

(19)



(11)

EP 0 755 839 B2

(12)

NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT
Nach dem Einspruchsverfahren

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Entscheidung über den Einspruch:
17.02.2010 Patentblatt 2010/07

(51) Int Cl.:
B61F 5/44 (2006.01)

(45) Hinweis auf die Patenterteilung:
04.10.2001 Patentblatt 2001/40

(21) Anmeldenummer: **96111057.4**

(22) Anmeldetag: **10.07.1996**

(54) **Spurgeführtes Fahrzeug, insbesondere Schienenfahrzeug für den Nahverkehr**

Track guided vehicle, especially railway vehicle, for regional transport

Véhicule guidé, notamment véhicule ferroviaire pour le trafic régional

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB IT LI NL PT SE

(30) Priorität: **22.07.1995 DE 19526865**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
29.01.1997 Patentblatt 1997/05

(73) Patentinhaber: **SIEMENS**
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)

(72) Erfinder:
• **Küchler, Thomas**
40670 Meerbusch (DE)
• **Talarowski, Gerd**
41812 Erkelenz (DE)
• **Wehling, Ludwig**
46325 Borken (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 329 440 DE-A- 2 060 231
DE-A- 3 205 613 DE-A1- 1 605 140
DE-A1- 2 123 876 DE-A1- 2 348 425
DE-B- 1 233 902

EP 0 755 839 B2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein spurgeführtes Fahrzeug nach dem Oberbegriff von Anspruch 1.

[0002] Wenn bei derartigen Gelenkfahrzeugen mit nur einem Fahrwerk je Wagenkasten keines der Fahrwerke drehfest mit dem Wagenkasten verbunden wird, ist das Fahrzeug im Spurkanal einfach statisch unterbestimmt geführt. Dies bedeutet, daß das Fahrzeug keine definierte Stellung im Spurkanal einnimmt.

[0003] Um die statische Unterbestimmtheit zu beseitigen, ist durch die DE-AS 21 23 876 eine mechanische (Bild 1) bzw. eine hydromechanische (Bild 2) Anordnung für zweiteilige Fahrzeuge bekannt, die in Abhängigkeit vom Ausdrehwinkel der beiden Fahrwerke zum jeweiligen Wagenkasten den Knickwinkel des Fahrzeuggelenkes steuert. Eine Ausdehnung dieser Anordnungen auf jedes Gelenk eines mehr als zweiteiligen Fahrzeuges führt zur statischen Überbestimmtheit im Spurkanal. Daher ist gemäß der DE-OS 16 05 140 bei einem dreiteiligen Fahrzeug nur ein Knickgelenk gesteuert, woraus sich je nach Fahrtrichtung unterschiedliche Hüllkurven ergeben. Außerdem werden nur die an der Gelenksteuerung beteiligten Fahrwerke zur Abstützung von Momenten um die Wagenkastenhochachse herangezogen.

[0004] Zum Stand der Technik gehört weiter ein zweiteiliges Fahrzeug (DE-PS 32 05 613), bei dem die Wagenkästen durch die Kräfte von Sekundärfedern mit hoher horizontaler Federsteifigkeit im Spurkanal ausgerichtet werden, also durch ein Kräftegleichgewicht. Diese Anordnung ist auf mehr als zweiteilige Fahrzeuge erweiterbar (siehe die Zeitschrift "Der Nahverkehr" 3/1988 Seite 45 ff). Durch äußere Kräfte - wie z. B. Brems- und Beschleunigungskräfte, Kupplungskräfte - wird das Kräftegleichgewicht gestört, so daß die Wagenkästen unerwünschte Stellungen zum Spurkanal einnehmen. Dies führt häufig dazu, daß nur ein einziges Fahrwerk die Abstützung aller äußeren Kräfte übernehmen muß.

[0005] Zum Stand der Technik gehört außerdem die DE 2 060 231 A1, der eine aktive hydraulische Gelenksteuerung beschrieben wird, wobei Drehwinkel zwischen Fahrwerken und Wagenkästen berücksichtigt werden.

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein spurgeführtes Fahrzeug der gattungsgemäßen Art derart zu gestalten, daß es an jeder beliebigen Stelle seines Fahrweges eine eindeutige Stellung zum Spurkanal einnimmt, und zwar unabhängig von der Wirkung äußerer Kräfte, wobei alle Fahrwerke zur Abstützung äußerer Kräfte genutzt und eine von der Fahrtrichtung unabhängige Hüllkurve realisiert werden sollen.

[0007] Diese Aufgabe wird bei dem eingangs genannten Fahrzeug durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0008] Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindungen sind in den Unteransprüchen angegeben.

[0009] Im weiteren wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen näher erläutert, die in der Zeichnung schematisch dargestellt sind.

