



EP 3 545 134 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
16.09.2020 Patentblatt 2020/38

(21) Anmeldenummer: **17793570.7**

(22) Anmeldetag: **30.10.2017**

(51) Int Cl.:
E01B 27/16 (2006.01) **B06B 1/18** (2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2017/001266

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2018/095558 (31.05.2018 Gazette 2018/22)

(54) **STOPFAGGREGAT ZUM UNTERSTOPFEN VON SCHWELLEN EINES GLEISES**

TAMPING UNIT FOR TAMPING SLEEPERS OF A TRACK

GROUPE DE BOURRAGE POUR BOURRAGE DES TRAVERSES D'UNE VOIE FERRÉE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **25.11.2016 AT 5332016**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.10.2019 Patentblatt 2019/40

(73) Patentinhaber: **Plasser & Theurer Export Von
Bahnbaumaschinen
Gesellschaft m.b.H.
1010 Wien (AT)**

(72) Erfinder: **PHILIPP, Thomas
4060 Leonding (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 2 652 760 GB-A- 797 044

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingereicht, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Gebiet der Technik

[0001] Die Erfindung betrifft ein Stopfaggregat zum Unterstopfen von Schwellen eines Gleises, umfassend gegenüberliegende Stopfwerkzeuge, welche jeweils mit einem Beistellzylinder zur Erzeugung einer Bestellbewegung verbunden sind, wobei ein Exzenterantrieb zur Erzeugung einer Vibrationsbewegung vorgesehen ist.

Stand der Technik

[0002] Stopfaggregate zum Unterstopfen von Schwellen eines Gleises sind bereits mehrfach bekannt, wie z. B. durch AT 350 097 B. Als Vibrationserreger dient eine rotierbare Exzenterwelle, an der die Beistellantriebe zur Übertragung der Schwingungen auf die Stopfwerkzeuge angelenkt sind. Der Vorteil beim Vibrationsantrieb mit einem Exzenter liegt in der Energiebilanz des Gesamtsystems. Es wird nur so viel Energie zugeführt, wie am Stopfpickel abgenommen wird, bzw. was durch Reibung im System verloren geht. Die Energiespeicherung am Exzenter erfolgt in einer Schwungscheibe bzw. Schwungmasse, die beim Abbremsen des Stopfpickels Energie aufnimmt und beim Beschleunigen des Stopfpickels wieder in das dynamische System zurückgibt (Kinetische Energie).

[0003] Bei einem beispielsweise aus der EP 1 653 003 A2 bekannten hydraulischen Vibrationsantrieb wird ein großer Anteil der hydraulischen Energie für die Erzeugung der Vibrationen benötigt. Dieser Nachteil gegenüber einem Vibrationsantrieb mit Exzenter überlagert die möglichen Vorteile wie eine einfachere Ansteuerung oder eine kompaktere Bauweise.

[0004] Die GB 797 044 A zeigt ein Stopfaggregat gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Zusammenfassung der Erfindung

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, für ein Stopfaggregat der eingangs genannten Art eine Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik anzugeben. Die Aufgabe der Erfindung besteht insbesondere darin, eine kompakte Bauweise für Stopfaggregate zu schaffen.

[0006] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch ein Stopfaggregat gemäß Anspruch 1 gelöst. Abhängige Ansprüche betreffen vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung.

[0007] Die Erfindung sieht vor, dass ein erster Beistellzylinder mit dem Exzenterantrieb mechanisch verbunden ist und dass eine erste Druckkammer des ersten Beistellzylinders mit einer zweiten Druckkammer eines zweiten Beistellzylinders über eine Verbindungsleitung hydraulisch verbunden ist, um eine in der ersten Druckkammer mittels Exzenterantrieb erzeugte Druckänderung auf die zweite Druckkammer zu übertragen.

[0008] Der wesentliche Vorteil besteht hier in der Energiebilanz des Gesamtsystems, weil die Speicherwirkung des Exzenterantriebs genutzt wird. Damit verbinden sich die Vorteile des Exzenterantriebs mit dem Vorteil einer kompakten Bauweise, weil ein Beistellzylinder unabhängig vom Exzenterantrieb anordnbar ist.

[0009] Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung sieht vor, dass ein annähernd gleiches Kraftübertragungsverhältnis vom jeweiligen Beistellzylinder auf das zugeordnete Stopfwerkzeug gegeben ist und dass die beiden Beistellzylinder gegengleich angesteuert sind. Auf diese Weise hat jede Masse eine Gegenmasse, die sich entgegengesetzt bewegt. Der damit erreichte statische Massenausgleich minimiert Vibrationen und Schallemissionen. Dadurch entstehen ein angenehmeres Arbeitsumfeld für den Arbeiter, sowie ein geräuscharmer Einsatz des Stopfaggregates in Wohngebieten.

