



(12) Wirtschaftspatent

Erteilt gemäß § 17 Absatz 1 Patentgesetz

(19) **DD** (11) **231 596 A1**

4(51) E 01 H 1/04

AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21) WP E 01 H / 270 843 7

(22) 14.12.84

(44) 02.01.86

(71) VEB Spezialfahrzeugwerk Berlin, 1199 Berlin, Otto-Franke-Straße 77-97, DD

(72) Silvan, Eckhard, Dipl.-Ing., DD

(54) Antriebssystem für ein Arbeitsfahrzeug, vorzugsweise für eine Straßenreinigungsmaschine

(57) Die Erfindung betrifft ein Antriebssystem für ein Arbeitsfahrzeug, vorzugsweise für eine Straßenreinigungsmaschine. Dabei soll das Antriebssystem den Einsatzbedingungen optimal entsprechen, geringe Masse und Kosten aufweisen und eine gute Bedienbarkeit gewährleisten. Dazu wird anstelle des Wechselgetriebes ein Spezialgetriebe dem Fahrgestellmotor nachgestellt. Dieses Spezialgetriebe verfügt über drei Hauptschaltstellungen. Von einem Antriebsflansch erfolgt die Kraftübertragung in üblicher Weise zur Antriebsachse.

Patentansprüche:

1. Antriebssystem für ein Arbeitsfahrzeug, vorzugsweise für eine Straßenreinigungsmaschine, deren Aufbauaggregate auf einem serienmäßigen LKW-Fahrgestell angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei dem LKW-Fahrgestell auf das übliche Wechselgetriebe verzichtet wird und dafür eine Antriebseinheit, bestehend aus einem Spezialgetriebe und einem hydraulischen Getriebe, welches aus einer Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen und einem Hydraulikmotor mit verstellbarem Schluckvolumen gebildet wird, angeordnet ist, mit der die zwei bei Straßenreinigungsmaschinen notwendigen Betriebszustände Arbeitsantrieb und Transportbetrieb optimal verwirklicht werden.
2. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine, gem. Pkt. 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Arbeitsbetrieb die Kraftübertragung zwischen Fahrgestellmotor und Hinterachse hydraulisch erfolgt und im Transportbetrieb hydraulisch im unteren Geschwindigkeitsbereich und mechanisch im oberen Geschwindigkeitsbereich.
2. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine, gem. Pkt. 1 u. 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß während des Transportbetriebes die Fahrleistung zwischen Fahrgestellmotor und Hinterachse bis zur halben Maximaldrehzahl des Fahrgestellmotors hydraulisch übertragen wird und von diesem Punkt bis zur Maximaldrehzahl der Fahrgestellmotor und Hinterachse direkt miteinander verbunden sind.
4. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine gem. Pkt. 1–3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Verdrängungsvolumina der Elemente des hydrostatischen Getriebes sowie die Übersetzung im Spezialgetriebe so ausgewählt sind, daß An- und Abtriebsflansch des Spezialgetriebes bei halber maximaler Fahrgestellmotorendrehzahl, voller Auslenkung der Hydraulikpumpe und kleinstem Schluckvolumen des Hydraulikmotors annähernd mit gleicher Drehzahl laufen.
5. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine nach Pkt. 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei Erreichen der Drehzahlgleichheit bzw. eines Differenzminimums der Drehzahlen die An- und Abtriebswelle des Spezialgetriebes starr miteinander verbunden und gleichzeitig der Kraftfluß zwischen An- und Abtrieb und Hydraulikpumpe bzw. -motor unterbrochen wird und somit ein direkter Kraftfluß zwischen Fahrgestellmotor und Antriebsachse geschaffen wird.
6. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine nach Pkt. 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß Hydraulikpumpe und Hydraulikmotor bei Transportfahrt in Abhängigkeit von der Fahrgestellmotordrehzahl verstellt werden und während des Arbeitsbetriebes der Fahrgestellmotor mit konstanter Drehzahl betrieben wird und die Verstellung der Hydraulikgeräte unabhängig von dessen Drehzahl erfolgt.
7. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine nach Pkt. 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Drehzahlen von An- und Abtriebswellen des Zwischengetriebes elektronisch überwacht werden und bei Drehzahlgleichheit bzw. -minimal-differenz dem Fahrzeugführer ein Signal mitgeteilt wird.
8. Antriebssystem für eine Straßenreinigungsmaschine nach Pkt. 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Transportbetrieb der Schaltvorgang von hydraulischen in mechanischen Antrieb automatisch mit der Signalgabe durch Ansteuerung elektrischer Pneumatikventile erfolgt, welche entsprechende Schaltzylinder am Spezialgetriebe steuern.

Hierzu 2 Seiten Zeichnungen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft ein Arbeitsfahrzeug, vorzugsweise eine Straßenreinigungsmaschine, deren Spezialaufbau auf einem herkömmlichen LKW-Fahrgestell angeordnet ist und bei der die Antriebe für das Fahren sowie für die Arbeitsaggregate vom Fahrgestellmotor übernommen werden, wobei die Antriebsleistung für die Transportfahrt hydraulisch und mechanisch vom Fahrgestellmotor zur Antriebsachse übertragen wird sowie für den Arbeitszyklus rein hydraulisch.

