

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 311 868 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **02.01.92**

(51) Int. Cl.⁵: **B61F 5/38**

(21) Anmeldenummer: **88116345.5**

(22) Anmeldetag: **03.10.88**

(54) **Vorrichtung zur Lenkmoment-Kompensation eines lenkbaren oder selbstlenkenden Rades.**

(30) Priorität: **12.10.87 DE 3734441**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.04.89 Patentblatt 89/16

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
02.01.92 Patentblatt 92/01

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

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 2 259 035
DE-A- 3 538 513
DE-A- 3 541 732
FR-A- 2 346 170
GB-A- 201 921

(73) Patentinhaber: **Bergische Stahl-Industrie**
Papenbergerstrasse 38
W-5630 Remscheid(DE)

(72) Erfinder: **Potthoff, Heinrich, Dr.-Ing.**
Am Rosenberg 70
W-4320 Hattingen(DE)

(74) Vertreter: **Jung, Hermann L., Dipl.-Chem.**
Postfach 1728 Augusta-Allee 10
W-6380 Bad Homburg v.d.H.(DE)

EP 0 311 868 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung für die Lenkmoment-Kompensation eines lenkbaren oder selbstlenkenden Rades, insbesondere für Schienenfahrzeuge, wobei dem angetriebenen oder gebremsten Rad ein der wirksamen Radumfangskraft proportionales, durch Radumfangskraft und Lenkrollhalbmesser bestimmtes Wendemoment von aussen aufgeprägt wird.

Durch Radumfangskräfte und Lenkrollhalbmesser entstehende Lenkmomente werden bisher normalerweise durch Spurstangen zwischen einander gegenüberliegenden Rädern gegeneinander geschaltet und damit in ihrer Wirkung aufgehoben. Sind jedoch (z.B. durch unterschiedliche Radumfangskräfte) die Lenkmomente an den durch die Spurstangen verbundenen Rädern nicht gleich, können die Momente nur teilweise kompensiert werden. Es wurde daher in DE-A 35 41 732 vorgeschlagen, eine bei jeder Umfangskraft wirksame Kompensation des Lenkmomentes dadurch zu erreichen, dass das Reaktionsmoment eines im Rad befindlichen Untersetzungsgetriebes über Hebel übertragen und als Kompensationsmoment genutzt wird. Das Reaktionsmoment des Getriebes ist dem Antriebs- oder Bremsmoment und folglich der Radumfangskraft stets proportional und deshalb zur Kompensation des Lenkmomentes gut geeignet. Die technische Durchführung hat jedoch erhebliche Nachteile, weil der das Reaktionsmoment führende Teil des Getriebes drehbar gelagert und das Reaktionsmoment über eine Drehmomentabstützung (z.B. ein Hebelsystem) auf den Achsträger geleitet werden muss. Ein Antrieb mit der nach DE-A 35 41 732 vorgeschlagenen Lenkmoment-Kompensation erfordert deshalb einen grösseren Bauraum und ist erheblich aufwendiger als ein Antrieb ohne eine solche.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Nachteile der bekannten Vorrichtung zu vermeiden und eine Vorrichtung zur Lenkmoment-Kompensation zu schaffen, die vom Vorhandensein eines Untersetzungsgetriebes unabhängig ist, nicht mehr Bauteile benötigt als eine vergleichbare Konstruktion ohne Lenkmoment-Kompensation und sich auch bei kleinen Rädern verwenden lässt.

Die Lösung der Aufgabe besteht darin, dass die Rotationsachse eines Zahnrades eines Getriebes mit der Schwenkachse des Achsschenkels fluchtet und dieses Zahnrad mit einem weiteren Zahnrad kämmt, welches direkt oder über ein zwischengeschaltetes Getriebe, beispielsweise ein Planetengetriebe, mit dem Laufrad verbunden ist und dass die im Wälzpunkt des Zahneingriffs der beiden Zahnräder wirkende Tangentialkraft F_t mit dem Betriebswälzkreisradius r_{b1} des erstgenannten Zahnrades ein um die Schwenkachse wirkendes Kompensationsmoment ergibt, welches dem durch Radumfangskraft F_u und Lenkrollhalbmesser r_l gebildetes Lenkmoment betragsmässig gleich aber entgegengesetzt gerichtet ist.