[0010] Günstig ist es zudem, wenn beide Beistellzylinder annähernd horizontal ausgerichtet sind, wenn das dem ersten Beistellzylinder zugeordnete Stopfwerkzeug bezüglich einer Schwenkachse ein erstes Massenträgheitsmoment aufweist, wenn das dem zweiten Beistellzylinder zugeordnete Stopfwerkzeug bezüglich einer Schwenkachse ein zweites Massenträgheitsmoment aufweist und wenn beide Massenträgheitsmomente aufeinander abgestimmt sind. Auf diese Weise ist ein dynamischer Massenausgleich sichergestellt, wodurch die sich über eine Aggregataufhängung auf eine Stopfmaschine übertragende Vibration minimiert ist.

[0011] Eine weitere vorteilhafte Ausbildung der Erfindung ist dadurch gegeben, dass das Stopfaggregat aus mehreren einzelnen Aggregat-Modulen zu einem Mehrschwellen-Aggregat zusammengesetzt ist. Durch die Kompaktheit der einzelnen Aggregat-Module können diese kostengünstig zu Mehrschwellen-Aggregaten kombiniert werden. Dies schlägt sich sowohl in der Produktion als auch in der Wartung der einzelnen Module positiv nieder. Dabei ist jedes Aggregat-Modul voreilhafteise baugleich mit einem eigenen Exzenterantrieb ausgeführt.

[0012] Bei zwei nebeneinander angeordneten Aggregat-Modulen kann es auch sinnvoll sein, wenn zwei erste Beistellzylinder mit einem gemeinsamen Exzenterantrieb mechanisch verbunden sind und wenn jeder erste Beistellzylinder mit einem zweiten Beistellzylinder hydraulisch verbunden ist.

[0013] Eine besonders vorteilhafte Ausbildung sieht vor, dass die Verbindungsleitung über eine Druckblende an ein Hydrauliksystem angeschlossen ist. Über diese Druckblende wird die Beistellkraft und Vibration der Beistellzylinder eingestellt.

[0014] Eine weitere sinnvolle Weiterbildung ist dadurch verwirklicht, dass sich eine Amplitude einer Exzenterwelle gleichförmig auf die beiden Beistellzylinder aufteilt. Anstatt mit zwei einzelnen Exzentern jeweils einen Beistellzylinder anzusteuern, kann eine doppelt so groß ausgeführte Exzenterwelle für beide Beistellzylinder verwendet werden.

[0015] Weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der Zeichnungsbeschreibung.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0016] Die Erfindung wird nachfolgend in beispielhafter Weise unter Bezugnahme auf die beigefügten Figuren erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 ein vereinfacht dargestelltes Stopfaggregat,
 Fig. 2 eine Stopfaggregat in Modulbauweise,
 Fig. 3 einen Verlauf der hydraulischen Verbindungsleitungen und
 Fig. 4 ein Stopfaggregat in Modulbauweise mit gemeinsamen Exzenterantrieb.

Beschreibung der Ausführungsformen

[0017] Ein in Fig. 1 vereinfacht dargestelltes Stopfaggregat 1 zum Unterstopfen einer Schotterbettung 2 unterhalb von Schwellen 3 eines Gleises 4 weist Paare von zwei gegenüberliegenden, um eine jeweilige Schwenkachse 5 schwenkbare Stopfwerkzeugen 14, 17 auf. Konkret ist als jeweiliges Stopfwerkzeug 14, 17 ein Stopfpickel 6 mit einem Pickelarm 8 auf einem Werkzeugträger 7 gelagert und mit einem Beistellzylinder 9, 15 verbunden.

[0018] Ein erster Beistellzylinder 9 ist an einem zylinderverseitigen Ende 10 mit einem als Exzenterantrieb 11 mit einer rotierenden Exzenterwelle 12 ausgeführten Schwingungsantrieb und an einem kolbenseitigen Ende 13 mit einem ersten Stopfwerkzeug 14 verbunden. Ein zweiter Beistellzylinder 15 ist auf einer Drehachse 16 drehbar auf dem Werkzeugträger 7 gelagert und mit seinem kolbenseitigen Ende 13 mit einem zweiten Stopfwerkzeug 17 verbunden.

[0019] Der erste Beistellzylinder 9 weist eine erste Druckkammer 18 und eine dritte Druckkammer 19 auf. Der zweite Beistellzylinder 15 weist eine zweite Druckkammer 20 und eine vierte Druckkammer 21 auf. Die erste Druckkammer 18 des ersten Beistellzylinders 9 ist mit der zweiten Druckkammer 20 des zweiten Beistellzylinders 15 über eine erste Verbindungsleitung 22 hydraulisch verbunden, um einen Teil der mittels des Exzenterantriebs 11 erzeugten Schwingung auf den zweiten Beistellzylinder 15 zu übertragen.