[0010] Die Fig. 1b zeigt eine hydromechanische Anordnung, die die feste Beziehung der Ausdrehwinkel der Fahrwerke FW1 ... FW4 gegenüber dem jeweils zugeordneten Wagenkasten WK1 ... WK4 untereinander herstellen, wobei dies hier beispielhaft für ein vierteiliges Fahrzeug dargestellt ist. Eine Erweiterung solcher Anordnungen auf Fahrzeuge mit beliebig mehr Wagenkästen bzw. Fahrwerken ist möglich.

[0011] In Fig. 2a bis 2e werden am Beispiel eines dreiteiligen Fahrzeuges mit einer Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke durch hydraulische Mittel die Stellungen eines solchen Fahrzeuges bei verschiedenen Trassierungsabschnitten gezeigt.

[0012] Die Wirkungsweise der Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke ist besonders leicht am zweiteiligen Fahrzeug nach Fig. 1a erkennbar. Zur Vereinfachung wird davon ausgegangen, daß bei diesem Fahrzeug jedes Fahrwerk FW1 und FW2 einen ausgeprägten Drehpunkt am zugehörigen Wagenkasten WK1 bzw. WK2 hat; Quer- und Längsverschiebungen der Fahrwerke gegenüber dem jeweiligen Wagenkasten sind also ausgeschlossen, es sind nur reine Drehbewegungen möglich. Somit ist eine direkte Ankoppelung von je nur einem Hydraulikzylinder Z1 und Z2 an den jeweiligen Fahrwerken und Wagenkästen möglich. Je ein Arbeitsraum des einen Hydraulikzylinders ist mit einem Arbeitsraum des anderen Hydraulikzylinders mittels der Hydraulikleitungen L1 bzw. L2 verbunden. Dabei ist diese Verbindung derart angeordnet, daß eine Verdrehung beispielsweise von FW1 gegenüber WK1 im Uhrzeigersinn auch eine Verdrehung von FW2 gegenüber WK2 im Uhrzeigersinn zur Folge hat. Wird FW1 gegenüber WK1 beispielsweise im Uhrzeigersinn verdreht, so wird Hydraulikflüssigkeit aus V11 von Z1 verdrängt und - wegen der Volumenkonstanz von Fluiden - über die Hydraulikleitung L1 in den Arbeitsraum V12 gedrückt. Dies bewirkt das Verdrehen von FW2 gegenüber WK2 ebenfalls im Uhrzeigersinn, wobei das dabei aus V22 von Z2 ausströmende Hydraulikfluid über L2 in V21 von Z1 Platz findet.

Es handelt sich also um ein passives Hydrauliksystem mit zwei voneinander hydraulisch getrennten, jeweils stets in der Summe konstanten Fluidvolumina, wobei jeder Hydraulikzylinder sowohl Geber- als auch Nehmerzylinder ist. Werden für Z1 und Z2 Hydraulikzylinder mit gleichen wirksamen Flächen für V11 und V12 bzw. V21 und V22 eingesetzt, so gilt für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke: $\Psi_{2-} = \Psi_2$ bzw. $0 = \Psi_1 - \Psi_2$. Durch diese Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke ergibt sich die statisch bestimmte Stellung der Wagenkästen zum Spurkanal. Da der Spurkanal die Stellung der Fahrwerke eindeutig vorgibt, ist stets nur eine Stellung der Wagenkästen bei Einhaltung der Drehwinkelverknüpfung möglich. Wenn äußere Momente auf einen oder beide Wagenkästen wirken, die bestrebt sind, diese aus der eindeutig vorgegebenen Stellung zu verdrehen, so könnte eine solche Verdrehung wegen der Koppelung der Wagenkästen im Fahrzeuggelenk nur gegenläufig erfolgen, d. h., Ψ_1 müßte wachsen und Ψ_2 kleiner werden oder umgekehrt. In diesem

Fall kann aber $\Psi_1 = \Psi_2$ nicht gültig bleiben. Hydraulisch interpretiert würde die gegenläufige Verdrehung der Wagenkästen dazu führen, daß an den beiden Zylindern Z1 und Z2 Fluid aus den jeweils untereinander verbundenen Arbeitsräumen V11 und V12 oder V21 und V22 verdrängt werden müßte, was natürlich wegen der Inkompressibilität von Fluiden nicht möglich ist. Vielmehr baut sich an beiden Zylindern Z1 und Z2 ein gleicher, der Wirkung der äußeren Momente entgegen-

geringerichteter Druck auf, der die Wagenkästen in ihrer vom Spurkanal vorgegebenen Lage hält, wobei wegen der Druckgleichheit in verbundenen Gefäßsystemen bei gleichen Zylinderdurchmessern die äußeren Momente von beiden Fahrwerken FW1 und FW2 zu gleichen Teilen gegen den Spurkanal abgestützt werden.

