S. Patent Nr. 6,071,208, das für Koivunen am 6. Juni 2000 erteilt wurde, U.S. Patent Nr. 5,106,352, das für Lepelletier am 21. April 1992 erteilt wurde und U.S. Patent Nr. 5,599,251, das für Beim & McCarrick am 4. Februar 1997 erteilt wurde, offenbart.

**[0006]** Sechsganggetriebe bieten mehrere Vorteile

gegenüber Vier- und Fünfganggetrieben, die eine verbesserte Fahrzeugbeschleunigung und eine verbesserte Kraftstoffwirtschaftlichkeit umfassen. Während viele Lkw Lastschaltgetriebe mit sechs oder mehr Vorwärts-Drehzahlverhältnissen anwenden, werden Pkw aufgrund der größeren Komplexität dieser Getriebe noch mit Drei- und Viergang-Automatikgetrieben und relativ wenigen Fünf- oder Sechsgang-einrichtungen hergestellt. Das Getriebe von Pollack liefert sechs Vorwärts-Drehzahlverhältnisse mit drei Planetenradsätzen, zwei Kupplungen und drei Bremsen. Die Patente von Koivunen und Beim benutzen sechs Drehmomentübertragungseinrichtungen, die vier Bremsen und zwei Kupplungen umfassen, um sechs Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Übersetzungsverhältnis herzustellen. Das Patent von Lepelletier wendet drei Planetenradsätze, drei Kupplungen und zwei Bremsen an, um sechs Vorwärts-Drehzahlverhältnisse bereitzustellen. Einer der Planetenradsätze wird positioniert und betrieben, um zwei Antriebsselemente mit fester Drehzahl für die übrigen beiden Planetenradsätze herzustellen.

**[0007]** Siebenganggetriebe sind in den U.S. Patenten Nr. 4,709,594 für Maeda, 6,053,839 für Baldwin et al. und 6,083,135 für Baldwin et al. offenbart. Siebenganggetriebe bieten weitere Verbesserungen bei der Beschleunigung und der Kraftstoffwirtschaftlichkeit gegenüber Sechsganggetrieben. Jedoch ist die Entwicklung von Sieben- und Achtganggetrieben wie die der oben diskutierten Sechsganggetriebe wegen ihrer Komplexität, Größe und Kosten nicht weiter verfolgt worden.

**[0008]** Die Erfindung stellt ein Siebenganggetriebe mit drei Planetenradsätzen bereit, die durch sechs Drehmomentübertragungsmechanismen gesteuert werden, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis bereitzustellen. Öl zum Aktivieren von zweien der Kupplungen wird über eine Sonnenradwelle übertragen, um die Gesamtlänge des Getriebes zu minimieren.

**[0009]** Im Besonderen stellt die Erfindung ein Siebenganggetriebe bereit, das eine Antriebswelle, eine Abtriebswelle und eine Planetenradanordnung mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Planetenradsatz umfasst. Jeder Planetenradsatz weist ein erstes, ein zweites und ein drittes Element auf. Die Antriebswelle steht in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element des ersten Planetenradsatzes und die Abtriebswelle steht in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element des dritten Planetenradsatzes. Ein erster Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das zweite Element des zweiten Planetenradsatzes mit einem Getriebegehäuse in Verbindung. Ein zweiter Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das dritte Element des zweiten Planetenradsatzes mit dem Getriebegehäuse in Verbindung. Ein dritter Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das dritte Element des dritten Planetenradsatzes mit dem Getriebegehäuse in Verbindung.

bertragungsmechanismus bringt selektiv das zweite Element des ersten Planetenradsatzes mit dem dritten Element des zweiten Planetenradsatzes in Verbindung. Ein vierter Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das erste Element des ersten Planetenradsatzes mit dem zweiten Element des dritten Planetenradsatzes in Verbindung. Ein fünfter Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das dritte Element des ersten Planetenradsatzes mit dem Getriebegehäuse in Verbindung. Ein sechster Drehmomentübertragungsmechanismus bringt selektiv das zweite Element des ersten Planetenradsatzes mit dem dritten Element des dritten Planetenradsatzes in Verbindung.

**[0010]** Fluid zum Aufbringen des dritten und des sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus wird durch eine Welle transportiert, die mit einem Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes verbunden ist.

**[0011]** Der erste, der zweite, der dritte, der vierte, der fünfte und der sechste Drehmomentübertragungsmechanismus stehen in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle herzustellen.

**[0012]** Vorzugsweise ist das Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes das dritte Element des ersten Planetenradsatzes.

**[0013]** Das erste Element des zweiten Planetenradsatzes und das erste Element des dritten Planetenradsatzes umfassen ein einziges lang gestrecktes Hohlrad oder zwei miteinander verbundene Hohlräder.

**[0014]** Der erste und der zweite Planetenradsatz sind einfache Planetenradsätze, und der dritte Planetenradsatz ist ein zusammengesetzter Planetenradsatz.

**[0015]** Vorzugsweise ist jedes der ersten Elemente ein Hohlrad, jedes der zweiten Elemente ist eine Planetenträgeranordnung und jedes der dritten Elemente ist ein Sonnenrad.

