

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 1360/2004
(22) Anmeldetag: 10.08.2004
(24) Beginn der Schutzdauer: 15.01.2006
(45) Veröffentlicht am: 15.08.2013

(51) Int. Cl. : **F16H 47/02** (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
DE 41404170 A1
DE 10128853 A1
DE 19954894 A1 US 3979972 A
US 6361463 B1

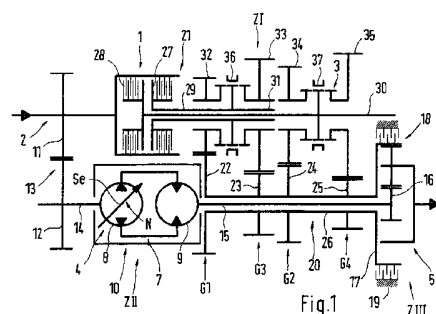
(73) Patentinhaber:
HOFER FORSCHUNGS- UND
ENTWICKLUNGS GMBH & CO KG
4451 GARSTEN (AT)

(72) Erfinder:
AITZETMÜLLER HEINZ
ST. KONRAD (AT)
FLACHS REINHARD
WILHERING (AT)
HOFER JOHANN PAUL
GEROLZHOFEN (DE)
HOFER MARKUS
GARSTEN (AT)
STÖCKL DIETER
STEYR (AT)

(54) LEISTUNGSVERZWEIGUNGSGETRIEBE FÜR KRAFTFAHRZEUGE

(57) Dieses Leistungsverzweigungsgetriebe ist für Kraftfahrzeuge mit einer Brennkraftmaschine geeignet, die eine Eingangswelle des Leistungsverzweigungsgetriebes antreibt, welches Leistungsverzweigungsgetriebe mehrere wenigstens ein Lastschaltgetriebe mit einer Anzahl von Gängen umfassende Zweige und eine Ausgangswelle aufweist.

Zur umfassenden Optimierung des Leistungsverzweigungsgetriebes ist zumindest einer der Zweige mit einer Steuereinrichtung versehen ist, mit der beim Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs die Drehrichtung der Ausgangswelle veränderbar ist, wobei beim Anfahrvorgang und geschalteten Gängen des mit der Eingangswelle verbundenen Lastschaltgetriebes über die Steuereinrichtung die Drehzahl der Ausgangswelle stufenlos beeinflussbar ist.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein Leistungsverzweigungsgetriebe für Kraftfahrzeuge nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Es ist ein hydromechanisches Getriebe bekannt, US 3,979,972 A, das nach Art eines Leistungsverzweigungsgetriebes ausgebildet ist und eine mit einer Brennkraftmaschine verbundene Eingangswelle und eine Ausgangswelle umfasst. Dabei sind in einem ersten Zweig zwischen Eingangswelle und Ausgangswelle Kupplungen und Planetengetriebe vorgesehen sind, wogegen in einem zweiten Zweig ein hydrostatischer Antrieb arbeitet, der mit Stirnradgetrieben in Wirkverbindung steht und zwei hintereinander liegende Pumpmotoren aufweist.

[0003] Die DE 199 54 894 A1 offenbart ein Leistungsverzweigungsgetriebe, das für Traktoren, rad- und kettengetriebene Arbeitsmaschinen und Nutzkraftwagen geeignet ist. Das Leistungsverzweigungsgetriebe besitzt einen mechanischen Zweig, einen hydrostatischen Zweig und ein oder mehrere Planetengetriebe, über die der mechanische Leistungsanteil und der hydrostatische Leistungsanteil wieder zusammengeführt werden.

[0004] Aus der DE 101 28 853 A1 geht ein Kraftfahrzeug hervor, das einen Antriebsstrang mit einer Antriebseinheit, ein Getriebe und eine Kupplungseinrichtung zur Momentenübertragung zwischen der Antriebseinheit und dem Getriebe aufweist. Die Kupplungseinrichtung ist als Mehrfach-Kupplungseinrichtung, insbesondere Doppel-Kupplungseinrichtung, mit einer ersten Getriebeeingangswelle zugeordneten ersten Kupplungsanordnung und einer zweiten Getriebeeingangswelle zugeordneten zweiten Kupplungsanordnung ausgeführt.

[0005] Gemäß der DE 101 28 853 A1 ist in ein Kraftfahrzeug ein Antriebsstrang mit einer Brennkraftmaschine eingebaut, die mit einem Doppelkupplungsgetriebe oder Lastschaltgetriebe zusammenwirkt. Zwischen Brennkraftmaschine und vorstehendem Getriebe ist eine Doppelkupplung vorgesehen, von der aus sich eine Eingangswelle zu besagtem Getriebe erstreckt. An einer Vorgelegewelle des Getriebes ist eine Ausgangswelle vorgesehen, die Räder einer Hinterachse antreibt.

[0006] Die US 6,361,463 B1 befasst sich mit einem Leistungsverzweigungsgetriebe, das ein Hydrostatgetriebe, ein mechanisches Lastschaltgetriebe und ein Planetengetriebe aufweist. Das Hydrostatgetriebe besitzt eine Hydraulikpumpe und einen Hydraulikmotor, wobei die Hydraulikpumpe direkt mit einer Antriebsquelle - eine Brennkraftmaschine - und der Hydraulikmotor direkt mit einem Sonnenrad des Planetengetriebes verbunden sind. Das mechanische Getriebe wirkt unter Vermittlung von zwei hintereinander geschalteten mit einer Antriebswelle in Wirkverbindung stehender Reibungskupplungen mit einer verschiedene Gangträger tragenden anderen Antriebswelle zusammen. Letztere ist mit einem Planetenträger des Planetengetriebes fest verbunden, welches Planetengetriebe mit einem Hohlrad die Antriebsräder antreibt. Mit der vorstehenden Lösung wird angestrebt das Leistungsverzweigungsgetriebe möglichst kompakt zu gestalten, wobei die Antriebswellen so ausgebildet sind, dass die Geschwindigkeit zwischen beiden Antriebswellen stufenweise veränderbar ist. Außerdem erfolgt, wie bereits ausgeführt, die Kraftübertragung auf die Antriebsräder mittels des Hohlrads des Planetengetriebes.

