



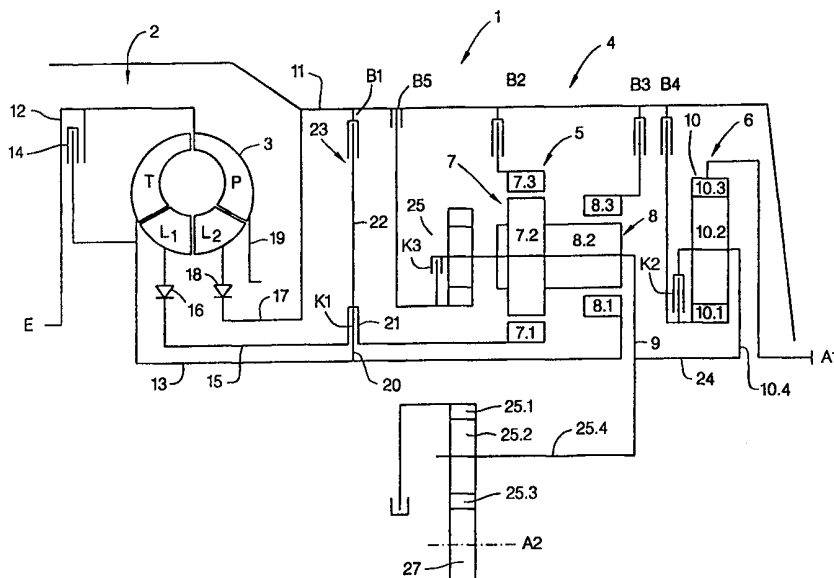
<p>(51) Internationale Patentklassifikation ⁶ : F16H 47/08, B60K 17/346</p>	<p>A1</p>	<p>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 99/45295 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 10. September 1999 (10.09.99)</p>
<p>(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP99/01362 (22) Internationales Anmeldedatum: 3. März 1999 (03.03.99) (30) Prioritätsdaten: 198 09 472.8 6. März 1998 (06.03.98) DE 298 03 789.0 6. März 1998 (06.03.98) DE (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): VOITH TURBO GMBH & CO. KG [DE/DE]; Alexanderstrasse 2, D-89522 Heidenheim (DE). (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): KÖRNER, Tillmann [DE/DE]; Weikersbergstrasse 42, D-89551 Zang (DE). (74) Anwalt: DR. WEITZEL & PARTNER; Friedenstrasse 10, D-89522 Heidenheim (DE).</p>	<p>(81) Bestimmungsstaaten: CA, JP, KR, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE). Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht.</i></p>	

(54) Title: HYDRODYNAMIC MECHANICAL MULTISPEED COMPOUND GEARBOX

(54) Bezeichnung: HYDRODYNAMISCH-MECHANISCHES MEHRGANGVERBUNDGETRIEBE

(57) Abstract

The invention relates to a hydrodynamic mechanical multispeed compound gearbox with a gear box input shaft (E), an output (A1, A2), a hydrodynamic gearbox part (2) and a mechanical gearbox part (4) which is arranged after said hydrodynamic gearbox part and which comprises at least one speed/torque converter device (5), whereby the mechanical speed/torque converter device (5) has at least two planetary gear sets (7, 8). The planetary gear sets (7, 8) are designed and arranged in such a way that an element of the first planetary gear set (7) and of the second planetary gear set (8) can each be at least indirectly coupled to the gearbox input shaft (E) or to an element of the hydrodynamic speed/torque converter device (5). In addition, an additional second element of the first planetary gear set (7) is respectively coupled to an additional second element of the second planetary gear set (8) in a rotationally fixed manner. This coupling forms the output (9) of the mechanical speed/torque converter device (5).



(57) Zusammenfassung

Ein hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe mit einer Getriebeeingangswelle (E) und einem Abtrieb (A1, A2); mit einem hydrodynamischen Getriebeteil (2) und einem nachgeordneten mechanischen Getriebeteil (4), umfassend wenigstens eine Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (5), wobei der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler (5) wenigstens zwei Planetenradsätze (7, 8) umfaßt und die Planetenradsätze (7, 8) derart ausgeführt und angeordnet sind, daß jeweils ein Element des ersten Planetenradsatzes (7) und des zweiten Planetenradsatzes (8) wenigstens mittelbar mit der Getriebeeingangswelle (E) oder einem Element des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) koppelbar ist und jeweils ein weiteres zweites Element des ersten Planetenradsatzes (7) mit einem weiteren zweiten Element des zweiten Planetenradsatzes (8) drehfest gekoppelt ist und diese Kopplung den Abtrieb (9) des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) bildet.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidshjan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland			TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	ML	Mali	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MN	Mongolei	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MR	Mauretanien	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MW	Malawi	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	MX	Mexiko		
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CG	Kongo	KE	Kenia	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CM	Kamerun			PL	Polen		
CN	China	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CU	Kuba	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CZ	Tschechische Republik	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
DE	Deutschland	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DK	Dänemark	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
EE	Estland	LR	Liberia	SG	Singapur		

Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe

Die Erfindung betrifft ein hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Hydrodynamisch-mechanische Mehrgangverbundgetriebe, umfassend einen hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler und einen mechanischen Getriebeteil, sind in einer Vielzahl von Ausführungen bekannt.

Die Druckschrift DE 36 04 393 C2 offenbart ein hydrodynamisches Mehrgangverbundgetriebe, umfassend einen Drehmomentenwandler und ein mit diesem in Serie geschaltetes Schaltgetriebe. Das Schaltgetriebe umfaßt dazu zwei Planetenradsätze, wobei die Planetenträger der beiden Planetenradsätze miteinander gekoppelt sind und den Ausgang des Schaltgetriebes bilden. Die Anzahl der erforderlichen Planetenradstege bzw. Planetenradsätze (u. U. ein Ravigneauxsatz) kann mit einer derartigen Anordnung gering gehalten werden und bei entsprechender Zuordnung von Schalteinrichtungen sind zumindest drei Gangstufen realisierbar, die in axialer Richtung gesehen, sehr kurz gehalten werden. Der hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler umfaßt ein Pumpenrad, ein Turbinenrad sowie zwei Leiträder - ein erstes Leitrad und ein zweites Leitrad, wobei Mittel vorgesehen sind, welche eine Kopplung des Turbinenrades sowie des ersten Leitrades mit dem mechanischen Getriebeteil in Form des Schaltgetriebes ermöglichen. Im einzelnen ist die Gesamtgetriebeeingangswelle entweder über den hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler und dabei über das Turbinenrad mit dem Sonnenrad des einen Planetenradsatzes des mechanischen Getriebeteiles oder aber direkt über eine sogenannte Überbrückungskupplung mit diesem koppelbar. Das erste Leitrad ist über einen Freilauf mit dem Sonnenrad des anderen zweiten Planetenradsatzes des mechanischen Getriebeteiles verbunden. Die charakteristischen Eigenschaften des Drehzahl-/Drehmomentenwandlers in jedem Bereich des

Übersetzungsverhältnisses und das Übersetzungsverhältnis des mechanischen Getriebeteils werden durch Umschalten des Übertragungsweges des von der ersten Leitradwelle ausgehenden Momentes geändert, und zwar durch die wahlweise Betätigung von Kupplungs- und/oder
5 Bremseinrichtungen, die entweder ein Festsetzen der ersten Leitradwelle oder aber eine Kopplung der ersten Leitradwelle mit der Turbinenradwelle und damit des ersten Sonnenrades des ersten Planetenradsatzes ermöglichen.

10 Der Vorteil des in der obengenannten Druckschrift beschriebenen Getriebes besteht in seiner geringen Baugröße und dem geringen Gewicht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe der eingangs genannten Art derart weiterzuentwickeln, daß dieses noch optimaler die bestehenden Einsatzerfordernisse zu erfüllen vermag, wobei die Vorteile des
15 geringen Gewichtes und der geringen Baugröße weiter beibehalten werden sollen. Weiterhin sollen zusätzliche Funktionen, wie beispielsweise der Antrieb von Nebenaggregaten, mit möglichst geringem Aufwand unter Beibehaltung der Vorteile bei geringer Baugröße realisiert werden. Zusätzlich ist auf einen optimalen, d.h. einen nahezu hyperbelförmigen Zugkraftverlauf, geringe
20 Kraftstoffverbräuche und eine wahlweise nutzbare Ganganzahl (4-, 5- oder 6-Ganggetriebe) je nach Endauslegungsgeschwindigkeit sowie die Möglichkeit eines einfach zu realisierenden Schnellganges abzustellen. Das Grundgetriebe soll universal einsetzbar sein, d.h. beispielsweise für Omnibusse mit geringem Gewicht und großem Gewicht sowie unterschiedlichen
25 Endauslegungsgeschwindigkeiten einsetzbar sein.

Die erfindungsgemäße Aufgabe der Erfindung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den
30 Unteransprüchen wiedergegeben.

Das hydrodynamisch-mechanische Mehrgangverbundgetriebe umfaßt einen

ersten hydrodynamischen Getriebeteil und einen weiteren zweiten mechanischen Getriebeteil. Der erste hydrodynamische Getriebeteil umfaßt einen hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler mit wenigstens einem Pumpenrad, einem Turbinenrad und einem Leitrad. Der mechanische

5 Getriebeteil umfaßt wenigstens einen mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler. Dieser weist wenigstens zwei Planetenradsätze zur Realisierung von wenigstens drei Gangstufen - einen ersten Planetenradsatz und einen zweiten Planetenradsatz - auf, die derart aufgebaut und ausgelegt sind, daß jeweils ein Element des ersten Planetenradsatzes und des zweiten

10 Planetenradsatzes wenigstens mittelbar mit der Getriebeeingangswelle oder einem Element des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers koppelbar ist und jeweils ein weiteres zweites Element des ersten Planetenradsatzes mit einem weiteren zweiten Element des zweiten Planetenradsatzes drehfest gekoppelt ist und diese Kopplung den Abtrieb des

15 mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers bildet. Der mechanische Getriebeteil ist dabei vorzugsweise coaxial zum hydrodynamischen Getriebeteil und räumlich bezogen auf die Lage gegenüber der Getriebeeingangswelle dem hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler nachgeordnet. Dies bedeutet hinsichtlich der

20 Funktionsweise eine Anordnung des mechanischen Getriebeteiles in Kraftflußrichtung beim Einsatz in Fahrzeugen im Traktionsbetrieb betrachtet entweder parall zum hydrodynamischen Getriebeteil oder dem hydrodynamischen Getriebeteil nachgeschaltet. Erfindungsgemäß ist der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers wenigstens

25 mittelbar mit wenigsten zwei Abtrieben des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes koppelbar. Der mechanische Getriebeteil umfaßt dazu wenigstens eine erste mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung, die mit dem Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers gekoppelt ist und deren Ausgang einen

30 ersten Abtrieb des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes bildet. Die Kombination mit den Nachschaltstufen

ermöglicht eine Mehrgängigkeit, welche wiederum dazu führt, daß der zu überstreichende Betriebsbereich mit einer Mehrzahl von Gängen realisiert werden kann, und vorzugsweise wenigstens ein Schnellgang bzw. ein sogenannter Overdrivegang vorgesehen wird, wobei mittels der höheren

5 Getriebespreizung ϕ -gesamt eine optimale Anpassung auf unterschiedliche Motordrehzahlen und Hinterachsübersetzungen möglich ist, um zu minimalen Kraftstoffverbräuchen der Antriebsmaschine zu kommen. Ein freies Schalten wird dadurch möglich. Die Motordrehzahl wird reduziert und damit auch der Kraftstoffverbrauch gering gehalten. Dazu werden vorzugsweise die

10 Gangstufensprünge ϕ des mechanischen Getriebeteils derart gewählt, daß Werte zwischen 1,2 und 1,5 verwendet werden. Für die zulässigen Übersetzungen i ergibt sich im ersten Gang ein zu realisierender Bereich von 2,75 - 3,50. Dadurch wird es möglich, den Übergang des Zugkraftverlaufes von den Wandlergängen in die passenden LU-Gänge (d.h. die Gänge, bei

15 welchen die Leistungsübertragung von der Getriebeeingangswelle auf den mechanischen Getriebeteil über die Durchkupplung bzw. die Wandlerüberbrückungskupplung und somit unter Umgehung des hydrodynamischen Getriebeteiles erfolgt) bei relativ niedrigen

Geschwindigkeiten ohne merklichen Zugkraftverlust zu ermöglichen. Dadurch

20 hat man gleichförmige stetige Zugkräfte in den unteren Gängen, und in den oberen Gängen wirkt sich der kleine Stufensprung ebenfalls kraftstoffsparend aus, da sich zu jedem Betriebspunkt unterhalb der gesetzlichen

Fahrtgeschwindigkeit ein kraftstoffsparender Gang wählen läßt. Der erste

25 Abtrieb kann koaxial, parallel oder in einem Winkel zur theoretischen Getriebeachse bzw. zur Getriebeeingangswelle angeordnet sein.