**[0016]** Die Erfindung wird im Folgenden beispielhaft anhand der Zeichnungen beschrieben, in diesen zeigt bzw. zeigen:

**[0017]** Fig. 1 ein Hebeldiagramm eines erfindungsgemäßen Getriebes;

**[0018]** Fig. 2a, 2b, 2c, 2d und 2e eine Übersetzungsverhältnistabelle, eine Tabelle fester Verbindungen, eine Hebelverhältnistabelle, eine Übersetzungsverhältnistabelle von Hohlrad zu Sonnenrad

bzw. eine Wahrheitstabelle gemäß dem Getriebe von Fig. 1;

**[0019]** Fig. 3 ein Stick-Diagramm, das dem Hebeldiagramm von Fig. 1 entspricht;

**[0020]** Fig. 4a eine Ansicht im Teilschnitt eines Getriebes gemäß dem Hebeldiagramm und dem Stick-Diagramm der Fig. 1 und 3; und

**[0021]** Fig. 4b eine vergrößerte Teilansicht des Querschnitts von Fig. 4a.

**[0022]** In den Fig. 1 und 3 sind jeweils ein Hebeldiagramm bzw. ein Stick-Diagramm für ein erfindungsgemäßes Getriebe gezeigt. Es werden gleiche Bezugszeichen dazu verwendet, in allen Figuren ähnliche Bauelemente zu kennzeichnen.

**[0023]** Wie es in Fig. 3 gezeigt ist, umfasst ein Antriebsstrang 10 einen herkömmlichen Motor und Drehmomentwandler 12, ein Planetengetriebe 14 und einen herkömmlichen Achsantriebsmechanismus 16.

**[0024]** Das Planetengetriebe 14 umfasst eine Antriebswelle 17, die in kontinuierlicher Verbindung mit dem Motor und Drehmomentwandler 12 steht, eine Planetenradanordnung 18 und eine Abtriebswelle 19, die in kontinuierlicher Verbindung mit dem Achsantriebsmechanismus 16 steht. Die Planetenradanordnung 18 umfasst drei Planetenradsätze 20, 30 und 40, von links nach rechts in Fig. 3 betrachtet.

**[0025]** Der Planetenradsatz 20 umfasst ein Sonnenrad 22, ein Hohlrad 24 und eine Planetenträgeranordnung 26. Die Planetenträgeranordnung 26 umfasst mehrere Planetenräder 27, die drehbar an einem Träger 29 montiert und in kämmender Beziehung mit sowohl dem Sonnenrad 22 als auch dem Hohlrad 24 angeordnet sind.

**[0026]** Der Planetenradsatz 30 umfasst ein Sonnenrad 32, ein Hohlrad 34 und eine Planetenträgeranordnung 36. Die Planetenträgeranordnung 36 umfasst mehrere Planetenräder 37, die drehbar an einem Träger 39 montiert und in kämmender Beziehung mit sowohl dem Sonnenrad 32 als auch dem Hohlrad 34 angeordnet sind. Der Planetenradsatz 30 ist ein einfacher Planetenradsatz.

**[0027]** Der Planetenradsatz 40 umfasst ein Sonnenrad 42, ein Hohlrad 44 und eine Planetenträgeranordnung 46. Die Planetenträgeranordnung 46 umfasst mehrere Planetenräder 47, 48, die drehbar an einem Träger 49 montiert sind, um einen zusammengesetzten Planetenradsatz zu bilden. Die Planetenräder 47 sind in kämmender Beziehung mit dem Sonnenrad 42 angeordnet, und die Planetenräder 48 sind in kämmender Beziehung mit dem Hohlrad 44 angeordnet.

net. Die Planetenräder **47**, **48** kämmen auch miteinander. Das Hohlrad **44** kann einstückig mit dem Hohlrad **34** ausgebildet sein, so dass ein einziges lang gestrecktes Hohlrad beide Bauelemente bildet. Alternativ können das Hohlrad **34** und das Hohlrad **44** getrennt gebildet und miteinander verbunden sein (wie es in den **Fig. 4a** und **4b** gezeigt ist). Der Planetenradsatz **40** ist ein zusammengesetzter Planetenradsatz.

**[0028]** Alternativ können die Planetenradsätze **30** und **40** ein langes Planetenrad umfassen, das die Planetenträgeranordnung **36** mit der Planetenträgeranordnung **46** verbindet, und die Hohlräder **34**, **44** können getrennte Hohlräder sein.

**[0029]** Die Planetenradanordnung **18** umfasst auch sechs Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **52**, **54**, **56**, **58**, **59**. Die Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **52**, **58** sind feststehende Drehmomentübertragungsmechanismen, die üblicherweise Bremsen oder Reaktionskupplungen genannt werden. Die Drehmomentübertragungsmechanismen **54**, **56**, **59** sind rotierende Drehmomentübertragungsmechanismen, die üblicherweise Kupplungen genannt werden.

**[0030]** Die Antriebswelle **17** steht in kontinuierlicher Verbindung mit dem Hohlrad **24**, und die Abtriebswelle **19** steht in kontinuierlicher Verbindung mit dem Hohlrad **44**. Ein Freilauf kann wahlweise zwischen den Träger **36** und das Getriebegehäuse **60** geschaltet sein.

**[0031]** Bezüglich der Ansprüche ist der Planetenradsatz **20** der erste Planetenradsatz, der Planetenradsatz **30** ist der zweite Planetenradsatz und der Planetenradsatz **40** ist der dritte Planetenradsatz. Auch in den Ansprüchen angegeben sind erste, zweite und dritte Elemente jedes Planetenradsatzes. Bei der bevorzugten Ausführungsform ist jedes erste Element ein Hohlrad, jedes zweite Element ist eine Planetenträgeranordnung und jedes dritte Element ist ein Sonnenrad. Auch wird der Drehmomentübertragungsmechanismus **50** als der erste Drehmomentübertragungsmechanismus bezeichnet, der Drehmomentübertragungsmechanismus **52** ist der zweite Drehmomentübertragungsmechanismus, der Drehmomentübertragungsmechanismus **54** ist der dritte Drehmomentübertragungsmechanismus, der Drehmomentübertragungsmechanismus **56** ist der vierte Drehmomentübertragungsmechanismus, der Drehmomentübertragungsmechanismus **58** ist der fünfte Drehmomentübertragungsmechanismus und der Drehmomentübertragungsmechanismus **59** ist der sechste Drehmomentübertragungsmechanismus.