[0007] Schließlich behandelt die DE 41 04 170 A1 ein Lastschaltgetriebe für durch Verbrennungsmotoren angetriebene Fahrzeuge, bei dem ein Strömungswandler auf zwei Wellen einwirkt, um die Antriebskraft des jeweiligen Verbrennungsmotors auf ein Abtriebszahnrad definiert zu übertragen. Hierbei verzichtet dieses Lastschaltgetriebe auf eine Hydrostateinrichtung, eine Doppelkupplung und ein Summierplanetengetriebe.

[0008] Es ist Aufgabe der Erfindung ein hochwirksames Lastschaltgetriebe für Kraftfahrzeuge zu schaffen, das vielfältige Anwendungsmöglichkeiten bietet und sich durch einfachen konstruktiven Getriebeaufbau auszeichnet.

[0009] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Weitere, die Erfindung ausgestaltende Merkmale sind in den Unteransprüchen bzw. Anspruch 20 enthalten, der ein Verfahren zum Betrieb eines Lastschaltgetriebes unter Schutz

stellt.

[0010] Die mit der Erfindung hauptsächlich erzielten Vorteile sind darin zu sehen, dass ein stufenlos arbeitendes leicht herstellbares Leistungsverzweigungsgetriebe konzipiert ist, das mit Zugkraft- unterbrechungsfreier Veränderung der Getriebe-Übersetzung von maximaler Geschwindigkeit bei Rückwärtsfahrt bis zur maximalen Geschwindigkeit bei Vorwärtsfahrt arbeitet, wobei es möglich ist aus dem Stillstand anzufahren. Dabei ist genaues Positionieren und Rangieren des Kraftfahrzeugs durch den Steuerantrieb, vorzugsweise die Hydrostateinrichtung sichergestellt. Auch kann die Größe der Hydrostateinrichtung primär durch die erforderlichen Zugkräfte und den zulässigen Differenzdruck der Hydrostateinrichtung bestimmt werden. Dank der Übersetzungen im Summierplanetengetriebe besteht die Möglichkeit das Verdrängungsvolumen im Konstantmotor der Hydrostateinrichtung relativ klein zu halten. Darüber hinaus wird ein vorzüglicher Getriebe Wirkungsgrad erzielt, und zwar durch geringe hydrostatische Leistungsanteile, insbesondere bei höheren Gängen und höheren Geschwindigkeiten. Darstellbar sind ferner erforderliche Getriebespreizungen mit beliebiger Anzahl von mechanischen Übersetzungsstufen. Schließlich ist in Verbindung mit der Hydrostateinrichtung auch noch eine Retarderfunktion verwirklichtbar. Darüber hinaus ist das Leistungsverzweigungsgetriebe für Arbeitsmaschinen - Traktoren, Baumaschinen, Handlingfahrzeugen - Telehandler, Stapler - und Fahrzeuge für Stop and Go Betrieb - Stadtbusse, Zustellfahrzeuge, Kommunalfahrzeuge - geeignet. Und schließlich kann besagtes Getriebe bei Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen eingesetzt werden, wo besondere Anforderungen bezüglich Fahr- und Bedienkomfort bestehen.

[0011] In der Zeichnung werden Ausführungsbeispiele der Erfindung gezeigt, die nachstehend näher beschrieben sind. Es zeigen:

[0012] Fig. 1 einen schematischen Längsschnitt durch eine erste Ausführungsform eines Leistungsverzweigungsgetriebes,

[0013] Fig. 2 ein Geschwindigkeitsdiagramm für das Leistungsverzweigungsgetriebe nach Fig. 1.

[0014] Fig. 3 eine Ansicht entsprechend Fig. 1 einer zweiten Ausführungsform eines Leistungsverzweigungsgetriebes,

[0015] Fig. 4 ein Geschwindigkeitsdiagramm für das Leistungsverzweigungsgetriebe nach Fig. 3, und

[0016] Fig. 5 eine Ansicht entsprechend Fig. 1 einer dritten Ausführungsform eines Leistungsverzweigungsgetriebes.

[0017] Ein nicht näher dargestelltes Kraftfahrzeug, wie z.B. ein Traktor, eine Baumaschine, ein Handlingfahrzeug - Telehandler, Stapler oder ein bspw. im Stop and Go Betrieb wirkendes Fahrzeug - Stadtbus, Zustellfahrzeug oder Kommunalfahrzeug - weist ein Leistungsverzweigungsgetriebe 1 mit einer von einer Brennkraftmaschine angetriebenen Eingangswelle 2 auf. Das Leistungsverzweigungsgetriebe 1 ist mit mehreren Zweigen ZI, ZII und ZIII ausgestattet, wovon der erste Zweig I ein vier Gänge G1, G2, G3 und G4 umfassendes Lastschaltgetriebe 3 besitzt - Fig. 1 -. Der zweite Zweig II ist als Steuereinrichtung 4 ausgebildet, die unter Vermittlung einer den dritten Zweig III bildenden als Summierplanetengetriebe 5 ausgebildeten Getriebeeinheit mit einer Abtriebswelle 6 zusammenarbeitet.