[0020] Angeschlossen sind der erste und der zweite Beistellzylinder 9, 15 an eine Konstantdruckversorgung 23 eines Hydrauliksystems. Über ein Servoventil oder ein Proportionalventil 24 ist die erste Verbindungsleitung 22 mit der Konstantdruckversorgung 23 und einem Tank 25 verbunden. Damit wird ein Beisteldruck in der ersten Druckkammer 18 des ersten Beistellzylinders 9 und in der zweiten Druckkammer 20 des zweiten Beistellzylinders 15 geregelt.

[0021] In der ersten Druckkammer 18 des ersten Beistellzylinders 9 wird der Beisteldruck überlagert von einem mittels des Exzenterantriebs erzeugten oszillieren-

den Druck. Über die erste Verbindungsleitung 22 teilt sich dieser oszillierende Druck auf die beiden Beistellzylinder 9, 15 auf. Dabei oszilliert Hydraulikflüssigkeit zwischen der ersten Druckkammer 18 und der zweiten Druckkammer 20 hin und her, wodurch auch eine Kolbenstange 29 des zweiten Beistellzylinders 15 in Vibration versetzt wird. Über eine erste Druckblende 26 wird ein Abfluss in Richtung Proportionalventil 24 verhindert.

[0022] Die dritte Druckkammer 19 des ersten Beistellzylinders 9 ist über eine zweite Verbindungsleitung 27 mit der vierten Druckkammer 21 des zweiten Beistellzylinders 15 hydraulisch verbunden. Über diese zweite Verbindungsleitung 27 erfolgt ein Volumenausgleich, der durch die Volumenzunahme in der ersten und zweiten Druckkammer 18, 20 während eines Beistellvorgangs sowie der überlagerten Oszillation der Hydraulikflüssigkeit notwendig ist.

[0023] Die zweite Verbindungsleitung 27 ist ebenfalls mit der Konstantdruckversorgung 23 verbunden und weist eine zweite Druckblende 28 zur Druckregulierung auf. Wenn die Kolbenstangen 29 der Beistellzylinder 9, 15 während eines Bestellvorgangs nach außen gedrückt und die Stopfwerkzeuge 6 beigestellt werden, entsteht in der dritten Druckkammer 19 und in der vierten Druckkammer 21 zwangsläufig eine Volumenverkleinerung und die Hydraulikflüssigkeit wird über die zweite Druckblende 28 abgeleitet.

[0024] Durch die aufeinander abgestimmte Dimensionierung der beiden Beistellzylinder 9, 15 wird eine gleich große Beistellkraft sowie eine gleichförmige und symmetrische Vibration der Stopfwerkzeuge 6 erzeugt. Die aus der rotierenden Exzenterwelle 12 resultierende Amplitude des Exzenterantriebs 11 ist dabei doppelt so hoch ausgeführt wie bei herkömmlichen Exzenteraggregaten, da sich diese Gesamtamplitude auf beide Beistellzylinder 9, 15 aufteilt.

[0025] Fig. 2 zeigt eine weitere Ausführungsvariante des Stopfaggregats 1 zum gleichzeitigen Unterstopfen von zwei Schwellen 3 des Gleises 4. Dazu werden ein erstes Aggregat-Modul 30 und ein zweites Aggregat-Modul 31 zu einem Zweischwellen-Stopfaggregat kombiniert. Die Stopfwerkzeuge 14, 17 können dabei in einer Gleisquerrichtung zueinander versetzt werden um eine gegenseitige Kollision zu vermeiden.

[0026] Anhand Fig. 2 wird eine bevorzugte Dimensionierung des erfindungsgemäßen Stopfaggregats erläutert. Dazu sind bezüglich der jeweiligen Schwenkachse 5 Radien r_1, r_2 eines oberen Schwenkhebels und eines unteren Schwenkhebels des ersten Stopfwerkzeugs 14 und Radien r_3, r_4 eines oberen Schwenkhebels und eines unteren Schwenkhebels des zweiten Stopfwerkzeugs 17 definiert.

[0027] Für eine statische Ausgeglichenheit sollen diese Radien r_1, r_2, r_3, r_4 in folgendem Verhältnis zueinander stehen:

$$r_1/r_2 = r_3/r_4$$

Dann wirken bei gleich dimensionierten Beistellzylindern 9, 15 gleiche Beistellkräfte auf die zu verdichtende Schotterbettung 2.

[0028] Für eine dynamische Ausgeglichenheit eines einzelnen Aggregat-Moduls 30, 31 des Stopfaggregates 1 sind ein erstes Massenträgheitsmoment I_1 des ersten Stopfwerkzeuges 14 um die zugeordnete Schwenkachse 5 und ein zweites Massenträgheitsmoment I_2 des zweiten Stopfwerkzeuges 17 um die zugeordnete Schwenkachse 5 zu beachten.