**[0032]** Die Planetenträgeranordnung **36** kann selektiv mit dem Getriebegehäuse **60** über die Bremse **50** in Verbindung gebracht werden. Das Sonnenrad **32**

kann selektiv mit dem Getriebegehäuse **60** über die Bremse **52** in Verbindung gebracht werden. Die Planetenträgeranordnung **26** kann selektiv mit dem Sonnenrad **32** über die Kupplung **54** in Verbindung gebracht werden. Das Hohlrad **24** kann selektiv mit der Planetenträgeranordnung **46** über die Kupplung **56** in Verbindung gebracht werden. Das Sonnenrad **22** kann selektiv mit dem Getriebegehäuse **60** über die Kupplung **58** in Verbindung gebracht werden. Die Planetenträgeranordnung **26** kann selektiv mit dem Sonnenrad **42** über die Kupplung **59** in Verbindung gebracht werden.

**[0033]** Wie es in der Wahrheitstabelle von **Fig. 2e** gezeigt ist, werden die Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **52**, **54**, **56**, **58**, **59** selektiv in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff gebracht, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis bereitzustellen. Es ist auch anzumerken, dass in der Wahrheitstabelle die Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **58** während des neutralen Zustandes in Eingriff bleiben, wodurch der Vorwärts/Rückwärts-Gangwechsel vereinfacht wird.

**[0034]** Um das Rückwärts-Drehzahlverhältnis herzustellen, werden die Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **54** und **58** in Eingriff gebracht. Der Gesamtzahlenwert des Rückwärts-Übersetzungsverhältnisses beträgt  $-3,819$ , wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0035]** Das erste Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **50**, **58**, **59** hergestellt. Der Gesamtzahlenwert des ersten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt  $4,225$ , wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0036]** Das zweite Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **52**, **58**, **59** hergestellt. Der Gesamtzahlenwert des zweiten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt  $2,401$ , wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0037]** Das dritte Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **54**, **58**, **59** hergestellt. Der Gesamtzahlenwert des dritten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt  $1,625$ , wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0038]** Das vierte Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **56**, **58**, **59** hergestellt. Der Gesamtzahlenwert des vierten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt  $1,174$ , wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0039]** Das fünfte Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **54, 56, 59** hergestellt. Der Zahlenwert des fünften Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt 1, wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0040]** Das sechste Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **54, 56, 58** hergestellt. Der Zahlenwert des sechsten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt 0,859, wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0041]** Das siebte Vorwärts-Drehzahlverhältnis wird mit dem Eingriff der Drehmomentübertragungsmechanismen **52, 56, 58** hergestellt. Der Zahlenwert des siebten Vorwärts-Drehzahlverhältnisses beträgt 0,701, wie es in der Wahrheitstabelle angegeben ist.

**[0042]** Wie es oben ausgeführt wurde, sind die Eingriffspläne für die Drehmomentübertragungsmechanismen in der Wahrheitstabelle von **Fig. 2e** gezeigt. Diese Tabelle liefert auch ein Beispiel von Drehzahlverhältnissen, die unter Verwendung der beispielhaft in **Fig. 2d** angegebenen Zähneverhältnisse von Hohlrad zu Sonnenrad verfügbar sind. Der R3/S3-Wert ist das Zähneverhältnis des Planetenradsatzes **20**, der R2/S2-Wert ist das Zähneverhältnis des Planetenradsatzes **30** und der R1/S1-Wert ist das Zähneverhältnis des Planetenradsatzes **40**. Die Wahrheitstabelle von **Fig. 2e** beschreibt auch die Übersetzungsverhältnisstufen, die unter Verwendung der beispielhaft angegebenen Zähneverhältnisse erzielt werden. Beispielsweise beträgt das Übersetzungsstufenverhältnis zwischen den ersten und zweiten Vorwärts-Übersetzungsverhältnissen 1,76, während das Stufenverhältnis zwischen dem Rückwärts-Übersetzungsverhältnis und dem ersten Vorwärts-Übersetzungsverhältnis  $-0,90$  beträgt. Es kann auch leicht aus der Wahrheitstabelle von **Fig. 2e** bestimmt werden, dass alle Vorwärts-Gangwechsel mit einer einzigen Stufe von der Art mit einem einzigen Übergang sind.

**[0043]** **Fig. 4a** zeigt eine Ansicht im vertikalen Teilschnitt eines Getriebes, das die Verbindungen des Hebeldiagramms und des Stick-Diagramms der **Fig. 1** und **3**, die zuvor beschrieben wurden, ausführt, und **Fig. 4b** zeigt eine Vergrößerung von **Fig. 4a**. In den **Fig. 4a** und **4b** werden gleiche Bezugszeichen dazu verwendet, gleiche Bauelemente aus den **Fig. 1 – 3** zu kennzeichnen. Die **Fig. 4a** und **4b** zeigen die Beziehung zwischen den verschiedenen Drehmomentübertragungsmechanismen **50, 52, 54, 56, 58, 59** und den verschiedenen Planetenradelementen, die sie in Eingriff bringen.

**[0044]** Der Drehmomentübertragungsmechanismus **50** wird wie gezeigt durch den Kolben **70, 70a** durch Aufbringen von Druckfluid in der Aufbringungs-

kammer **72** aufgebracht. Der Drehmomentübertragungsmechanismus **52** wird durch den Kolben **74, 74a** durch Aufbringen von Druckfluid in der Aufbringungskammer **76** aufgebracht.