[0018] Die Steuereinrichtung 4 ist in der Weise ausgebildet, dass beim Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs einerseits die Drehrichtung der Abtriebswelle 6 für Vorwärtsfahrt und Rückwärtsfahrt veränderbar ist. Andererseits lässt sich beim Anfahrvorgang und geschalteten Gängen - G1, G2, G3 und G4 - die Abtriebswelle 6 stufenlos verstellen. Die Steuereinrichtung 4 wird durch eine Hydrostateinrichtung 7 gebildet, wobei auch denkbar ist, für die Steuereinrichtung 4 einen Elektromotor zu verwenden.

[0019] Die Hydrostateinrichtung 7 besitzt eine eine Stelleinrichtung Se aufweisende Verstellpumpe 8 und einen Konstantmotor 9 (bei definierten Anforderungen kann der Konstantmotor auch ein Verstellmotor sein); letztere können zu einer kompakten und einfach zu montierenden

Baueinheit 10 zusammengefasst sein. Die Verstellpumpe 8 wird von einem zwei Zahnräder 11 und 12 umfassenden Stirnradgetriebe 13 angetrieben, das mit der Eingangswelle 2 zusammenarbeitet. Dabei ist Zahnrad 11 mit der Eingangswelle 2 und Zahnrad 12 mit der ersten Welle 14 der Verstellpumpe 8 verbunden.

[0020] Der Konstantmotor 9 der Hydrostateinrichtung 7 treibt über eine zweite Welle 15 ein Sonnenrad 16 des drei Wellen umfassenden Summierplanetengetriebes 5 an. Ein Hohlrad 17 des Summierplanetengetriebes 5 wirkt mit einer lastschaltbaren Hohlradkupplung 18 zusammen, die an einem Gehäuse 19 befestigt ist. Das Hohlrad 17 ist mit einer Vorgelegewelle 20 des nach Art eines Doppelkupplungsgetriebes 21 ausgebildeten Lastschaltgetriebes 3 verbunden, welche Vorgelegewelle 20 Zahnräder 22, 23, 24 und 25 für die Gänge G1, G2, G3 und G4 trägt. Die Vorgelegewelle 20 ist als Hohlwelle 26 ausgeführt in der die zweite Welle 15, die sich zwischen Konstantmotor 9 und Sonnenrad 16 des Summierplanetengetriebes 5 erstreckt, verläuft.

[0021] Die Eingangswelle 2 des Leistungsverzweigungsgetriebes 1 wirkt mittels einer ersten Schaltkupplung 27 und einer zweiten Schaltkupplung 28 des Doppelkupplungsgetriebes 21 zusammen. Hiervon ist die erste lastschaltbare Schaltkupplung 27 mit einer ersten Getriebewelle 29 und die zweite lastschaltbare Schaltkupplung 28 mit einer zweiten Getriebewelle 30 gekoppelt. Zur konstruktiven Vereinfachung ist die erste Getriebewelle 29 als Hohlwelle 31 gestaltet, die die zweite Getriebewelle 30 zumindest abschnittsweise umgibt. Auf der ersten Getriebewelle 29 und der zweiten Getriebewelle 30 sind Losräder 32, 33, 34 und 35 gelagert, wobei auf der ersten Getriebewelle 29 die Losräder 32 und 33 für die Gänge G1 und G3 gelagert sind; auf der zweiten Getriebewelle 30 die Losräder 34 und 35 für die Gänge G2 und G4. Zwischen den Losrädern 32 und 33 bzw. den Losrädern 34 und 35 sind Gleichlaufeinrichtungen 36 und 37 vorgesehen, die bei Zuschaltung der Gänge G1, G2, G3 und G4 wirksam werden. Die Gleichlaufeinrichtungen 36 und 37 können durch entsprechend ausgeführte Schaltkupplungen ersetzt werden.

[0022] Beim Anlassvorgang der auf das Leistungsverzweigungsgetriebe 1 einwirkenden und mit Konstantdrehzahl arbeitender Brennkraftmaschine sind die erste Schaltkupplung 27 und die zweite Schaltkupplung 28 des Doppelkupplungsgetriebes 21 geöffnet; ebenso die Hohlradkupplung 18. Über das Stirnradgetriebe 13 wird die Verstellpumpe 8 der Hydrostateinrichtung 7 entsprechend der Drehzahl der Brennkraftmaschine angetrieben. Die Stelleinrichtung Se der Verstellpumpe 8 ist auf einen Schwenkwinkel mit der Kennzeichnung N (=0) gestellt; es erfolgt keine Förderung von Hydraulikmedium zum Konstantmotor 9. Die zweite Welle 15 des Konstantmotors 9 steht still bzw. weist die Drehzahl 0 auf. Durch Schließen der Hohlradkupplung 18 wird das Hohlrad 17 am Summierplanetengetriebe 5 mit dem Gehäuse 19 verbunden und der Kraftfluss zwischen Brennkraftmaschine und den Rädern des Kraftfahrzeugs geschlossen. Dabei wird die Drehzahl und die Drehrichtung der Abtriebswelle 6 allein durch die Drehzahl und Drehrichtung des Sonnenrads 16 des Summierplanetengetriebes 5 bestimmt. Unter dem Einfluss der Veränderung des geförderten Ölvolumens der Verstellpumpe 8 durch Verstellung des Schwenkwinkels der Stelleinrichtung Se wird der Konstantmotor 9 mit Hydraulikmedium versorgt, welcher Konstantmotor 9 das Sonnenrad 16 antreibt. Aus dem Stillstand des Kraftfahrzeugs - Ausgangsgröße des Anfahrvorgangs - wird besagtes Kraftfahrzeug rein hydrostatisch angetrieben. Aufgrund der Hydrostateinrichtung 7 besteht die Möglichkeit, das Kraftfahrzeug in beide Fahrtrichtungen - Vorwärtsfahrt und Rückwärtsfahrt - in Abhängigkeit der gewählten Übersetzungsverhältnisse des Summierplanetengetriebes 5 und der Drehzahlauslegung der Hydrostateinrichtung 7 zu betreiben.

