



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer: **0 135 479 B1**

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
09.12.87

Int. Cl.⁴: **E 02 D 7/18, E 02 D 11/00**

Anmeldenummer: **84810448.5**

Anmeldetag: **14.09.84**

Vorrichtung zum Rammen und Ziehen.

Priorität: **19.09.83 CH 5081/83**

Patentinhaber: **Simson und Partner,
Rudolf-Dieselstrasse 28, CH-8404 Winterthur (CH)**

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.03.85 Patentblatt 85/13

Erfinder: **Simson, Dionizy, Friedenstrasse 18,
CH-8400 Winterthur (CH)**

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.12.87 Patentblatt 87/50

Vertreter: **Bovard, Fritz Albert et al, Bovard AG
Patentanwälte VSP Optingenstrasse 16,
CH-3000 Bern 25 (CH)**

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI LU NL SE

Entgegenhaltungen:
**DE - A - 1 634 305
FR - A - 1 169 664
FR - A - 1 544 841
FR - A - 2 455 655
GB - A - 1 158 240
US - A - 3 262 507**

EP 0 135 479 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 vorliegende Erfindung betrifft eine Vorrichtung gemäss dem Oberbegriff des Patentanspruches 1 zum Eintreiben und Ausziehen von Rammgut, wie Pfählen oder Spundwandbohlen, ins bzw. aus dem Erdreich durch Einleitung periodisch in Längsrichtung auf das Rammgut wirkender Kräfte (z.B. entsprechend FR-A-1 544 841).

Eine Vorrichtung, längliches Rammgut mittels periodisch in Längsrichtung wirkender Kräfte einzutreiben und zu ziehen, ist bekannt (z.B. DE-A-2 732 934 oder DE-A-1 634 305). Hierbei werden Fliehkräfte von rotierenden Unwuchtmassen, welche elektrisch oder hydraulisch angetrieben sind, oder Reaktionskräfte von hydraulisch translatorisch bewegten Massen ausgenutzt. Solche Vorrichtungen weisen den Nachteil auf, dass die Reaktionsmasse bei jedem Zyklus durch das Druckmedium beschleunigt und wieder gebremst wird. Dadurch bleibt die abgegebene Leistung, verglichen mit der Antriebsleistung, relativ klein. Beim Antrieb der Reaktionsmasse mittels des Druckmediums allein, d.h. ohne Rücksichten auf die Eigenfrequenz der Reaktionsmasse und der passiven Massen, (Hammergestell, Klemmvorrichtung, Rammgut und Erdreich), kommt es vor, dass die aktive Masse sich vor dem Aufprall in entgegengesetzter Richtung zu derjenigen der passiven Massen bewegt. Dies stört bei reinem Vibrationsbetrieb weniger, jedoch beim Schlagen wird auf diese Weise ein grosser Teil der Aufprallenergie vernichtet.

Es sind auch Vorrichtungen bekannt (z.B. gemäss der CH-PS 594 111), bei welchen eine Masse auf Federn gelagert und mittels Fliehkräften zum Schwingen angeregt wird, wobei die Erregerfrequenz sich annähernd mit der Eigenfrequenz der schwingenden Masse deckt oder sich im Resonanzverhältnis zu dieser befindet. Die so schwingende Masse prallt gegen einen fest mit dem Rammgut verbundenen Anschlag, und das Rammgut wird auf diese Weise einerseits durch Schwingungen, welche sich über die Federung übertragen, in Bewegung gesetzt und andererseits durch die gerichteten Schläge in das Erdreich hinein- oder aus dem Erdreich herausgetrieben. Solche Vorrichtungen haben den Nachteil, dass die Schlagfrequenz nur durch Umbau der Einrichtung, d.h. durch Wechseln der Federn und Unwuchten auf eine andere Frequenz geändert werden kann. Dabei stört noch der Umstand, dass die gewünschte Frequenz eine relativ zu der Unwuchtdrehzahl harmonische sein muss. Bei höheren harmonischen Unterseetzungen ist die erreichte Einstimmung sehr labil. Bei Ramm- und Zieharbeiten verändert sich der Energiebedarf in Abhängigkeit von der Eindringtiefe des Rammgutes in das Erdreich. Bei kleiner Eindringtiefe ist es vorteilhafter, mit hochfrequenter Vibration zu arbeiten, wobei auch hier die Lärmentwicklung gering ist. Mit zunehmender Eindringtiefe wächst die Seitenreibung im Rammgut, und auch die Masse des mitbewegten Erdreichs wird grösser.