[0013] Aus Fig. 2b ist ersichtlich, daß seitliche Ausschläge der Wagenkästen bei Bogeneinfahrt in deutlicher Größe am Fahrzeugende, also weit vor Bogenanfang zu verzeichnen sind. Diese Eigenheit von Fahrzeugen der gattungsgemäßen Art mit einem Drehgestell im Längsmittelnbereich jedes Wagenkastens erfordert in der Praxis oft umfangreiche Anpassungen der Lichtraumverhältnisse von bestehenden Streckennetzen. Es kann daher sinnvoll sein, den weit vor Bogenbeginn auftretenden seitlichen Fahrzeugausschlag zu reduzieren. Dies kann dadurch erfolgen, daß die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke mittels Proportionalitätsfaktoren variiert wird, indem vorzugsweise die wirksamen Flächen der Hydraulikzylinder für die einzelnen Fahrwerke unterschiedlich gewählt werden. Beispielsweise sollte der Hydraulikzylinder Z2 sowohl für V12 als auch V22 jeweils die doppelte wirksame Fläche wie jeder der beiden anderen Hydraulikzylinder Z1 und Z3 haben. Das bei Bogeneinfahrt aus V21 verdrängte Fluidvolumen teilt sich nun nicht mehr zu gleichen Teilen auf V22 und V23 auf, sondern ein größerer Teil wird von V22 aufgenommen, ein kleinerer Teil von V23. Da die Fahrwerke FW2 und FW3 sich beide noch im geraden Streckenteil befinden und WK2 und WK3 über das Wagenkastengelenk in ihren Drehbewegungen gekoppelt sind, müssen sowohl $\Psi_3 = -\Psi_2$ als auch die sich bei veränderten Kolbenflächen einstellenden Winkel $\Psi'_3 = -\Psi'_2$ sein, oder anders ausgedrückt, von dem aus V21 verdrängten Fluid werden von V22 zwei Teile aufgenommen und von V23 ein Teil, da an den beiden Zylindern Z2 und Z3 zwar gleiche Kolbenwege vorliegen, aber wirksame Kolbenflächen im Verhältnis 2 : 1 bestehen. Die für das hier gewählte Beispiel gültige Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke würde also lauten $0 = \Psi'_1 - 2*\Psi'_2 + \Psi'_3$. Die veränderte wirksame Kolbenfläche spiegelt sich in dieser Beziehung als Proportionalitätsfaktor für den zugehörigen Ausdrehwinkel des Fahrwerkes FW2 wider.

[0014] Wie oben erläutert, müssen bei der Fahrzeugstellung nach Fig. 2b die Beziehungen $\Psi_3 = -\Psi_2$ und $\Psi'_3 = -\Psi'_2$ gültig sein. Damit kann für diese spezielle Stellung des Fahrzeuges am Bogenanfang aus den Beziehungen für die Drehwinkelverknüpfung abgeleitet werden:

- für ein Fahrzeug mit der Drehwinkelverknüpfung $0 = \Psi_1 - \Psi_2 + \Psi_3$ (alle Kolbenflächen gleich) $\Psi_1 = 2*\Psi_2$ und
- für ein Fahrzeug mit der Drehwinkelverknüpfung $0 = \Psi'_1 - 2*\Psi'_2 + \Psi'_3$ (doppelte- Kolbenfläche für Z2) $\Psi'_1 = 3*\Psi'_2$.

[0015] Für die Beurteilung der Wagenkastenausschläge durch die Einführung von Proportionalitätsfaktoren in die Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrzeuge kann davon ausgegangen werden, daß sich die neue Stellung des Fahrzeuges mit den Ausdrehwinkeln Ψ'_1 , Ψ'_2 und Ψ'_3 aus der alten Stellung des Fahrzeuges ergibt, indem sich die Winkel Ψ_1 , Ψ_2 und Ψ_3 jeweils um denselben Betrag γ verändern. Dies ist gegeben durch die Koppelung der Wagenkästen mittels Gelenk, was aus der Verdrehung eines Wagenkastens zwangsläufig betragsmäßig gleich große Verdrehungen der angekoppelten Wagenkästen erzwingt. Damit ergeben sich

$$\Psi'_1 = \Psi_1 + \gamma,$$

$$\Psi'_2 = \Psi_2 - \gamma$$

und

$$\Psi'_3 = \Psi_3 + \gamma.$$

[0016] Für die Stellung des Fahrzeuges am Bogenanfang nach Fig. 2b wird somit aus