Vorteilhaft können auch zwei Zahnräder auf einer einzigen, mit der Schwenkachse des Achsschenkels fluchtenden Welle angeordnet sein, von denen das eine Zahnrad mit dem Zahnrad des Abtriebs und das andere Zahnrad mit dem Zahnrad des Antriebs kämmt.

Zweckmässig ist das im Achsschenkel angeordnete Zahnrad bei Vorhandensein eines nachgeschalteten Getriebes mit mindestens einem von mehreren Lagern im rotierenden Teil des Laufrades gelagert.

Der Vorteil der erfindungsgemässen Vorrichtung besteht darin, dass ihre Wirkung vom Vorhandensein eines Untersetzungsgetriebes unabhängig ist und dass nicht mehr Bauteile erforderlich sind als bei einer vergleichbaren Konstruktion ohne Lenkmoment-Kompensation.

In den Zeichnungen sind beispielsweise Ausführungsformen der Erfindung schematisch dargestellt und zwar zeigen :

- Figur 1 ein aus drei Kegelzahnradern bestehendes Getriebe mit Lenkmoment-Kompensationsvorrichtung,
- Figur 2 eine Vorrichtung gemäss Figur 1, jedoch ohne ein Untersetzungsgetriebe,
- Figur 3 ein aus vier Kegelzahnradern aufgebautes Getriebe mit Lenkmoment-Kompensationsvorrichtung,
- Figur 4 eine Vorrichtung gemäss Figur 1, bei welcher das abtriebsseitige Kegelrad mit einem von zwei Lagern im rotierenden Teil des Laufrades gelagert ist,
- Figur 5 eine Vorrichtung gemäss Figur 1, jedoch mit einem drehrichtungsumkehrenden Untersetzungsgetriebe.

Nach Figur 1 ist das Rad 12 mit Lagern 15 auf dem Achsschenkel 11 gelagert, welcher um die Schwenkachse 10 schwenkbar an der Achsbrücke 16 angelenkt ist. Die Achsbrücke 16 ist mit dem Fahrzeug 17 verbunden. Die in der Achsbrücke 16 gelagerte Antriebswelle 18 trägt an ihrem Ende ein Kegelzahnrad 19, welches mit dem als Zwischenrad wirkenden Kegelzahnrad 20 kämmt. Das Zahnrad 20, dessen Rotationsachse mit der Schwenkachse 10 fluchtet, kämmt mit einem weiteren, mit den Lagern 13 und 14 im schwenkbaren Achsschenkel 11 gelagerten Kegelzahnrad 21. Auf der Welle des Zahnrades 21 befindet sich das innere Zentralrad 22 eines als Untersetzungsgetriebe wirkenden Umlaufgetriebes. Das Hohlrad 23 dieses Umlaufgetriebes ist mit dem Achsschenkel 11 drehfest verbunden und die Planetenräder

24 sind auf dem Planetenradträger 25 gelagert, der seinerseits mit dem Laufrad 12 drehfest verbunden ist.

Die im Wälzpunkt 26 des Zahneingriffs des als Zwischenrad wirkenden Zahnrades 20 mit dem Abtriebszahnrad 21 wirkende Tangentialkraft F_t ergibt mit dem Betriebswälzkreisradius r_{b1} des Zahnrades 20 ein auf den schwenkbaren Achsschenkel 11 wirkendes Moment um die Schwenkachse 10. Dieses Moment ist dem von der Radumfangskraft F_u und dem Lenkrollhalbmesser r_1 gebildeten Lenkmoment entgegengesetzt gerichtet. Damit die von den Kräften F_t und F_u verursachten Momente betragsmässig gleich sind, muss die folgende Gleichung erfüllt sein :

$$\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_R} \cdot |i| \quad (I)$$

In Gleichung (I) bezeichnet

- r_{b1} den Betriebswälzkreisradius des Zahnrades 20
- r_{b2} den Betriebswälzkreisradius des Zahnrades 21
- r_1 den Lenkrollhalbmesser
- r_R den wirksamen Radius des Laufrades 12
- i das Übersetzungsverhältnis der Drehzahl des Zahnrades 21 zu der Drehzahl des Laufrades 12

$$i = \frac{n_{21}}{n_{12}}$$

Wenn Gleichung (I) erfüllt ist, ist das Laufrad 12 unabhängig vom jeweiligen Betriebszustand nach aussen von Wendemomenten um die Schwenkachse 10 vollkommen frei.