Durch ein dem Fahrgestellmotor nachgeschaltetes Spezialgetriebe mit drei Hauptschaltstellungen, durch welches sowohl die für den Arbeitsbetrieb notwendigen Betriebsbedingungen, als auch die für den Transportzyklus erforderlichen Bedingungen erfüllt werden, wird in Verbindung mit einem hydraulischen Getriebe ein Antriebssystem geschaffen, das sich durch einfache Bedienung, große Wirtschaftlichkeit im Vergleich zu anderen Spezialantrieben, hohen Bedienkomfort sowie relativ geringe Kosten auszeichnet und außerdem eine geringe Masse aufweist.

Besonders vorteilhaft ist, daß eine optimale, den speziellen Anforderungen des Kehrmaschinenbetriebes gemäße Auslegung ermöglicht wird.

Charakteristik der bekannten technischen Lösungen

Es sind Straßenreinigungsmaschinen bekannt, bei denen der Antrieb für den Fahrzyklus durch den Motor des Fahrgestells über das Wechselgetriebe erfolgt, also der komplette Antriebsstrang des LKW-Fahrgestells benötigt wird. Der Antrieb der für den Kehrbetrieb erforderlichen Aggregate wird durch einen separaten Aufbaumotor realisiert.

Während des Arbeitszyklusses werden diese Fahrzeuge in den unteren Gängen des Wechselgetriebes gefahren.

Nachteilig bei diesen Ausführungen ist, daß der starke Fahrgestellmotor nur einen geringen Teil seiner möglichen verfügbaren Leistung während des Kehrprozesses abgibt und somit im allgemeinen in einem Teillastbereich mit hohem spezifischen Kraftstoffverbrauch betrieben wird. Nachteilig ist weiterhin, daß der Regelbereich für die Fahrgeschwindigkeit durch die direkte Abhängigkeit von der Auslegung des Wechselgetriebes und der Motorcharakteristik, speziell in bezug auf den unteren Geschwindigkeitsbereich, relativ eingeschränkt ist. Die minimale Kehrgeschwindigkeit ist somit relativ hoch, was speziell bei starker Verschmutzung nachteilig ist. Weitere Nachteile sind die große Geräuschentwicklung, bedingt durch zwei Verbrennungsmotoren, ein ebenfalls dadurch bedingter hoher Gesamtkraftstoffverbrauch, eine sehr hohe Abgasemission und damit Umweltbelastung, ein umfangreicher Wartungsaufwand sowie eine übermäßige Belastung der unteren Getriebestufen, die normalerweise nur für geringe Fahrzeitanteile ausgelegt sind.

Es sind ferner Kehrmaschinen bekannt, bei denen in einem herkömmlichen LKW-Fahrgestell dem Wechselgetriebe ein zweites Getriebe vor- oder nachgeschaltet ist, welches über zwei Schaltstellungen verfügt, bei dem in der einen Schaltstellung eine mechanische Kraftübertragung zwischen Motor und Antriebsachse vorliegt, d. h. für den Transportbetrieb, und in der anderen Schaltstellung mittels eines hydrostatischen Getriebes der Fahantrieb für die speziellen Bedingungen des Kehrbetriebes realisiert wird.

In dieser Schaltstellung werden gleichzeitig alle anderen, für den Arbeitsprozeß notwendigen Aggregate über das Spezialgetriebe angetrieben. Dabei wird im Wechselgetriebe des Fahrgestells einer der unteren Gänge, die im allgemeinen nur eine begrenzte Lebensdauer haben, eingelegt.

Gegenüber dem anfangs beschriebenen System weisen die Systeme eine bessere Wirtschaftlichkeit auf. Nachteilig sind der durch das zusätzliche Getriebe benötigte Bauraum, daraus resultierend das relativ hohe Gewicht, was eine Nutzmasserminderung bewirkt, weiterhin die hohen Herstellungskosten und damit verbunden ein erhöhter Preis. Ein großer Nachteil dieser Ausführungen ist der erhöhte Wartungsaufwand bzw. die Verringerung der Robustheit durch Kraftübertragung über zwei Getriebe.

Zu bemerken ist weiterhin, daß mit der Erhöhung der Anzahl an Lagerstellen bzw. Zahnradstufen, eine nicht unbeträchtliche Wirkungsgradreduzierung erfolgt, was wiederum eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge hat.

Ein großer Nachteil der Ausführung mit nach dem Wechselgetriebe angeordneten Zwischengetriebe ist, daß für den Arbeitsantrieb ein genau definierter Gang im Wechselgetriebe eingelegt werden muß. Das Einlegen eines höheren Ganges kann ein Überdrehen der Primäreinheit des hydrostatischen Getriebes zur Folge haben und zu deren Zerstörung führen. Eine Bedienung dieser Systeme erfordert vom Fahrzeugführer also eine erhöhte Aufmerksamkeit oder aber aufwendige zusätzliche Sicherheitseinrichtungen.