$$\Psi'_1 = 3*\Psi'_2$$

die Beziehung

$$\Psi_1 + \gamma = 3 * (\Psi_2 - \gamma)$$

und daraus

$$\Psi_1 = 3 * \Psi_2 - 4 \gamma.$$

[0017] Mit dieser Relation zwischen Ψ_1 und Ψ_2 sowie γ kann nun aus der Beziehung für die betrachtete Fahrzeugstellung $\Psi_1 = 2 * \Psi_2$ das Größenverhältnis für γ ermittelt werden:

$$3 * \Psi_2 - 4 \gamma = 2 * \Psi_2,$$

daraus ergibt sich

$$\gamma = 0,25 * \Psi_2.$$

[0018] Dies bedeutet, daß die Ausschläge der Wagenkästen WK2 und WK3 in der Fahrzeugstellung gemäß Fig. 2b am Bogenanfang bei Verdoppelung der wirksamen Kolbenfläche von Z2 um 25% kleiner werden, der Ausschlag von WK1 jedoch um 12,5% größer. Für die Stellungen des Fahrzeuges in der Geraden (Fig. 2a), im konstanten Bogen (Fig. 2c) und im Bogen mit Zwischengeraden (Fig. 2d) hat die veränderte wirksame Kolbenfläche von Z2 keinen Einfluß. Bei Fahrt im S-Bogen mit Zwischengerade (Fig. 2e) würde sich der Drehwinkel von FW2 gegenüber WK2 betragsmäßig um 25% verringern, während die Ausdrehwinkel von FW1 und FW3 sich betragsmäßig um jeweils 50% vergrößern. Bei der Fahrzeugstellung nach Fig. 2e sind dann also die Ausdrehwinkel aller Fahrwerke gleich groß.

[0019] Bei der Einführung von Proportionalitätsfaktoren ist zu berücksichtigen, daß dann von Fahrwerken, die mit Hydraulikzylindern größerer wirksamer Kolbenfläche bestückt sind, auch größere Anteile bei der Abstützung äußerer Momente gegenüber dem Spurkanal übernommen werden. Im erläuterten Beispiel stützt nun nicht mehr jedes Fahrwerk 1/3 des äußeren Momentes ab, sondern das Fahrwerk FW2 50% und die Fahrwerke FW1 und FW3 jeweils 25%.

[0020] In Fig. 1b ist eine weitere Möglichkeit der hydromechanischen Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke für ein vierteiliges Fahrzeug mit vier Fahrwerken dargestellt. Prinzipiell ist das vierteilige Fahrzeug einfach durch Erweiterung des zweiteiligen Fahrzeuges aus Fig. 1a durch Hinzufügen von zwei Fahrzeugteilen mit den entsprechenden hydraulischen Verbindungsleitungen L1 und L2 darstellbar. Auch in der Fig. 1b dargestellten Form der Ankoppelung der Hydraulikzylinder an die Fahrwerke läßt sich durch bloße Erweiterung um ein Fahrzeugteil das vierteilige Fahrzeug realisieren.

[0021] Die in Fig. 1b gewählte Anordnung von zwei Hydraulikzylindern Z1a, Z1b, ..., Z4a, Z4b je Fahrwerk ist eine weitere Möglichkeit für die Erfassung bzw. Erzeugung von reinen Drehbewegungen des Fahrwerkes durch die Hydraulikzylinder, auch wenn die Fahrwerke gegenüber dem jeweiligen Wagenkasten quer und längs elastisch geführt sind. Somit erübrigt sich in diesem Fall die in Fig. 1b dargestellte Anordnung von Doppelparallelogrammen. Eine Querverschiebung eines Fahrwerkes ohne Drehbewegung gegenüber dem zugehörigen Wagenkasten hat bei einer Anordnung von zwei Hydraulikzylindern je Fahrwerk entsprechend Fig. 1b lediglich einen Fluidaustausch zwischen den beiden ein und demselben Fahrwerk zugeordneten Zylindern zur Folge. Ein Fluidaustausch zwischen Zylindern, die unterschiedlichen Fahrwerken zugeordnet sind, erfolgt dabei nicht.

[0022] Werden für die Zylinder Z1a, Z1b, Z2a, ..., Z4b solche eingesetzt, die für ihre mittels L1 bzw. L2 untereinander verbundenen Arbeitsräume $V_{11a}, V_{11b}, V_{12b}, \dots, V_{14b}$ bzw. $V_{21a}, V_{21b}, V_{22a}, \dots, V_{24b}$ jeweils alle die gleichen wirksamen Kolbenflächen aufweisen, so erhält man als Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke:

$$0 = \Psi_1 - \Psi_2 + \Psi_3 - \Psi_4 \text{ oder } \Psi_1 - \Psi_2 = \Psi_4 - \Psi_3.$$