Des weiteren ist vorzugsweise vorgesehen, daß der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers mit einem weiteren zweiten Abtrieb des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes

30 koppelbar ist.

Die einzelnen Abtriebe können zueinander parallel oder in einem Winkel angeordnet sein. Bezogen auf die Getriebeachse können diese jeweils entweder koaxial, parallel oder in einem Winkel zu dieser gerichtet sein.

- 5 Die erfindungsgemäße Lösung ermöglicht es, neben der einfachen und kostengünstigen Realisierung eines Mehrganggetriebes mit mehr als drei Gängen durch die Zuordnung einer Nachschaltstufe zum mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler zusätzlichen Anforderungen mit geringem Aufwand gerecht zu werden, indem zusätzlich zum Nachschaltsatz ein
- 10 weiterer zweiter Abtrieb vorgesehen ist, welcher durch das Prinzip der Leistungsteilung
1. zum Antrieb von Nebenaggregaten und/oder
 2. im Zusammenspiel mit der ersten Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung in Form eines Nachschaltsatzes
- 15 und dem durch diesen gebildeten Abtrieb zur Realisierung eines Allradantriebes verwendet werden kann.

- Vorzugsweise umfaßt der mechanische Getriebeteil dazu eine weitere zweite mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung, deren Ausgang
- 20 den zweiten Abtrieb des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes bildet. Der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers ist dazu mit einem Eingang der zweiten mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung gekoppelt. Das Vorsehen der weiteren zweiten Drehzahl-
- 25 /Drehmomentenwandlungseinrichtung bietet den Vorteil der Anpassung der über diesen Abtrieb übertragenen Leistungsparameter an die Erfordernisse des anzutreibenden Aggregates.

- Neben der Ausbildung der ersten mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung als Gruppennachschaltsatz kann auch
- 30 die zweite mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung als

Gruppensatz für den mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler betrieben werden.

5 Vorzugsweise werden die erste und zweite Drehzahl-
/Drehmomentenwandlungseinrichtung identisch aufgebaut und/oder
entsprechend der Getriebeausgangsübersetzung ausgelegt. Diese Ausführung
bietet vor allem für den Einsatz in Allradfahrzeugen den Vorteil der Schaffung
einer besonders kompakten Getriebebaueinheit mit hoher Leistungsdichte
und geringem konstruktiven Aufwand. Es führt zum integrierten Allradantrieb
10 im "Schaltgetriebe".

Die erste und/oder zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung
können verschiedenartig gestaltet sein. Diese können beispielsweise
Planetenradsätze und/oder Stirnradstufen umfassen. Vorzugsweise finden
15 Ausführungen der Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen
Verwendung, welche jeweils wenigstens einen Planetenradsatz, umfassend
ein Sonnenrad, ein Hohlrad, Planetenräder und einen Steg, aufweisen. Der
Eingang der ersten und/oder zweiten Drehzahl-
/Drehmomentenwandlungseinrichtung wird dann vom Steg gebildet.
20 Wenigstens ein Ausgang der ersten und/oder zweiten Drehzahl-
/Drehmomentenwandlungseinrichtung wird vom Hohlrad gebildet.

Zur Schaffung eines besonders kompakten und einfach strukturierten Getriebes
werden vorzugsweise Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen
25 eingesetzt, welche jeweils nur einen Planetenradsatz umfassen und deren
Stege sind jeweils mit den miteinander gekoppelten und den Abtrieb des
mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers bildenden Steges
gekoppelt.

30 Bezüglich der räumlichen Anordnung der ersten und/oder zweiten Drehzahl-
/Drehmomentenwandlungseinrichtung räumlich in Kraftflußrichtung von der

Getriebeeingangswelle zum Abtrieb betrachtet bestehen folgende zwei grundlegende Möglichkeiten:

1. vor dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler
2. hinter dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler

5

Dabei können auch beide Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen zusammen vor oder hinter dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler angeordnet werden. Diese Anordnungsmöglichkeiten gelten auch für die Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen bei

10

Getriebeausführungen mit einem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler und nur einer Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung, wobei im zweiten Fall der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers einem Abtrieb des

15

Verbundgetriebes entspricht. Bei einer besonders kompakten Ausführungsform umfaßt dabei der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler zwei Planetenradsätze, welche einen gemeinsamen Steg aufweisen, welcher gleichzeitig als Steg der mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung fungiert und welcher einen Abtrieb des Verbundgetriebes bildet.

20

Bezüglich der Ausrichtung der Abtriebe untereinander und zur Getriebeeingangswelle können folgende Möglichkeiten unterschieden werden:

1. Anordnung der beiden Abtriebe parallel zueinander und parallel zur Getriebeeingangswelle
2. Anordnung der beiden Abtriebe parallel zueinander und in einem Winkel zur Getriebeeingangswelle
3. Anordnung der beiden Abtriebe in einem Winkel zueinander

25

30

Vorzugsweise wird jedoch einer der beiden Abtriebe koaxial zur Getriebeeingangswelle angeordnet. Bei winkelliger Anordnung wird

vorzugsweise ein rechter Winkel gewählt. Die beliebigen Zuordnungen der einzelnen Abtriebe zueinander und gegenüber der Getriebeeingangswelle werden durch die entsprechende Ausgestaltung der einzelnen Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen, insbesondere die Wahl der Drehmomentenübertragungs- und Wandlungseinrichtungen erzielt.

Diese können beispielsweise Stirn- und/oder Planetenradsätze umfassen, welche gerad- oder schrägverzahnt ausgeführt sind. Ausführungen mit Kegelrädern sind ebenfalls denkbar. Die Anzahl der einzelnen drehmoment-/drehzahlübertragenden Einheiten einer Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung ist dabei nicht begrenzt. Die Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen sind desweiteren nicht auf die Realisierung einer Übersetzung festgelegt, sondern können durch Vorsehen entsprechender Mittel, beispielsweise in Form von Schaltelementen, unterschiedliche Übersetzungen zwischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler und Abtrieb realisieren. Die erste und/oder zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung können dabei einzeln und/oder gemeinsam schaltbar ausgebildet sein.

Aus den Möglichkeiten der Gestaltung und Zuordnung der Abtriebe ergeben sich eine Vielzahl von möglichen Einbauvarianten für den Einsatz in Fahrzeugen, welche mit relativ geringem Aufwand realisiert werden können, z.B. die Koppelung von längs- und oder quereingebaute Front- oder Heckmotoren.

Die erste und/oder zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung können einzeln und/oder gemeinsam zuschaltbar sein.

Eine bevorzugte und vorteilhafte Getriebevariante ist wie folgt aufgebaut: Das hydrodynamische Getriebeelement umfaßt wenigstens ein Pumpenrad,

ein Turbinenrad sowie eine Leitradeinrichtung, umfassend ein erstes Leitrad und ein zweites Leitrad. Das zweite Leitrad ist dabei über einen Freilauf mit dem Getriebegehäuse verbunden. Das erste Leitrad steht über eine sogenannte Leitradwelle mit dem mechanischen Drehzahl-

5 /Drehmomentenwandler in Triebverbindung. Der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler umfaßt wenigstens zwei Planetenradsätze, einen ersten Planetenradsatz und einen zweiten Planetenradsatz, wobei jeder Planetenradsatz jeweils ein Sonnenrad, ein Hohlrad, Planetenräder und einen Planetenträger aufweist. Die beiden Planetenradsätze - erster Planetenradsatz
10 und zweiter Planetenradsatz - sind hinsichtlich eines Getriebeelementes miteinander drehfest gekoppelt. Vorzugsweise wird das erste Getriebeelement des ersten Planetenradsatzes, welches mit einem ersten Getriebeelement des zweiten Planetenradsatzes drehfest verbunden ist, jeweils vom Planetenträger des zugehörigen Planetenradsatzes gebildet. Die beiden Sonnenräder der
15 einzelnen Planetenradsätze, des ersten Planetenradsatzes und des zweiten Planetenradsatzes, bilden die Eingänge des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers. Der erste Eingang, welcher mit dem Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes gekoppelt ist, ist über einen Freilauf mit dem ersten Leitrad des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers verbunden.
20 Das Sonnenrad des zweiten Planetenradsatzes ist vorzugsweise mit der Turbinenradwelle verbunden, welche entweder über den hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler oder die Überbrückungskupplung mit der Getriebeeingangswelle koppelbar ist. Der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers bildet den Eingang der ersten
25 mechanischen Drehzahl-/Drehmomentwandler einrichtung in Form einer mechanischen Nachschaltstufe und ist somit über die entsprechende Gangstufung mit einer ersten Getriebeausgangswelle gekoppelt.

30 Zur Realisierung der einzelnen Gangstufen sind Schalteinrichtungen in Form von Bremseinrichtungen und Kupplungseinrichtungen vorgesehen, wobei diese vorzugsweise in Lamellenbauart ausgeführt sind. Die einzelnen

Schalteinrichtungen sind entsprechend dem gewünschten einzulegenden Gang und der dabei erhältlichen Übersetzung zu betätigen. Dazu ist vorzugsweise eine Getriebesteuerung vorgesehen. Eine erste Bremseinrichtung dient dabei der Feststellung der Leitradwelle und damit des Sonnenrades des ersten Planetenradsatzes. Eine zweite Bremseinrichtung dient der Feststellung des Hohlrades des ersten Planetenradsatzes und eine dritte Bremseinrichtung der Feststellung des Hohlrades des zweiten Planetenradsatzes des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers. Eine weitere vierte Bremseinrichtung dient der Feststellung des Sonnenrades der Nachschaltstufe. Ein erstes Kupplungselement dient der Realisierung der drehfesten Verbindung des Sonnenrades des ersten Planetenradsatzes und des Sonnenrades des zweiten Planetenradsatzes.