**[0045]** Der Drehmomentübertragungsmechanismus **54** wird durch den Kolben **78, 78a** infolge der Aufbringung von Druckfluid in der Aufbringungskammer **80** aufgebracht. Der Aufbringungsarm **78a** des Kolbens **78** ist gezahnt (engl. "castellated"), um durch die Platten der Kupplung **59** zum Aufbringen der Kupplung **54** hindurchzutreten. Eine Ausgleichsdammkammer **81** wird mit Fluid versorgt, um Fliehkräften von Fluid in der Kammer **80** ein Gegengewicht entgegenzubringen. Eine Rückstellfeder **83** spannt den Kolben **78** in Richtung der freigegebenen Stellung vor.

**[0046]** Der Drehmomentübertragungsmechanismus **56** wird durch den Kolben **82** aufgebracht, wenn Druckfluid in die Aufbringungskammer **84** geliefert wird. Der Kolben **82** ist durch eine Feder **85** vorgespannt, und es ist ebenfalls eine Ausgleichsdammkammer **87** vorgesehen.

**[0047]** Der Drehmomentübertragungsmechanismus **58** wird durch den Kolben **90** aufgebracht, wenn Druckfluid in die Aufbringungskammer **92** geliefert wird. Es ist ebenfalls eine Rückstellfeder **93** vorgesehen.

**[0048]** Der Drehmomentübertragungsmechanismus **59** wird durch den Kolben **94, 94a** aufgebracht, wenn Druckfluid in die Aufbringungskammer **96** geliefert wird. Eine Ausgleichsdammkammer **97** und eine Rückstellfeder **98** sind ebenfalls vorgesehen.

**[0049]** **Fig. 4a** zeigt auch einen optionalen Freilauf **100**, der eine Laufbahn **102**, eine Walze **104** und einen Nocken **106** umfasst. Der Freilauf **100** dient dazu, selektiv den Träger **39** mit dem Getriebegehäuse **60** in Verbindung zu bringen.

**[0050]** Das Sonnenrad **22** ist auf einer drehbaren hohlen Sonnenradwelle **110** gelagert, die im Wesentlichen sich radial erstreckende Öffnungen **112, 114, 116, 118** aufweist, die derart angeordnet sind, dass sie Fluid an die Aufbringungskammer **80**, die Ausgleichsdammkammer **81**, die Aufbringungskammer **96** bzw. die Ausgleichsdammkammer **97** liefern, wie es in den **Fig. 4a** und **4b** gezeigt ist. Die Öffnungen **112, 114, 116** und **118** schneiden den ausgehöhlten Abschnitt **117** der Sonnenradwelle **110**. Es sind Dichtungen **119, 120, 122, 124, 125** benachbart zu Kanälen **112, 114, 116, 118, 132, 134, 136, 138** vorgesehen, um eine Leckage dort hindurch zu verhindern. Dichtungen **131, 133, 135** und Radiallager **137** dienen dazu, eine Leckage des Fluids, das in die Kanäle **114, 116, 118** eingespeist wird, zu verhindern. Das Lager **129** wird auch als eine Dichtung verwendet.

Die Kammer **126** (und eine Vielzahl von ähnlichen, in Umfangsrichtung beabstandeten Kammern) speisen Öl durch die Kanäle **128, 130** in die Kanäle **116** bzw. **118** (und die in Umfangsrichtung beabstandeten Kammern speisen Kanäle **112, 114** über andere Kanäle **151, 153**, die gestrichelt gezeigt sind, in dem Bauelement **115**). Aus dem Kanal **116** tritt das Fluid durch den Kanal **132** in die Aufbringungskammer **96** ein. Aus dem Kanal **118** tritt das Fluid durch den Kanal **134** in die Ausgleichsdammkammer **97** ein. Aus dem Kanal **114** tritt das Fluid durch den Kanal **136** in die Aufbringungskammer **80** ein. Aus dem Kanal **112** tritt das Fluid durch den Kanal **138** in die Ausgleichskammer **81** ein.

**[0051]** Die Kammer **126** (und weitere in Umfangsrichtung beabstandete Kammern) speisen auch die Aufbringungskammer **84** und die Ausgleichsdammkammer **87** der Kupplung **56** über Kanäle **140, 142** in der Turbinenradwelle **144**. Die Kanäle **140, 142** sind durch die Dichtungen **146, 148, 150** abgedichtet.

**[0052]** Auf diese Weise wird Fluid zum Aufbringen des dritten und des sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus **54, 59** durch die Sonnenradwelle **110** hindurch gespeist, die mit den Kerbverzahnungen **140** mit dem Sonnenrad **22** kerbverzahnt ist.

**[0053]** Diese Ausgestaltung liefert die Möglichkeit des Ingangsetzens über Reibung (friction launch) unter Verwendung der Drehmomentübertragungsmechanismen **50** oder **58**. Dies wird vorgenommen, indem die Drehmomentübertragungsmechanismen **50** oder **58** während des Ingangsetzens durchrutschen gelassen werden. U.S. Patent Nr. 6,471,616 beschreibt eine weitere Anordnung zum Ingangsetzen über Reibung, deren Offenbarungsgehalt hierin durch Bezugnahme vollständig mit eingeschlossen ist.

**[0054]** Zusammengefasst umfasst ein Mehrganggetriebe eine Antriebswelle, eine Abtriebswelle und eine Planetenradanordnung mit drei Planetenradsätzen. Die Antriebswelle und die Abtriebswelle stehen in kontinuierlicher Verbindung mit Elementen der Planetenradsätze. Sechs Drehmomentübertragungsmechanismen bringen selektiv besondere Elemente der Planetenradsätze mit anderen Elementen der Planetenradsätze oder mit dem Getriebegehäuse in Verbindung. Fluid zum Aufbringen von zwei der Drehmomentübertragungsmechanismen wird durch eine Welle, die mit einem Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes verbunden ist, transportiert. Die sechs Drehmomentübertragungsmechanismen stehen in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle herzustellen.

