



CH 687 188 A5



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
EIDGENÖSSISCHES INSTITUT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑪ CH 687 188 A5

⑤① Int. Cl.⁶: **B 60 K 017/346**
F 16 H 048/22
F 16 H 048/28

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑫① Gesuchsnummer: 03376/92

⑫② Anmeldungsdatum: 29.10.1992

⑫③① Priorität: 26.11.1991 DE A4138738

⑫④ Patent erteilt: 15.10.1996

⑫⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 15.10.1996

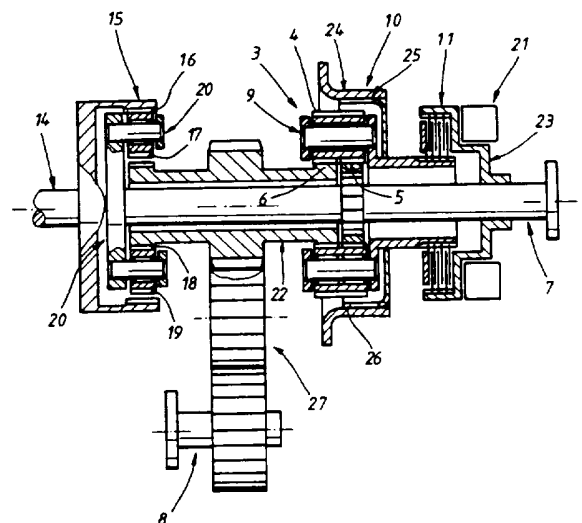
⑦③ Inhaber:
Mercedes-Benz Aktiengesellschaft,
Mercedesstrasse 136, D-70327 Stuttgart (DE)

⑦② Erfinder:
Boll, Wolf, Dr., Weinstadt (DE)
Fedeler, Axel, Sindelfingen (DE)

⑦④ Vertreter:
Patentanwalts-Bureau Isler AG,
Stampfenbachstrasse 48, Postfach 6940,
8006 Zürich (CH)

⑤④ Anordnung mit einem Planetenrädergetriebe zum Antrieb von zwei Fahrzeugachsen eines Kraftfahrzeuges.

⑤⑦ Bei einer Anordnung mit einem Planetenrädergetriebe (3) zum Antrieb von zwei Fahrzeugachsen stehen zwei mit einem Planetenrad kämmende innere Zentralräder (5, 6) mit unterschiedlichen Zähnezahlen jeweils wirkungsmässig in Antriebsverbindung mit einer Fahrzeugachse, während der Planetenträger (9) des Planetenrades (4) mit einer als Berstschutz für das Planetengetriebe (3) verwendeten Fliehkraftbremse (10) und einer wirkungsmässig zwischen Planetenträger (9) und einem Zentralrad (5, 6) angeordneten Reibungskupplung verbunden ist.



CH 687 188 A5

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Anordnung nach dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Bei einer bekannten Anordnung dieser Art (ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 89 (1987), Heft 11, S. 596) ist die Vorderachse permanent angetrieben und das Planetenrädergetriebe mit der Fliehkraftbremse dazu verwendet, die Hinterachse bei auftretendem Schlupf ausschliesslich in Abhängigkeit von diesem Schlupf stufenlos zu- bzw. abzuschalten.

Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht dagegen im wesentlichen darin, das Moment einer wirkungsmässig zwischen den beiden Fahrzeugachsen angeordneten Reibungskupplung sowohl durch das Planetenrädergetriebe herabzusetzen als auch in Abhängigkeit vom Schlupf einer Fahrzeugachse stufenlos einstellen zu können, wobei eine Sicherheit gegen das Bersten des Planetenrädergetriebes gegeben sein muss, wenn die zugehörige Regelelektronik ausfallen sollte und deswegen bei auftretendem Schlupf hohe Drehzahlen im Planetenrädergetriebe die Folge sind.

Derartige Reibungskupplungen können zum Zuschalten einer Fahrzeugachse bei einem Allradantrieb verwendet sein, bei dem die andere Fahrzeugachse permanent angetrieben ist.

Andererseits werden die besagten Reibungskupplungen auch zum stufenlosen Sperren eines wirkungsmässig zwischen den beiden Fahrzeugachsen angeordneten Planetenräder-Verteilergetriebes eingesetzt.

Die erläuterte Aufgabe ist in vorteilhafter Weise mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

Bei der Anordnung nach der Erfindung wird der mit der Fliehkraftbremse verbundene Planetenträger bei auftretender Differenzdrehzahl zwischen den inneren Zentralrädern ins Schnelle angetrieben, wodurch das Kupplungsmoment der Reibungskupplung herabgesetzt ist. Dabei gelangt der Planetenträger jedoch nicht in einen kritischen Drehzahlbereich, in welchem Berstgefahr für das Planetenrädergetriebe besteht, solange die Funktionen der Regelelektronik und des elektromagnetischen Kupplungsstellgliedes nicht ausfallen, d.h., solange die Drehzahl des Planetenrädertägers durch die Reibungskupplung begrenzt ist.