Bei Anordnung der Nachschaltstufe in Kraftflußrichtung von der Getriebeeingangswelle zur Getriebeausgangswelle räumlich betrachtet hinter dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler besteht die Möglichkeit, auf einfache Art und Weise Nebenabtriebe zu realisieren. Die bloße Anordnung der mechanischen Nachschaltstufe hinter dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler bildet eine erste Grundkonfiguration, welche sich durch die Realisierung eines Mehrganggetriebes, insbesondere Sechsganggetriebes bei gleichzeitiger Bauraumverkürzung, insbesondere bei gleichbleibendem Bauraumbedarf gegenüber dem Grundgetriebe (3-Ganggetriebe) auszeichnet. Die Nachschaltstufe ist vorzugsweise ebenfalls in Form eines einfachen Planetenradgetriebes aufgebaut, wobei jedoch lediglich ein Schaltelement in Form der vierten Bremseinrichtung vorzusehen ist, welche der Feststellung des Sonnenrades dient. Ansonsten ist der Steg der mechanischen Nachschaltstufe mit dem Steg des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers gekoppelt. Dadurch ist es möglich, drei der Gangstufen ohne Betätigung eines Schaltelementes an der Nachschaltstufe zu realisieren, da der Steg der Nachschaltstufe mit der gleichen Drehzahl wie der Ausgang der mechanischen

Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung dreht. Der Ausgang des Nachschaltsatzes wird vom Hohlrad gebildet. Dieses steht mit weiteren drehzahl-/drehmomentenübertragenden Elementen in Triebverbindung, beispielsweise mit einem Stirnrad oder, je nach Ausgestaltung der Verzahnung des Hohlrades, auch einem Kegelrad. Bei Auslegung des Getriebes sind die dadurch sich ergebenden Übersetzungen mit einzubeziehen. Zusätzlich zu diesem Hauptabtrieb, welcher parallel bzw. koaxial zur Getriebesymmetrieachse angeordnet ist, ist ein weiterer zweiter Abtrieb vorgesehen. Dieser ist vorzugsweise an den Ausgang des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers, d.h. an den Steg direkt angekoppelt. Der zweite Abtrieb kann dabei Nebenabtrieb oder auch ein zweiter Hauptabtrieb sein, wodurch auf einfache Art und Weise das Grundgetriebe zu einem allradantriebsfähigen Getriebe modifiziert wird. In diesem Fall erfolgt der erste Hauptabtrieb über eine Welle parallel zur Getriebesymmetrieachse, vorzugsweise über das Hohlrad der mechanischen Nachschaltstufe, während der zweite Hauptabtrieb an den Ausgang, hier des Steges des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers koppelbar ist und vor diesem liegt. Die beiden Abtriebe sind in einem Winkel zueinander angeordnet - der erste Abtrieb verläuft koaxial zur theoretischen Getriebeachse, während der zweite Abtrieb parallel oder senkrecht zu dieser Achse erfolgen kann. Beide Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen sind vorzugsweise als identische Planetenradsätze aufgebaut und/oder ausgelegt. Bei senkrechtem Abtrieb ist es erforderlich, insbesondere für den Allradantrieb, eine entsprechende Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung vorzusehen, die es ermöglicht, die beiden im Winkel zueinander angeordneten Abtriebe auf zwei im wesentlichen parallel zueinander angeordnete Antriebswellen zu realisieren. In diesem Fall werden zusätzliche Übertragungsstufen verwendet, vorzugsweise mittels Kegelrädern.

30

Das Vorsehen wenigstens zweier Abtriebe ermöglicht die Schaffung eines

permanenten oder zuschaltbaren Allradantriebes.

Die erfindungsgemäße Ausführung ist nachfolgend anhand von Figuren erläutert.

5

Die Figur 1 verdeutlicht beispielhaft eine vorteilhafte Ausführung eines erfindungsgemäß gestalteten hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes 1 mit wenigstens vier Schaltstufen und zwei Abtrieben - einem ersten Abtrieb A1 und einem zweiten Abtrieb A2. Das hydrodynamisch-mechanische Mehrgangverbundgetriebe 1 umfaßt einen ersten hydrodynamischen Getriebeteil 2 in Form eines hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 3 und einen zweiten mechanischen Getriebeteil 4. Der mechanische Getriebeteil 4 umfaßt einen mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 und einen, diesem in Kraftflußrichtung im Traktionsbetrieb nachgeschalteten Gruppensatz 6. Der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 ist als abgewandelter Ravigneaux-Planetenradsatz ausgeführt. Dieser umfaßt einen ersten Planetenradsatz 7 und einen zweiten Planetenradsatz 8, welche einen gemeinsam genutzten Planetenradträger 9 aufweisen. Dieser stellt die Kopplung zwischen einem Getriebeelement des ersten und des zweiten Planetenradsatzes dar. Der erste Planetenradsatz 7 umfaßt ein Sonnenrad 7.1, Planetenräder 7.2 und ein Hohlrad 7.3. Der zweite Planetenradsatz 8 umfaßt ein Sonnenrad 8.1, Planetenräder 8.2 und ein Hohlrad 8.3. Die Planetenräder 8.2 sind an beiden Planetenradsätzen beteiligt.

25

Der Gruppensatz 6 umfaßt wenigstens einen Planetenradsatz 10, welcher ein Sonnenrad 10.1, Planetenräder 10.2, ein Hohlrad 10.3 und einen Steg 10.4 aufweist.

30

Der hydrodynamisch-mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3 umfaßt ein Turbinenrad T, ein Pumpenrad P, ein erstes Leitrad L1 und ein zweites

Leitrad L2 und ist durch ein Gehäuse 11 abgedeckt. Das Pumpenrad P ist mit einer Getriebeeingangswelle E, welche wenigstens mittelbar mit einer, dem Antrieb dienenden Antriebsmaschine koppelbar ist, vorzugsweise mit einem Schwungrad 12 einer Verbrennungskraftmaschine derart verbunden, daß die Kraft vom Schwungrad 12 auf das Pumpenrad P übertragen wird. Das Turbinenrad T ist mit einer Turbinenradwelle 13 drehfest verbunden. Um die Vorteile der hydrodynamischen Drehmomentenübertragung mit Lock-up-Kupplung zu nutzen, welche im folgenden wären:

- selbsttätige stufenlose Einstellung des Verhältnisses zwischen der An- und Abtriebsdrehzahl entsprechend der Belastung auf der Abtriebsseite
- Zurverfügungstehen des maximalen Drehmomentes für einen Anfahrvorgang oder Beschleunigungsvorgang aufgrund der größten Drehmomentenwandlung bei Stillstand des Turbinenrades
- Möglichkeit der Wärmeabfuhr durch Fremd- oder Oberflächenkühlung
- Trennung des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers vom Abtrieb, insbesondere bei Leerlaufdrehzahl und Übertragung eines geringen Restmomentes, so daß ein Abwürgen der Antriebsmaschine von der Abtriebsseite her nicht möglich ist und der Kraftstoffverbrauch gering gehalten wird;

und gleichzeitig die Nachteile einer hydrodynamischen Leistungsübertragung, welche im wesentlichen in einem oftmals nicht ausreichend erzielbaren Wirkungsgrad besteht, um mit einem hydrodynamischen Getriebe allein arbeiten zu können, da Verlustleistungsanteile, die sich aus Reibungs- und Stoßverlusten zusammensetzen, die übertragbare Gesamtleistung vermindern und die erzielten Wandlungsbereiche für den Fahrzeugeinsatz oft nicht ausreichend sind, wird der hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3 nur in den unteren Gangstufen, vorzugsweise nur während des Anfahrvorganges, zur Leistungsübertragung genutzt. Zur Verbesserung des Übertragungswirkungsgrades wird daher der hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3 aus der

Leistungsübertragung herausgenommen, vorzugsweise durch Überbrückung. Zu diesem Zweck ist zwischen dem Turbinenrad T und dem Schwungrad 12 bzw. der Getriebeeingangswelle eine Überbrückungskupplung 14 angeordnet.

5 Das erste Leitrad L1 ist auf der Turbinenseite zwischen dem Turbinenrad T und dem Pumpenrad P angeordnet und durch einen Freilauf gelagert. Das erste Leitrad L1 ist mit einer ersten Leitradwelle 15 drehfest verbindbar, wobei zwischen dem ersten Leitrad L1 und der Leitradwelle 15 ein Freilauf 16
10 vorgesehen ist, welcher derart ausgelegt wird, daß er ein Moment auf die erste Leitradwelle 15 überträgt, wenn sich das erste Leitrad L1 in umgekehrter Richtung, d.h. entgegengesetzter Drehrichtung, zum Turbinenrad T dreht und welcher leerläuft, wenn das erste Leitrad L1 in normaler Richtung, d.h. in gleicher Rotationsrichtung wie das Turbinenrad T rotiert. Das zweite Leitrad L2 ist zwischen dem Turbinenrad T und dem Pumpenrad P auf der Pumpenseite
15 angeordnet und über eine zweite Leitradwelle 17 mit dem Gehäuse 11 koppelbar. Zwischen dem zweiten Leitrad L2 und der zweiten Leitradwelle 17 ist ein zweiter Freilauf 18 angeordnet, mittels welchem das zweite Leitrad L2 mit der zweiten Leitradwelle 17 gekoppelt werden kann, jedoch nur dann, wenn sich das zweite Leitrad L2 in entgegengesetzter Richtung zum
20 Turbinenrad T dreht.

Das Pumpenrad P ist mit einer Pumpenradwelle 19 drehfest verbunden, welche über ein Lager im Gehäuse 11 drehbar gelagert ist.

25 Zur Realisierung der einzelnen Gangstufen und Auslegung der einzelnen Gänge sind den einzelnen Elementen des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes 1 Schaltelemente zugeordnet. Zwischen dem hydrodynamischen Getriebeteil 2 und dem mechanischen Getriebeteil 4 sind eine erste Kupplungseinrichtung K1 und eine erste Bremseinrichtung B1
30 vorgesehen.

Das Turbinenrad T und die mit diesem drehfest koppelbare Turbinenradwelle 13 ist mit dem Sonnenrad 8.1 des zweiten Planetenradsatzes 8 des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 gekoppelt. Vorzugsweise sind das Turbinenrad T und das Sonnenrad 8.1 des zweiten Planetenradsatzes 8 auf einer gemeinsamen Welle, hier der Turbinenradwelle 13, angeordnet. die Turbinenradwelle 13 trägt dabei auch die Kupplungsscheibe 20 der ersten Kupplung K1. Die erste Kupplung K1 weist des weiteren eine Kopplung über Kupplungsbeläge auf der Leitradwelle 15 auf. Des weiteren ist das erste Leitrad L1 über die erste Leitradwelle 15 mit dem Sonnenrad 7.1 des ersten Planetenradsatzes 7 des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 verbindbar. Die Kupplungsabdeckung 21 ist dabei vorzugsweise einstückig mit der ersten Leitradwelle 15 verbunden. Die erste Leitradwelle 15 ist als Hohlwelle ausgeführt, welche die Leitradwelle 13 in Umfangsrichtung umschließt.