Figur 2, in der gleiche Teile wie in Fig.1 mit gleichen Bezugszeichen versehen sind, zeigt eine Ausführungsform der erfindungsgemässen Vorrichtung zur Lenkmoment-Kompensation, bei der die Welle des Zahnrades 21 ohne einzwischengeschaltetes Untersetzungsgetriebe direkt über eine drehsteife, radial und axial nachgiebige Kupplung 27 mit dem Laufrad 12 verbunden ist. In Gleichung (I) ist bei dieser Ausführungsform der Wert $i = 1$ einzusetzen.

Nach Fig.3, in der gleiche Teile wie in Fig.1 und 2 mit gleichen Bezugszeichen versehen sind, sind zwei Zahnräder 28 und 29 auf einer einzigen, mit der Schwenkachse 10 des Achsschenkels 11 fluchtenden Welle 30 gelagert. Das Zahnrad 29 kämmt mit dem Zahnrad 19 des Antriebs, das Zahnrad 28 kämmt mit dem Zahnrad 21 des Abtriebs.

Die Ausführung nach Fig.4 unterscheidet sich von der Ausführung nach Fig. 1 nur dadurch, dass die Welle des Kegelzahnrades 21 mit einem der beiden Lager 31, 32 im rotierenden Teil 25 des Laufrades 12 gelagert ist.

Die Ausführung nach Fig. 5 unterscheidet sich von der Ausführung nach Fig. 1 nur dadurch, dass - bedingt durch die Art des eingesetzten Untersetzungsgetriebes mit dem inneren Zentralrad 22, den im Achsschenkel 11 gelagerten Zwischenrädern 24 und dem mit dem Rad 12 verbundenen Hohlrad 23 - die Drehrichtungen des Zahnrades 21 und des Laufrades 12 gegenläufig sind. Das Zahnrad 20, dessen Rotationsachse mit der Schwenkachse 10 fluchtet, ist deshalb hier so angeordnet, dass der Zahneingriff der Zahnräder 20 und 21 oberhalb der Mittellinie des Laufrades 12 liegt, damit das von der Tangentialkraft F_t verursachte Kompensationsmoment dem von der Radumfangskraft F_u verursachten Lenkmoment entgegengesetzt gerichtet ist. Die Beträge von Lenk- und Kompensationsmoment sind gleich, wenn Gleichung (I) erfüllt ist.

Selbstverständlich sind innerhalb der Erfindung mehrere Variationen möglich. So ist z.B. möglich, anstelle der Kegelzahnäder miteinander kämmende Stirnzahnäder mit parallelen Rotationsachsen einzusetzen. Weiterhin können auch anstelle der Zahnräder Reibräder eingesetzt werden. In allen Fällen muss aber die Gleichung (I) erfüllt sein, damit das durch die Tangentialkraft F_t verursachte Kompensationsmoment dem durch die Kraft F_u verursachten Lenkmoment betragsmässig gleich ist.