Sollte unglücklicherweise nach einem Ausfall der Regelelektronik oder des Kupplungsstellgliedes Schlupf an einer Fahrzeugachse auftreten, wird in diesem Falle der zu hohen Drehzahlen beschleunigte Planetenträger durch die Fliehkraftbremse abgebremst, so dass die Berstgefahr vermieden ist.

Eine vorteilhafte Antriebsanordnung nach der Erfindung zur Anwendung bei einem Allradantrieb mit einer zuschaltbaren Fahrzeugachse hat Patentanspruch 2 zum Gegenstand.

Bei einer solchen Antriebsanordnung hat sich die Verwendung einer Antriebsglocke nach Patentanspruch 3 als vorteilhaft erwiesen.

Eine vorteilhafte Antriebsanordnung nach der Erfindung zur Anwendung bei einem Allradantrieb, bei welchem beide Fahrzeugachsen permanent angetrieben sind, hat Patentanspruch 4 zum Gegenstand.

Bei der Anordnung nach der Erfindung sind leichte Bauweise und schnelles Ansprechverhalten in besonderer Masse durch die Ausgestaltungen nach den Patentansprüchen 5 und 6 gegeben.

Durch die Massnahme nach Patentanspruch 7 ist die Anwendung der Anordnung nach der Erfindung bei einem mit einem automatischen Blockierverhinderer ausgerüsteten Kraftfahrzeug in vorteilhafter Weise ermöglicht.

Bei der Anordnung nach der Erfindung ist eine betriebssichere kraftschlüssige Sperre eines Verteilergetriebes oder Zuschaltung einer Fahrzeugachse mit geringen Kupplungskräften erreicht, weil die erforderlichen Kupplungsmomente durch das Planetenrädergetriebe herabgesetzt werden.

Im Falle des Durchdrehens nur einer Fahrzeugachse durch nicht absetzbare Antriebsmomente oder des Blockierens nur einer Fahrzeugachse durch nicht absetzbare Bremsmomente entstehen hohe Differenzdrehzahlen, die zur Zerstörung von Planetenrädergetriebe und Kupplung führen können, die auch eine Gefahr für die Fahrzeuginsassen darstellt.

Im Normalbetrieb werden unzulässige Differenzdrehzahlen verhindert, indem durch Betätigen der Kupplung die Antriebs- und Bremsmomente des Motors im richtigen Verhältnis auf beide Fahrzeugachsen verteilt werden, und ein Antiblockiersystem den Bremschlupf jeder Fahrzeugachse durch Herabsetzen des Bremsdruckes auf ein zulässiges Höchstmass begrenzt.

Bei der Anordnung nach der Erfindung ist die Kupplung nicht als reine Fliehkraftkupplung ausgebildet. Dies wäre nachteilig, da der Schwellwert für den Antriebsschlupf des Motors niedriger ist als für den Bremschlupf. Wenn eine solche Kupplung im Falle einer Vollbremsung bei dem gleichen niedrigen Schlupfwert einrücken würde, wie dies im Antriebsfall erforderlich ist, dann würde die Vorderachse, welche zwecks guter Verzögerung in einem höheren Schlupfbereich laufen muss, über eine solche Kupplung die Hinterachse mit herunterbremsen. Dies setzt aber die wichtige Seitenführung der Hinterachse herab und stört die Funktion des Antiblockiersystemes.

Ein wesentlicher Vorteil der Anordnung nach der Erfindung besteht darin, dass die Kupplung als elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplung ausgebildet ist, um die Zuschaltung nach den jeweiligen Erfordernissen steuern zu können, und um diese Kupplung zusammen mit dem Planetenrädergetriebe bei einem Elektronikausfall durch eine Fliehkraftbremse vor dem Bersten zu schützen. Der Schwellwert für die Fliehkraftbremse ist so hoch gelegt, dass eine ABS-Vollbremsung ohne Beeinflussung ermöglicht wird.

Die Fliehkraftbremse kann so ausgebildet sein, dass am Planetenträger eine längsgeschlitzte Trom-

mel befestigt ist, deren Laschen unter Fliehkraft radial ausfedern, sich am Gehäuse anlegen und so den Planetenträger durch Reibschluss abbremsen.

Ein wesentlicher Vorteil der Erfindung ist der, dass ABS-Bremsungen in den Arbeitsbereich der Anordnung eingeschlossen sind, bei der bekannten gattungsbildenden Anordnung dagegen nicht.