[0023] Werden für die Fahrwerke Zylinder mit von Fahrwerk zu Fahrwerk verschiedenen wirksamen Kolbenflächen eingesetzt, kann in analoger Weise wie anhand des dreiteiligen Fahrzeuges beschrieben, das Hüllkurvenverhalten des Fahrzeuges nach Fig. 1c beeinflusst werden. Dies spiegelt sich dann ebenfalls in der Beziehung für die Drehwinkelver-

knüpfung der Fahrwerke in Form von Proportionalitätsfaktoren wider. Würden beispielsweise die den Fahrwerken FW2 und FW3 zugeordneten Zylinder jeweils mit der doppelten wirksamen Kolbenfläche im Vergleich zu den Zylindern ausgerüstet, die den Fahrwerken FW1 und FW4 zugeordnet sind, so würde eine Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke nach der Beziehung $0 = \Psi'_1 - 2 \cdot \Psi'_2 + 2 \cdot \Psi'_3 - \Psi'_4$ vorliegen.

[0024] Je nach den gegebenen Erfordernissen hinsichtlich des zu realisierenden Hüllkurvenverhaltens des Fahrzeuges oder auch hinsichtlich der Minimierung der Ausdrehwinkel von Fahrwerken gegenüber den zugehörigen Wagenkästen beim Befahren bestimmter Trassierungsabschnitte (z. B. S-Bogen mit Zwischengerade) läßt sich durch die Wahl von wirksamen Kolbenflächen bzw. durch die Wahl von entsprechenden Proportionalitätsfaktoren in der Beziehung der Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke das Fahrzeug optimal gestalten. Für das vierteilige Fahrzeug kann also beispielsweise eine allgemeine Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke angegeben werden: $0 = K_1 \cdot \Psi_1 - K_2 \cdot \Psi_2 + K_3 \cdot \Psi_3 - K_4 \cdot \Psi_4$, wobei K_1, K_2, K_3 und K_4 die frei wählbaren Proportionalitätsfaktoren sind.

[0025] Falls es sich um ein Fahrzeug mit n Wagenkästen bzw. n Fahrwerken handelt, so läßt sich die Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke analog dem vierteiligen Fahrzeug in allgemeiner Form darstellen:

$$0 = K_1 \cdot \Psi_1 - K_2 \cdot \Psi_2 + K_3 \cdot \Psi_3 - K_4 \cdot \Psi_4, \dots, - (-1^n) \cdot K_n \cdot \Psi_n.$$

Ergänzende Angaben zu Fig. 2a bis 2e

[0026]

Zu Fig. 2a: Geradenfahrt

- Ausdrehwinkel: $\Psi_2 = \Psi_1 + \Psi_3$
- Volumina: $V_{11} + V_{12} + V_{13} = \text{konstant}$ $V_{21} + V_{22} + V_{23} = \text{konstant}$

Zu Fig. 2b: Bogeneinfahrt

- Ausdrehwinkel: $\Psi_2 = \Psi_1 + \Psi_3$
- Volumina: $V_{21} - 2_{\Delta}V + V_{22} + \Delta V + V_{23} + \Delta V = \text{konstant}$ $V_{11} + 2_{\Delta}V + V_{12} - \Delta V + V_{13} - \Delta V = \text{konstant}$

Zu Fig. 2c: Konstante Bogenfahrt

- Ausdrehwinkel: $\Psi_2 = \Psi_1 + \Psi_3$
- Volumina: $V_{11} + V_{12} + V_{13} = \text{konstant}$ $V_{21} + V_{22} + V_{23} = \text{konstant}$

Zu Fig. 2d: Bogenfahrt mit Zwischengerade

- Ausdrehwinkel: $\Psi_2 = \Psi_1 + \Psi_3$
- Volumina: $V_{21} - \Delta V + V_{22} + V_{23} + \Delta V = \text{konstant}$ $V_{11} + \Delta V + V_{12} + V_{13} - \Delta V = \text{konstant}$

Zu Fig. 2e: Fahrt im S-Bogen mit Zwischengerade

- Ausdrehwinkel: $\Psi_2 = \Psi_1 + \Psi_3$
- Volumina: $V_{21} + \Delta V + V_{22} - 2_{\Delta}V + V_{23} + \Delta V = \text{konstant}$ $V_{11} - \Delta V + V_{12} + 2_{\Delta}V + V_{13} - \Delta V = \text{konstant}$

Liste der Bezugszeichen

[0027]