Eine weitere Belastung für den Fahrzeugführer ist das jeweilige Umdenken bei der Bedienung des Spezialfahrzeuges in den beiden Betriebszuständen; Arbeitsbetrieb und Transportbetrieb.

Bei einer weiteren Anordnung treibt ein spezieller Aufbaumotor das Fahrzeug während des Transport- und Arbeitsbetriebes über ein hydrostatisches Getriebe ohne Zwischengetriebe an. Der normale Fahrgestellmotor entfällt bei dieser Ausführung.

Die Nachteile dieser Lösung sind die durch die Kennwerte der Hydraulikgeräte (d. h. den Wandlungsbereich) begrenzten relativ geringen Leistungswerte (entweder geringe Endgeschwindigkeit oder geringe Steigfähigkeit), die schlechte Wirtschaftlichkeit durch den gegenüber dem mechanischen Antrieb ungünstigen Gesamtwirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes, speziell im Transportbetrieb, sowie der große technische Aufwand der Umrüstung von LKW-Fahrgestellen auf den speziellen Aufbaumotor als Ersatz für den serienmäßig vorgesehenen Fahrgestellmotor.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, ein Spezialfahrzeug — vorzugsweise eine Straßenreinigungsmaschine — auf der Basis eines serienmäßigen LKW-Fahrgestells zu schaffen, deren Antriebssystem gegenüber bisher bekannten Ausführungen sehr kostengünstig ist, eine hohe Wirtschaftlichkeit aufweist, sich durch einfache Bedienbarkeit auszeichnet, für die Einsatzbedingungen des Fahrzeuges optimal ausgelegt ist und geringstes Gewicht sowie kleinen Platzbedarf aufweist, um eine möglichst große Nutzmasse des Fahrzeuges zu ermöglichen.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Spezialfahrzeug, vorzugsweise eine Straßenreinigungsmaschine, zu schaffen, deren Antriebssystem den Einsatzbedingungen optimal entspricht, geringe Masse und Kosten aufweist, eine gute Bedienbarkeit sowie in der Gesamtheit eine sehr große Wirtschaftlichkeit erreicht.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, indem der Spezialaufbau des Spezialfahrzeuges und somit das Antriebssystem auf ein serienmäßiges LKW-Fahrgestell montiert wird, bei dem jedoch auf das übliche Wechselgetriebe, welches lediglich auf den Transportcharakter des LKW abgestimmt ist, verzichtet wird.

Anstelle des Wechselgetriebes wird dem Fahrgestellmotor ein Spezialgetriebe nachgeschaltet, welches über drei Hauptschaltungen verfügt.

Von einem Abtriebsflansch dieses Spezialgetriebes erfolgt die Kraftübertragung in üblicher Weise zur Antriebsachse. Die drei Hauptschaltstellungen realisieren die Betriebszustände Leerlauf, Arbeitsbetrieb und Transportbetrieb. Das Spezialgetriebe ist so aufgebaut, daß in der Leerlaufstellung keine Kraftübertragung auf irgendwelche Aggregate erfolgen kann. Diese Schaltstellung wird benötigt zum Starten bzw. z. B. bei Reparaturen, zu denen der Fahrgestellmotor bei ruhendem Fahrzeug betrieben werden muß.

Das Spezialgetriebe weist weiterhin zwei unabhängig voneinander wirkende Zahnradstränge auf, von denen der dem Fahrgestellmotor zugeordnete als Antriebsstrang für die Pumpe eines hydrostatischen Getriebes sowie für die im Arbeitsbetrieb benötigten — vorzugsweise mechanisch angetriebenen — Aufbauaggregate dient, wie im Fall von Straßenreinigungsmaschinen, Ventilator, Hydraulikpumpe und Wasserpumpe.

Der zweite Zahnradstrang bildet bei Bedarf eine Verbindung zwischen Hydraulikmotor und Achsantrieb. Während des Arbeitsbetriebes erfolgt die Kraftübertragung über ein, bereits erwähntes, hydrostatisches Getriebe, bestehend aus einer in ihrem Fördervolumen verstellbaren, über den Antriebsstrang des Spezialgetriebes angetriebene Hydraulikpumpe, welche je nach Fahrgestelltyp bzw. Platzverhältnissen an das Spezialgetriebe angeflanscht oder von einem Übertragungselement, beispielsweise einer Gelenkwelle oder einem Keilriementrieb, angetrieben wird, sowie einem im Schluckvolumen gleichfalls veränderbaren Hydraulikmotor, der über den Abtriebsstrang des Spezialgetriebes die Gelenkwelle zur Antriebsachse antreibt.

Der Fahrgestellmotor läuft an diesem Betriebszustand mit konstanter Drehzahl, die etwa die Hälfte seiner maximalen Drehzahl beträgt. Bei den meisten Fahrzeugdieselmotoren liegt der geringste spezifische Kraftstoffverbrauch in diesem Bereich.