Die bekannte Anordnung lässt eine ABS-Bremse nicht zu, weil sich bei der eine hohe Differenzdrehzahl zwischen Vorderachse und Hinterachse einstellt, damit die Vorderachse zwecks guten Verzögerungswerten in einem hohen Schlupfbereich laufen kann, die Hinterachse dagegen zwecks guter Seitenführung in einem niedrigen Schlupfbereich. Die Fliehkraftbremse der bekannten Anordnung begrenzt die Differenzdrehzahl immer auf den gewünschten Antriebsschlupf, der aber viel kleiner ist als der für eine ABS-Bremse erforderliche Bremsschlupf.

Bei der Anordnung nach der Erfindung wird zwischen Antriebsarbeitsbereich und Bremsarbeitsbereich unterschieden. Die Reibungskupplung lässt entsprechend unterschiedliche Differenzdrehzahlen zu. Die Fliehkraftbremse der Anordnung nach der Erfindung stellt lediglich eine Berstsicherungsicherung des Planetenrädergetriebes bei einem evtl. vorkommenden Elektronikausfall dar (vorstellbar wäre ein ABS-Ausfall und eine Notbremsung, bei der die Vorderachse blockiert, die Hinterachse dagegen nicht).

Bei der Anordnung nach der Erfindung liegt die Ansprechdrehzahl der Fliehkraftbremse so hoch, dass die Schlupfswellwerte des Blockierverhinderers nicht unterdrückt sind.

Die Festlegung der Schlupfswellwerte bei einem Antiblockiersystem (ABS) als Ausführungsform eines Antiblockierverhinderers ist bekannt (Vogel-Fachbuch Technik Kraftfahrzeugwesen, Bd. Fahrwerkstechnik: Fahrverhalten; Vogel Buchverlag Würzburg, 1. Auflage 1987, S. 94, Bild 3.36).

Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung von zwei in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen. In der Zeichnung bedeuten

Fig. 1 eine Anordnung nach der Erfindung für einen Allradantrieb eines Kraftfahrzeuges mit einer permanent angetriebenen und mit einer zuschaltbaren Fahrzeugachse als eine erste Ausführungsform in schematischer Schnittdarstellung,

Fig. 2 eine Anordnung nach der Erfindung für einen Allradantrieb eines Kraftfahrzeuges mit zwei permanent angetriebenen Fahrzeugachsen als zweite Ausführungsform in schematischer Schnittdarstellung,

Fig. 2a einen Drehzahlplan nach Kutzbach für denjenigen Belastungsfall am Planetengetriebe 3, bei dem an der Vorderachse Schlupf auftritt und mithin das die grössere Zähnezah aufweisende Zentralrad 6 gegenüber dem die kleinere Zähnezah aufweisenden Zentralrad 5 durchdreht, und

Fig. 2b einen Drehzahlplan nach Kutzbach für denjenigen Belastungsfall am Planetengetriebe 3, bei dem an der Hinterachse Schlupf auftritt und mithin das die kleinere Zähnezah aufweisende Zentralrad 5 gegenüber dem die grössere Zähnezah aufweisenden Zentralrad 6 durchdreht.

Den beiden Ausführungsformen der Fig. 1 und 2 ist folgende Anordnung gemeinsam:

Ein Planetenrädergetriebe 3 weist einen Planetenträger 9 mit wenigstens einem Planetenrad 4 auf, mit dem zwei innere Zentralräder 5 und 6 mit unterschiedlichen Zähnezahlen kämmen. Das eine Zentralrad 5, welches die kleinere Zähnezah aufweist, ist drehfest zu einer Ausgangswelle 7 angeordnet, welche in bekannter Weise mit dem Achsantrieb der Hinterachse des Kraftfahrzeuges in Antriebsverbindung steht. Das andere Zentralrad 6 ist ringförmig ausgebildet und drehfest zu einer Hohlwelle 22 angeordnet, welche konzentrisch die Ausgangswelle 7 umschliesst und mit einer zur ersten Ausgangswelle 7 parallelen zweiten Ausgangswelle 8 über einen Räderzug 27 in Antriebsverbindung steht, wobei die Ausgangswelle 8 ihrerseits mit dem Achsantrieb der Vorderachse in bekannter Weise in Antriebsverbindung steht.

Durch die unterschiedlichen Zähnezahlen der Zentralräder 5 und 6 wird bewirkt, dass bei Relativedrehzahl des Planetenrades 4 eine Differenzbewegung zwischen den Zentralrädern entsteht.

Dieser Planetenantrieb hat wegen seiner hohen Übersetzung zur Stegdrehzahl eine starke Eigenreibung.

Sofern die Reibungsverhältnisse es erforderlich machen, kann statt des Einfachplaneten ein Stufenplanet verwendet werden.

Der Planetenträger 9 ist durch eine Fliehkraftbremse 10 abbremsbar und durch eine Lamellenkupplung 11 über eine Antriebsglocke 13 bzw. 23 mit der Ausgangswelle 7 und dadurch mit dem Zentralrad 5 verbunden. Das Drehmoment der Lamellenkupplung 11 ist unter Vermittlung eines elektromagnetischen Kupplungsstellgliedes 21 einstellbar.