In diesem Fall sind grössere Energieimpulse wirksamer. Meistens ist die nötige Einrammtiefe ohne Schlag gar nicht zu erreichen, oder die dazu notwendigen Vibrationseinrichtungen nehmen beträchtliche Dimensionen an, wobei die Antriebsleistung hunderte von kW betragen kann. Das Rammen in rolligem Boden lässt sich vorteilhafter mittels Vibration, in bindigem Boden mittels Schlag oder Schlag-Vibration ausführen. Die eingesetzte Leistung wird dabei nicht optimal ausgenutzt. Bei kleiner Eindringtiefe und grosser Amplitude neigt die ganze Anordnung zum Hüpfen, das Eindringen ist klein, die aufgenommene Leistung gering. Bei grosser Eindringtiefe wächst der Energiebedarf oft in nicht voraussehbarer Weise, was zur Überlastung der Antriebseinrichtung führt und Schäden in der mechanischen Struktur der Ramme verursachen kann.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung gemäss dem Oberbegriff des Patentanspruches 1 zu schaffen, bei welcher ganz wesentlich Energie dadurch eingespart werden kann.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1 erwähnten Merkmale.

In der folgenden Beschreibung werden zwei beispielsweise Ausführungsformen der erfindungsgemässen Vorrichtung anhand der Zeichnungen erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung der Vorrichtung,

Fig. 2 einen Vertikalschnitt durch eine erste Ausführungsform der erfindungsgemässen Vorrichtung,

Fig. 3 einen Schnitt nach der Linie III-III in Fig. 2,

Fig. 4 einen Vertikalschnitt durch eine Vorrichtung nach einem zweiten Ausführungsbeispiel mit zwei synchronisierten Reaktionsmassen,

Fig. 5 einen Schnitt nach der Linie V-V in Fig. 4 und

Fig. 6a-d eine Reihe von Kurven, aus denen die zum theoretischen Verständnis der erfindungsgemässen Vorrichtung notwendigen Funktionen ersichtlich sind.

Bei einer beispielsweise Ausführungsform der erfindungsgemässen Vorrichtung wird das Rammgut 5 in geeigneten Verhältnissen einvibriert, wobei bei gleichbleibender Leistung die Frequenz und damit die Amplitude laufend den optimalen Rammverhältnissen angepasst werden kann, und zwar durch Beeinflussen der Impulszahl der Erregerkraft und gleichzeitiges Ändern der Federkonstante, so dass diese die Eigenfrequenz der Reaktionsmasse 1 in Einklang mit der Erregerfrequenz bringt.

In anderen Lagen als der horizontalen wird das Eigengewicht der Reaktionsmasse 1 so ausgeglichen, dass bei gleichbleibender Federkonstantensumme der Vorspanndruck der Federung so verteilt wird, dass die Reaktionsmasse 1 in Schwebelage zwischen beiden Anschlägen 4 bleibt. Durch ein Nähern der Reaktionsmasse 1 an einen Anschlag 4 wird ein Steuerimpuls ausgelöst, welcher durch

kurzzeitiges Zuschalten der Druckquelle die vibrierende Reaktionsmasse 1 vom Anschlag 4 entfernt.