[0029] Für ein dynamisches Gleichgewicht zwischen den beiden Stopfwerkzeugen 6 muss folgende Bedingung eingehalten werden:

$$r_1/I_2 = r_3/I_4$$

Durch die annähernd horizontale Anordnung der Beistellzylinder 9, 15 gleichen sich damit alle Trägheitskräfte aus.

[0030] Fig. 3 zeigt einen Verlauf der Verbindungsleitungen 22, 27 bei einem kombinierten Stopfaggregat 1 aus Fig. 2. Hierzu gibt es wie in Fig. 1 eine erste hydraulische Verbindungsleitung 22, die jeweils zylinderseitig mit den ersten Beistellzylindern 9 und den zweiten Beistellzylindern 15 verbunden ist. Die zweite Verbindungsleitung 27 verbindet jeweils kolbenseitig die ersten Beistellzylinder 9 mit den zweiten Beistellzylindern 15.

[0031] Beide erste Beistellzylinder 9 sind dabei entweder an einen gemeinsamen Exzenterantrieb 11 (Fig. 4) oder jeweils an einen eigenen Exzenterantrieb 11 (Fig. 2) angeschlossen.

Patentansprüche

1. Stopfaggregat (1) zum Unterstopfen von Schwellen (3) eines Gleises (4), umfassend gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (14, 17), welche jeweils mit einem Beistellzylinder (9, 15) zur Erzeugung einer Beistellbewegung verbunden sind, wobei ein Exzenterantrieb (11) zur Erzeugung einer Vibrationsbewegung vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein erster (9) der Beistellzylinder (9, 15) mit dem Exzenterantrieb (11) mechanisch verbunden ist und dass eine erste Druckkammer (18) des ersten Beistellzylinders (9) mit einer zweiten Druckkammer (20) eines zweiten (15) der Beistellzylinder 9, 15 über eine Verbindungsleitung (22, 27) hydraulisch verbunden ist, um eine in der ersten Druckkammer (18) mittels des Exzenterantriebs (11) erzeugte Druckänderung auf die zweite Druckkammer (20) zu übertragen.

2. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein annähernd gleiches Kraftübertragungsverhältnis vom jeweiligen Beistellzylinder auf das zugeordnete Stopfwerkzeug (6) gegeben ist und dass die beiden Beistellzylinder gegen- gleich angesteuert sind.
3. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** beide Beistellzylinder (9, 15) annähernd horizontal ausgerichtet sind, dass das dem ersten Beistellzylinder (9) zugeordnete Stopfwerkzeug bezüglich einer Schwenkachse ein erstes Massenträgheitsmoment aufweist, dass das dem zweiten Beistellzylinder zugeordnete Stopfwerkzeug bezüglich einer Schwenkachse ein zweites Massenträgheitsmoment aufweist und dass beide Massenträgheitsmomente aufeinander abgestimmt sind.
4. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stopfaggregat (1) aus mehreren einzelnen Aggregat-Modulen (30, 31) zu einem Mehrschwellen-Aggregat zusammengesetzt ist.
5. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwei erste Beistellzylinder (9) nebeneinander angeordneter Aggregat-Module (30, 31) mit einem gemeinsamen Exzenterantrieb (11) mechanisch verbunden sind und dass jeder erste Beistellzylinder (9) mit einem zweiten Beistellzylinder (15) hydraulisch verbunden ist.
6. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verbindungsleitung (22, 27) über eine Druckblende (26, 28) an ein Hydrauliksystem angeschlossen ist.
7. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Amplitude einer Exzenterwelle (12) zu gleichen Teilen auf die beiden Beistellzylinder (9, 15) aufteilt ist.

Claims

1. A tamping unit (1) for tamping sleepers (3) of a track (4), comprising oppositely positioned tamping tools (14, 17) which are connected in each case to a squeezing cylinder (9, 15) for generating a squeezing motion, wherein an eccentric drive (11) is provided for generating a vibratory motion, **characterized in that** a first (9) of the squeezing cylinders (9, 15) is connected mechanically to the eccentric drive (11), and that a first pressure chamber (18) of the first squeezing cylinder (9) is connected hydraulically via a connecting line (22, 27) to a second pressure chamber (20) of a second (15) of the squeezing cyl-

inders (9, 15) in order to transmit a pressure change, generated in the first pressure chamber (18) by means of the eccentric drive (11), to the second pressure chamber (20).