Die Fliehkraftbremse 10 weist ein stationäres zylindrisches Bremsgehäuse 24 und einen konzentrischen zylindrischen Fliehgewichtsträger 25 auf, welcher mit dem Planetenträger 9 drehfest verbunden ist. Der zylindrische Teil des Fliehgewichtsträgers 25 ist axial geschlitzt, wodurch laschenförmige Fliehgewichtskörper 26 gebildet sind, die sich unter der Fliehkraft am Bremsgehäuse 24 reibschlüssig anlegen.

Bei der Ausführungsform der Fig. 1 ist die Antriebsglocke 13 mit einer zur Ausgangswelle 7 koaxialen Eingangswelle 12 drehfest verbunden, welche somit die Hinterachse permanent antreibt. Dagegen läuft die Vorderachse unter Normalbedingungen antriebslos mit. Bei auftretendem Schlupf an der Hinterachse (Antriebsschlupf) wird die Lamellenkupplung 11, deren mit dem Planetenträger 9 verbundene

Kupplungshälfte infolge der dann auftretenden Differenzdrehzahl der Zentralräder 5 und 6 ins Schnelle gegenüber der Eingangswelle 12 angetrieben ist, in Abhängigkeit vom Schlupf und ggfs. weiteren Parametern des Fahrzeugzustandes in ihrem übertragbaren Drehmoment von einer Steuerelektronik geregelt. Die hierbei am Planetenträger 9 auftretenden Drehzahlen liegen jedoch noch so niedrig, dass die Fliehkraftbremse 10 nicht anspricht. Die Reibungskupplung 11 wird von der Steuerelektronik her ausgerückt, sobald die Betriebsbremsen betätigt werden.

Die Ansprechdrehzahl der Fliehkraftbremse 10 liegt so hoch, dass bei einer Aktivierung des Antiblockierverhinderers (bspw. ABS) die SchlupfSchwellwerte für die Betätigung der Magnetventile nicht unterdrückt sind.

Lediglich bei einem Ausfall der Steuerelektronik und auftretendem Schlupf an der Hinterachse kann der Planetenträger 9 so stark ins Schnelle angetrieben werden, dass die Ansprechdrehzahl der Fliehkraftbremse 10 überschritten wird und sich die Fliehgewichtslaschen 26 an die Bremsstrommel 24 anlegen, so dass eine Berstgefahr für das Getriebe 3 und die Kupplung 11 vermieden ist.

Die Zähnezahlen der beiden inneren Zentralräder 5 und 6 können unter Anwendung profilverschobener Verzahnungen nur geringfügig verschieden sein, so dass für das Planetenrad 4 jeweils eine durchgehende gerade Verzahnung verwendet werden kann.

Bei der Ausführungsform der Fig. 2 sind die beiden Zentralräder 5 und 6 des die Fliehkraftbremse 10 aufweisenden und zum Antrieb der Lamellenkupplung 11 verwendeten Planetenrädernetzes 3 mit einer durch einen Antriebsmotor über ein Gangwechselgetriebe antreibbaren Eingangswelle 14 durch ein Planetenräder-Verteilergetriebe 15 wirkungsmässig verbunden. Das Verteilergetriebe 15 weist ein mit der Eingangswelle 14 drehfest verbundenes äusseres Zentralrad 16, ein mit der Hohlwelle 22 des Zentralrades 6 drehfest verbundenes inneres Zentralrad 18 und einen mit der Ausgangswelle 7 des Zentralrades 5 drehfest verbundenen Planetenträger 20 auf. An dem Planetenträger 20 sind Doppelplaneten angeordnet, die jeweils aus einem Aussenplaneten 17 und einem Innenplaneten 19 bestehen, die miteinander kämmen. Die Aussenplaneten 17 kämmen zusätzlich mit dem äusseren Zentralrad 16, während die Innenplaneten 19 zusätzlich mit dem inneren Zentralrad 18 kämmen.

Unter Normalbedingungen, d.h., an den beiden Fahrzeugachsen tritt kein Antriebsschlupf auf, laufen beide Getriebe 3 und 15 jeweils als Block um, wobei die Lamellenkupplung 11 ausgerückt bleibt. Tritt an einer der beiden Fahrzeugachsen Antriebsschlupf auf, wird die Lamellenkupplung 11 von der Steuerelektronik zur stufenlosen Sperrung des Planetengetriebes 3 und somit auch des Planetengetriebes 15 aktiviert. Die Fliehkraftbremse 11 spricht nicht an, weil die Drehzahlen des Planetenträgers 9 in diesem Arbeitsbereich niedriger als die Ansprechdrehzahl sind.