Mit der Kupplungsabdeckung 21 der ersten Kupplung K1 ist ein vorzugsweise scheibenförmiges Element 22 verbunden und bildet mit dieser eine bauliche Einheit, an deren äußerem Umfangsbereich 23 die erste Bremseinrichtung B1 angreifen kann. Die erste Bremseinrichtung B1 dient dabei zum Festsetzen des ersten Leitrades L1 über die Leitradwelle 15 und/oder des ersten Sonnenrades 7.1 des ersten Planetenradsatzes 7 des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5. Weitere Schaltelemente, hier die Schaltelemente in Form von Bremseinrichtungen B2 und B3, sind den einzelnen Planetenradsätzen 7 bzw. 8 des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 zugeordnet. Im dargestellten Fall ist das zweite Bremseselement B2 dem Hohlrad 7.3 des ersten Planetenradsatzes 7 und das dritte Bremseselement B3 dem Hohlrad 8.3 des zweiten Planetenradsatzes 8 des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 zugeordnet. Die Kopplung des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 mit der Getriebeeingangswelle E über den hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3 bzw. dessen Überbrückung über die

Überbrückungskupplung 14 erfolgt dabei durch Kopplung des Turbinenrades T bzw. der Turbinenradwelle 13 mit einem ersten Getriebeelement des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 und des ersten Leitrades L1 mit einem weiteren zweiten Getriebeelement des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5. Als erstes Getriebeelement des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 fungiert hier das Sonnenrad 8.1 des zweiten Planetenradsatzes 8. Als zweites Getriebeelement fungiert das Sonnenrad 7.1 des ersten Planetenradsatzes 7. Die mit den beiden Sonnenrädern 7.1 bzw. 8.1 gekoppelten Wellen, hier die erste Leitradwelle 15 und die Turbinenradwelle 13, fungieren als Eingangswellen des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5. Ein weiteres drittes Getriebeelement ist über den Gruppensatz 6 mit der Getriebeausgangswelle A verbunden. Als drittes Getriebeelement fungiert der Planetenträger 9, welcher von beiden Planetenradsätzen 7 und 8 gemeinsam genutzt wird. Das dritte Getriebeelement des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 ist mit dem Eingang, welcher von einem ersten Getriebeelement des Gruppensatzes bzw. der Splittgruppe 6 gebildet wird, verbunden. Vorzugsweise wird diese Verbindung über eine drehfeste Kopplung vom dritten Getriebeelement des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 und ersten Getriebeelement des Gruppensatzes 6 realisiert. Beide sind vorzugsweise auf einer gemeinsamen Verbindungswelle 24 angeordnet. Das erste Getriebeelement des Gruppensatzes 6 wird von dessen Planetenträger 10.4 gebildet. Ein zweites Getriebeelement des Gruppensatzes 6 ist drehfest mit dem ersten Abtrieb A1 in Form der Getriebeausgangswelle A des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes 1 verbunden. Als zweites Getriebeelement fungiert im dargestellten Fall das Hohlrad 10.3 des Planetenradsatzes 10 des Gruppensatzes 6. Während der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 in Kombination mit dem hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3 der Realisierung von drei Gangstufen dient, können durch Kombination des hydrodynamischen Drehzahl-

/Drehmomentenwandlers 3, des mechanischen Drehzahl-
/Drehmomentenwandlers 5 mit dem Gruppensatz 6 im dargestellten Fall
sechs Gangstufen realisiert werden. Zu diesem Zweck sind dem
Gruppensatz 6 jeweils eine weitere Kupplungseinrichtung, hier die zweite
5 Kupplungseinrichtung K2 und eine weitere Bremseinrichtung, hier die vierte
Bremseinrichtung B4, zugeordnet. Das vierte Bremsselement dient dabei der
Feststellung des Sonnenrades 10.1 des Gruppensatzes 6. Die zweite
Kupplungseinrichtung K2 ermöglicht die starre Kopplung zwischen dem
Planetenträger 10.4 und dem Sonnenrad 10.1 des Planetenradsatzes 10 des
10 Gruppensatzes 6.

Die einzelnen Schalteinrichtungen K1, K2 sowie B1 bis B4 sind vorzugsweise
in Lamellenbauart ausgeführt. Andere Ausführungen sind jedoch ebenfalls
denkbar.

15

Zur Realisierung eines weiteren zweiten Abtriebes A2, welcher ebenfalls als
ein Hauptabtrieb fungieren kann, wird eine weitere mechanische Drehzahl-
/Drehmomentenwandlungseinrichtung 25 im Getriebe integriert, welche
bezogen auf die Anordnung von Getriebeeingangswelle E und
20 Getriebeausgangswelle A für den ersten mechanischen Abtrieb A1, vor dem
mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 angeordnet ist. Dieser ist,
entsprechend des Verwendungszweckes des zweiten Abtriebes ausgelegt. Im
vorliegenden Fall wird der zweite Abtrieb durch Vorsehen eines weiteren
Planetenradsatzes 25 in Kraftflußrichtung vor dem mechanischen Drehzahl-
25 /Drehmomentenwandler 5 und koaxial zu diesem realisiert, wobei wenigstens
ein Element des Planetenradsatzes 25 mit dem Abtrieb des mechanischen
Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 gekoppelt ist. Der Planetenradsatz 25 ist
hier entsprechend dem Nachschalt- bzw. Gruppensatz 6 aufgebaut,
umfassend ein Sonnenrad 25.1, Planetenräder 25.2, ein Hohlradsatz 25.3 und
30 einen Steg 25.4. Die Kopplung mit dem Abtrieb des mechanischen Drehzahl-
/Drehmomentenwandlers 5 erfolgt vorzugsweise über den Steg 25.4. Der

Abtrieb wird vom Hohlrad 25.3 gebildet, erfolgt also senkrecht zur Getriebeeingangswelle. Bei geradverzahntem Hohlrad ist zur Realisierung eines parallel zur Getriebeeingangswelle verlaufenden zweiten Abtriebes beispielsweise ein Stirnrad 27 vorgesehen, welches mit dem Hohlrad kämmt und drehfest mit einer Welle verbunden ist.

Die Figur 1 verdeutlicht beispielhaft eine Ausfuhung mit Eignung der Gesamtgetriebebaueinheit zum Allradantrieb. Die zweite mechanische Drehzahl-bzw. Drehmomentenwandlungseinrichtung 25 fungiert ebenfalls als Gruppenschaltsatz, und ist vorzugsweise analog zur Nachschaltstufe 6 ausgeführt, so daß eine gleichmäßige Leistungsaufteilung auf beide Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen ermöglicht werden kann. Des Weiteren sind der Drehzahl-/Drehmomenteneinrichtung 25 die Schalteinrichtungen - hier eine Bremseinrichtung B5 und eine weitere Kupplungseinrichtung K3 - zugeordnet. Die Zuordnung erfolgt zu den einzelnen Elementen in analoger Weise wie zum Nachschaltsatz 6. Dies bedeutet, daß das weitere fünfte Bremsenelement dem Sonnenrad 25.1 zugeordnet ist, während das weitere dritte Kupplungselement K3 eine Kopplung zwischen Planetenträger 25.4 und dem Sonnenrad 25.1 ermöglicht. Die beiden Ausgänge der Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtungen werden hier jeweils vom Hohlrad 6.3 bzw. 25.3 gebildet. Dabei zeichnet sich die von der Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung 6 gebildete Nachschaltstufe durch die Möglichkeit einer coaxialen Anordnung des Ausganges und damit des Abtriebes A1 zur Getriebeeingangswelle E aus. Über die Elemente B5, K3 wird dabei nicht nur die permanente Übersetzung eingestellt. Es ist möglich, über die einzelnen, der zweiten mechanischen Drehzahl-bzw. Drehmomentenwandlungseinrichtung 25 zugeordneten Schaltelemente B5 und K3 eine wahlweise Zuschaltung des zweiten Abtriebes zu ermöglichen. Insbesondere beim Einsatz in Allradfahrzeugen kann der Allradantrieb mit dieser Getriebekonfiguration auf einfache Art und Weise realisiert und zuschaltbar ausgeführt werden.

Die Figur 2 verdeutlicht anhand eines Schaltschemas eine mögliche Funktionsweise des in der Figur 1 beschriebenen Getriebes.

5 In der ersten Gangstufe ist das dritte Bremsenelement B3 betätigt, während die anderen Bremsenelemente und Kupplungen im mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5, das zweite Bremsenelement B2, das erste Bremsenelement B1 sowie das erste Kupplungselement K1 nicht betätigt bzw. ausgerückt sind. Somit ist nur das Hohlrads 8.3 des zweiten Planetenradsatzes am Gehäuse 11 festgestellt, während die anderen Planetenradsätze des
10 mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 miteinander kämmen und eine Einheit bilden. Das erste Leitrad L1 wirkt in dem durch den Betriebsmodus der ersten Gangstufe gesteuerten Niedriggang-Geschwindigkeitsbereich reversierend über den Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 auf den Steg und verstärkt das Abtriebsmoment.

15 Im Gruppensatz 6 ist in dieser Gangstufe die erste Kupplungseinrichtung K2 betätigt. Diese ermöglicht es, daß das Hohlrads 10.3 mit der gleichen Drehzahl wie der Steg 10.4 angetrieben wird, d. h. im Ergebnis eine Übersetzung im Gruppenschaltsatz von 1 erzielt wird. Die Umschaltung in die zweite Gangstufe erfolgt durch Lösen der zweiten Kupplungseinrichtung K2 und
20 Betätigung der vierten Bremseinrichtung B4. Bei Ansteigen des Geschwindigkeitsverhältnisses wird durch eine automatische Steuerung auf die dritte Gangstufe umgeschaltet. In diesem Fall wird das dritte Bremsenelement außer Betrieb genommen und das erste Bremsenelement B1 betätigt. Des Weiteren sind die erste Kupplungseinrichtung K1 sowie das
25 vierte Bremsenelement B4 außer Betrieb und die zweite Kupplungseinrichtung K2 betätigt. Die erste Leitradwelle 15 sowie das Sonnenrad 7.1 des ersten Planetenradsatzes des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 werden somit gegenüber dem Gehäuse 11 festgestellt. Falls ohne Wandlerüberbrückungskupplung gefahren wird,
30 ergeben sich wie im ersten Gang sehr hohe Zugkräfte, da das Leitradmoment sich als Antriebsmoment über den Steg des

Planetenradsatzes auswirkt. Die Drehmomente des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 3 entwickeln somit höhere Zugkräfte im ersten und zweiten Gang. Die Leistungsübertragung vom mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 erfolgt durch weitere Drehzahl-
5 /Drehmomentenwandlung über den Gruppensatz 6 auf die Abtriebswelle A des mechanischen-hydrodynamischen Verbundgetriebes 1. Die Umschaltung in die vierte Gangstufe erfolgt durch Lösen der vierten Bremseinrichtung B4 und Betätigung der zweiten Kupplungseinrichtung K2. Die Schalteinrichtungen im Grundgetriebe bleiben analog wie in der dritten Gangstufe betätigt. Bei
10 weiterer Vergrößerung des Geschwindigkeitsverhältnisses wird in die fünfte Gangstufe gewechselt. In der fünften Gangstufe sind dabei jeweils nur die erste Kupplungseinrichtung und die zweite Kupplungseinrichtung K1 bzw. K2 betätigt. Die Turbinenradwelle 13 dreht sich in diesem Fall analog in der gleichen Richtung wie die erste Leitradwelle 15. In der sechsten Gangstufe
15 sind die zweite Kupplungseinrichtung K2 gelöst und die vierte Bremseinrichtung betätigt. Die Leistung wird in Gang 6 direkt von der Getriebeeingangswelle E auf die Turbinenradwelle 13 und damit auf den mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 übertragen.