[0023] Nach dem Anfahrvorgang über die Hydrostateinrichtung 7 erfolgt ein Umschaltvorgang in den ersten Gang G1, wobei über die Gleichlaufeinrichtung 36 das Losrad 32 mit der ersten Getriebewelle 29 drehfest verbunden wird. In diesem Betriebszustand wird die Hohlradkupplung 19 geöffnet und die erste Schaltkupplung 27 wird überlappend geschlossen. Dadurch wird das Hohlrad 17 des Summierplanetengetriebes 5 mit der ersten Getriebewelle 29 verbunden und eine definierte Drehzahl erreicht. Während dieses Umschaltvorgangs wird durch anpassende Verstellung des Schwenkwinkels der Stelleinrichtung Se der Verstellpumpe 8 die Drehzahl und

die Drehrichtung des Konstantmotors 9 permanent an die Drehzahländerung des Hohlrad 17 angepasst, und zwar mit dem Ergebnis, dass nach Beendigung des Umschaltvorgangs eine vergleichbare Getriebe- Gesamt-Übersetzung wie beim Antrieb über die Hydrostateinrichtung 7 vorliegt. In diesem Betriebszustand dreht sich das Sonnenrad 16 in Gegenrichtung zum Hohlrad 17. Hierbei ist erwähnenswert, dass durch Veränderung der Drehzahl des Sonnenrads 16 von Drehung entgegen der Drehrichtung des Hohlrad 17 und in gleicher Richtung des Hohlrad 16, und zwar jeweils bis zur maximalen Drehzahl die Übersetzung des Lastschaltgetriebes 1 stufenlos eingestellt werden kann.

[0024] Nach Erreichen der maximalen Geschwindigkeit im erste Gang G1 dreht das Hohlrad 17 entsprechend der im Doppelkupplungsgetriebe 21 gewählten Übersetzungsstufe und das Sonnenrad 16 dreht in gleicher Richtung wie das Hohlrad 17 mit entsprechend hoher Drehzahl, und es erfolgt der Umschaltvorgang in den nächst höheren Gang mit folgendem Ablauf:

[0025] - Gleichlaufbeginn des nächsten Gangs - G2, G3, G4 - durch Betätigung der Gleichlaufeinrichtungen 36 und 37 an einer der lastfreien ersten oder zweiten Getriebewellen 29 oder 30;

[0026] - Schalten von einer der Getriebewellen - 29 oder 30 - auf die andere Getriebewelle 29 oder 30 - durch überlappendes Öffnen und Schließen der Schaltkupplungen -27 oder 28 - und gleichzeitiger Anpassung der Drehzahl des Konstantmotors 9, damit am Ende des Umschaltvorgangs wiederum ungefähr dieselbe Übersetzung wie vor dem Umschaltvorgang vorliegt;

[0027] - Nachdem der Umschaltvorgang vollzogen ist, erfolgt die Veränderung des Getriebe- Übersetzungsverhältnisses durch Veränderung der Drehzahl des Konstantmotors 9.

[0028] Das Schalten etwaiger weiterer höherer Gänge bzw. das Schalten niederer Gänge erfolgt analog.

[0029] In Fig. 2 ist ein Geschwindigkeitsschaubild des Leistungsverzweigungsgetriebes 1 dargestellt, wobei auf der Abszisse 38 die Geschwindigkeit in km/h und auf der Ordinate 39 die Funktion des Hydrostatantriebs 7 alleine bzw. bei geschalteten Gängen G1, G2, G3 und G4 aufgetragen sind. Danach ist beim Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs die Hydrostateinrichtung 7 für Vorwärtsfahrt und Rückwärtsfahrt im Bereich von 0 km/h bis jeweils ca. 8 km/h allein stufenlos wirksam - Horizontaler Balken BI -. Darüber hinaus arbeitet die Hydrostateinrichtung 7 in den Gängen G1, G2, G3 und G4 in Geschwindigkeitsbereichen gemäß den horizontalen Balken BII, III, BIV und BV d.h.: G1 von 2 bis 16 km/h, G2 von 12 bis 26 km/h, G3 von 22 bis 36 km/h und G4 von 34 bis 48 km/h.