Bei einer Betätigung der Betriebsbremsen wird die Lamellenkupplung 11 zwangsläufig wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel ausgerückt. Der bei einem Bremsvorgang evtl. auftretende Schlupf führt ebenfalls nicht zu einer Fliehkraftbremsung, weil die Ansprechdrehzahl der Bremse 10 höher liegt als die zum Ansprechen der Magnetventile führenden SchlupfSchwellwerte des verwendeten ABS.

Erst bei einem Ausfall der Steuerelektronik und auftretendem Schlupf an einer Fahrzeugachse würde der Planetenträger 9 derart ins Schnelle angetrieben werden, dass die Fliehkraftbremse 10 anspricht und die beiden Zentralräder 5 und 6 bei festgebremstem Planetenträger 9 zu Drehzahlen gezwungen wären, welche in dem durch ihre Zähnezahlen festgelegten Verhältnis zueinander stehen.

Bei dem in Fig. 2a dargestellten Belastungsfall für das Planetengetriebe 3 von Fig. 2 ist davon ausgegangen, dass an der Vorderachse wegen ungenügender Bodenhaftung der Vorderräder Schlupf auftritt, so dass das die grössere Zähnezahl aufweisende Zentralrad 6 über die Hohlwelle 22 gegenüber dem anderen Zentralrad 5 ins Schnelle angetrieben wird. Demnach ist im Drehzahlplan die Drehzahl n_5 auf der Drehzahlgeraden n gleich Null gesetzt und für das Zentralrad 6 ein Geschwindigkeitsstrahl s_6 vorgegeben, welcher auf der Drehzahlgeraden n den zugehörigen Drehzahlwert n_6 bestimmt. Die geometrischen Orte 4/5 und 4/6 für den Geschwindigkeitsstrahl s_9 des Planetenträgers 9 auf den Geschwindigkeitsstrahlen s_5 und s_6 der Zentralräder 5 und 6 sind in bekannter Weise durch die Walzeingriffspunkte dieser Räder am Planetenrad 4 bestimmt. Der dem Geschwindigkeitsstrahl s_9 zugehörige Drehzahlwert n_9 auf der Drehzahlgeraden n lässt erkennen, dass der Planetenträger 9 etwa doppelt so schnell wie das Zentralrad 6 dreht, was durch die nachstehende Kontrollrechnung bestätigt wird:

$$n_9 = \frac{1}{\frac{z_6 \cdot z_{4/5}}{z_5 \cdot z_{4/6}} - 1} \left(\frac{z_6 \cdot z_{4/5}}{z_5 \cdot z_{4/6}} n_6 - n_5 \right)$$

Beispiel:

$$n_5 = 0 \quad n_6 = 3 \quad z_{4/6} = 4 \quad z_{4/5} = 5 \quad z_6 = 3 \quad z_5 = 2$$

$$n_9 = \frac{1}{\frac{3 \cdot 5}{2 \cdot 4} - 1} \left(\frac{3 \cdot 5}{2 \cdot 4} \cdot 3 - 0 \right)$$

$$n_9 = 6,43$$

Bei dem in Fig. 2b dargestellten Belastungsfall für das Planetengetriebe 3 von Fig. 2 ist davon ausgegangen, dass an der Hinterachse wegen ungenügender Bodenhaftung der Hinterräder Schlupf auftritt, so dass das die kleinere Zähnezahl aufweisende Zentralrad 5 über die Ausgangswelle 7 gegenüber dem anderen Zentralrad 6 ins Schnelle angetrieben wird. Demnach ist im Drehzahlplan die Drehzahl n_6 auf der Drehzahlgeraden n gleich Null gesetzt und für das Zentralrad 5 ein Geschwindigkeitsstrahl s_5 vorgegeben, welcher auf der Drehzahlgeraden n den zugehörigen Drehzahlwert n_5 bestimmt. Die geometrischen Orte 4/5 und 4/6 auf den Geschwindigkeitsstrahlen s_5 und s_6 für den Geschwindigkeitsstrahl s_9 des Planetenträgers 9 sind wiederum durch die Walzeingriffspunkte der Zentralräder 5 und 6 am Planetenrad 4 bestimmt. Der auf der Drehzahlgeraden n durch den Geschwindigkeitsstrahl s_9 markierte Drehzahlwert n_9 lässt erkennen, dass der Planetenträger 9 bei diesem Belastungsfall gegenüber dem Zentralrad 5 gegensinnig, aber ebenfalls schneller dreht, was durch die nachstehende Kontrollrechnung bestätigt wird:

$$n_9 = \frac{1}{\frac{z_6 \cdot z_{4/5}}{z_5 \cdot z_{4/6}} - 1} \left(\frac{z_6 \cdot z_{4/5}}{z_5 \cdot z_{4/6}} n_6 - n_5 \right)$$

Beispiel:

$$n_6 = 0 \quad n_5 = 3 \quad z_{4/6} = 4 \quad z_{4/5} = 5 \quad z_6 = 3 \quad z_5 = 2$$

$$n_9 = \frac{1}{\frac{3 \cdot 5}{2 \cdot 4} - 1} (-3) = -3,43$$

Bei den vorstehenden Berechnungsbeispielen ist im Unterschied zu der Darstellung der Fig. 1 und 2 $z_{4/5} \neq z_{4/6}$ gewählt worden.