Bei zunehmendem Rammwiderstand wird die Einrichtung dadurch in Schlagbetrieb versetzt, dass die Reaktionsmasse 1 aus dem Schwebezustand zwischen beiden Anschlägen 4 mit einer verhältnismässig kleinen Kraft an einen der beiden Anschläge 4 angedrückt wird, und zwar auf diese Art, dass die Steuereinrichtung, welche das Schweben der Reaktionsmasse 1 überwacht, ausgeschaltet wird, und der Vorspanndruck an beiden pneumatischen Federn 7 so verändert wird, dass die Federkonstanten-Summe gleich bleibt, aber eine geringe Kraftdifferenz entsteht. Bei dieser Anordnung können die Schlagfrequenz und Schlagenergie bei gleichbleibender Leistung beliebig verändert und den Rammverhältnissen angepasst werden.

Die Funktionsweise der Vorrichtung ist kurz die folgende: Die Reaktionsmasse 1 ist auf pneumatischen Federn 7 gelagert, deren Federkonstante der Reaktionsmasse 1 und der Erregerfrequenz so angepasst ist, dass die Reaktionsmasse 1 mit der Eigenfrequenz schwingt. Die zugeführte Energie in Form eines pulsierenden Mediumstromes dient zur Aufhebung der Reibungsverluste und wird in Form von Vibration oder Schlag auf das Rammgut 5 geleitet. Die Reaktionsmasse 1 muss nicht bei jedem Richtungswechsel mittels Druckmedium vom Antrieb abgebremst und von neuem beschleunigt werden, da sie von selbst schwingt, wodurch eine erhebliche Energieeinsparung erreicht wird.

Dank der Federung wird die Reaktionsmasse in erster Phase durch zwei Kräfte beschleunigt, nämlich durch den Mediumdruck vom Antrieb und durch die vorgespannte Feder 7. Während der Bewegung der Reaktionsmasse in Richtung Anschlag 4, vermindert sich die Vorspannkraft der Feder 7, und im Falle dass sie das Vorzeichen ändert, wirkt sie dem Antriebsdruck entgegen, die positiven Massen werden in die gleiche Richtung beschleunigt, in welche auch der Schlag gerichtet ist.

Die Vorrichtung gemäss dem in Fig. 2 und 3 dargestellten Ausführungsbeispiel weist ein Gestell 2 auf, welches die Reaktionsmasse 1 von allen Seiten umhüllt und an beiden Enden Anschläge 4 bildet. An den Anschlägen 4 sind axial zwei Stufenkolben 3 angeordnet, welche einerseits von Verbindungsleitungen 23 bzw. 24 durchsetzt sind, durch welche die inneren Zylinderräume 30 mit einem Steuerventil 15 und den Federn 7 kommunizieren. Andererseits sind die Stufenkolben von den beiden Druckmediumkanälen 25 bzw. 26, d.h. dem Zulauf 25 und dem Ablauf 26 durchsetzt, welche mit den äusseren Zylinderräumen 31 kommunizieren. Von unten weist das Gestell 2 eine Klemmvorrichtung 6 auf, mittels welcher die ganze Einrichtung mit dem Rammgut 5 verbunden wird. Oben am Hammergestell 2 ist eine Aufhängeöse 19 mit Stossdämpfung 20 angebracht. Zwischen dem unteren Anschlag 4 und der Klemmvorrichtung 6 befinden

sich der Impulsgeber 10 samt seinem Antrieb 9 und ein Hydrospeicher 11, welcher an den Zulauf 25 angeschlossen ist. Direkt an den beiden Stufenkolben 3 (Federkolben 3a und Antriebskolben 3b) befinden sich pneumatische Federn 7. Die beiden Druckmediumanschlüsse für Federn sind mit festen, sehr engen Drosseln 8 versehen. Das ganze Hammergestell 2, welches die Form einer Schichtkonstruktion hat, ist durch vorgespannte Zuganker 21 zu einer Einheit zusammengeschaubt. Alle internen Mediumleitungen (z.B. die Leitung 22) sind im Innern des Hammergestells 2 integriert.