- 5
2. A tamping unit (1) according to claim 1, **characterized in that** an approximately equal relationship of force transmission from the respective squeezing cylinder to the associated tamping tool (6) exists, and that the two squeezing cylinders are controlled in a diametrically opposed manner.
 3. A tamping unit (1) according to claim 1 or 2, **characterized in that** both squeezing cylinders (9, 15) are oriented approximately horizontally, that the tamping tool associated with the first squeezing cylinder (9) has a first mass moment of inertia with respect to a pivot axis, that the tamping tool associated with the second squeezing cylinder has a second mass moment of inertia with respect to a pivot axis, and that both mass moments of inertia are coordinated with one another.
 4. A tamping unit (1) according to one of claims 1 or 3, **characterized in that** the tamping unit (1) is composed of several individual unit modules (30, 31) to form a multi-sleeper unit.
 5. A tamping unit (1) according to claim 4, **characterized in that** two first squeezing cylinders (9) of unit modules (30, 31) arranged side by side are connected mechanically to a common eccentric drive (11), and that each first squeezing cylinder (9) is connected hydraulically to a second squeezing cylinder (15).
 6. A tamping unit (1) according to one of claims 1 or 3, **characterized in that** the connecting line (22, 27) is connected via a pressure diaphragm (26, 28) to a hydraulic system.
 7. A tamping unit (1) according to one of claims 1 or 4, **characterized in that** an amplitude of an eccentric shaft (12) is split evenly between the both squeezing cylinders (9, 15).

Revendications

1. Groupe de bourrage (1) pour le bourrage inférieur de traverses (3) d'une voie ferrée (4), comprenant des outils de bourrage opposés (14, 17) qui sont chacun connectés à un cylindre d'adjonction (9, 15) pour la génération d'un mouvement d'adjonction, dans lequel un entraînement excentrique (11) est prévu pour la génération d'un mouvement vibratoire, **caractérisé en ce qu'un** premier (9) des cylindres d'adjonction (9, 15) est connecté mécaniquement à l'entraînement excentrique (11) et qu'une première

chambre de pression (18) du premier cylindre d'adjonction (9) est connectée hydrauliquement à une seconde chambre de pression (20) d'un second (15) des cylindres d'adjonction (9, 15) par le biais d'une conduite de connexion (22, 27) pour transmettre une modification de pression générée dans la première chambre de pression (18) au moyen de l'entraînement excentrique (11) à la seconde chambre de pression (20).

2. Groupe de bourrage (1) selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'un** rapport de transmission de force approximativement identique du cylindre d'adjonction respectif à l'outil de bourrage associé (6) est donné et que les deux cylindres d'adjonction sont commandés de manière diamétralement opposée.
3. Groupe de bourrage (1) selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** les deux cylindres d'adjonction (9, 15) sont orientés de manière approximativement horizontale, que l'outil de bourrage associé au premier cylindre d'adjonction (9) présente par rapport à un axe de pivotement un premier moment d'inertie, que l'outil de bourrage associé au second cylindre d'adjonction présente par rapport à un axe de pivotement un second moment d'inertie et que les deux moments d'inertie sont accordés l'un à l'autre.
4. Groupe de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** le groupe de bourrage (1) est composé de plusieurs modules de groupe individuels (30, 31) en un groupe à plusieurs traverses.
5. Module de bourrage (1) selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** deux premiers cylindres d'adjonction (9) de modules de groupe (30, 31) disposés côté à côté sont connectés mécaniquement à un entraînement excentrique commun (11) et que chaque premier cylindre d'adjonction (9) est connecté hydrauliquement à un second cylindre d'adjonction (15).
6. Groupe de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la conduite de connexion (22, 27) est raccordée à un système hydraulique par le biais d'un obturateur de pression (26, 28).
7. Groupe de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce qu'une** amplitude d'un arbre excentrique (12) est répartie en parts égales sur les deux cylindres d'adjonction (9, 15).