Wenn $z_{4/5} = z_{4/6} = z_4$, ist die Erfindung vorteilhaft verwirklicht. Im Folgenden sind noch konkrete Zahlenbeispiele gegeben mit realen Zähnezahlen und Drehzahlen.

Fall A und B: Fahrzeug steht; Vorderachse VA bzw. Hinterachse HA gleitet mit 30 km/h.

Fall C und D: Fahrzeug fährt 100 km/h; HA bzw. VA bremsst und läuft nur mit 70 km/h.

Der Fall B entspricht dem o.a. ersten Beispiel, der Fall A entspricht dem o.a. Beispiel 2.

Das Beispiel mit $z_{4/5} \neq z_{4/6}$ gemäss Fig. 1 und 2 zeigt, dass bei z.B. 100 km/h Fahrgeschwindigkeit und einem Bremsschlupf von 30% an einer der Achsen die kritische Drehzahl von z.B. 10 000 min⁻¹ erreicht wird, wo die Fliehkraftbremse greifen muss.

Das Vertauschen von z_5 mit z_6 führt zu einem Vertauschen der Drehzahl n_9 in den Fällen A mit B bzw. C mit D.

Vier Fallbeispiele je mit	Z_5	= 30	(3 Stufenplaneten)
	Z_6	= 33	
	$Z_{4/5}$	= 21	
	$Z_{4/6}$	= 18	

10

15

20

25

Radgeschwindigkeiten					
Fall	$V_{HA}[\text{km/h}]$	$V_{VA}[\text{km/h}] \rightarrow$	$n_5(\text{min}^{-1})$	$n_6(\text{min}^{-1})$	$n_9(\text{min}^{-1})$
A	30	0	750	0	-2.647
B	0	30	0	750	+3.397
C	100	70	2.500	1.750	-897
D	70	100	1.750	2.500	+5.147
Wenn $Z_5 = 33$; $Z_6 = 30$ folgt		$n_{9A} +3.397$	$n_{9B} -2.647$	$n_{9C} +5.147$	$n_{9D} -897$
Wenn $Z_{4/5} \equiv Z_{4/6} = \text{z.B. } 18$					
und $Z_5 = 30$; $Z_6 = 33$		-7.500	8.250	-5.750	10.000
oder $Z_5 = 33$; $Z_6 = 30$		8.250	-7.500	10.000	-5.750

Patentansprüche

1. Anordnung mit einem Planetenrädergetriebe zum Antrieb von zwei Fahrzeugachsen eines Kraftfahrzeuges, bei der zwei mit einem Planetenrad kämmende innere Zentralräder mit unterschiedlichen Zähnezahlen jeweils in permanenter Antriebsverbindung mit einer Fahrzeugachse stehen und der Planetenträger des Planetenrades durch eine Fliehkraftbremse festbremsbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Planetenträger (9) durch eine in ihrem Drehmoment in Abhängigkeit von dem an einem Rad einer Fahrzeugachse auftretenden Schlupf regelbare Reibungskupplung (11) wirkungsmässig mit einem der beiden Zentralräder (5, 6) verbunden ist und mit Verwendung eines automatischen Blockierverhinderers ABV die Ansprechdrehzahl der Fliehkraftbremse (10) so hoch liegt, dass die Schlupfswellwerte des Blockierverhinderers nicht unterdrückt sind.

2. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das mit der Reibungskupplung (11) verbundene Zentralrad (5) mit einer von einem Antriebsmotor her antreibbaren Eingangswelle (12) drehfest verbunden ist.

3. Anordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Eingangswelle (12) durch eine Antriebsglocke (13) sowohl mit der Reibungskupplung (11) als auch mit einer das Zentralrad (5) aufweisenden coaxialen Ausgangswelle (7) verbunden ist.

4. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Zentralräder (5, 6) und eine von einem Antriebsmotor her antreibbare Eingangswelle (14) durch ein Planetenräder-Verteilergetriebe (15) miteinander verbunden sind.

5. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibungskupplung (11) eine Lamellenkupplung ist.

6. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass für die Regelung der Reibungskupplung (11) ein elektromagnetisches Stellglied (21) verwendet ist.

7. Anordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass bei Verwendung eines automatischen Blockierverhinderers die Reibungskupplung (11) ausgerückt ist, wenn die Bremsen betätigt sind.