Durch entsprechende Auswahl der Hydraulikgeräte und Abstufung des An- bzw. Abtriebsstranges des Spezialgetriebes, können die Einsatzgrenzen für den Arbeitsbetrieb sehr weit gelegt werden, da beispielsweise das hydraulische Moment des Hydraulikmotors entsprechend übersetzt werden kann und somit an der Antriebsachse eine große Zugkraft zur Verfügung steht.

Erfindungsgemäß laufen durch die konstante Drehzahl des Fahrgestellmotors alle Aufbauaggregate wunschgemäß mit konstanter Drehzahl.

Zur optimalen Ausnutzung der Leistung des Motors ist im hydraulischen Getriebe eine Drehmomentbegrenzung, welche auf die Pumpenverstelleinrichtung wirkt, die eine Überlastung und damit ein übermäßiges Abtounen desselben verhindert, enthalten, wodurch der Arbeitsbereich des Fahrmotors nicht in verbrauchsungünstige Bereiche verlegt wird bzw. gleichzeitig eine gleichmäßig gute Kehrqualität erreicht wird.

Die Regelung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt stufenlos vom Fahrerhaus aus durch mechanische, hydraulische oder elektrische Verstellung der Verdrängungsvolumina von Hydraulikpumpe und -motor, wobei die Verstellung in bekannter Weise so erfolgt,

daß die zur Verfügung stehende Leistung des Fahrgestellmotors im Arbeitsbereich nicht überschritten wird, d. h. daß die Regelkurve annähernd einer Konstantleistungshyperbel in einem Zugkraft-Geschwindigkeitsdiagramm entspricht. Die Umschaltung vom Arbeitsbetrieb auf Transportbetrieb erfolgt mittels eines Wählhebels im Fahrerhaus. Es ist aber auch eine Umschaltung denkbar, bei der die Umschaltung durch die Betätigung elektropneumatischer Wegeventile erfolgt, welche auf pneumatische Arbeitszylinder der Schalteinrichtung des Spezialgetriebes wirken. Die Umschaltung erfolgt bei Leerlaufdrehzahl des Fahrgestellmotors im Stillstand des Fahrzeuges. Erfindungsgemäß wird bei der Umschaltung durch Auskuppeln der Fahrzeugkupplung das Spezialgetriebe lastlos gemacht. Mit Einschaltung der Stellung „Transportbetrieb“ wird der Kraftfluß zu den Aufbauaggregaten durch Ausschalten der Nebenabtriebe unterbrochen, so daß nur die Verstellpumpe des hydrostatischen Getriebes mit dem Fahrgestellmotor verbunden ist. Besonders bemerkenswert ist, daß mit der Einschaltung des Transportbetriebes eine drehzahlabhängige Verstellung des hydrostatischen Getriebes in Betrieb gesetzt wird. Die Auslenkung der Hydraulikpumpe bzw. des -motors erfolgt jetzt in Abhängigkeit von der Drehzahl des Fahrgestellmotors und somit entsprechend der für den Transportbetrieb benötigten Leistung.

Derartige Regelungen von für den Fahrtrieb ausgelegten hydrostatischen Getrieben sind als automotiv Steuerung bekannt. Mittels diesen hydraulischen automotiv geregelten Fahrens erfolgt der Transportbetrieb erfindungsgemäß bis zur Hälfte der maximalen Geschwindigkeit, was der halben maximalen Fahrgestellmotordrehzahl entspricht. Dieser Fahrbereich wird vor allem im Stadtverkehr benötigt. Dabei ist besonders vorteilhaft, daß die Belastung des Fahrers durch den Entfall der Schaltvorgänge, speziell bei zähflüssigem Verkehr, minimal ist. Weiterhin ist hervorzuheben, daß die Wirtschaftlichkeit in diesem Geschwindigkeitsbereich nicht schlechter als bei rein mechanischem Antrieb in den unteren Gängen normaler Lastkraftwagen ist, da der etwas geringere Gesamtwirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes durch das Fehlen des ständigen Durchfahrens eines breiten Drehzahlbereiches in den unteren Gängen während Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen ausgeglichen wird. Ist die durch das hydrostatische Getriebe mögliche Höchstgeschwindigkeit erreicht, erfolgt ein Schaltvorgang, bei dem die An- und Abtriebswelle des Spezialgetriebes mittels einer mechanischen Kupplung fest miteinander verbunden werden. Gleichzeitig wird der Kraftfluß vom Fahrgestellmotor zur Hydraulikpumpe und vom Hydraulikmotor zum Abtrieb des Spezialgetriebes unterbrochen.

Erfindungsgemäß ist dieses System so ausgeführt, daß bei voller Auslenkung der Hydraulikpumpe deren Förderstrom dem Hydraulikmotor bei minimalem Schluckvolumen zugeführt wird und das Übersetzungsverhältnis zwischen Hydraulikmotor und Abtriebswelle des Spezialgetriebes so gewählt ist, daß annähernd Drehzahlgleichheit zwischen An- und Abtriebswelle des Spezialgetriebes besteht.