20 In der Regel erfolgt bei Vergrößerung des Geschwindigkeitsverhältnisses die Überbrückung des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 3 mittels der Überbrückungskupplung 14. Die Leistung wird dann direkt von der Getriebeeingangswelle E auf die Turbinenradwelle 13 und damit auf den
25 mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 übertragen. Der hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler kommt somit nur im 1. und 2. Gang zum Einsatz.

Die drei Grundgangstufen werden somit durch den Gruppensatz 6 in jeweils zwei Teilgangstufen aufgesplittet, so daß letztendlich ein Mehrganggetriebe
30 entsteht, im dargestellten Fall ein Sechsganggetriebe. Im einzelnen wird dies durch die wechselweise Betätigung der Schalteinrichtungen am

Gruppensatz 6 realisiert. In der jeweils ersten der beiden Teilgangstufen wird die vom mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 5 an dessen Abtriebswelle anliegende Leistung mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 auf die Getriebeausgangswelle A übertragen. In der zweiten Teilgangstufe, welche jeweils auf die erste Teilgangsstufe folgt, erfolgt eine Übersetzung von der an dem Ausgang des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers 5 anliegenden Drehzahl über den Gruppensatz 6 ins Schnelle.

Die in den Figuren 1 und 2 dargestellte Ausführung eines mechanisch-hydrodynamischen Verbundgetriebes 1 stellt eine vorteilhafte Ausführung beispielhaft dar. Die Anordnung bzw. Auslegung des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers und/oder des Gruppensatzes 6 kann jedoch auch in anderer Weise erfolgen.

Die Fig. 3, 4 und 5 verdeutlichen mögliche Einbauvarianten des erfindungsgemäß gestalteten hydrodynamisch-mechanischen Verbundgetriebes 1 mit wenigstens zwei Abtrieben. Diese stellen mögliche Einsatzbeispiele dar, sollen jedoch nicht auf diese beschränkt sein.

Die Figuren 3a1, 3a2 und 3a3 zeigen in schematisch vereinfachter Darstellung eine Anordnung eines erfindungsgemäß gestalteten Getriebes 33 in einem Ausschnitt einer Ansicht von Oben auf ein Fahrzeug 31, insbesondere die Hinterachse 32. Der Heckantrieb wird über eine längseingebaute Verbrennungskraftmaschine 30 realisiert, welche mit dem hydrodynamisch-mechanischen Verbundgetriebe 33 gekoppelt ist, welches wiederum über den ersten Abtrieb A1 wenigstens mittelbar, d.h. über entsprechende, hier im einzelnen nicht dargestellte Mittel, beispielsweise eine Gelenkwelle, mit der Hinterachse 32 oder mit einem, in dieser integrierten Differential in Triebverbindung steht. Figur 3a1 verdeutlicht dabei einen Standard Busantrieb mit längs eingebautem Motor für Links- und Rechtsverkehr, der Achsantrieb erfolgt mittig. Der Abtrieb A1 ist koaxial zur Getriebeeingangswelle E

angeordnet.

Die Figuren 3a2 und 3a3 verdeutlichen Ausführungen für den Einsatz in Niederflurbusantrieben jeweils für Rechts- oder Linksverkehr. Die Koppelung
5 zwischen Getriebe und Portalachse erfolgt in diesem Fall versetzt, um eine dritte Eingangstür zu ermöglichen.

Aus der in der Fig. 3b dargestellten möglichen Seitenansicht wird ersichtlich, daß der mögliche zweite Abtrieb A2 beispielsweise zum Antrieb einer Pumpe
10 34 in einem Winkel zum ersten Abtrieb A1 angeordnet ist. Figur 3b verdeutlicht lediglich ein Beispiel, so daß andere Zuordnungen ebenfalls denkbar sind, beispielsweise parallel zu A1 oder in einem Winkel ungleich 90°.

Die Figur 4a verdeutlicht beispielhaft anhand einer Ansicht entsprechend Fig. 3a einen Anwendungsfall mit quer eingebauter Antriebsmaschine,
15 beispielsweise in Form einer Verbrennungskraftmaschine 30. Der Abtrieb A1 ist dabei senkrecht zur Getriebeeingangswelle angeordnet. Der Abtrieb A2 - wie in der Figur 4b in einer Seitenansicht auf den Gegenstand der Fig. 4a - ebenfalls.

20
Figur 4a verdeutlicht einen Antrieb mit quer eingebauter Antriebsmaschine 30 und quer eingebautem Getriebe 33, bei welchem die Koppelung zwischen Getriebe 33 und Achse 32 mittels eines Wellenstranges realisiert wird, wobei der Wellenstrang über einen 90°-Winkeltrieb 35 mit dem Getriebe gekoppelt
25 ist. Die Figur 4b verdeutlicht lediglich eine Möglichkeit der Anordnung der einzelnen Abtriebe A1 und A2 zueinander, hier beispielhaft in einem Winkel von 90°. Denkbar sind jedoch auch andere Winkel.

Die Figuren 5 verdeutlichen beispielhaft Anwendungsfälle mit einem geneigten Abtrieb A1. Die Figuren 5a1 bis 5a4 verdeutlichen dazu Busantriebe mit quer
30 eingebauter Antriebsmaschine 30 und quer eingebautem Getriebe 33. Die

Koppelung zwischen Getriebe 33 und Achse 32 erfolgt über Winkelgetriebe 35. Entsprechend der Ausgestaltung der Winkelgetriebe 35 ist der erste Abtrieb A1 geneigt gegenüber der Getriebeachse ausgeführt. Die Anlenkung an der Achse 32 über entsprechende Wellenstränge kann mittig oder aber
5 versetzt gegenüber der Achsmitte erfolgen. Die Figuren 5a1 - 5a4 verdeutlichen diesbezüglich unterschiedlichste Varianten. In Analogie gilt diese Aussage auch für die Ausführung der Antriebseinheit entsprechend Figur 5b1.

10 Figur 5c verdeutlicht beispielhaft eine mögliche Ansicht von rechts für die Ausführungen entsprechend der Figuren 5a1 - 4a4 und 5b1. Der erste Abtrieb A1 kann dementsprechend geneigt gegenüber zwei Ebenen angeordnet sein.

Durch entsprechende Ausgestaltung der einzelnen Drehzahl-
15 /Drehmomentenwandlungseinrichtungen, insbesondere der Wahl der Drehmomentenübertragungs- und Wandlungseinrichtungen kann entsprechend den Einsatzerfordernissen jede beliebige Zuordnung des Abtriebs, d.h. der einzelnen Getriebeausgangswellen zur
Getriebeeingangswelle erzielt werden. Des weiteren können durch
20 entsprechende Auswahl und Zuordnung von Winkeltrieben zum Getriebe die unterschiedlichsten Einbausituationen realisiert werden.

Die Figuren 6 verdeutlichen weitere Ausführungen mit quer eingebauter Antriebsmaschine 30. Im dargestellten Fall erfolgt die Anordnung über der
25 Achse 32. Der Antrieb wird über den ersten Getriebeantrieb A1 realisiert, welcher über einen Kegeltrieb 38 (Figur 6b1) oder Stirnradsatz 39 (Figur 6b2) mit der Achse 32 gekoppelt ist. Der Antrieb A1 ist hier senkrecht zur Getriebeachse und senkrecht zur Achse 32 angeordnet. Auch die Ausführungen gemäß Figur 6a und 6b stellen lediglich Beispiele dar.

30

Die Figur 7 verdeutlicht schematisch in vereinfachter Darstellung eine

Anwendung eines erfindungsgemäß gestalteten Getriebes in einem Allradantrieb 40 in einer Seitenansicht. Die Antriebsmaschine 30 und das Getriebe 33 sind im wesentlichen längs bezogen auf die Fahrtrichtung und geneigt im Bereich der Vorderachse 41 eingebaut. Der Abtrieb A1 des

5 Getriebes 33 ist koaxial zu einer im Einzelnen nicht dargestellten Getriebeeingangswelle angeordnet. Der zweite Abtrieb A2 ist im wesentlichen mittig bezogen auf das Getriebe 33 und senkrecht zur theoretischen Getriebeachse AS angeordnet. A1 ist mit der Hinterachse 32 und A2 mit der

10 Vorderachse 41 gekoppelt. Das Getriebe 33 kann zur Realisierung dieser Funktion beispielsweise wie in der Figur 1 dargestellt ausgeführt sein. Vorzugsweise werden in diesem Fall die Planetenradsätze 6 und 25 gleich ausgelegt werden. Der Allradantrieb kann permanent oder aber auch auf Wunsch zuschaltbar ausgestaltet sein. Die Zuschaltbarkeit wird dabei

15 vorzugsweise über die den einzelnen Planetenradsätzen 6 und 25 zugeordneten Schalteinrichtungen realisiert.

Patentansprüche

1. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe
 - 1.1 mit einer Getriebeeingangswelle (E) und einem Abtrieb;
 - 5 1.2 mit einem hydrodynamischen Getriebeteil (2) und einem, diesem räumlich bezogen auf die Getriebeeingangswelle nachgeordneten mechanischen Getriebeteil (4), umfassend wenigstens eine Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (5);
 - 1.3 der mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandler (5) umfaßt
 - 10 wenigstens zwei Planetenradsätze - einen ersten Planetenradsatz (7) und einen zweiten Planetenradsatz (8) -, wobei die Planetenradsätze derart ausgeführt und angeordnet sind, daß
 - 1.3.1 jeweils ein Element des ersten Planetenradsatzes und des zweiten Planetenradsatzes wenigstens mittelbar mit der Getriebeeingangswelle (E) oder einem Element des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers koppelbar ist und
 - 15 1.3.2 jeweils ein weiteres zweites Element des ersten Planetenradsatzes mit einem weiteren zweiten Element des zweiten Planetenradsatzes drehfest gekoppelt ist und diese Kopplung den Abtrieb des
 - 20 mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers bildet;
- gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:
 - 1.4 der mechanische Getriebeteil (4) umfaßt eine mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (6),
 - 25 1.4.1 die mit dem Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers gekoppelt ist und
 - 1.4.2 deren Ausgang einen ersten Abtrieb (A1) des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes bildet.
2. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach
 - 30 Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abtrieb des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) mit einem

weiteren zweiten Abtrieb (A2) des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes koppelbar ist.

- 5
3. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 3.1 der mechanische Getriebeteil (4) umfaßt eine weitere zweite mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (25) deren Ausgang den zweiten Abtrieb (A2) des hydrodynamisch-mechanischen Mehrgangverbundgetriebes bildet;
- 10
- 3.2 der Abtrieb (9) des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) ist mit einem Eingang der zweiten mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (25) gekoppelt.
- 15
4. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und/oder zweite mechanische Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (6, 25) als Gruppensatz für den mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler (5) permanent oder
- 20
- zuschaltbar betreibbar sind.
5. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (6, 25) identisch oder unterschiedlich entsprechend der Abtriebsgetriebeübersetzung aufgebaut und ausgelegt sind.
- 25
6. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und/oder zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (6, 25) jeweils wenigstens einen Planetenradsatz (10, 25), umfassend ein
- 30

und/oder zweite Drehzahl-/Drehmomentenwandlungseinrichtung (6, 25) schaltbar sind.