Fig. 1

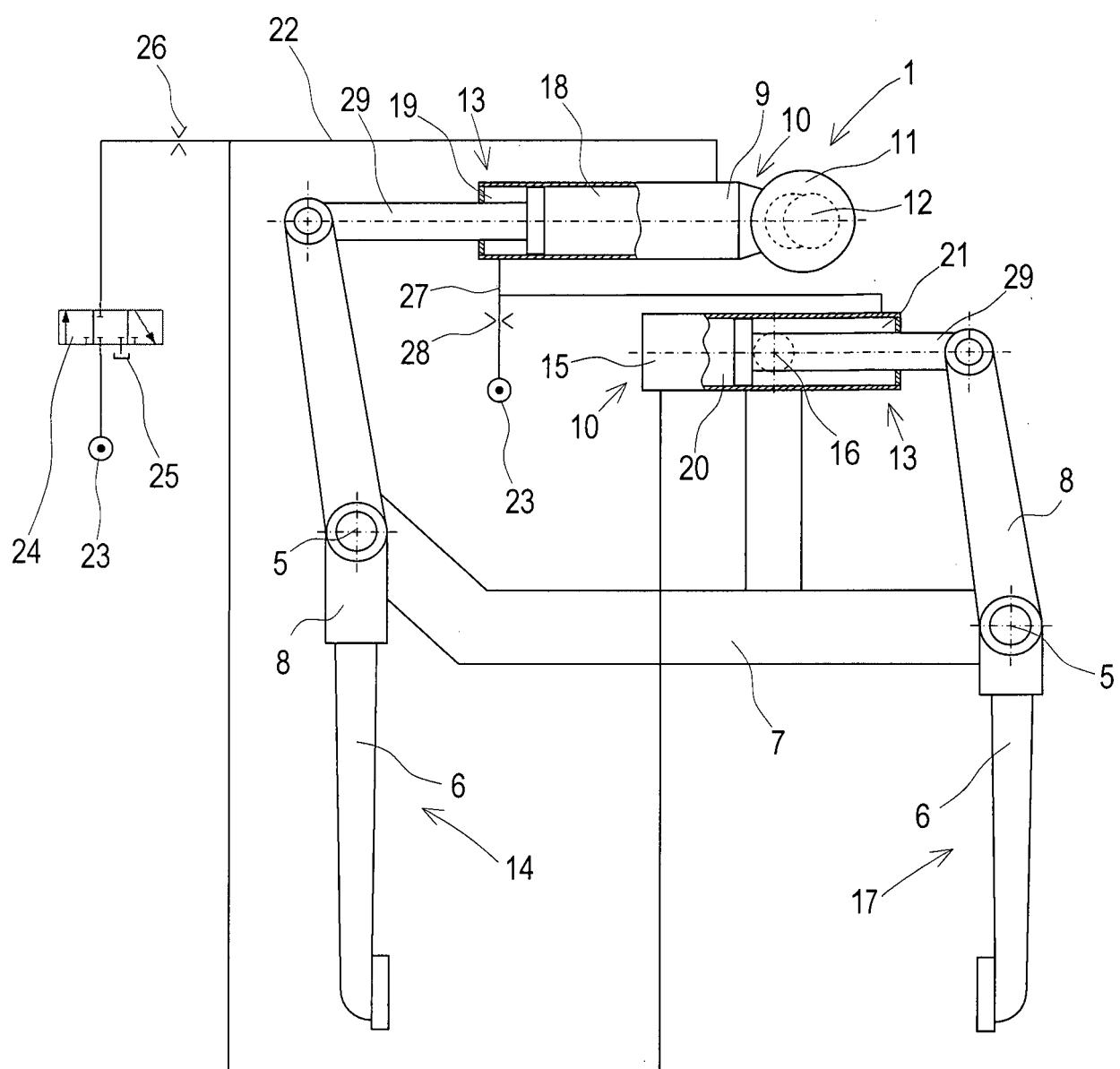
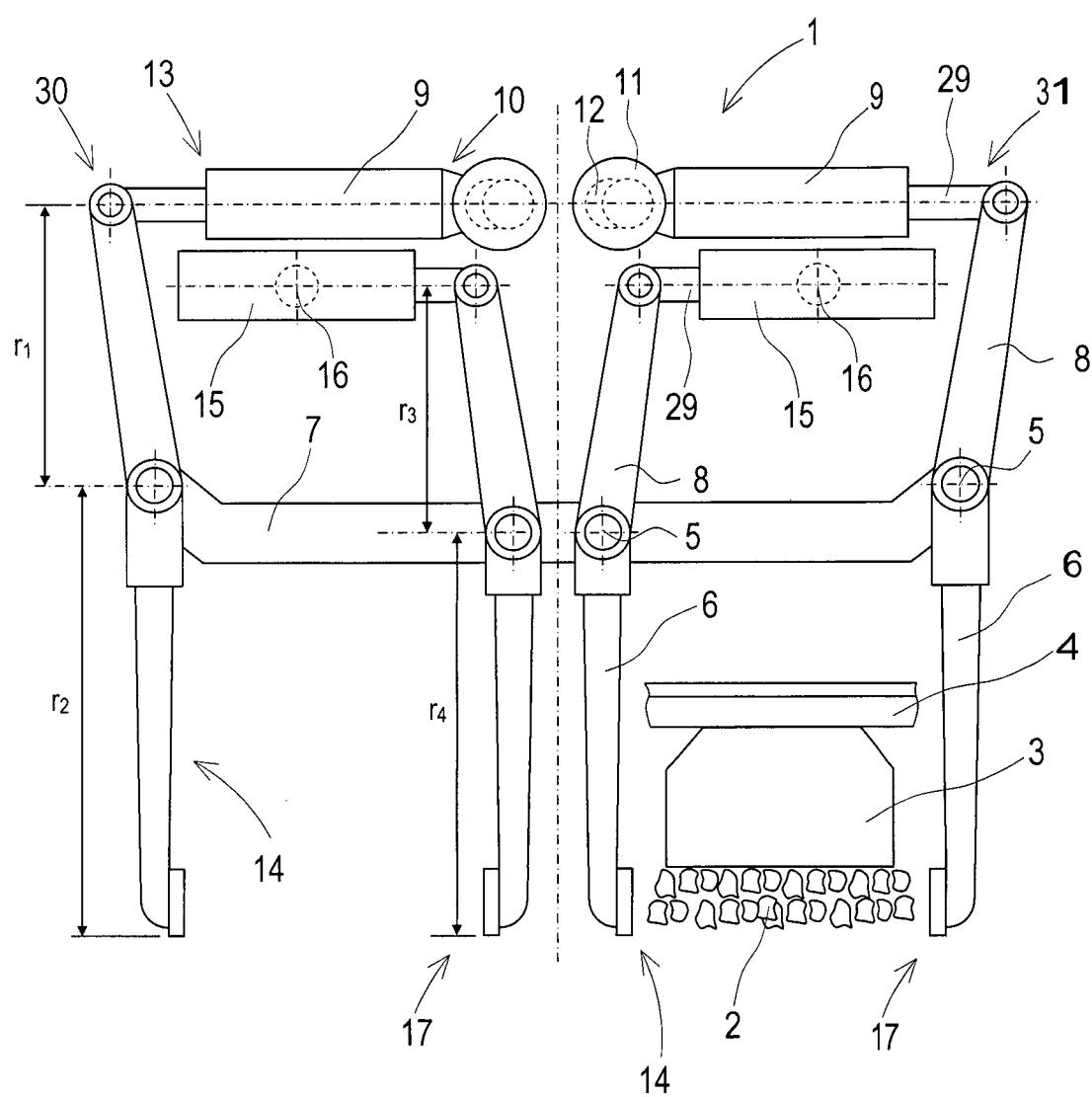