In der walzenförmigen Reaktionsmasse 1 befinden sich an beiden Enden axiale Stufenbohrungen, welche Zylinder und zugleich auch Gleit- und Führungsflächen sowie je zwei Zylinderräume 30 bzw. 31 bilden.

Der Antrieb besteht aus einer druck- und stromgeregelten Druckquelle 18, einem Stromregler 12 für den Pulsatorantrieb, einem Stromteiler 14, einem Steuerventil 15, einem einstellbaren Druckdifferenzventil 16 und einem ebenfalls einstellbaren Druckregelventil 17 zur Steuerung der Federung. Elastische Leitungen verbinden die Antriebseinheit mit der Vorrichtung, wobei der Ablauf 26 mit einem Filter 13 versehen ist. Die Antriebseinheit kann eine separate, mit eigenem Antriebsmotor ausgerüstete Einheit bilden oder, was vorteilhafter ist, in die Leistungshydraulik eines Kranes oder Baggers integriert werden.

In Fig. 4 ist eine Vorrichtung mit zwei Reaktionsmassen 1 dargestellt. Diese unterscheidet sich von einer mit nur einer Reaktionsmasse 1 versehenen Vorrichtung dadurch, dass sie dreistufige Zylinder/Kolben-Einheiten 3 aufweist. Die zusätzlichen Zylinder sind bei beiden Reaktionsmassen 1 kreuzartig miteinander verbunden, wobei jede Leitung durch ein Rückschlagventil 28 mit dem Druckmediumzulauf 25 verbunden ist. Bei Inbetriebnahme füllen sich die Leitungen samt den Zylinderräumen über die Rückschlagventile 28 mit Druckmedium. Um der in den Leitungen und Zylinderräumen befindlichen Luft das Entweichen zu ermöglichen, sind die Kreuzleitungen 29 mit je einem Überdruckventil 27 ausgerüstet, welche mit der Ablaufleitung 26 in Verbindung stehen. Bei einer Leckage kann Druckmedium durch die Rückschlagventile 28 nachfliessen, bei Verlieren der Synchronisation wird das überschüssige Öl aus einer der Kreuzleitungen 29 über die Überdruckventile 27 in den Ablauf herausgepresst. Der eingestellte Überlaufdruck ist höher als der Arbeitsdruck des Antriebes, und beide Überdruckventile 27 können auch als Sicherheitsventile angesehen werden.

Die in Fig. 2 und 3 dargestellte Vorrichtung arbeitet wie folgt:

Sobald die Vorrichtung auf das Rammgut 5 aufgestellt und über die Klemmvorrichtung 6 mit ihm fest verbunden ist, wird die Druckquelle 18 aktiviert, wodurch ein Druckmediumstrom zu einer Zylinder/Kolben-Einheit in der Reaktionsmasse 1 fliesst und diese so lange bewegt, bis der Gegendruck in der auf der gegenüberliegenden