## Patentansprüche

1. Mehrganggetriebe, umfassend:  
 eine Antriebswelle (**17**),  
 eine Abtriebswelle (**19**),  
 eine Planetenradanordnung (**18**) mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Planetenradsatz (**20, 30, 40**), wobei jeder Planetenradsatz erste, zweite und dritte Elemente (**24, 26, 22, 34, 36, 32, 44, 46, 42**) aufweist,  
 wobei die Antriebswelle (**17**) in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element (**24**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) steht, und die Abtriebswelle (**19**) in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element (**44**) des dritten Planetenradsatzes (**40**) steht,  
 einen ersten Drehmomentübertragungsmechanismus (**50**), der selektiv das zweite Element (**36**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) mit einem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt,  
 einen zweiten Drehmomentübertragungsmechanismus (**52**), der selektiv das dritte Element (**32**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) mit dem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt,  
 einen dritten Drehmomentübertragungsmechanismus (**54**), der selektiv das zweite Element (**26**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem dritten Element (**32**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) in Verbindung bringt,  
 einen vierten Drehmomentübertragungsmechanismus (**56**), der selektiv das erste Element (**24**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem zweiten Element (**46**) des dritten Planetenradsatzes (**40**) in Verbindung bringt,  
 einen fünften Drehmomentübertragungsmechanismus (**58**), der selektiv das dritte Element (**22**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt,  
 einen sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (**59**), der selektiv das zweite Element (**26**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem dritten (**42**) Element des dritten Planetenradsatzes (**40**) in Verbindung bringt,  
 wobei Fluid zum Aufbringen des dritten und des sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (**54, 59**) durch eine Welle (**110**) hindurch transportiert wird, die mit einem Sonnenrad (**22**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) verbunden ist, und  
 wobei der erste, der zweite, der dritte, der vierte, der fünfte und der sechste Drehmomentübertragungsmechanismus (**50, 52, 54, 56, 58, 59**) in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff stehen, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis zwischen der Antriebswelle (**17**) und der Abtriebswelle (**19**) herzustellen.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Element (**34**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) und das erste Element (**44**) des dritten Planetenradsatzes (**40**) ein einziges lang gestrecktes Hohlrad umfassen.

3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Planetenradsatz (30) ein einfacher Planetenradsatz ist, und der dritte Planetenradsatz (40) ein zusammengesetzter Planetenradsatz ist.

4. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass jedes der ersten Elemente (24, 34, 44) ein Hohlrad ist, jedes der zweiten Elemente (26, 36, 46) eine Planetenträgeranordnung ist, und jedes der dritten Elemente (22, 32, 42) ein Sonnenrad ist.

5. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Element (34) des zweiten Planetenradsatzes (30) einstückig mit dem ersten Element (44) des dritten Planetenradsatzes (40) ist.

6. Getriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (110), die mit dem Sonnenrad (22) des ersten Planetenradsatzes (20) verbunden ist, hohl ist und sich im Wesentlichen radial erstreckende Öffnungen umfasst, um das Fluid zu dem dritten und dem sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (54, 59) zu transportieren.

7. Mehrganggetriebe, umfassend:  
 eine Antriebswelle (17),  
 eine Abtriebswelle (19),  
 eine Planetenradanordnung (18) mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Planetenradsatz (20, 30, 40), wobei jeder Planetenradsatz erste, zweite und dritte Elemente (24, 26, 22, 34, 36, 32, 44, 46, 42) aufweist,  
 wobei die Antriebswelle (17) in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element (24) des ersten Planetenradsatzes (20) steht, und die Abtriebswelle (19) in kontinuierlicher Verbindung mit dem ersten Element (44) des dritten Planetenradsatzes (40) steht,  
 das erste Element (34) des zweiten Planetenradsatzes (30) einstückig mit dem ersten Element (44) des dritten Planetenradsatzes (40) ist,  
 einen ersten Drehmomentübertragungsmechanismus (50), der selektiv das zweite Element (36) des zweiten Planetenradsatzes (30) mit einem Getriebegehäuse (60) in Verbindung bringt,  
 einen zweiten Drehmomentübertragungsmechanismus (52), der selektiv das dritte Element (32) des zweiten Planetenradsatzes (30) mit dem Getriebegehäuse (60) in Verbindung bringt,  
 einen dritten Drehmomentübertragungsmechanismus (54), der selektiv das zweite Element (26) des ersten Planetenradsatzes (20) mit dem dritten Element (32) des zweiten Planetenradsatzes (30) in Verbindung bringt,  
 einen vierten Drehmomentübertragungsmechanismus (56), der selektiv das erste Element (24) des ersten Planetenradsatzes (20) mit dem zweiten Element

(46) des dritten Planetenradsatzes (40) in Verbindung bringt,  
 einen fünften Drehmomentübertragungsmechanismus (58), der selektiv das dritte Element (22) des ersten Planetenradsatzes (20) mit dem Getriebegehäuse (60) in Verbindung bringt,  
 einen sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (59), der selektiv das zweite Element (26) des ersten Planetenradsatzes (20) mit dem dritten Element (42) des dritten Planetenradsatzes (40) in Verbindung bringt,  
 wobei Fluid zum Aufbringen des dritten und des sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (54, 59) durch eine Welle (110) hindurch transportiert wird, die mit einem Sonnenrad (22) des ersten Planetenradsatzes (20) verbunden ist,  
 wobei jedes der ersten Elemente (24, 34, 44) ein Hohlrad ist, jedes der zweiten Elemente (26, 36, 46) eine Planetenträgeranordnung ist, und jedes der dritten Elemente ein Sonnenrad (22, 32, 42) ist,  
 wobei das erste Element (34) des zweiten Planetenradsatzes (30) und das erste Element (44) des dritten Planetenradsatzes (40) ein einziges lang gestrecktes Hohlrad umfassen,  
 wobei der zweite Planetenradsatz (30) ein einfacher Planetenradsatz ist, und der dritte Planetenradsatz (40) ein zusammengesetzter Planetenradsatz ist, und  
 wobei der erste, der zweite, der dritte, der vierte, der fünfte und der sechste Drehmomentübertragungsmechanismus (50, 52, 54, 56, 59) in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff stehen, um sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis zwischen Antriebswelle (17) und der Abtriebswelle (19) herzustellen.

8. Getriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (110), die mit dem Sonnenrad (22) des ersten Planetenradsatzes (20) verbunden ist, hohl ist und im Wesentlichen sich radial erstreckende Öffnungen umfasst, um das Fluid zu dem dritten und dem sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (54, 59) zu transportieren.

9. Mehrganggetriebe, umfassend:  
 eine Antriebswelle (17),  
 eine Abtriebswelle (19),  
 eine Planetenradanordnung (18) mit einem ersten, einem zweiten und einem dritten Planetenradsatz (20, 30, 40), wobei jeder Planetenradsatz ein Hohlrad (24, 34, 44), eine Planetenträgeranordnung (26, 36, 46) und ein Sonnenrad (22, 32, 42) aufweist,  
 wobei die Antriebswelle (17) in kontinuierlicher Verbindung mit dem Hohlrad (24) des ersten Planetenradsatzes (20) steht, und die Abtriebswelle (19) in kontinuierlicher Verbindung mit dem Hohlrad (44) des dritten Planetenradsatzes (40) steht,  
 sechs Drehmomentübertragungsmechanismen (50, 52, 54, 56, 58, 59), die selektiv die Hohlräder (24, 24, 44), Planetenträgeranordnungen (26, 36, 46) und

Sonnenräder (**22, 32, 42**) der Planetenradsätze (**20, 30, 40**) mit einem Getriebegehäuse (**60**) oder mit anderen Zahnradelementen des ersten, des zweiten und des dritten Planetenradsatzes (**20, 30, 40**) in Verbindung bringen,  
wobei das Sonnenrad (**22**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) über eine Kerbverzahnung mit einer hohlen Sonnenradwelle (**110**) verbunden ist und Fluid zum Aufbringen zumindest zweier der Drehmomentübertragungsmechanismen durch die hohle Welle (**110**) hindurch transportiert wird, und  
wobei die sechs Drehmomentübertragungsmechanismen (**50, 52, 54, 56, 58, 59**) in Kombinationen von jeweils dreien in Eingriff stehen, um zumindest sieben Vorwärts-Drehzahlverhältnisse und ein Rückwärts-Drehzahlverhältnis zwischen der Antriebswelle (**17**) und der Abtriebswelle (**19**) herzustellen.

10. Mehrganggetriebe nach Anspruch 9, wobei die sechs Drehmomentübertragungsmechanismen umfassen:

einen ersten Drehmomentübertragungsmechanismus (**50**), der selektiv die Planetenträgeranordnung (**36**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) mit dem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt,  
einen zweiten Drehmomentübertragungsmechanismus (**52**), der selektiv das Sonnenrad (**32**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) mit dem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt,  
einen dritten Drehmomentübertragungsmechanismus (**54**), der selektiv die Planetenträgeranordnung (**26**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem Sonnenrad (**32**) des zweiten Planetenradsatzes (**30**) in Verbindung bringt,  
einen vierten Drehmomentübertragungsmechanismus (**56**), der selektiv das Hohlrad (**24**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit der Planetenträgeranordnung (**46**) des dritten Planetenradsatzes (**40**) in Verbindung bringt,  
einen fünften Drehmomentübertragungsmechanismus (**58**), der selektiv das Sonnenrad (**22**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem Getriebegehäuse (**60**) in Verbindung bringt, und  
einen sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (**59**), der selektiv die Planetenträgeranordnung (**26**) des ersten Planetenradsatzes (**20**) mit dem Sonnenrad (**42**) des dritten Planetenradsatzes (**40**) in Verbindung bringt.

11. Getriebe nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass die hohle Sonnenradwelle (**110**) sich im Wesentlichen radial erstreckende Öffnungen umfasst, um das Fluid zu dem dritten und dem sechsten Drehmomentübertragungsmechanismus (**54, 59**) zu transportieren.

Es folgen 5 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

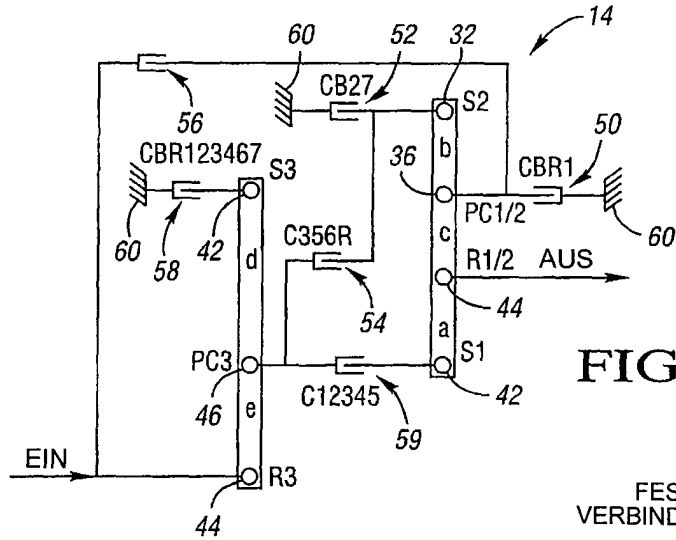


FIG. 1

ZAHNRADSÄTZE (ZÄHNEZAHLEN ODER VERHÄLTNISSE)