WK1 ... n	Wagenkastenteile mit Numerierung
FW1 ... n	Fahrwerke mit Numerierung
$\Psi_{1...n}$	Ausdrehwinkel der Fahrwerke gegenüber dem jeweils zugeordneten Wagenkasten
$\Psi'_{1...n}$	Ausdrehwinkel der Fahrwerke gegenüber dem jeweils zugeordneten Wagenkasten nach Einführung von Proportionalitätsfaktoren in der Beziehung für die Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke
$V_{11...1n}$	Volumina des Hydraulikfluides in den ersten der untereinander verbundenen Arbeitsräume der Hydraulik-

	zylinder
$V_{21} \dots 2n$	Volumina des Hydraulikfluides in den zweiten der untereinander verbundenen Arbeitsräume der Hydraulikzylinder
ΔV	Volumenänderung des Hydraulikfluides in den Arbeitsräumen der Hydraulikzylinder bei von der Geraden abweichenden Trassierungsformen
$Z1 \dots Zn$	Hydraulikzylinder mit Numerierung
L1	Hydraulikleitung zur Verbindung der Arbeitsräume $V_{11} \dots 1n$
L2	Hydraulikleitung zur Verbindung der Arbeitsräume $V_{21} \dots 2n$
n	Anzahl der Wagenkastenteile und Fahrwerke
1	Übertragungsstangen
2	Summierhebel
3	Produkthebel
4	Scherenhebelmechanismus
5	Parallelhebel
6	Querlenker
7	Winkelhebelpaar mit in der Fahrzeuggelenkquerachse liegender Verbindungsstange

Patentansprüche

1. Spurgeführtes Fahrzeug, insbesondere Schienenfahrzeug für den Nahverkehr, bestehend aus einer Anzahl n von mindestens drei Wagenkästen (WK1, ..., WKn), die gelenkig über Fahrzeuggelenke verbunden und jeweils auf einem im Längsmittelnbereich des Wagenkastens angeordneten Fahrwerk (FW1, ..., FWn) abgestützt sind, **dadurch gekennzeichnet, dass**
- alle Fahrwerke hinsichtlich ihrer Ausdrehwinkel zum jeweiligen Wagenkasten unabhängig von der Stellung aller Fahrzeuggelenke und aller auftretenden äußeren Kräfte immer in einer durch passive hydraulische Mittel erzeugten festen Beziehung zueinander stehen, wobei diese feste Beziehung durch die Gleichung

$$0 = K1 * \Psi1 - K2 * \Psi2 + K3 * \Psi3 - K4 * \Psi4, \dots, - (-1n) * Kn * \Psi n$$

bestimmt ist, worin $\Psi1$ bis Ψn den Ausdrehwinkel des jeweiligen Fahrwerkes angeben, K1 bis Kn frei wählbare Proportionalitätsfaktoren sind und n eine beliebige Zahl von gegebenenfalls mehr als drei Wagenkästen angibt, und eine Drehwinkelverknüpfung der Fahrwerke durch die passiven hydraulischen Mittel vorgesehen ist, wobei die passiven hydraulischen Mittel als passives Hydrauliksystem mit zwei voneinander hydraulisch getrennten, jeweils stets in der Summe konstanten Fluidvolumina, die von mit einander verbundenen Hydraulikzylindern gebildet werden, ausgebildet ist, wobei jeder Hydraulikzylinder sowohl Geber als auch Nehmerzylinder ist und eine direkte Ankopplung je eines Hydraulikzylinders an den jeweiligen Fahrwerken und Wagenkästen vorgesehen ist.

2. Fahrzeug nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Proportionalitätsfaktoren K1, K2, ..., Kn den Wert 1 haben.

Claims

1. Track-guided vehicle, especially railway vehicle, for regional transport, composed of a number n of at least three wagon bodies (WK1, ..., WKn) which are connected in an articulated fashion by means of vehicle joints and are each supported on a bogie (FW1, ..., FWn) which is arranged in the longitudinal central region of the wagon body, **characterized in that** all the bogies always have a fixed relationship with one another, generated by passive hydraulic means, in terms of their displacement angle with respect to the particular wagon body, independently of the position of all the vehicle joints and of all the external forces which occur, wherein this fixed relationship is determined by the equation

$$0 = K1 * \psi1 - K2 * \psi2 + K3 * \psi3 - K4 * \psi4, \dots, - (-1n) * Kn * \psi n,$$

where Ψ_1 to Ψ_n give the displacement angle of the respective bogie, K_1 to K_n are freely selectable proportionality factors and n gives any desired number of, if appropriate, more than three wagon bodies, and there is provision for the rotational angles of the bogies to be combined using the passive hydraulic means, wherein the passive hydraulic means are embodied as a passive hydraulic system with two fluid volumes, which are hydraulically separated from one another, are always constant when summed and are formed by hydraulic cylinders which are connected to one another, wherein each hydraulic cylinder is both a master cylinder and a slave cylinder and a direct coupling of, in each case, one hydraulic cylinder to the respective bogies and wagon bodies is provided.

2. Vehicle according to Claim 1, characterized in that the proportionality factors K_1 , K_2 , ..., K_n have the value 1.