- 5 12. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß eine Abtriebswelle des ersten Abtriebes (A1) parallel zu einer Abtriebswelle des zweiten Abtriebes (A2) angeordnet ist.
- 10 13. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß eine Abtriebswelle des ersten Abtriebes (A1) in einem Winkel zu einer Abtriebswelle des zweiten Abtriebes (A2) angeordnet ist.
- 15 14. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebswelle des ersten Abtriebes (A1) in einem Winkel von 90° zur Abtriebswelle des zweiten Abtriebes (A2) angeordnet ist.
- 20 15. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Element des ersten Planetenradsatzes (7) des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) und das zweite Element des zweiten Planetenradsatzes (8) des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers jeweils vom Steg (9) der Planetenradsätze (7, 25 8) gebildet wird.
16. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 15, gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:
16.1 mit Mitteln zur wenigstens mittelbaren Kopplung des ersten Elementes 30 des ersten Planetenradsatzes (7) und des ersten Elementes des zweiten Planetenradsatzes (8) mit der Getriebeeingangswelle (E).

17. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 16, gekennzeichnet durch folgende Merkmale:
- 5 17.1 das erste Element des ersten Planetenradsatzes (7) steht mit einem Leitrad (L1) des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (3) in Triebverbindung;
- 17.2 es sind Mittel vorhanden zur wahlweisen Koppelung des ersten Elementes des zweiten Planetenradsatzes (8) an das Turbinenrad (T) und/oder die Getriebeeingangswelle (E).
- 10
18. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zur wahlweisen Koppelung eine schaltbare Kupplungseinrichtung (14) ist.
- 15
19. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Element des ersten Planetenradsatzes (7) vom Sonnenrad (7.1) des ersten Planetenradsatzes (7) und das erste Element des zweiten Planetenradsatzes (8) vom Sonnenrad (8.1) des zweiten
- 20 Planetenradsatzes (8) gebildet wird.
- 20.
20. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Leitrad (L1) über einen Freilauf (16) mit dem Sonnenrad (7.1) des
- 25 ersten Planetenradsatzes (7) des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) gekoppelt ist.
- 21.
21. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweites Leitrad (L2) des hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers
- 30 (3) über einen weiteren zweiten Freilauf (18) mit dem Getriebegehäuse

(11) gekoppelt ist.

- 5 22. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß dem mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler (5) eine Vielzahl von Schalteinrichtungen (B1, B2, B3, K1) in Form von Kupplungen und/oder Bremseinrichtungen zugeordnet sind.
- 10 23. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Element des ersten Planetenradsatzes (7) mittels einer ersten Bremseinrichtung (B1) feststellbar ist.
- 15 24. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 22 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß ein drittes Element (7.3) des ersten Planetenradsatzes (7) mittels einer zweiten Bremseinrichtung (B2) festsetzbar ist.
- 20 25. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 22 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß ein drittes Element (8.3) des zweiten Planetenradsatzes (8) mittels einer dritten Bremseinrichtung (B3) feststellbar ist.
- 25 26. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß Mittel zur wahlweisen Kopplung des ersten Elementes (7.1) des ersten Planetenradsatzes (7) mit dem ersten Element (8.1) des zweiten Planetenradsatzes (8) und damit jeweils der drehfesten Verbindung der Kopplungen des ersten Elementes des ersten und/oder zweiten
30 Planetenradsatzes mit der Getriebeeingangswelle (E) und dem hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentenwandler 3) vorgesehen

sind.

- 5 27. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel eine Kupplungseinrichtung (K1) ist.
- 10 28. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach Anspruch 6, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 28.1 dem Planetenradsatz (10) der ersten Drehzahl-
/drehmomentenwandlungseinrichtung (6) ist jeweils eine weitere vierte
Bremseinrichtung (B4) und eine weitere zweite Kupplungseinrichtung
(K2) zugeordnet;
- 15 28.2 die vierte Bremseinrichtung (B4) ist mit dem Sonnenrad (10.1, 34.1) des Planetenradsatzes (10) koppelbar;
- 28.3 die zweite Kupplungseinrichtung (K2) dient der Kopplung des
Sonnenrades (10.1) mit dem Planetenträger (10.4) des
Planetenradsatzes (10).
- 20 29. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 6 oder 28, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 29.1 dem Planetenradsatz (25) der zweiten Drehzahl-
/drehmomentenwandlungseinrichtung (25) ist eine weitere fünfte
Bremseinrichtung (B5) und eine weitere dritte Kupplungseinrichtung
25 (K3) zugeordnet;
- 29.2 die fünfte Bremseinrichtung (B5) ist mit dem Sonnenrad (25.1) des Planetenradsatzes (25) koppelbar;
- 29.3 die dritte Kupplungseinrichtung (K3) dient der Kopplung des
Sonnenrades (25.1) mit dem Planetenträger (25.4) des
30 Planetenradsatzes (25).

- 5 30. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 19 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß die als Brems-
einrichtungen (B1, B2, B3, B4, B5) und/oder Kupplungseinrichtungen (K1, K2, K3) ausgeführten Schaltelemente in Lamellenbauart ausgeführt sind.
- 10 31. Hydrodynamisch-mechanisches Mehrgangverbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß der mechanische Getriebeteil derart ausgelegt ist, daß zwischen zwei aufeinanderfolgenden theoretisch einlegbaren Gangstufen Gangstufensprünge mit einem Wert zwischen 1,1 und 1,5 erzielt werden.
- 15 32. Hydrodynamisch-mechanisches Verbundgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Drehmomenten-/Drehzahlwandlungseinrichtung (6, 25) je nach Getriebe-
nachschaftübersetzung derart ausgelegt sind, daß die am Ausgang des mechanischen Drehzahl-/Drehmomentenwandlers (5) anliegende Leistung gleichmäßig auf beide Abtriebe (A1, A2) aufgeteilt
20 und übertragen werden können.

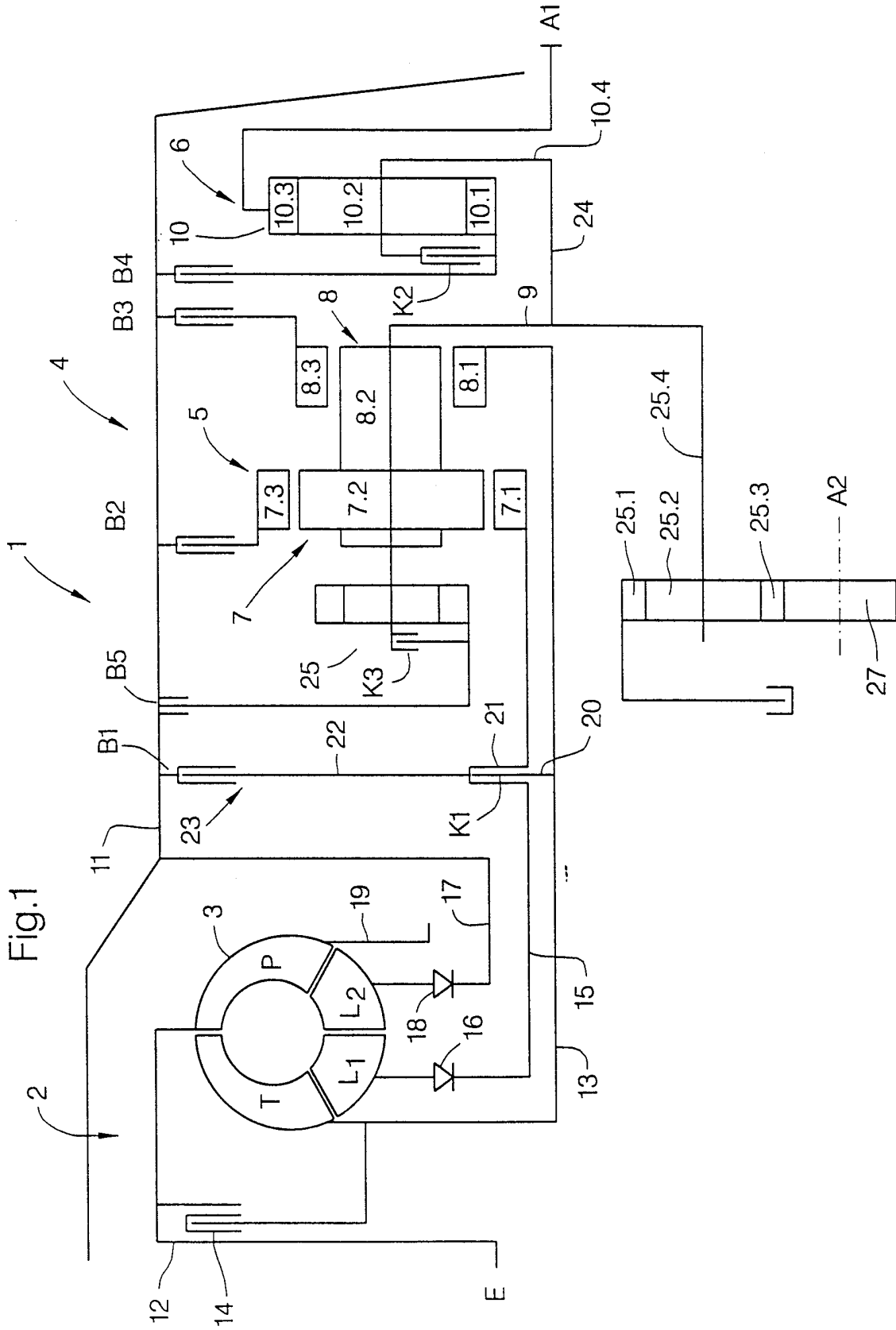


Fig.1

Fig. 2

Schaltmatrix und Übersetzungen:

Gang	Kupplung			Bremse					i
	K1	K3*	K2	B1	B2	B3	B4	B5*	
1.	-	O	O	-	-	O	-	-	3,08
2.	-	-	-	-	-	O	O	O	2,31
3.	-	O	O	O	-	-	-	-	1,67
4.	-	-	-	O	-	-	O	O	1,29
5.	O	O	O	-	-	-	-	-	1,00
6.	O	-	-	-	-	-	O	O	0,78
R	-	O	O	-	O	-	-	-	-1,50