	TYP	S	Ps	Pr	R
GS1	ZUSAMMENGESETZT	1	0,68	0,68	2,6
GS2	EINFACH	1	0,675		2,35
GS3	EINFACH	1	0,3		1,6

FIG. 2a

FESTE VERBINDUNGEN

R3	ANTRIEB
R1	ABTRIEB
R1	R2
PC1	PC2

FIG. 2b

HEBELVERHÄLTNISSE

a	1,60
b	2,35
c	1,00
d	1,60
e	1,00
f	

FIG. 2c

R/S-VERHÄLTNISSE

R1/S1	R2/S2	R3/S3			
2,60	2,35	1,60			
P1s/S1	P1r/S1	P2/S2	P3/S3		
0,68	0,68	0,68	0,30		

R/S-VERHÄLTNISSE

FIG. 2d

GANG-ZU- STAND	GANG- VER- HÄLTNIS	ÜBERS- VERH- STUFEN	CBR1 (50) KUPP- LUNG PC1	CB27 (52) KUPP- LUNG S2	C356R (54) KUPP- LUNG S2	C4567 (56) KUPP- LUNG ANTRIEB PC1	CBR123467 (58) KUPP- LUNG S3	C12345 (59) KUPP- LUNG S1									
			FAHRZEUG-FAHRZEUG- FEST	FAHRZEUG-FAHRZEUG- FEST	PC3	PC1	FAHRZEUG- FEST	PC3									
RÜCKW.	-3,819	-0,90	X		G		X										
N			O				O										
1.	4,225	1,76	X	X			X	G									
2.	2,401	1,48					X	X									
3.	1,625	1,38		X	X		X	X									
4.	1,174	1,17				X	X	X									
5.	1,000	1,16			X	X	X	X									
6.	0,859	1,23			X	X	X	X									
7.				X		X	X										
8.	0,701					X	X										