[0030] Nach Fig. 3 ist ein Leistungsverzweigungsgetriebe 40 prinzipiell wie das Leistungsverzweigungsgetriebe 1 gemäß Fig. 1 aufgebaut. Allerdings ist das Leistungsverzweigungsgetriebe 40 mit drei Gängen G1, G2 und G3 und einem mechanischen Rückwärtsgang Rg versehen, der zwischen einer zweiten Getriebewelle 41 und einer Vorgelegewelle 42 eines Doppelkupplungsgetriebes 43 angeordnet ist; eine Hydrostateinrichtung ist mit 44 und eine Abtriebswelle mit 45 bezeichnet. Aus dem Schaubild gemäß Fig. 4, das ähnlich dem Schaubild in Fig. 2 ist, geht hervor, dass im zugeschalteten Rückwärtsgang Rg mittels Hydrostateinrichtung 44 Geschwindigkeiten von 8 bis 20 km/h erzielbar sind - Balken BI -. Bei reinem Betrieb mit Hydrostatantrieb 45, der durch den Balken BII dargestellt ist, werden beim Anfahrvorgang Geschwindigkeiten von 0 bis 8 km/h, und zwar in Vorwärtsfahrt und Rückwärtsfahrt erreicht. Die Geschwindigkeitsbereiche für die Gänge G1, G2 und G3 werden durch die Balken BIII, BIV und BV verdeutlicht.

[0031] Die in Fig. 5 gezeigte Ausführungsform eines Leistungsverzweigungsgetriebes 46 weist eine Antriebswelle 47 auf, die über ein Stirnradgetriebe 48 mit einer ersten Getriebewelle 49 und einer zweiten Getriebewelle 50 eines Doppelkupplungsgetriebes 51 in Wirkverbindung steht. Schließlich umfasst das Doppelkupplungsgetriebe 51 eine erste Schaltkupplung 52 und eine zweite Schaltkupplung 53, die mit der ersten Getriebewelle 49 bzw. der zweiten Getriebewelle 50 zusammenarbeiten.

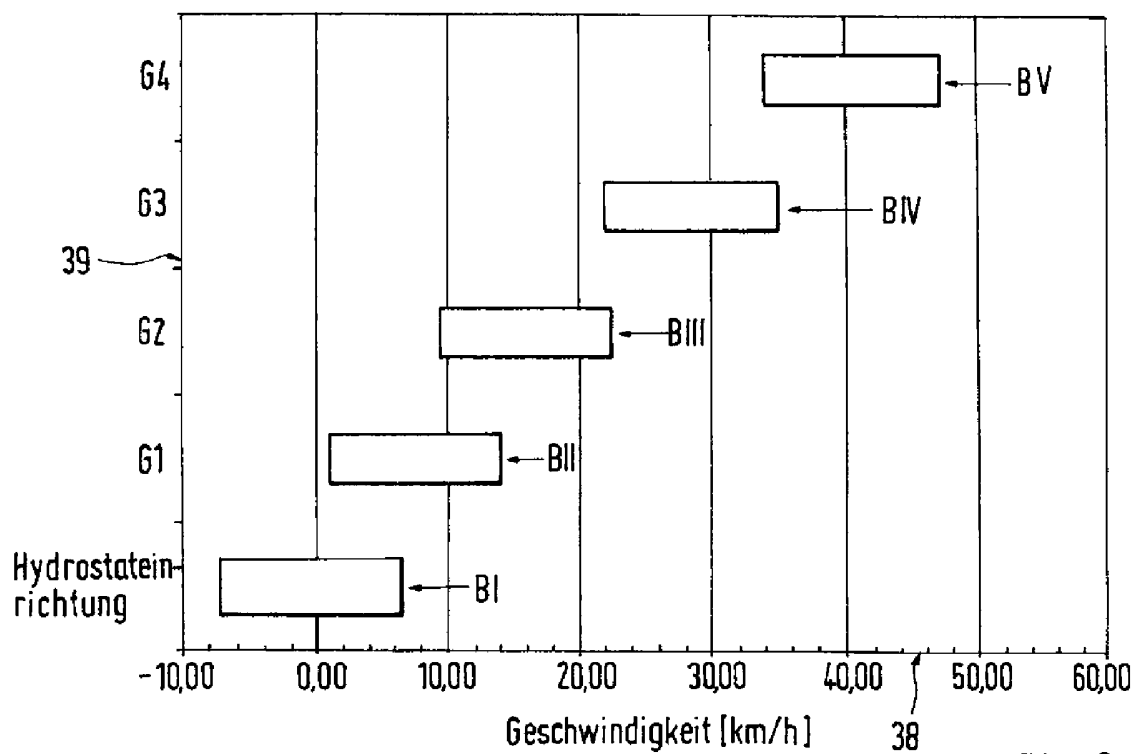
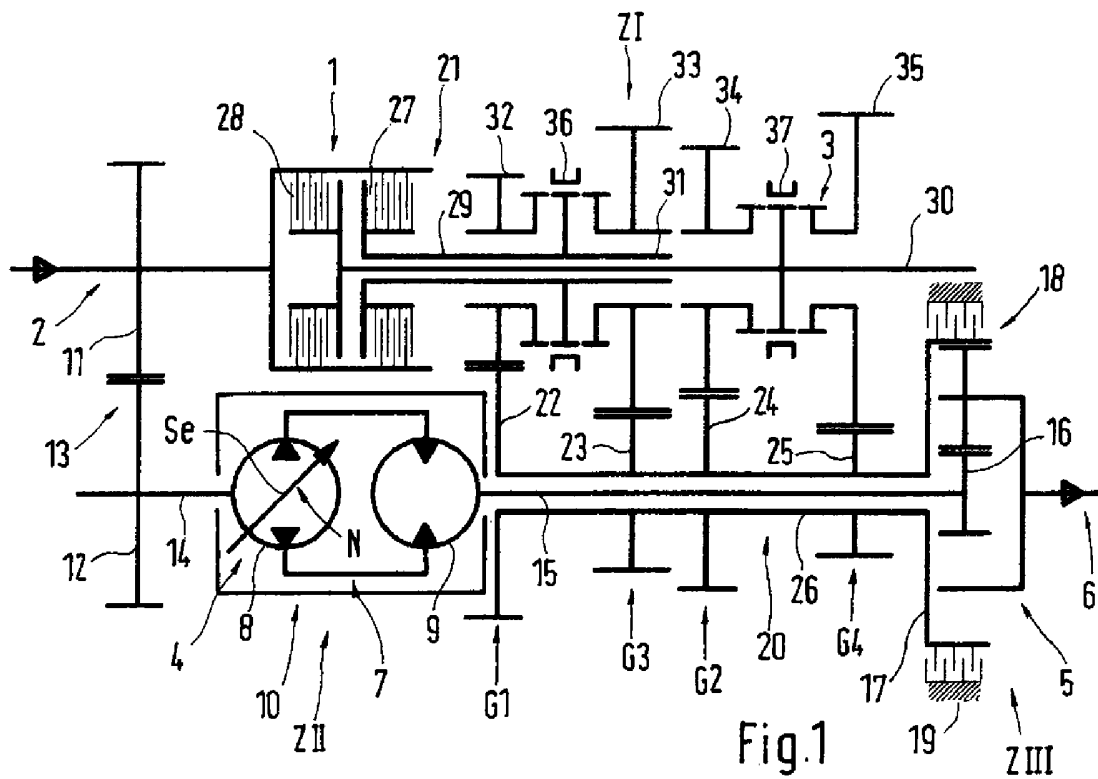
Patentansprüche