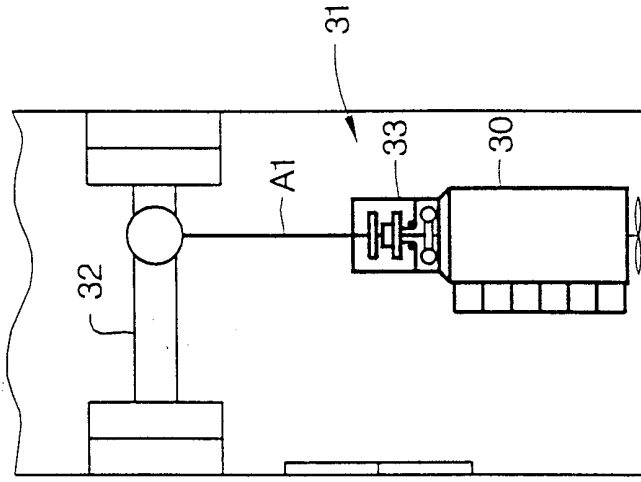
- = gelöst

O = angezogen

* = permanenter und zuschaltbarer

Allradantrieb im Fall der Nutzung

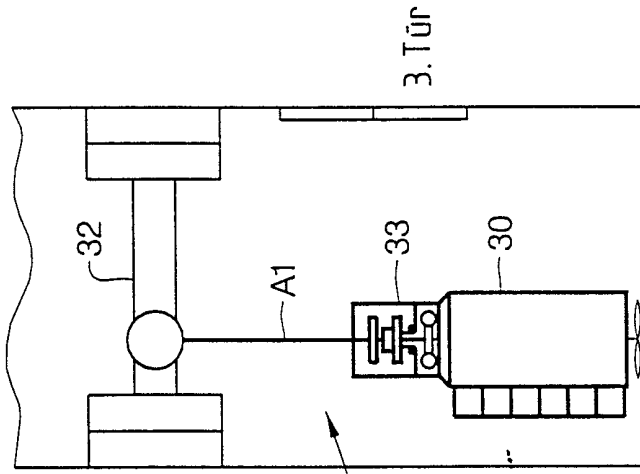
Fig.3a3



Niederflur Busantrieb,
längs
Portalachse, versetzt
Linksverkehr

3. Tür

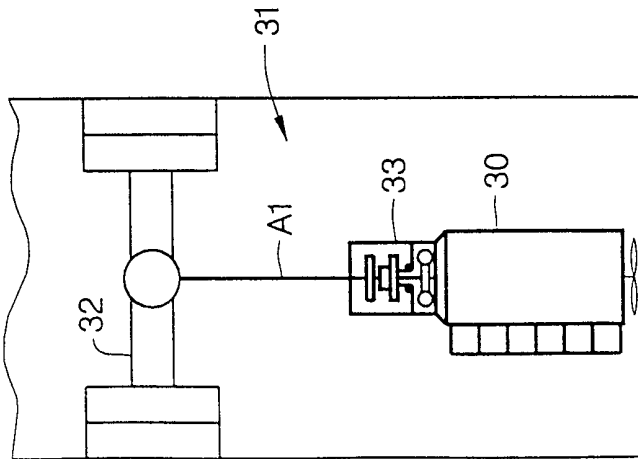
Fig.3a2



Niederflur Busantrieb,
längs
Portalachse, versetzt
Rechtsverkehr

3. Tür

Fig.3a1



Standard Busantrieb,
längs
Achse, mittig
Rechts-/Linksverkehr

31

Fig.3b

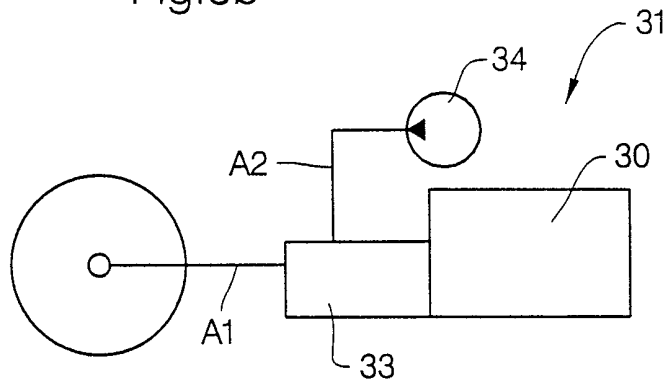


Fig.4a

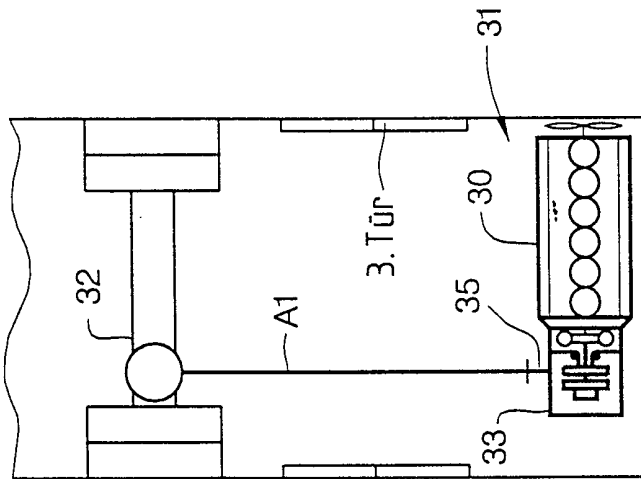
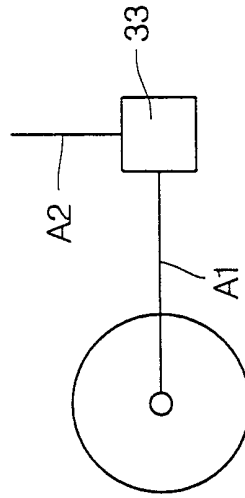
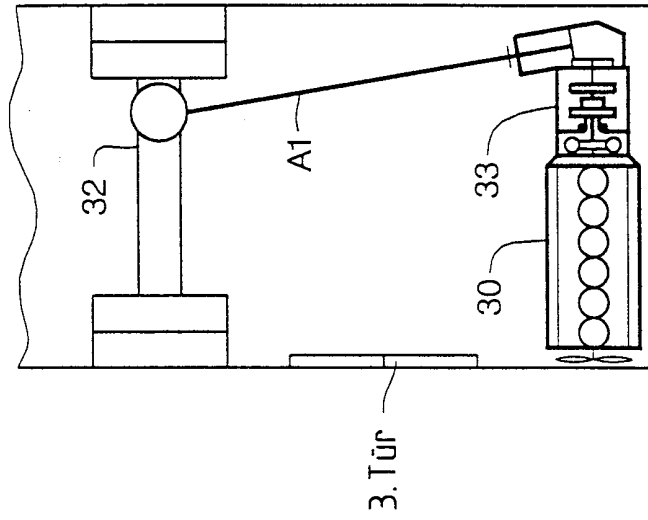


Fig.4b



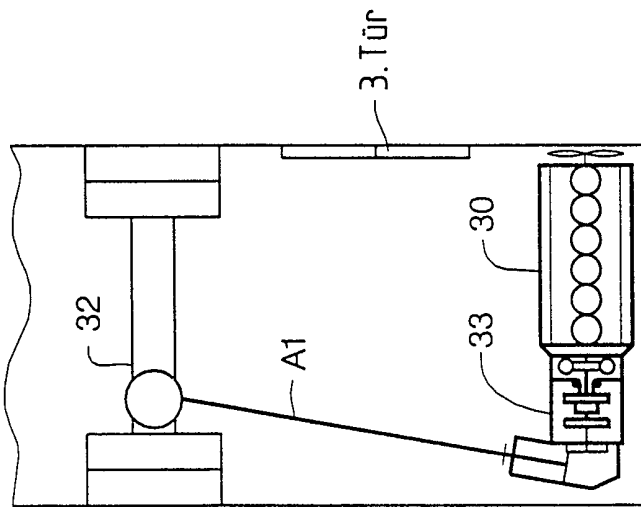
Busantrieb, quer
Portalachse, versetzt
Winkeltrieb 90°
Rechts-/Linksverkehr

Fig. 5a2



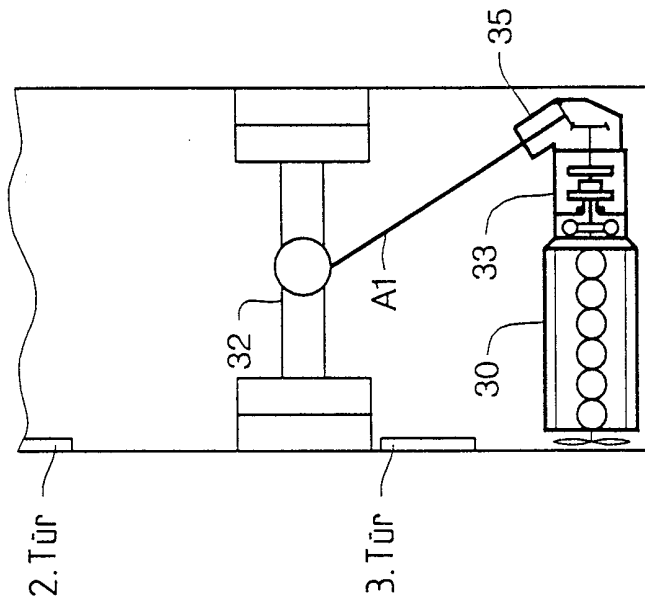
Niederflurbusantrieb, quer
Portalachse, versetzt
Winkeltrieb 80°
Linksverkehr

Fig. 5a1



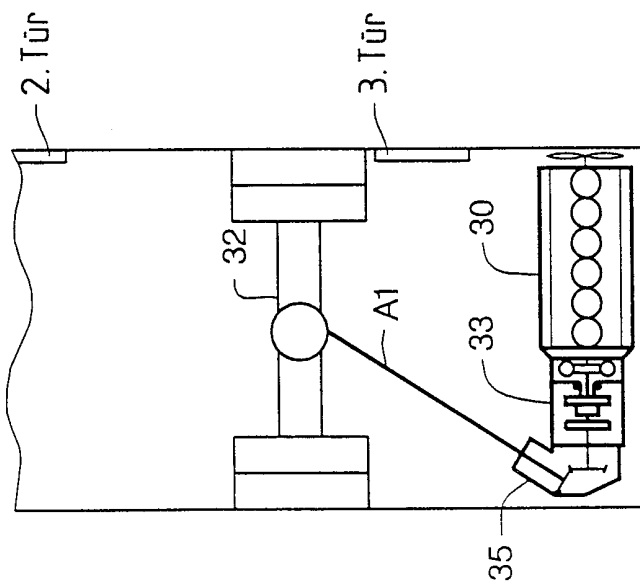
Niederflurbusantrieb, quer
Portalachse, versetzt
Winkeltrieb 80°
Rechtsverkehr

Fig.5a4



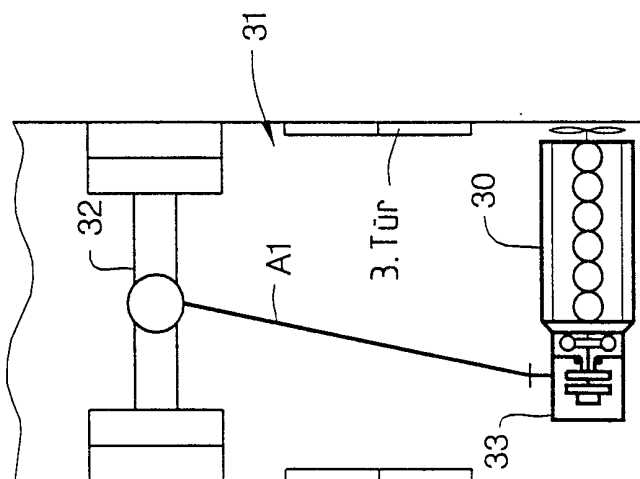
Busantrieb, quer
 Achse, mittig
 Winkeltrieb 60°. 65°
 Linkssverkehr