FIG. 2e

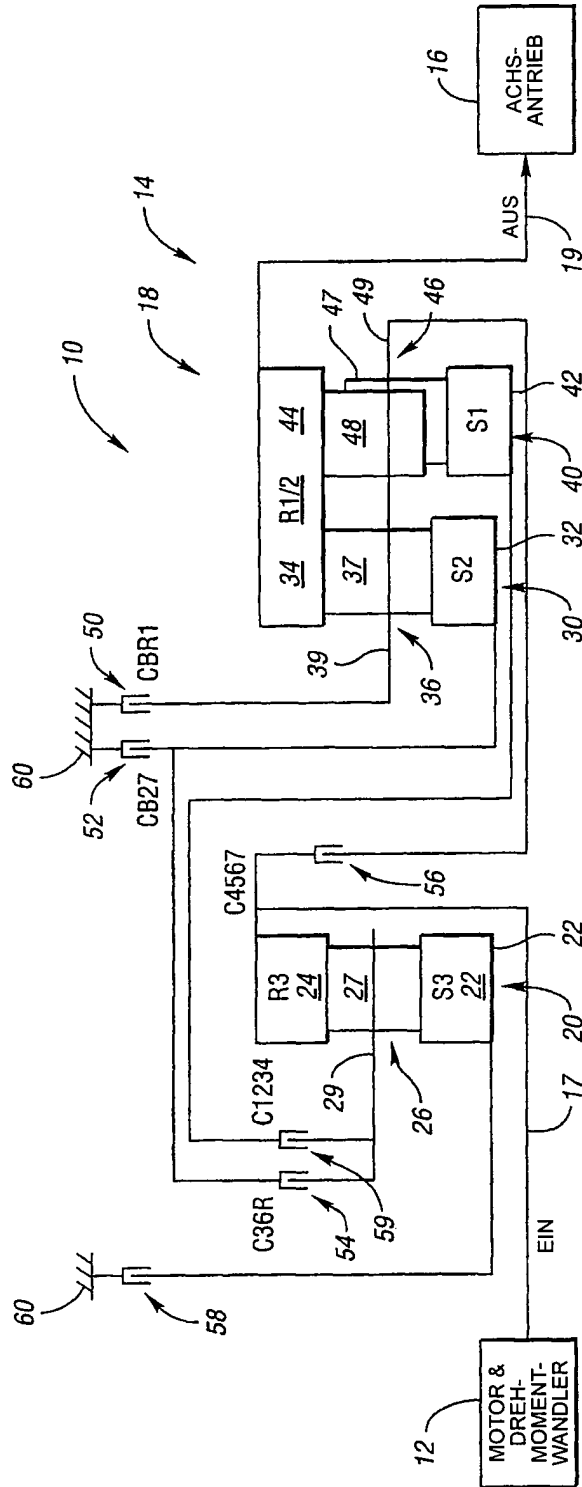


FIG. 3

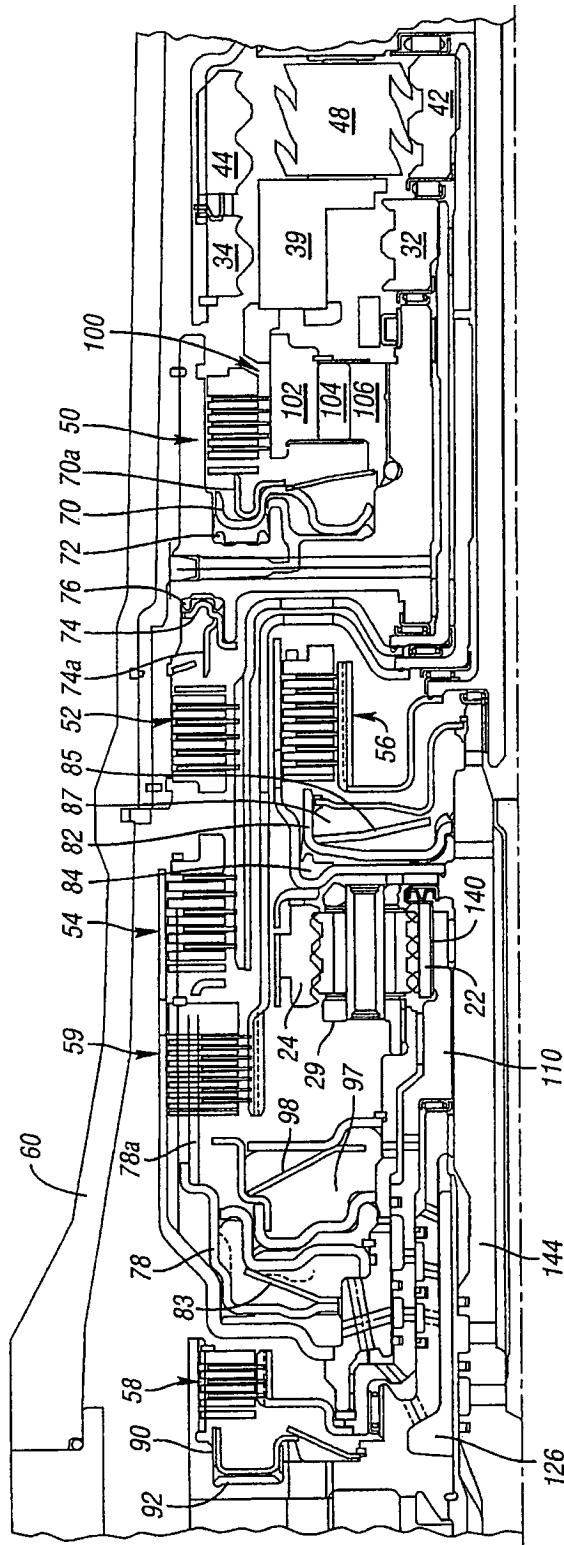


FIG. 4a

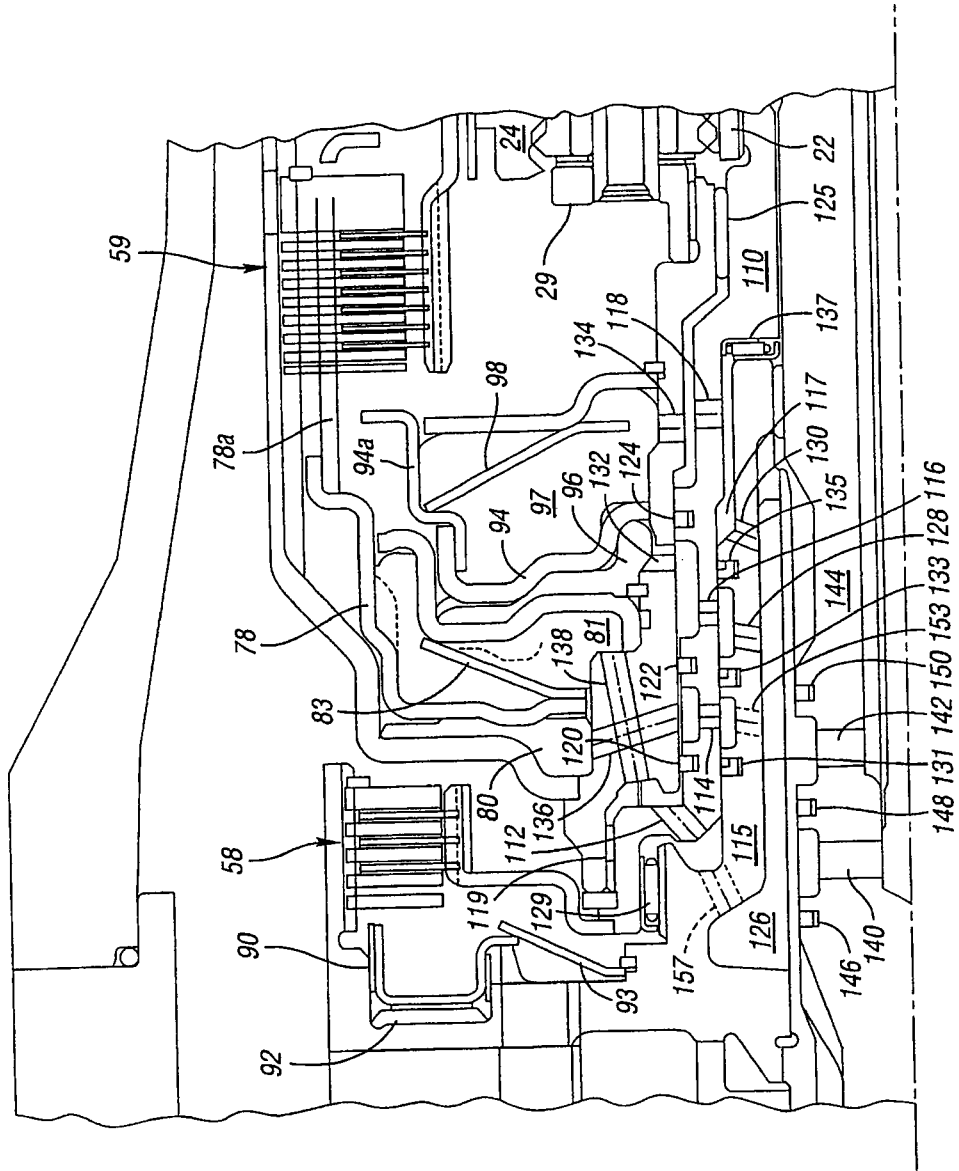


FIG. 4b