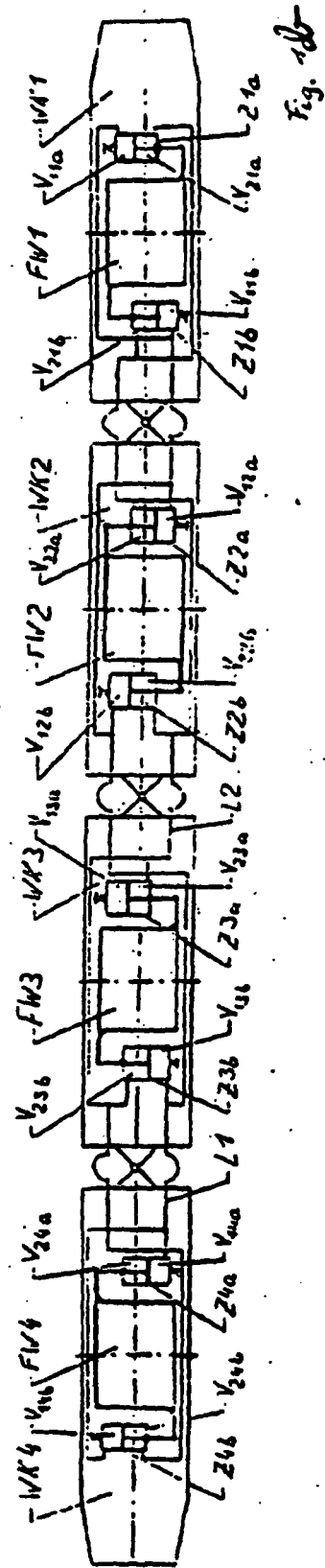
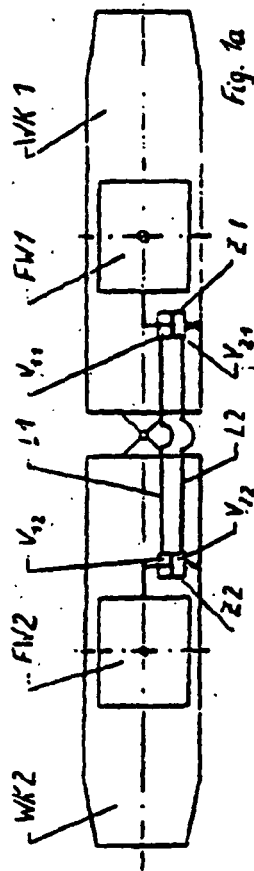
Revendications

1. Véhicule guidé, notamment véhicule ferroviaire, pour le trafic omnibus, constitué d'un nombre n d'au moins trois caisses (WK_1 , ..., WK_n), qui sont articulées par des articulations de véhicule et qui sont supportées respectivement sur un châssis (FW_1 , ..., FW_n) disposé dans la partie médiane longitudinale de la caisse, caractérisé en ce que tous les châssis sont, du point de vue de leur angle de rotation par rapport à la caisse respective, indépendamment de la position de toutes les articulations de véhicule et de toutes les forces extérieures se produisant, toujours dans une relation fixe les uns par rapport aux autres produite par un moyen hydraulique passif, cette relation fixe étant déterminée par l'équation

$$0 = K_1 * \Psi_1 - K_2 * \Psi_2 + K_3 * \Psi_3 - K_4 * \Psi_4, \dots, - (-1)^n * K_n * \Psi_n$$

dans laquelle Ψ_1 à Ψ_n indiquent l'angle de rotation du châssis respectif, K_1 à K_n sont des facteurs de proportionnalité pouvant être choisis librement et n est un nombre quelconque, le cas échéant de plus de trois caisses, et une combinaison d'angles de rotation des châssis est prévue par le moyen hydraulique passif, le moyen hydraulique passif étant constitué sous la forme d'un système hydraulique passif ayant deux volumes de fluide séparés hydrauliquement, mais de somme respectivement toujours constante, qui sont formés par des cylindres hydrauliques communiquant entre eux, chaque cylindre hydraulique étant à la fois un cylindre donneur et un cylindre preneur et il est prévu un couplage direct de respectivement un cylindre hydraulique sur le châssis respectif et la caisse.

2. Véhicule suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les facteurs K_1 , K_2 , ..., K_n de proportionnalité ont la valeur 1.