Fig.5a3



Busantrieb, quer
 Achse, mittig
 Winkeltrieb 60°. 65°
 Rechtsverkehr

Fig.5b1



Busantrieb, quer
Achse, mittig
Winkeltrieb
Rechts- /Linksverkehr

Fig.5c

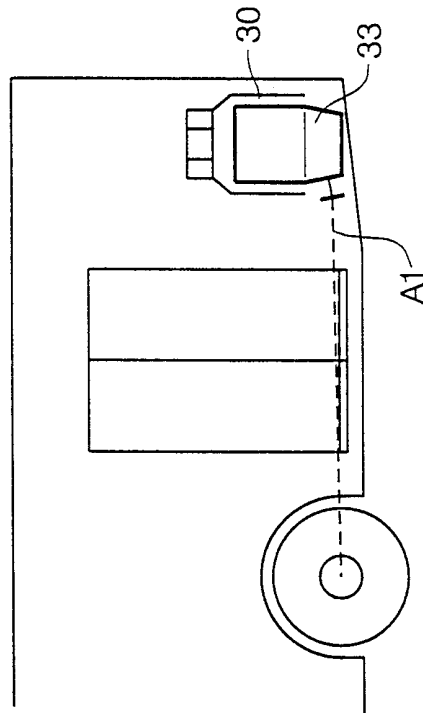
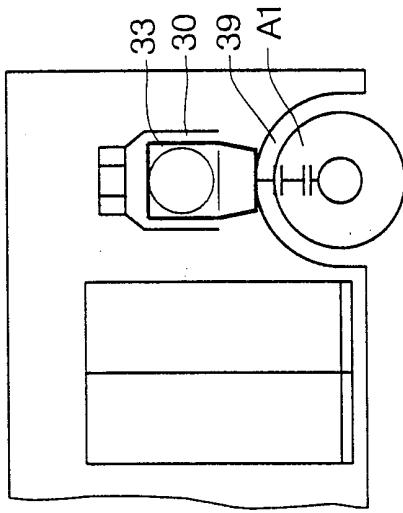
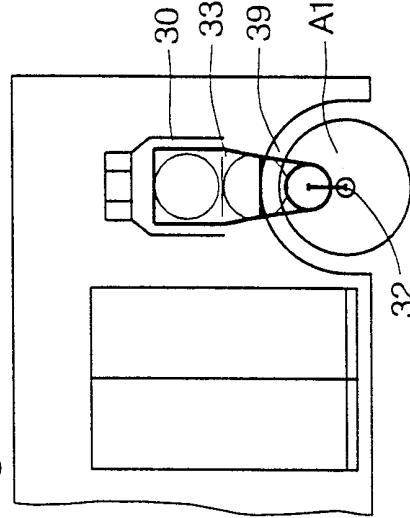


Fig. 6b1



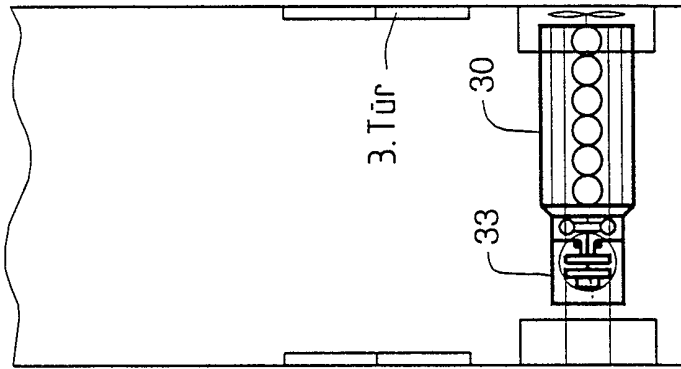
Kegetradsatz, Gelenkwelle und Standardachse

Fig. 6b2



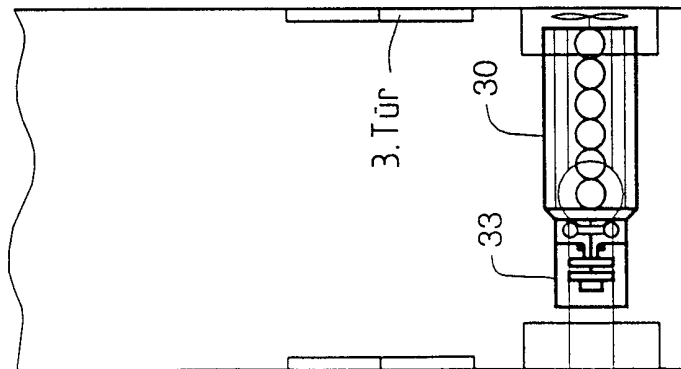
Stirnradatz, Achstriebkopf und Tripodengelenkwellen

Fig. 6a2



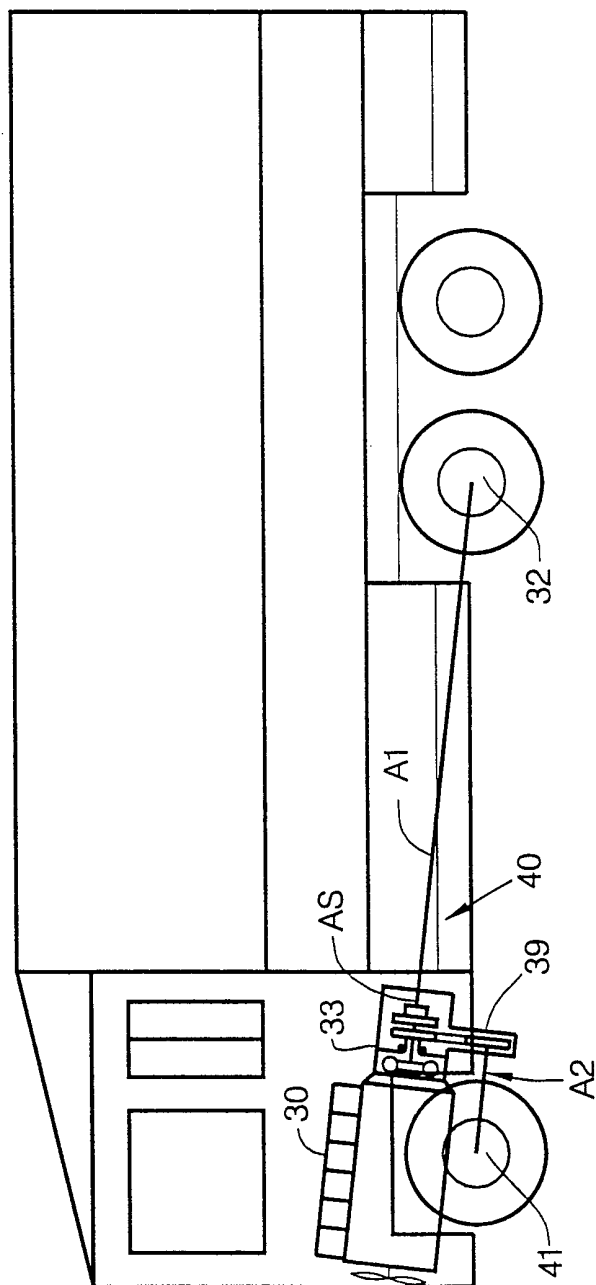
Busantrieb "DAB", quer
Stirnradatz mit Achstriebkopf
und Tripodengelenkwellen
Rechts-/Linksverkehr

Fig. 6a1



Busantrieb "DAB", quer
Standardachse mittig
oder versetzt
Kegetrieb
Rechts-/Linksverkehr

Fig.7



Allradantrieb
längs

Achse, mittig
Rechts-/Linksverkehr

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern al Application No

PCT/EP 99/01362

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 IPC 6 F16H47/08 B60K17/346

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 IPC 6 F16H B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 36 10 577 A (AISIN WARNER) 16 April 1987 see figures 3,7 ---	1,4,6,7, 9,11,15, 16,21, 22,24, 25,28,30
X	US 3 264 902 A (BREITING) 9 August 1966	1,4,6,7, 10,11, 15,16, 19,21, 22,24, 25,30,31
A	see column 9, paragraph 2; figures --- -/--	

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

9 June 1999

Date of mailing of the international search report

16/06/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Goeman, F

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern. Application No PCT/EP 99/01362

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 36 04 393 A (DAIKIN MFG) 14 August 1986 cited in the application see figures ---	1-7, 11-27, 30,32
Y	US 5 078 660 A (WILLIAMS) 7 January 1992 see figures ---	1-7,11, 12, 15-27, 30,32
Y	DE 37 14 334 A (MAZDA MOTOR) 14 January 1988 see figures ---	13,14
X	US 4 738 159 A (KATO KOZO ET AL) 19 April 1988 see figures ---	1,2,4, 10-12, 19, 22-24, 30,32
A	EP 0 684 153 A (MITSUBISHI MOTORS CORP) 29 November 1995 see figure 11 -----	1-8,11, 12,28,29

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 99/01362

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 3610577 A	16-04-1987	JP 2533482 B JP 62093546 A GB 2181799 A, B KR 9310446 B US 4722242 A	11-09-1996 30-04-1987 29-04-1987 25-10-1993 02-02-1988
US 3264902 A	09-08-1966	NONE	
DE 3604393 A	14-08-1986	JP 1965369 C JP 6097065 B JP 61184270 A US 5122104 A	25-08-1995 30-11-1994 16-08-1986 16-06-1992
US 5078660 A	07-01-1992	US 5106351 A	21-04-1992
DE 3714334 A	14-01-1988	JP 62255236 A JP 62255237 A US 4779699 A	07-11-1987 07-11-1987 25-10-1988
US 4738159 A	19-04-1988	JP 60107424 A	12-06-1985
EP 0684153 A	29-11-1995	DE 69413672 D DE 69413672 T CA 2156187 A WO 9516584 A	05-11-1998 25-02-1999 22-06-1995 22-06-1995

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/01362

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 IPK 6 F16H47/08 B60K17/346

Nach der internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 IPK 6 F16H B60K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 36 10 577 A (AISIN WARNER) 16. April 1987 siehe Abbildungen 3,7 ---	1,4,6,7, 9,11,15, 16,21, 22,24, 25,28,30
X	US 3 264 902 A (BREITING) 9. August 1966	1,4,6,7, 10,11, 15,16, 19,21, 22,24, 25,30,31
A	siehe Spalte 9, Absatz 2; Abbildungen --- -/--	



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahelegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

9. Juni 1999

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

16/06/1999

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
 Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Goeman, F

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/01362

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	DE 36 04 393 A (DAIKIN MFG) 14. August 1986 in der Anmeldung erwähnt siehe Abbildungen ----	1-7, 11-27, 30,32
Y	US 5 078 660 A (WILLIAMS) 7. Januar 1992 siehe Abbildungen ----	1-7,11, 12, 15-27, 30,32
Y	DE 37 14 334 A (MAZDA MOTOR) 14. Januar 1988 siehe Abbildungen ----	13,14
X	US 4 738 159 A (KATO KOZO ET AL) 19. April 1988 siehe Abbildungen ----	1,2,4, 10-12, 19, 22-24, 30,32
A	EP 0 684 153 A (MITSUBISHI MOTORS CORP) 29. November 1995 siehe Abbildung 11 -----	1-8,11, 12,28,29

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichung die zur selben Patentfamilie gehören

Internales Aktenzeichen

PCT/EP 99/01362

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 3610577 A	16-04-1987	JP 2533482 B	11-09-1996
		JP 62093546 A	30-04-1987
		GB 2181799 A,B	29-04-1987
		KR 9310446 B	25-10-1993
		US 4722242 A	02-02-1988
US 3264902 A	09-08-1966	KEINE	
DE 3604393 A	14-08-1986	JP 1965369 C	25-08-1995
		JP 6097065 B	30-11-1994
		JP 61184270 A	16-08-1986
		US 5122104 A	16-06-1992
US 5078660 A	07-01-1992	US 5106351 A	21-04-1992
DE 3714334 A	14-01-1988	JP 62255236 A	07-11-1987
		JP 62255237 A	07-11-1987
		US 4779699 A	25-10-1988
US 4738159 A	19-04-1988	JP 60107424 A	12-06-1985
EP 0684153 A	29-11-1995	DE 69413672 D	05-11-1998
		DE 69413672 T	25-02-1999
		CA 2156187 A	22-06-1995
		WO 9516584 A	22-06-1995