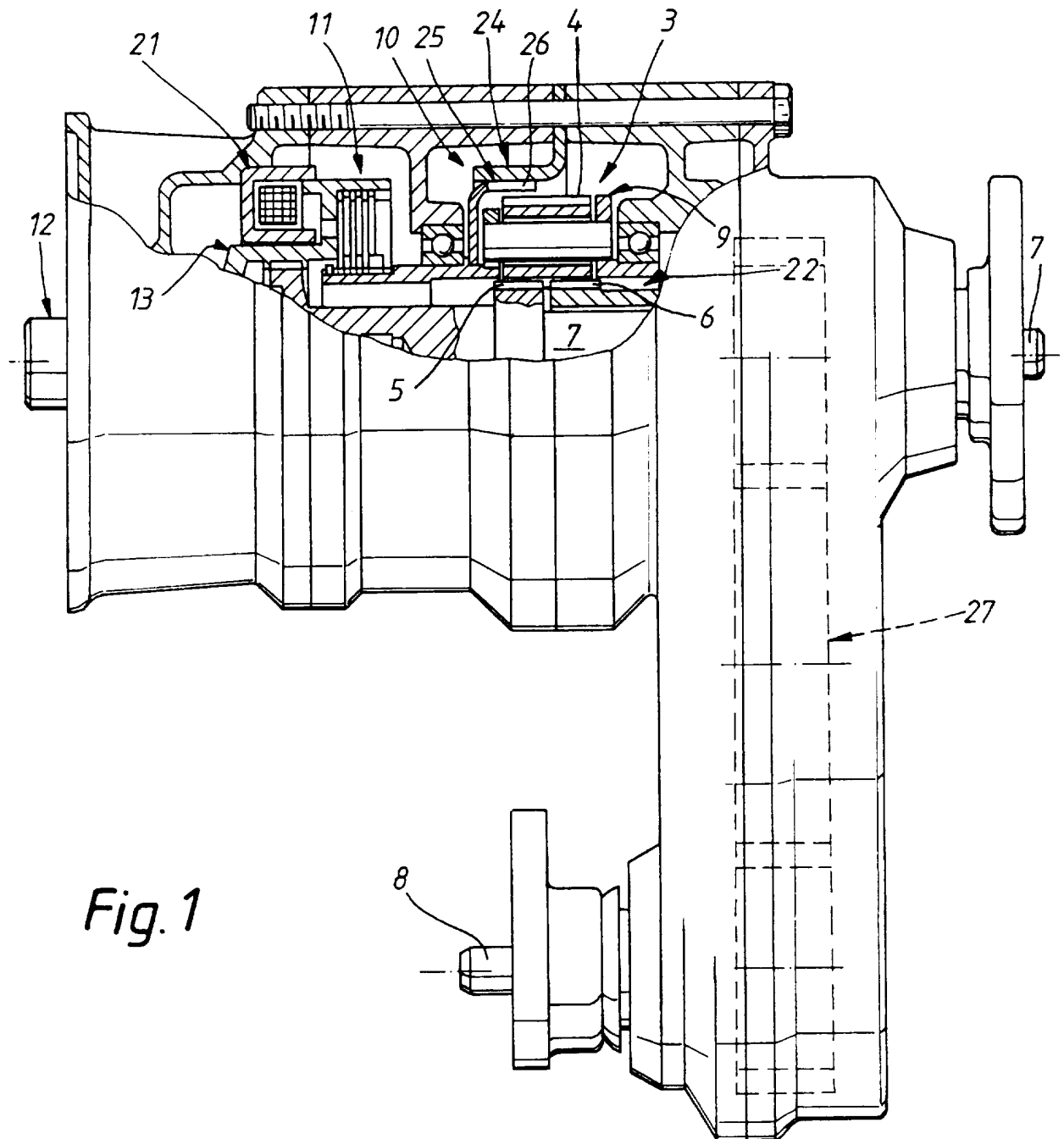


Fig. 2

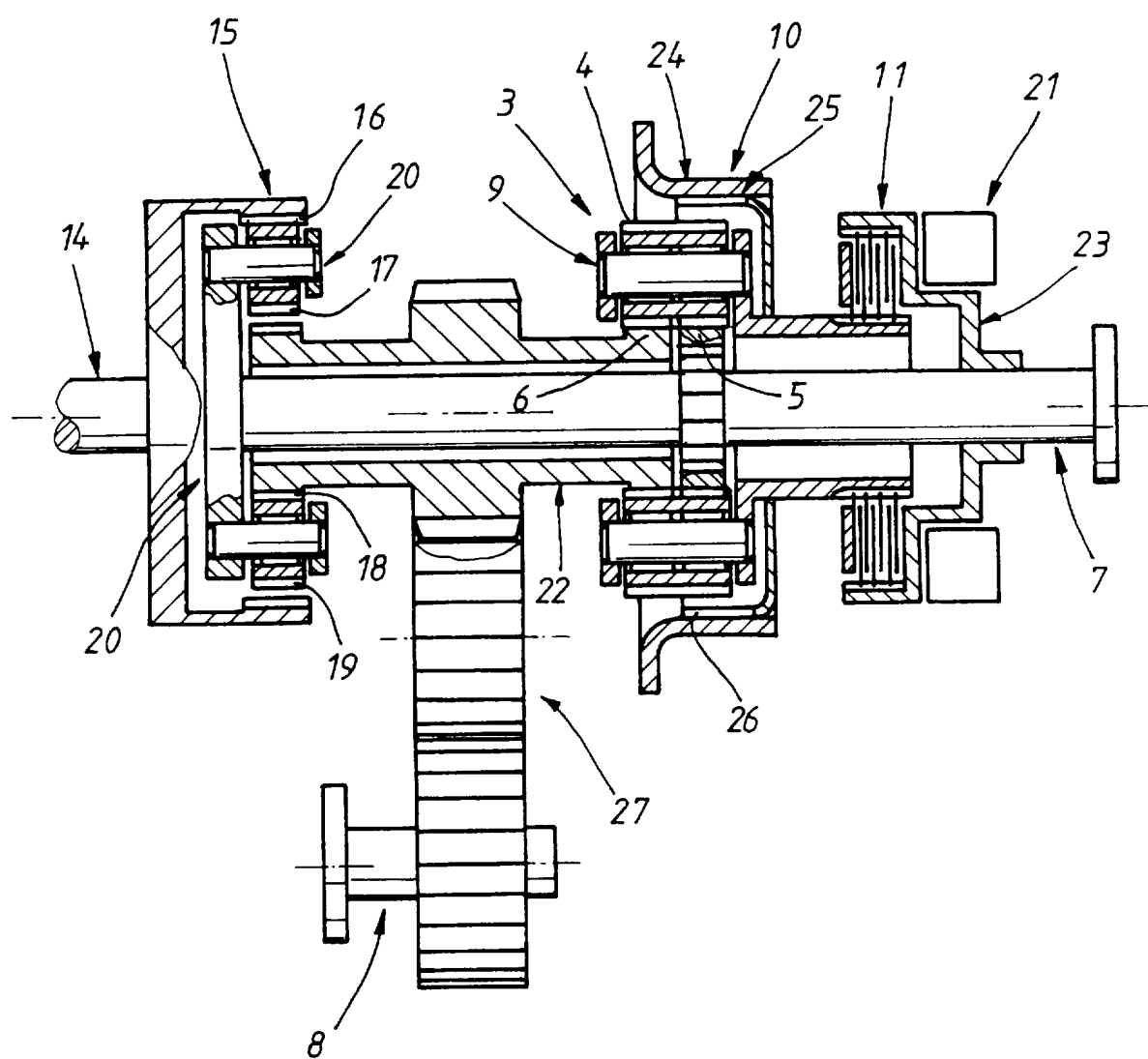