Patentansprüche

1. Vorrichtung für die Lenkmoment-Kompensation eines lenkbaren oder selbstlenkenden Rades (12), insbesondere für Schienenfahrzeuge wobei dem angetriebenen oder gebremsten Rad ein der wirksamen Radumfangskraft proportionales, durch Radumfangskraft und Lenkrollhalbmesser bestimmtes Wendemoment von aussen aufgeprägt wird, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotationsachse eines ersten Zahnrades (20) eines Getriebes mit der Schwenkachse (10) des Achsschenkels (11) fluchtet und dieses erste Zahnrad (20) mit einem weiteren zweiten Zahnrad (21) kämmt, welches direkt oder über zwischengeschaltete Getriebe, beispielsweise ein Planetengetriebe (22-24) mit dem Laufrad (12) verbunden ist und die im Wälzpunkt (26) der beiden Zahnräder (20 und 21) wirkende Tangentialkraft (F_t) mit dem Betriebswälzkreisradius (r_{b1}) des ersten Zahnrades (20) ein auf den Achsschenkel (11) wirkendes Kompensationsmoment um die Schwenkachse (10) des Achsschenkels (11) ergibt, welches dem durch Radumfangskraft (F_u) und Lenkrollhalbmesser (r_l) bestimmtes Wendemoment betragsmäßig gleich aber entgegengesetzt gerichtet ist.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Zahnräder (28 und 29) auf einer einzigen, mit der Schwenkachse (10) des Achsschenkels (11) fluchtenden Welle (30) angeordnet sind, von denen das eine Zahnrad (28) mit dem Zahnrad (29) des Abtriebs, das andere Zahnrad (29) mit dem Zahnrad (19) des Antriebs kämmt.
3. Vorrichtung nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Zahnrad (21) bei Vorhandensein eines nachgeschalteten Getriebes mit mindestens einem (31) von mehreren Lagern (31,32) im rotierenden Teil (25) des Laufrades (12) gelagert ist.

Claims

1. Steering moment compensation device for a steerable or self-steering wheel (12), particularly for rail vehicles, in which device a turning moment Proportional to the effective wheel peripheral force and determined by the wheel peripheral force and the rolling point radius of steer is imposed externally on the driven or braked wheel, characterized in that the axis of rotation of a first gearwheel (20) of a gear train is aligned with the pivoting axis (10) of the stub axle (11) and that this first gearwheel (20) engages with a further second gearwheel (21) which is connected to the running wheel (12) either directly or via an intermediate gear, for example an epicyclic gear (22-24) and that the tangential force (F_t) acting at the rolling point (26) of the two gearwheels (20 and 21), together with the operational pitch circle radius (r_{b1}) of the first gearwheel (20), provides a compensation moment about the pivoting axis (10) of the stub axle (11) and acting on the stub axle (11), which compensation moment is equal in magnitude but opposite in sense to the turning moment determined by the wheel peripheral force (F_u) and the rolling point radius of steer (r_l).
2. Device according to claim 1, characterized in that two gearwheels (28 and 29) are located on a single shaft (30) aligned with the pivoting axis (10) of the stub axle (11), of which two gearwheels, one gearwheel (28) engages with the driven gearwheel (29) (sic) and the other gearwheel (29) engages with the drive gearwheel (19).
3. Device according to claims 1 or 2, characterized in that if there is a subsequent gear train, the gearwheel (21) is supported by at least one (31) of a plurality of bearings (31, 32) in the rotating part (25) of the running wheel (12).

Revendications

1. Dispositif servant à la compensation du moment de direction d'une roue dirigeable ou autodirigée (12), en particulier pour véhicules ferroviaires, la roue entraînée ou freinée subissant de l'extérieur un moment de renversement proportionnel à la force circonférentielle effective de la roue, défini par la force circonférentielle de la roue et le déport au sol, caractérisé par le fait que l'axe de rotation d'un premier pignon (20) d'un engrenage s'aligne sur le pivot (10) de la fusée d'essieu (11) et que ce premier pignon (20) vient s'engrener dans un deuxième pignon (21) qui est relié à la roue porteuse (12) directement ou par l'intermédiaire d'un engrenage intermédiaire, par exemple un engrenage planétaire (22-24) et la force tangentielle (F_t) agissant au point primitif (26) des deux pignons (20 et 21) produit avec le rayon de fonctionnement primitif (r_{b1}) du premier pignon (20) un moment de compensation agissant sur la fusée d'essieu (11) autour du pivot (10) de la fusée d'essieu (11) qui est égal au

moment de renversement défini par la force circonférentielle de la roue (F_u) et le déport au sol (r_l) mais orienté dans le sens contraire.