1. Leistungsverzweigungsgetriebe für Kraftfahrzeuge mit einer Brennkraftmaschine, die eine Eingangswelle des Leistungsverzweigungsgetriebes antreibt, welches Leistungsverzweigungsgetriebe mehrere wenigstens ein Lastschaltungsgetriebe mit einer Anzahl von Gängen umfassende Zweige und eine Abtriebswelle aufweist, wobei einer der Zweige mit einer als Hydrostateinrichtung ausgebildeten Steuereinrichtung versehen ist und das Lastschaltungsgetriebe einen ersten Zweig und die Hydrostateinrichtung einen zweiten Zweig bildet, die mit einem dritten ein Summierplanetengetriebe besitzenden Zweig zusammenarbeitet, welche Hydrostateinrichtung durch eine Verstellpumpe und einen Konstantmotor gebildet wird, der ein Sonnenrad des Summierplanetengetriebes antreibt, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Konstantmotor (9) der Hydrostateinrichtung (7;44) mit dem Sonnenrad (16) und einem mit der Abtriebswelle (6) verbundenen Planetenträger des Summierplanetengetriebes (5) sowie mit einer Zahnräder (22, 23, 24 und 25) tragenden Vorgelegewelle (20) des Lastschaltungsgetriebes (3) gekoppelt ist, wobei beim Anfahrvorgang und geschalteten Gängen des mit der Eingangswelle (2) verbundenen Lastschaltungsgetriebes (3) über die als Steuereinrichtung (4) dargestellte Hydrostateinrichtung (7; 44) die Abtriebswelle (6) stufenlos beeinflussbar ist.
2. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuereinrichtung (4) durch einen Elektroantrieb gebildet wird.
3. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verstellpumpe (8) der Hydrostateinrichtung (7) über ein Stirnradgetriebe (13) mit der Eingangswelle (2) zusammenarbeitet.
4. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Konstantmotor (9) der Hydrostateinrichtung (7) über eine zweite Welle (15) ein Sonnenrad (16) des Summierplanetengetriebes (5) antreibt.
5. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Summierplanetengetriebe (5) drei Wellen umfasst.
6. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Hohlrad (17) des Summierplanetengetriebes (5) mit einer schaltbaren Hohlradkupplung (18) zusammenarbeitet.
7. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Hohlrad (17) des Summierplanetengetriebes (5) mit einer Zahnräder (22, 23, 24 und 25) tragenden Vorgelegewelle (20) des Lastschaltungsgetriebes (3) verbunden ist.
8. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Lastschaltungsgetriebe (3) nach Art eines Doppelkupplungsgetriebes (21) ausgebildet ist.
9. Leistungsverzweigungsgetriebe nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vorgelegewelle (20) des Lastschaltungsgetriebes (3) durch eine Hohlwelle (26) gebildet wird, in der die zweite Welle (15) zwischen Konstantmotor (9) und Sonnenrad (16) verläuft.
10. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Eingangswelle (2) mit einer ersten Schaltkupplung (27) und einer zweiten Schaltkupplung (28) verbunden ist, wovon die erste Schaltkupplung (27) mit einer ersten Getriebewelle (29) und die zweite Schaltkupplung (28) mit einer zweiten Getriebewelle (30) gekoppelt ist, auf welchen ersten und zweiten Getriebewellen (29 und 30) Losräder (32, 33, 34 und 35) gelagert sind.
11. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Getriebewelle (29) als Hohlwelle (31) ausgeführt ist, die die zweite Getriebewelle (30) umgibt.

12. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die ersten und zweiten Getriebewellen (29 und 30) mit Gleichlaufeinrichtungen (36 und 37) für die Losräder (32 bis 35) versehen sind.
13. Leistungsverzweigungsgetriebe nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die ersten und die zweiten Getriebewellen (29 und 30) mit lastschaltbaren Kupplungen für die Losräder (32 bis 35) versehen sind.
14. Leistungsverzweigungsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen wenigstens der zweiten Getriebewelle (41) und der Vorgelegewelle (42) ein Rückwärtsgang (Rg) vorgesehen ist, mit dem die Drehrichtung der Vorgelegewelle (42) umkehrbar ist.
15. Leistungsverzweigungsgetriebe nach den Ansprüchen 1 und 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Doppelkupplungsgetriebe (43) unter Vermittlung eines Stirnradgetriebes (43') mit der Antriebswelle (47) zusammenwirkt.
16. Verfahren zum Betrieb eines Leistungsverzweigungsgetriebes für Kraftfahrzeuge mit einer Brennkraftmaschine, die eine Eingangswelle des Leistungsverzweigungsgetriebes antreibt, welches Leistungsverzweigungsgetriebe mehrere wenigstens ein Lastschaltgetriebe mit einer Anzahl von Gängen umfassende Zweige und eine Abtriebswelle aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest einer der Zweige (ZI, ZII oder ZIII) das Leistungsverzweigungsgetriebe (1) in der Weise steuert, dass beim Anfahrvorgang des Kraftfahrzeugs die Drehrichtung der Abtriebswelle (6) veränderbar ist, wobei beim Anfahrvorgang und geschalteten Gängen (G1, G2, G3 und G4) des mit der Eingangswelle (2) verbundenen Lastschaltgetriebes (3) die Drehzahl der Abtriebswelle (6) stufenlos beeinflussbar ist.
17. Verfahren nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass über den Wirkungsbereich eines der Gänge (G1, G2, G3, G4) die Getriebeübersetzung durch Veränderung der Drehzahl der Steuereinrichtung (4) stufenlos innerhalb der möglichen Drehzahl- und Momentbelastung der Steuereinrichtung (4) verändert und an die jeweiligen Betriebsbedingungen angepasst wird.
18. Verfahren nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei jedem der Gänge (G1, G2, G3, G4) eine definierte Übersetzungsbreite durch die Steuereinrichtung (4) bewerkstelligt wird.
19. Verfahren nach Anspruch 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Übersetzungsbreite in jedem Gang (G1 bis G4) gleich ist.
20. Verfahren nach einem der Ansprüche 16 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Übersetzungen des Lastschaltgetriebes (3) so gewählt sind, dass sich vorzugsweise in den niedrigen Gängen (G1, G2, G3, G4) die Übersetzungsbereiche von jeweils aufeinander folgenden (bspw. G1 und G2) überlappen.
21. Verfahren nach einem der Ansprüche 16 bis 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Veränderung der Drehzahl des Hohlrads (17) während des Umschaltvorgangs durch Beeinflussung der Drehzahl des Sonnenrads (16) kompensiert wird und sich bei Beendigung des Umschaltvorgangs eine annähernd gleiche Getriebeübersetzung wie vor dem besagten Umschaltvorgang ergibt.