Um geringe Drehzahldifferenzen zwischen An- und Abtriebswelle auszugleichen, ist die mechanische Kupplung des Spezialgetriebes mit einer Synchronisierungseinrichtung versehen.

Als weitere Lösung für den Schaltvorgang ist eine automatische Umschaltung denkbar, bei der über Drehzahlgeber die Drehzahlgleichheit der beiden Wellen des Spezialgetriebes überwacht wird, und in diesem Betriebspunkt ein elektrischer Kontakt Schaltventile für die Steuerung von Schaltzylindern betätigt. Ebenfalls möglich ist, daß der elektrische Kontakt lediglich dem Fahrer ein Signal zur Übermittlung des optimalen Schaltpunktes gibt.

Ausführungsbeispiel

Die Erfindung soll im folgenden beispielsweise anhand der Figuren 1 und 2 beschrieben werden.

Dabei zeigt Fig. 1: eine schematische Ansicht des Antriebssystems einer erfindungsgemäßen Straßenkehrmaschine und Fig. 2: eine schematische Darstellung des Spezialgetriebes mit Schalteinrichtung.

An einem serienmäßigen LKW-Fahrgestell 1 ist an Stelle des üblichen Wechselgetriebes ein Spezialgetriebe 2 angeordnet. Im dargestellten Beispiel ist die Eingangswelle des Spezialgetriebes 2 über eine Gelenkwelle 3 mit dem Fahrgestellmotor 4 verbunden. Als weitere Variante ist ein am Fahrgestellmotor 4 direkt angeflanshtes Spezialgetriebe 2 denkbar. Vom Haupt-Abtriebsflansch des Spezialgetriebes 2 erfolgt über eine weitere Gelenkwelle 5 der Antrieb der Hinterachse 6 des Fahrzeuges in üblicher Weise.

Vom Antriebsstrang des Spezialgetriebes 2 führt eine Gelenkwelle 8 zur Antriebswelle einer Hydraulikpumpe 7 mit verstellbarem Förderstrom, die die Primäreinheit eines hydrostatischen Getriebes bildet. Vom Antriebsstrang des Spezialgetriebes 2 erfolgt von der gleichen Welle, die zum Antrieb der Hydraulikpumpe 7 dient, der Antrieb der Arbeitsaggregate wie Ventilator 9, Wasserpumpe 10 und eine Hydraulikpumpe 11 zum Betrieb der Kehraggregate. Die Hydraulikpumpe 11 kann jedoch auch direkt am Spezialgetriebe 2, ggf. schaltbar, angeordnet sein.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist auf der Antriebswelle der Hydraulikpumpe 7 eine Keilriemenscheibe 12, welche je nach Betriebszustand über eine Schaltkupplung 19 mit der Pumpenantriebswelle formschlüssig verbunden wird. Die Keilriemenscheibe 12 überträgt den benötigten Teil der Motorleistung über entsprechende Keilriementriebe 13, 14, 15 auf die Aufbauaggregate.

Es ist auch möglich, den Antrieb der Aufbauaggregate mit einer direkt am Spezialgetriebe 2 angeordneten Keilriemenscheibe vorzunehmen, wobei der Antrieb der Hydraulikpumpe 7 von anderen Ende der Antriebswelle des Spezialgetriebes erfolgen kann.

Als Sekundäreinheit des genannten hydrostatischen Getriebes ist ein Hydraulikmotor 16 mit verändertem Schluckvolumen mit dem Abtriebsstrang des Spezialgetriebes 2, im dargestellten Fall über eine Gelenkwelle 17, verbunden.

In einer weiteren Variante ist es möglich, den Hydraulikmotor 16 an das Spezialgetriebe 2 direkt anzuf lanschen.

Eine schematische Darstellung des Spezialgetriebes 2 zeigt Fig. 2.

Die Funktion des erfindungsgemäßen Antriebssystems soll nachfolgend beschrieben werden.

Zum Starten des Fahrgestellmotors befinden sich die Kupplungen 20 und 21 in Neutralstellung (Fig. 2a). Zum Einschalten des Betriebszustandes Arbeitsbetrieb wird der Kraftfluß zwischen Fahrgestellmotor 4 und Spezialgetriebe 2 durch Betätigen der Kupplung 18 des Fahrgestellmotors 4 unterbrochen. Durch eine Schalteinrichtung werden die Kupplungen 20 und 21 mit ihren jeweils benachbarten Zahnrädern 22 und 23 verbunden und stellen somit den Kraftfluß zwischen Antriebsflansch des Spezialgetriebes 2 und dem antriebsseitigen Zahnradstrang bzw. in gleicher Weise zwischen Hauptabtriebsflansch und dem abtriebsseitigen Zahnradstrang her. (Fig. 2b).

Die gesamte Schalteinrichtung kann dabei ein Schalthebel, aber auch eine Kombination aus elektrischen Schaltern, elektropneumatischen Wegeventilen und pneumatischen Arbeitszylindern sein.

Wird die Kupplung 18 wieder geschlossen, erfolgt über den antriebsseitigen Zahnradstrang des Spezialgetriebes 2 der Antrieb der Aufbauaggregate und der Hydraulikpumpe 7.