- 5 **2.** Dispositif correspondant à la spécification 1, caractérisé par le fait que deux pignons (28 et 29) sont disposés sur un seul arbre (30) aligné sur le pivot (10) de la fusée d'essieu (11), l'un des pignons (28) venant s'engrener dans le pignon (29) de sortie, l'autre pignon (29) venant s'engrener dans le pignon (19) de l'entraînement.
- 10 **3.** Dispositif correspondant aux spécifications 1 et 2, caractérisé par le fait qu'en cas de présence d'un engrenage placé en aval, le pignon (21) est monté sur roulement avec au moins un palier (31) parmi plusieurs paliers (31, 32) dans la partie en rotation (25) de la roue porteuse (12).

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

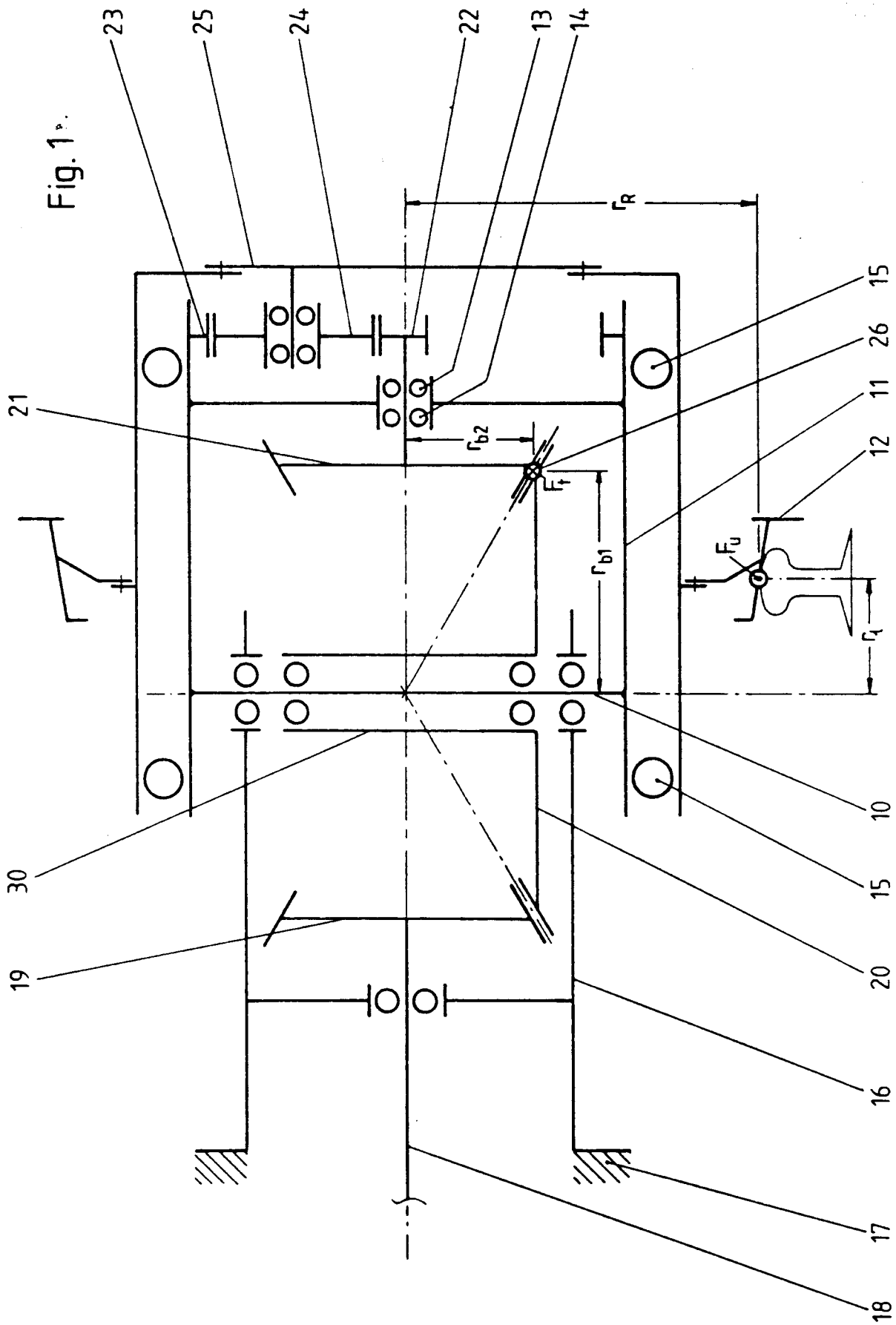


Fig. 2

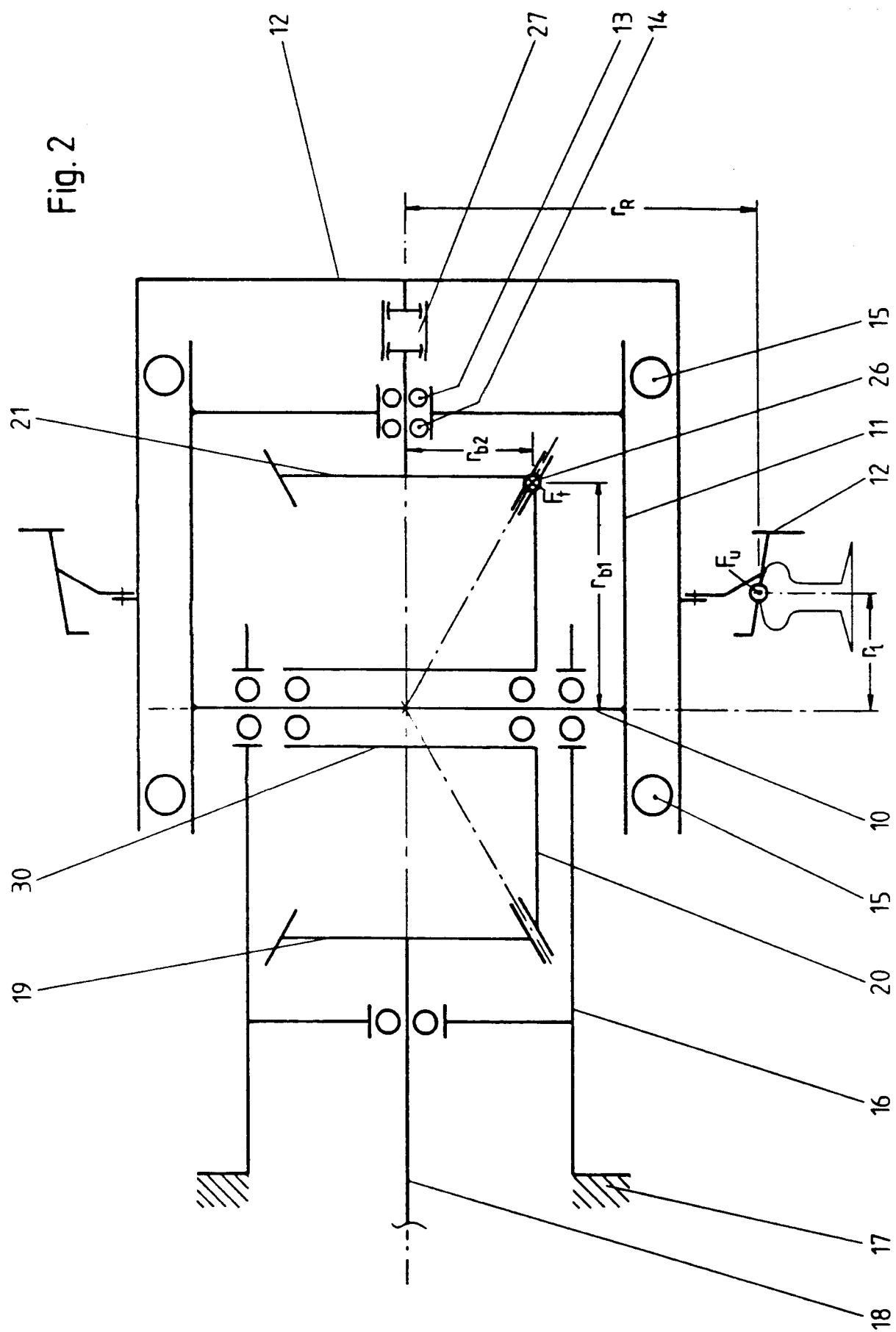
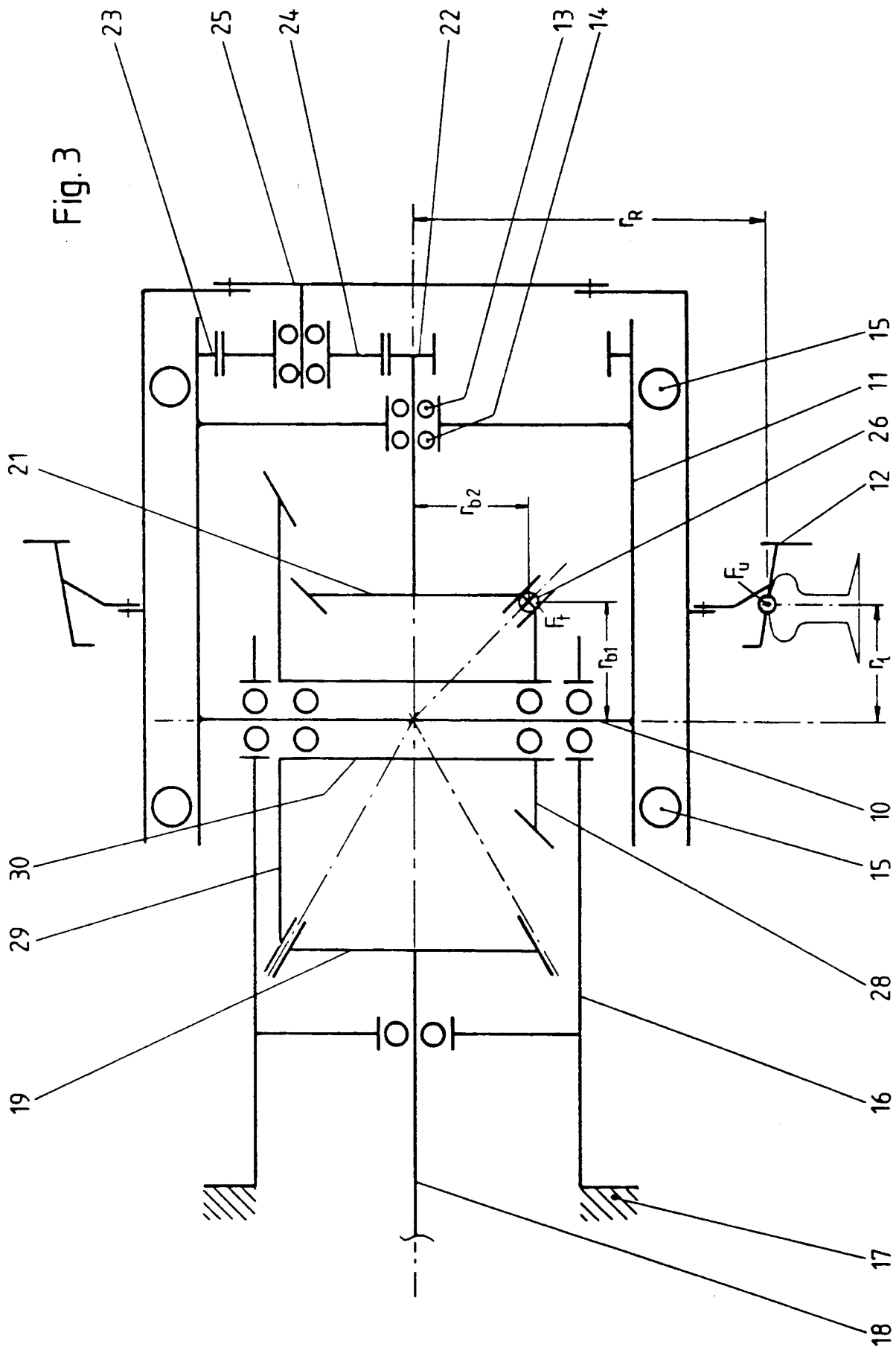