Fig. 2



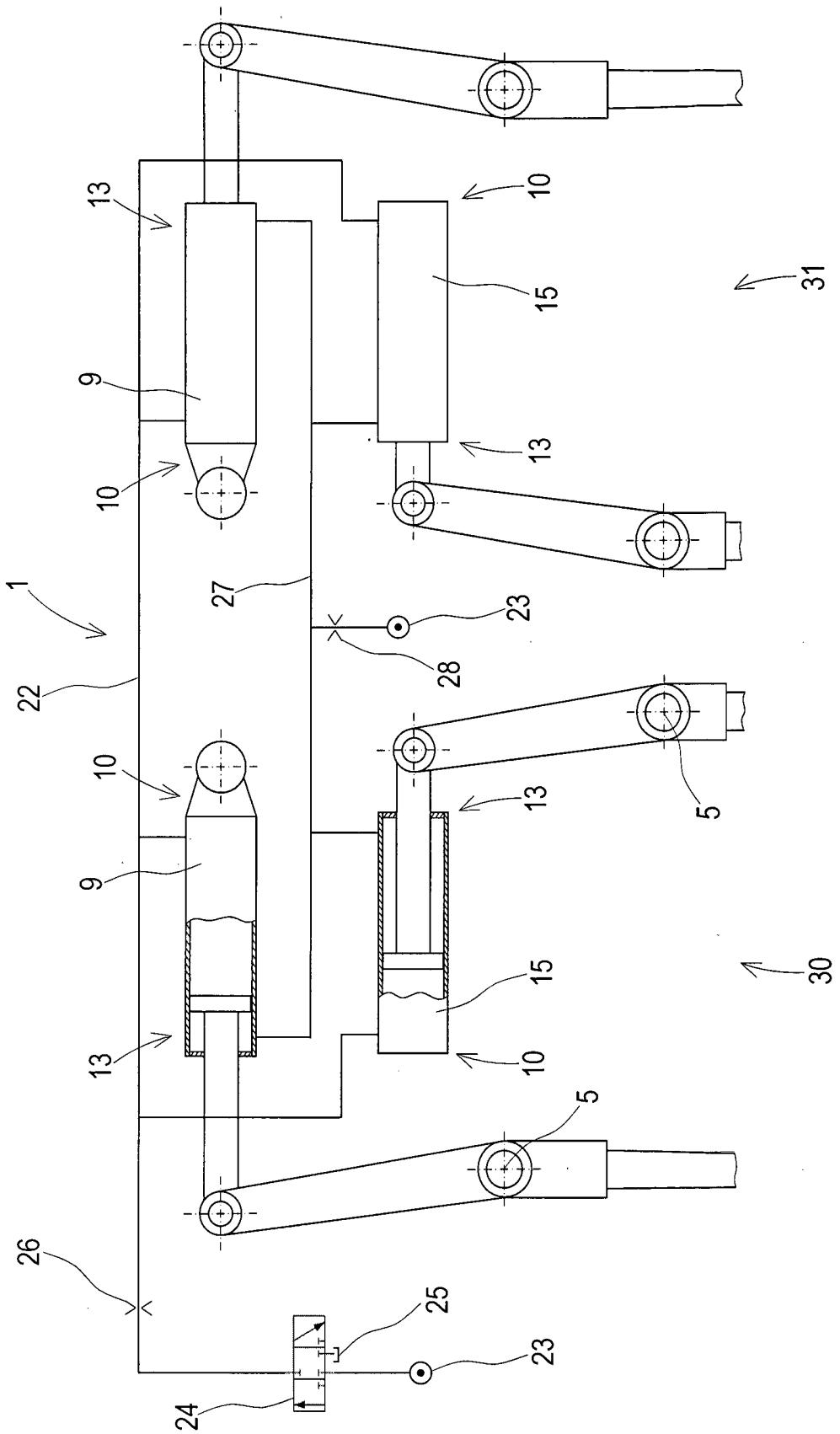
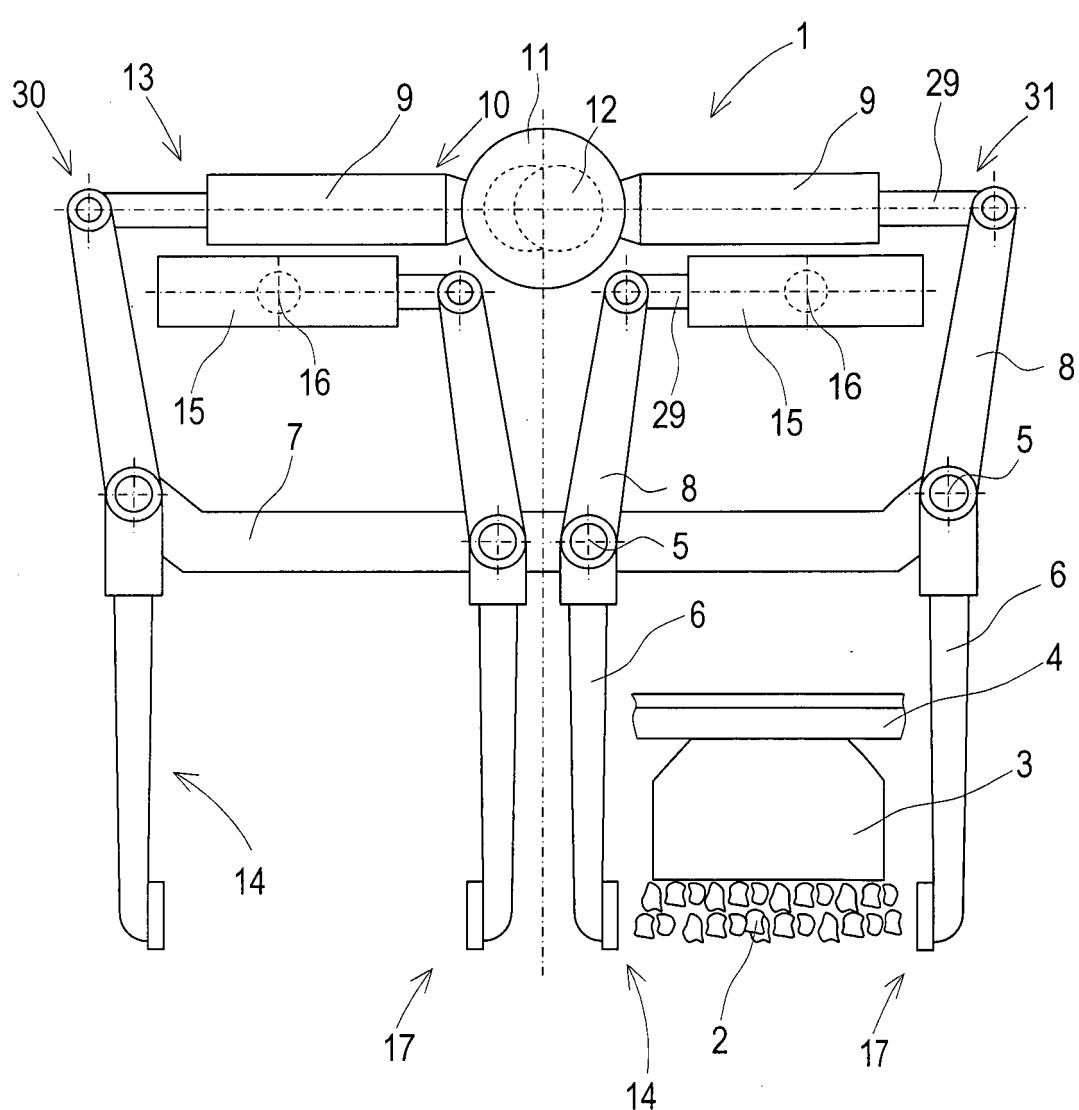


Fig. 3

Fig. 4



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

- AT 350097 B [0002]
- EP 1653003 A2 [0003]
- GB 797044 A [0004]