Seite der Reaktionsmasse 1 liegenden pneumatischen Feder 7 eine gleich grosse Gegenkraft verursacht wie der Antriebsdruck. Zur gleichen Zeit fliesst ein zweiter Druckmediumstrom über einen Stromregler 12 zum Impulsgeberantrieb. Der Impulsgeber 10 wird in Bewegung gesetzt und schaltet den Antriebsstrom des Druckmediums in den am Stromregler vorgegebenen Takt um. Die Reaktionsmasse 1 bewegt sich in die umgekehrte Richtung bis sich wieder die Vorspannkraft der zweiten Feder mit der Antriebskraft ausgleicht. Dies wiederholt sich so lange, bis der Sollwert an einer nicht dargestellten Regeleinheit von Hand oder über automatische Auswertung eines Signals wie z.B. der Eindringgeschwindigkeit oder auch durch ein Programm nicht verändert wird. Mit der Sollwertänderung wird der Stromregler 12 so verstellt, dass die gewünschte Frequenz erreicht wird. Zugleich wird der neuen Frequenz auch die Federkonstante angepasst. Das Druckregelventil 17, durch welches ein dritter, über einen Stromteiler 14 begrenzter Strom durchfliesst, stellt den Druck auf einen vorgegebenen Wert ein, und zugleich wird die Druckänderung durch das aktivierte Steuerventil 15 über Leitungen auf beide pneumatische Federn geleitet. Über die engen, festen Drosseln 8 gleicht sich der mittlere Vorspanndruck in den Federn 7 dem Vorgabedruck an. Sobald der gewünschte Zustand erreicht ist, kehrt das Steuerventil 15 in die mittlere Stellung zurück und sperrt die Leitungen ab. Bei Vibrationsbetrieb wird das Steuerventil 15 immer dann kurz aktiviert, wenn die Reaktionsmasse sich einem der beiden Anschläge 4 zu sehr nähert. Durch ein Signal eines nicht dargestellten Näherungsschalters wird das Steuerventil 15 so angeregt, dass auf der fraglichen Seite über kurze Zeit Überdruck zugeleitet wird, bis sich die Reaktionsmasse 1 von der Nähe des Anschlages 4 entfernt.

Das Druckdifferenzventil 16 hat die Aufgabe, einen Druckunterschied zwischen den Federn 7 zu erzeugen. Dies ist erforderlich bei einer Lage der Rammeinrichtung, welche von der horizontalen abweicht. Das Gewicht der Reaktionsmasse 1 muss ausgeglichen werden. Bei Schlagbetrieb wird über dieses Ventil 16 die Anpresskraft der Reaktionsmasse 1 an den Anschlag 4 sowie die Schlagrichtung durch die Druckdifferenz bestimmt.

Um die Druckquelle und die Zuleitung vor Druckstössen zu schonen, ist in unmittelbarer Nähe des Impulsgebers 10 ein Hydrospeicher 11 angebracht, welcher die Aufgabe hat, die Druckpulsation des unter hohem Druck stehenden Druckmediums zu glätten.

Die Eigenfrequenz einer Masse ist abhängig von der Massengrösse und der Federkonstanten der Feder, auf welcher die Masse 1 gelagert ist:

$$\omega = \sqrt{c/m}$$

Bei gegebener Masse lässt sich die Eigenfrequenz durch Ändern der Federkonstante beeinflussen.

Fig. 6a zeigt den Verlauf der Funktion $C =$

$m \cdot \omega^2$. Mit zunehmender Frequenz nimmt die Federkonstante zu.

Beim Schwingen einer gegebenen Masse und bei gleichbleibender Antriebsleistung nimmt die Auslenkung der Masse ab. Der Verlauf dieser Funktion ist in Fig. 6b dargestellt.

In einem Druckspeicher ist der erzeugte Druck vom Volumen, um welches die Gasblase verkleinert ist, abhängig

$$p = \frac{p_1 \cdot V_1^{1,4}}{V^{1,1}} \quad (\text{Fig. 6c})$$

Um einen gewünschten Verlauf der Druckänderung

$$C = \frac{\Delta P}{\Delta V}$$

zu erzielen, genügt es, den Vorspanndruck p_n entsprechend einzusetzen. Bei Volumenveränderungen, welche durch die schwingende Reaktionsmasse mittels entsprechender Zylinder-Kolben-Einheit verursacht werden, lassen sich Druckverläufe einstellen, welche der gewünschten Federkonstante annähernd entsprechen. Den Verlauf dieser Funktion zeigt die Fig. 6d.