Fig. 2a

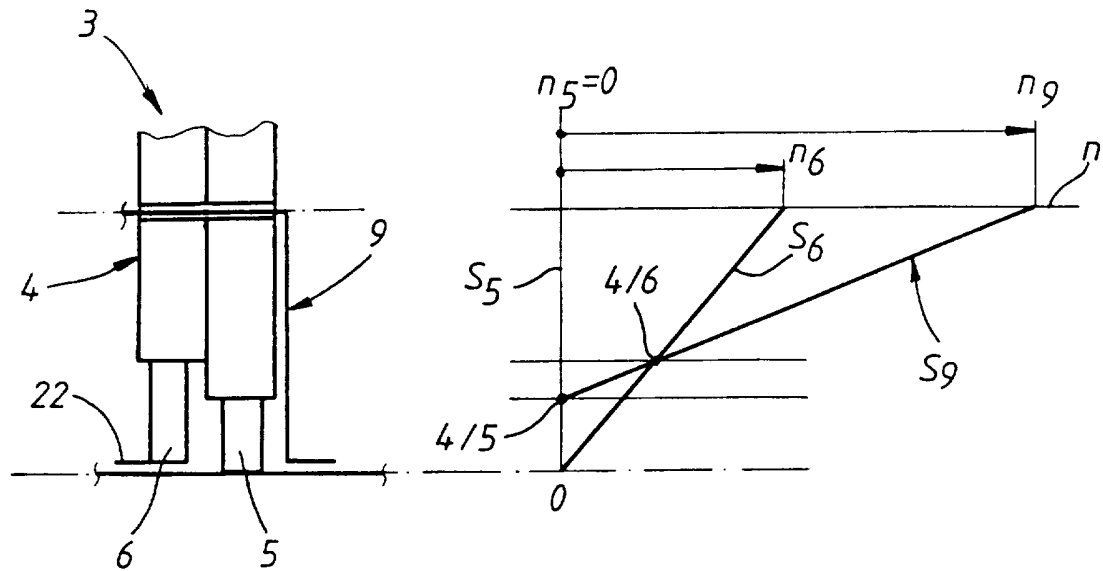


Fig. 2b