Fig. 3



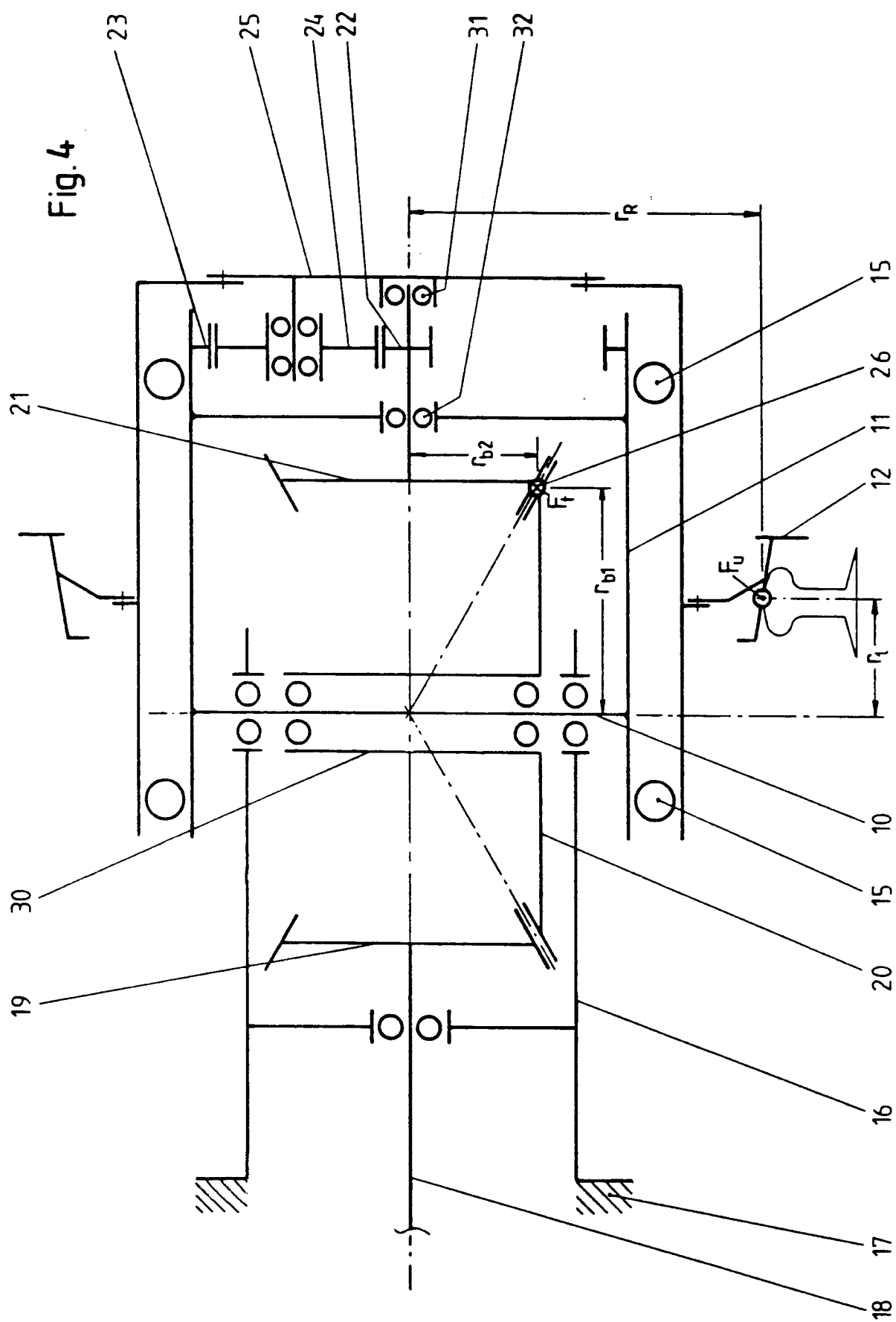


Fig. 5