Den Einsatzbedingungen entsprechend, wird durch die Einstellung einer konstanten Drehzahl am Fahrgestellmotor 4 die Forderung nach Drehzahlkonstanz der Aufbauaggregate verwirklicht.

Erfindungsgemäß wird die am Fahrgestellmotor 4 eingestellte Drehzahl so hoch gewählt, daß sowohl geringster Kraftstoffverbrauch als auch ausreichende Motorleistung erreicht werden. Im allgemeinen liegt der günstigste Drehzahlbereich für den beschriebenen Zweck bei etwa der halben Maximaldrehzahl des Fahrgestellmotors 4.

Das Übersetzungsverhältnis des antriebsseitigen Zahnradstranges wird zweckmäßigerweise mit $i \approx 2$ festgelegt, so daß die Hydraulikpumpe 7 mit etwa doppelter Drehzahl des Fahrgestellmotors läuft. Das Übersetzungsverhältnis des abtriebsseitigen Zahnradstranges des Spezialgetriebes 2 liegt vorzugsweise zwischen $i = 2,5 - 4$ je nach geforderten Fahrleistungen und der vorhandenen Hinterachsübersetzung des Fahrgestells.

Als Ausführungsbeispiel soll angenommen werden, daß das Fördervolumen der Hydraulikpumpe 7 von 0 bis $50 \text{ cm}^3/\text{u}$ regelbar ist und das Schluckvolumen des Hydraulikmotors 16 von $140 \text{ cm}^3/\text{u}$ bis zu $40 \text{ cm}^3/\text{u}$ verändert werden kann. Die Regelung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt nun durch Betätigung der Verstelleinrichtung der beiden Einheiten des hydrostatischen Getriebes beispielsweise in der Art, daß der Hydraulikmotor 16 zu Beginn auf maximales Schluckvolumen gestellt ist und die Fahrgeschwindigkeit ausschließlich durch Veränderung des Fördervolumens der Hydraulikpumpe 7 verstellt wird.

Erfindungsgemäß erfolgt die Verstellung der Hydraulikpumpe 7 so lange, bis die durch den mit konstanter Drehzahl laufenden Fahrgestellmotor 4 für den Fahrbetrieb zur Verfügung stehende Leistung erreicht ist. In diesem Betriebsbereich steht somit immer das durch den Hydraulikmotor 16 vorgegebene maximale Antriebsmoment an der Hinterachse zur Verfügung. Soll die Geschwindigkeit weiter erhöht werden, werden Fördervolumen der Hydraulikpumpe 7 und Schluckvolumen des Hydraulikmotors 16 in der Weise parallel verändert, daß vorzugsweise eine sogenannte Konstantleistungsregelung erfolgt, wodurch eine Überlastung des Fahrgestellmotors und somit ein Betrieb in einem verbrauchungünstigen Bereich des Fahrgestellmotors 4 vermieden wird.

Bei maximaler Auslenkung von Hydraulikpumpe 7 und Hydraulikmotor 16 sind entsprechend der erfindungsgemäßen Auslegung von hydrostatischem Getriebe und den Übersetzungsverhältnissen im Spezialgetriebe 2 die Drehzahlen von Antriebsflansch und Hauptantriebsflansch annähernd gleich. Damit ergibt sich erfindungsgemäß als maximale Fahrgeschwindigkeit für den Arbeitsbetrieb die halbe Fahrgestellhöchstgeschwindigkeit.

Der Transportbetrieb erfolgt in folgender Weise:

Durch einen nicht dargestellten elektrischen Wahlschalter im Fahrerhaus wird die gewünschte Betriebsart gewählt, wodurch bei Transportbetrieb die Schaltkupplung 19 getrennt wird, so daß alle Arbeitsaggregate ruhen.

Wie beim Betriebszustand „Arbeitsbetrieb“ erfolgt das Einschalten des Betriebszustandes „Transportfahrt“ durch Schalten der Kupplung 20 und 21 und somit die Übertragung der Drehbewegung des Fahrgestellmotors 4 auf die Hydraulikpumpe.

Erfindungsgemäß wird jedoch im Gegensatz zum Arbeitsbetrieb über eine ebenfalls nicht dargestellte, elektronische Schaltung eine sogenannte automotiv Steuerung des hydrostatischen Getriebes in Kraft gesetzt. Somit wird eine dem jeweiligen Leistungsangebot des Fahrmotors entsprechende Verstellung des hydrostatischen Getriebes erreicht, was eine hohe Kraftstoffökonomie während des hydraulischen Transport-Fahrbetriebes ermöglicht. Für die Überwindung großer Fahrwiderstände wie z.B. Steigungen, schweres Gelände usw., wo bei geringen Fahrgeschwindigkeiten ein hohes Leistungsangebot zur Verfügung stehen muß, ist das hydrostatische Getriebe mit einer sogenannten Inch-Einrichtung versehen, durch welche es möglich wird, bei erhöhter Motordrehzahl die zur Verfügung stehende Leistung als hohe Umfangskraft an den Triebädern wirksam werden zu lassen.