Hierzu 3 Blatt Zeichnungen

1/3



2/3

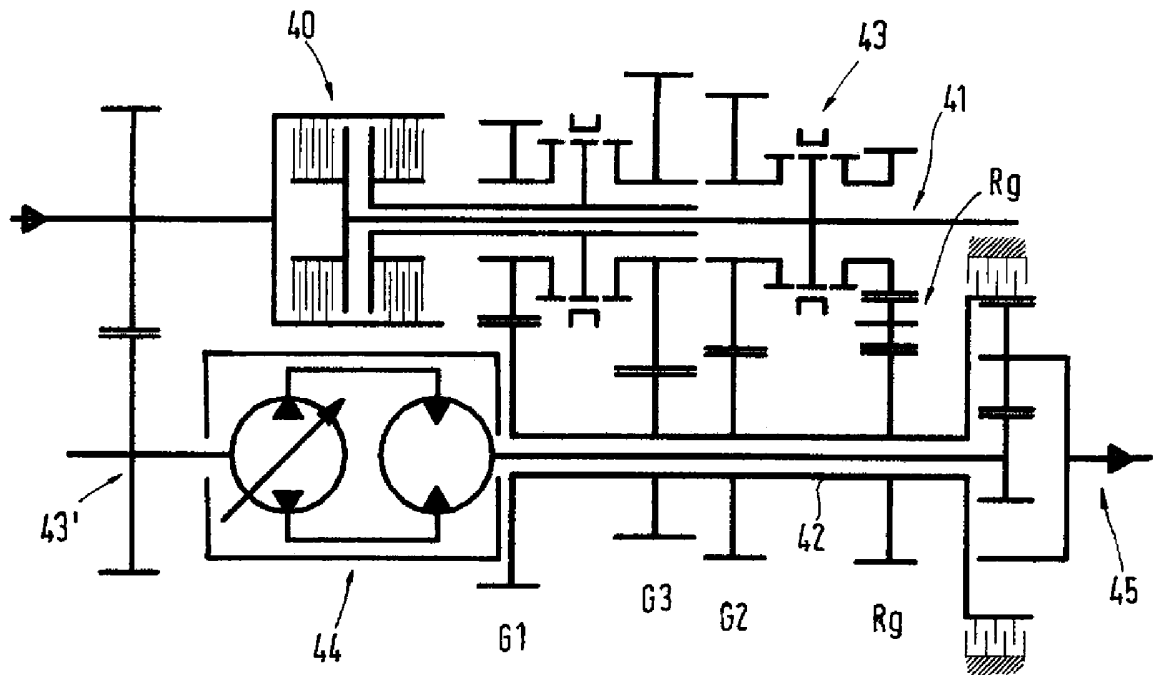


Fig.3

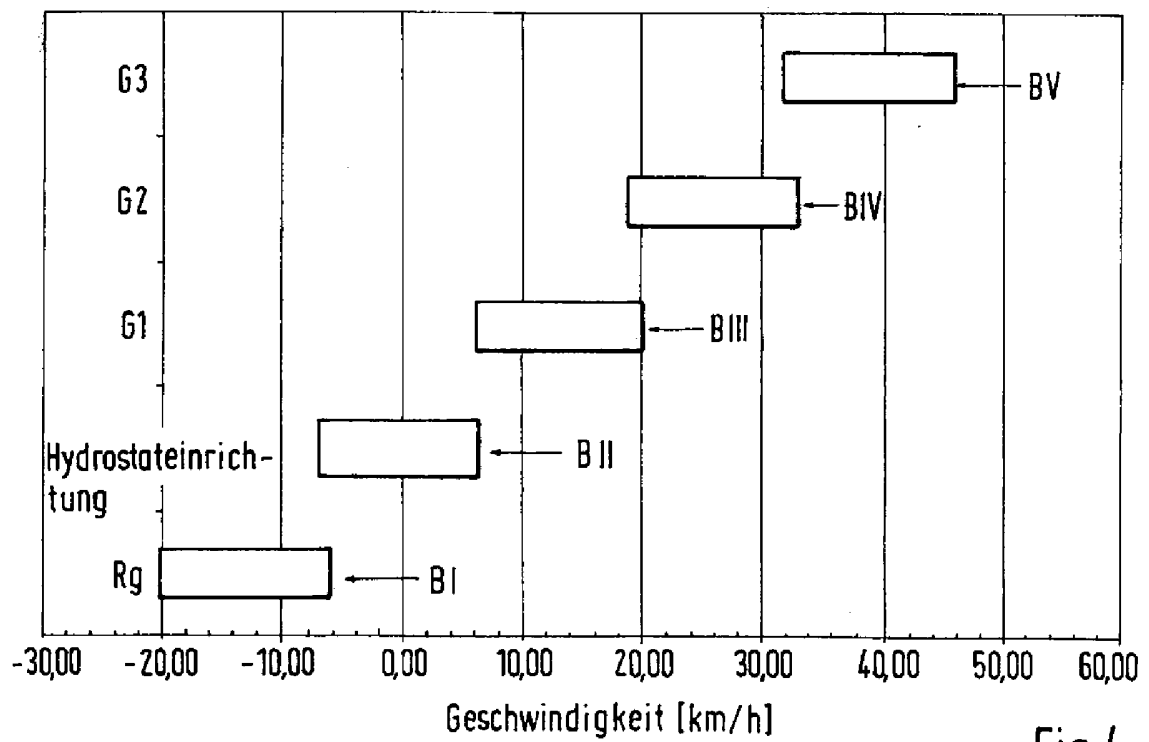


Fig.4

3/3

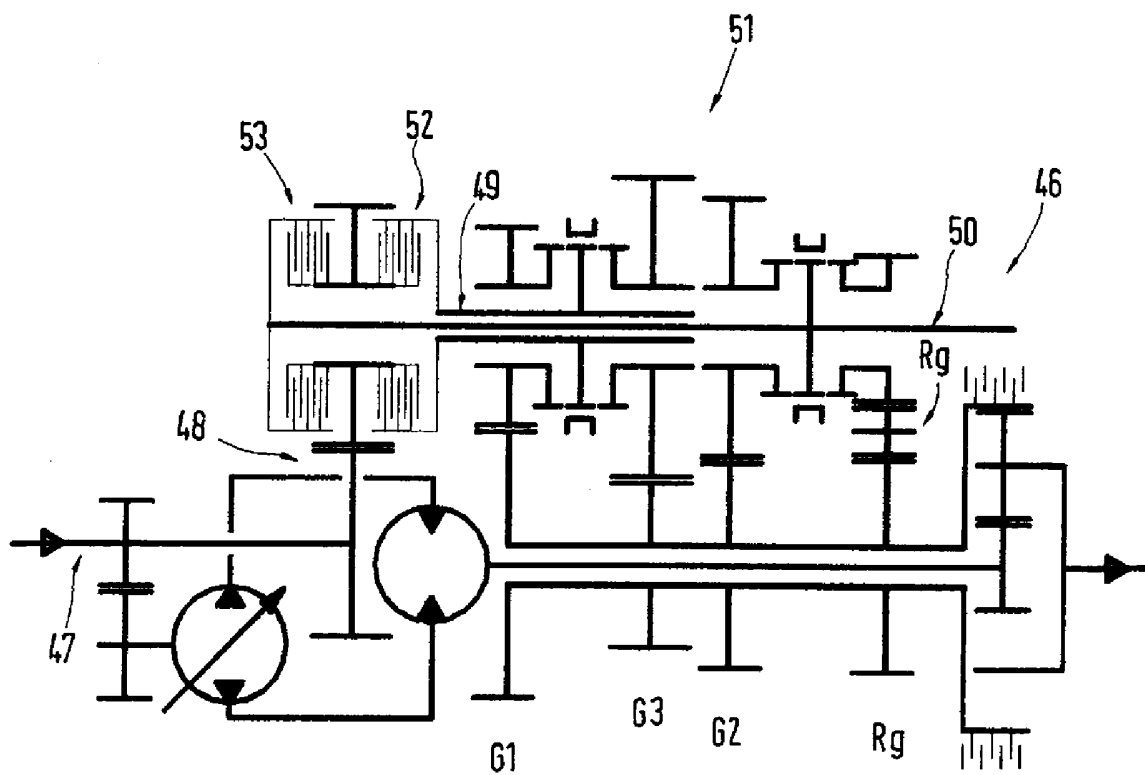


Fig.5