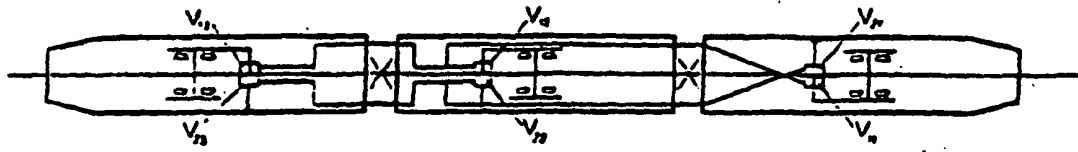


Fig. 2a

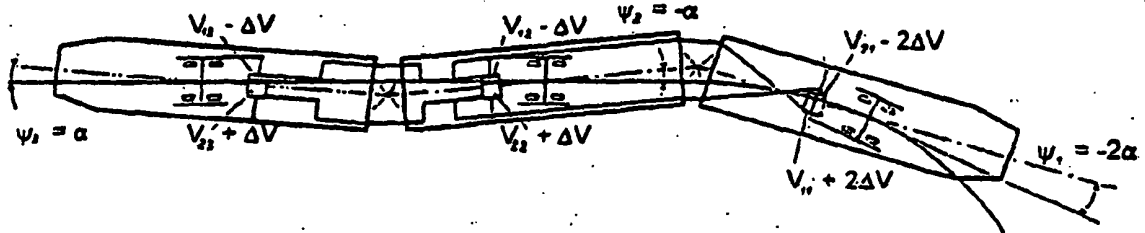


Fig. 2b

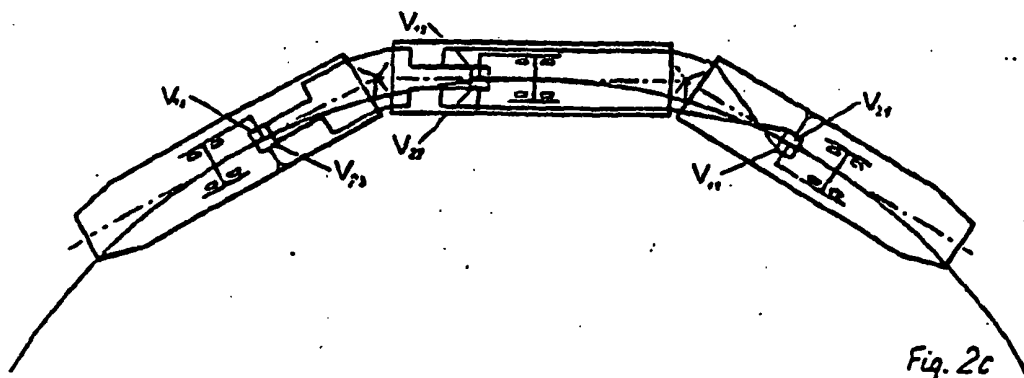


Fig. 2c

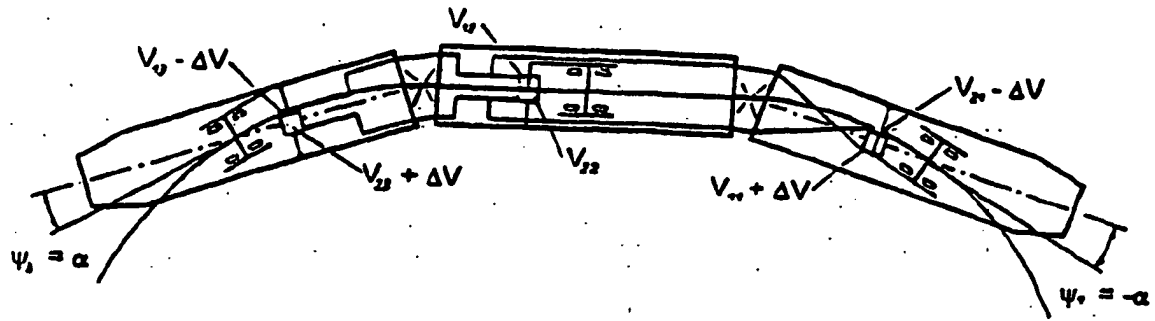


Fig. 2d

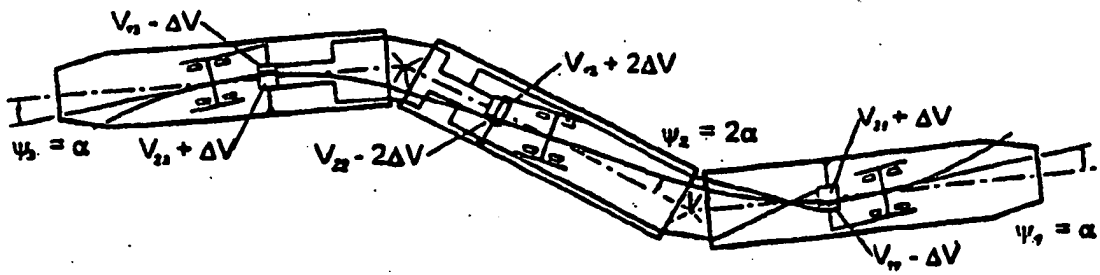


Fig. 2e

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 2123876 B [0003]
- DE 1605140 A [0003]
- DE 3205613 C [0004]
- DE 2060231 A1 [0005]