Erfindungsgemäß erfolgt der beschriebene hydrostatische Antrieb soweit, bis die Drehzahl des Fahrgestellmotors 4 erreicht ist, die der maximal zulässigen Hydraulikpumpendrehzahl entspricht. Dieser Punkt ist identisch mit dem Bewegungszustand bei maximaler Arbeitsgeschwindigkeit bei der, wie bereits erwähnt, der Fahrgestellmotor 4 etwa mit seiner halben Maximaldrehzahl läuft.

Durch die erfindungsgemäße Wahl der Übersetzungsverhältnisse der antriebs- und abtriebsseitigen Zahnradstränge haben die koaxial verlaufenden An- und Abtriebsflansche gleiche Drehzahlen und Drehrichtungen. In diesem Punkt erfolgt die Umschaltung auf rein mechanischen Fährantrieb. Das geschieht in der Weise, daß der Bedienperson der Zeitpunkt signalisiert wird. Sie unterbricht den Kraftfluß zwischen Fahrgestellmotor 4 und Spezialgetriebe mittels Kupplung 18 in gewohnter Weise und betätigt nunmehr die Kupplungen 20 und 21 in der Weise, daß die Kraftübertragung zwischen an- und abtriebsseitigem Zahnradstrang und der An- und Abtriebswelle des Spezialgetriebes unterbrochen wird und gleichzeitig An- und Abtriebswelle miteinander starr verbunden werden. Diesen Zustand zeigt Fig. 2c.

Zum Ausgleich geringer Drehzahldifferenzen ist es vorteilhaft, Synchronisierungseinrichtungen vorzusehen. Der direkte Kraftfluß zwischen Fahrgestellmotor 4 zur Hinterachse 6 ist somit hergestellt. Das Fahrzeug kann nun bis zur Höchstgeschwindigkeit beschleunigt werden, analog einem normalen LKW-Betrieb im direkten Gang. Der Zugkraftanschluß ist so gelegt, daß der quasi direkte Gang in der Nähe des höchsten Drehmomentes liegt, wie bei LKW-Schaltgetrieben üblich.

Hervorzuheben ist noch, daß Hydraulikpumpe 7 und Hydraulikmotor 16 beim Rückschaltvorgang in voll aus- bzw. eingeschwenkte Stellung gebracht werden, indem ein bei Bedarf zur Verfügung stehender Ölstrom für den Schwenkvorgang eingesetzt wird, was beispielsweise mit Hilfe von nicht dargestellten hydraulischen Druckspeichern möglich ist.

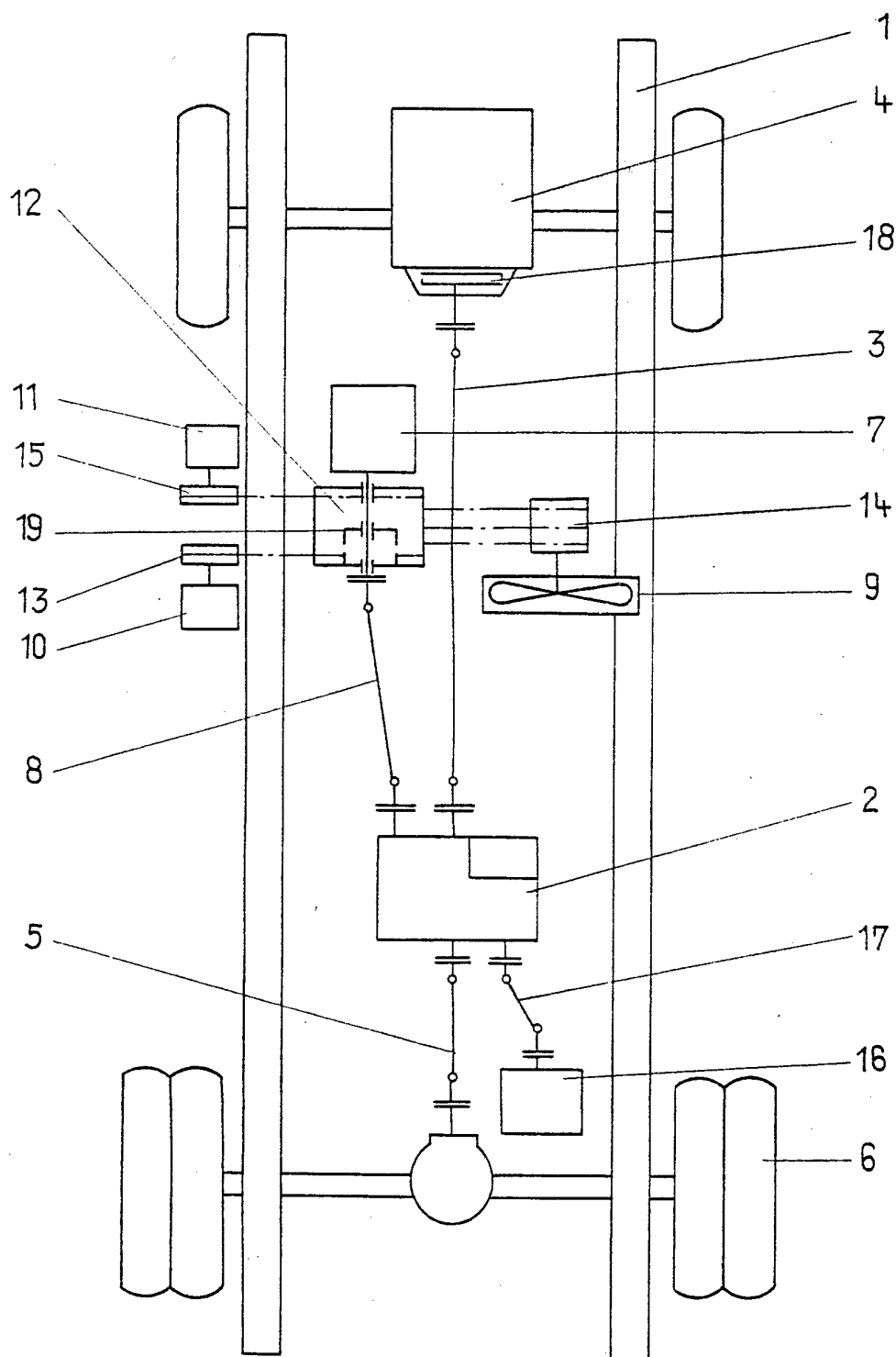
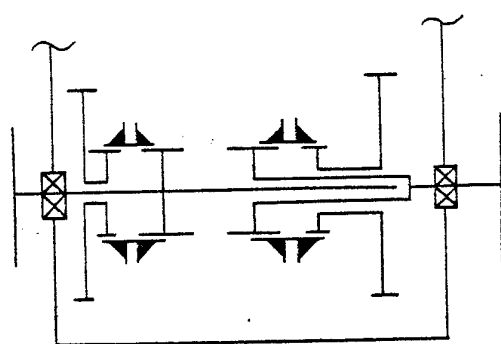
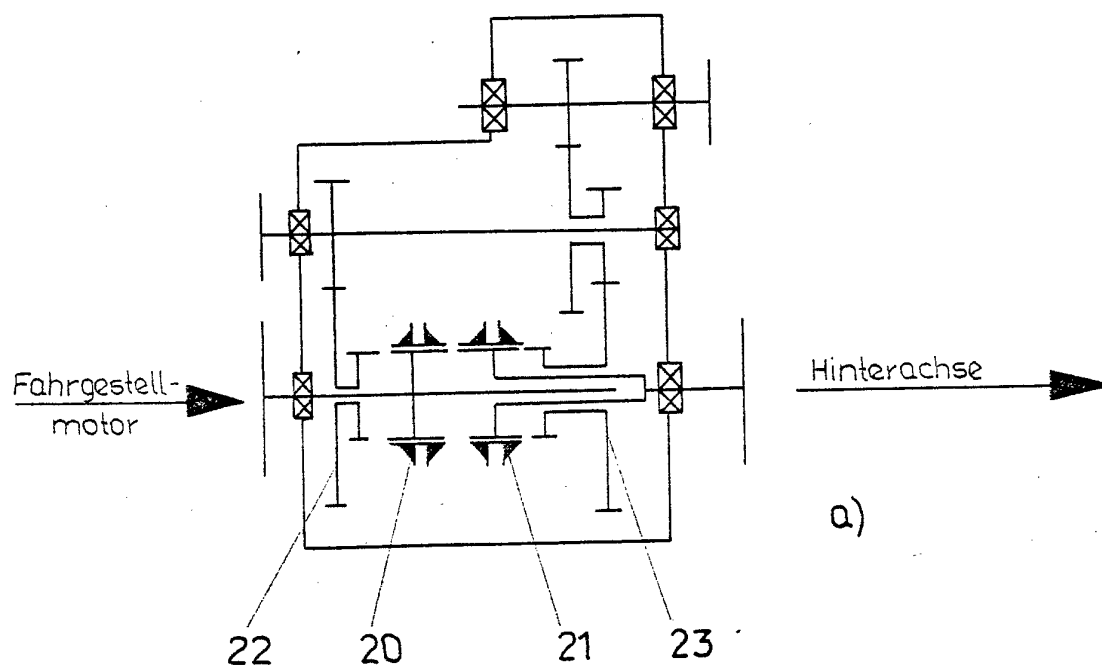
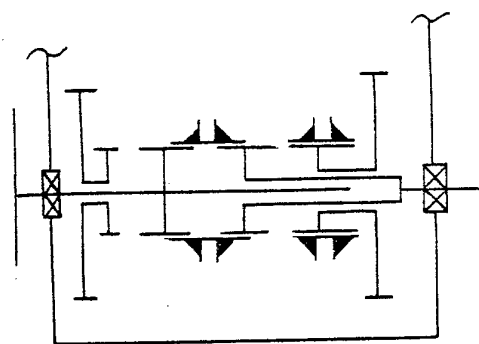


Fig.1



b)



c)

Fig. 2