Auf diese Weise gelingt es, eine Vorrichtung zu schaffen, welche gestattet, Ramm- und Zieharbeiten auf energiesparende Weise durchzuführen. Für diese Energieeinsparung kausal sind die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 1 erwähnten Merkmale.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Rammen und Ziehen mittels einer Reaktionsmasse (1) aufweisenden Vibrators, wobei die Reaktionsmasse (1) auf entgegengesetzten Seiten wechselweise einerseits einem Antriebsdruck und andererseits einem Federdruck ausgesetzt, und innerhalb eines Hammergestells (2) frei beweglich angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Reaktionsmasse (1) Antriebs- und Federzylinderräume (31, 30) besitzt, in welche Antriebs- und Federkolben (3b, 3a) reichen, durch die in der Reaktionsmasse (1) mindestens ein Antriebs- und mindestens ein Federzylinder gebildet wird, wobei der Antriebszylinder (31) mit einem Impulsgeber (10) und der Federzylinder (30) mit einer pneumatischen Feder (7) verbunden sind.

2. Vorrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Reaktionsmasse (1) in ihrer geometrischen Längsachse an ihren beiden voneinander abgewendeten Stirnseiten je eine abgesetzte Zylinderbohrung besitzt, in welche Bohrungen entsprechend abgesetzte Stufenkolben (3a, 3b) reichen, durch welche Bohrungsabsetzungen beidseitig je ein Federzylinder (30) und ein Antriebszylinder (31) gebildet wird, wobei die beiden Antriebszylinder (31) mit einem Impulsgeber (10) und die beiden Federzylinder (30) mit je einer pneumatischen Feder (7) verbunden sind.

3. Vorrichtung nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass in den Verbindungsleitungen (23, 24) zwischen dem Federzylinder (30) und einer Druckquelle je ein Widerstand (8) eingebaut ist.

4. Vorrichtung nach Patentanspruch 2 mit zwei zylinderförmigen Reaktionsmassen, dadurch gekennzeichnet, dass die Reaktionsmassen (1) nebeneinander angeordnet sind und in ihren geometrischen Achsen auf ihren vier Stirnseiten mit je einem dreistufigen Zylinder/Kolben-Aggregat ausgerüstet sind, von denen jedes eine dreiteilige axiale Stufenbohrung aufweist, in welche Bohrungen mit einem die Reaktionsmassen (1) umgebenden Hammergestell (2) fest verbundene und mit den Stufen entsprechenden Absetzungen versehene Kolben (3) hineinreichen, so dass pro Reaktionsmasse (1) beidseitig drei Zylinderräume entstehen, wobei von den vier mittleren Zylinderräumen diejenigen der einen Stirnseite der einen Reaktionsmasse (1) mit denjenigen der anderen Stirnseite der anderen Reaktionsmasse (1) verbunden sind.

Revendications

1. Dispositif pour enfoncer et pour extraire au moyen d'un vibreur présentant une masse de réaction (1), la masse de réaction (1) étant soumise alternativement sur les côtés opposés d'une part à une pression d'entraînement et d'autre part à une pression de ressort, et étant disposée mobile à l'intérieur d'une cage de marteau (2), caractérisé en ce que la masse de réaction (1) comprend des alésages cylindriques à entraînement et à ressort (31, 30), dans lesquels s'étendent des pistons d'entraînement et à ressort (3b, 3a) au moyens desquels est constitué au moins un cylindre d'entraînement et un cylindre à ressort dans la masse de réaction (1), le cylindre d'entraînement (31) étant relié à un générateur d'impulsion (10), et le cylindre à ressort (30) à un ressort pneumatique (7).

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que la masse de réaction (1) comprend à chacun de ses deux côtés frontaux opposés, dans son axe géométrique longitudinal, une alésage cylindrique à épaulement, dans lesquels alésages s'étendent des pistons différentiels à gradins (3a, 3b) correspondants, au moyen desquels alésages à épaulement est constitué des deux côtés chaque fois un cylindre à ressort (30) et un cylindre à entraînement (31), les deux cylindres d'entraînement (31) étant reliés à un générateur d'impulsions (10) et les deux cylindres à ressort (30) étant reliés chaque fois à un ressort pneumatique (7).

3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'une résistance (8) est agencée dans les conduits de liaison (23, 24) chaque fois entre le cylindre à ressort (31) et une source de pression.

4. Dispositif selon la revendication 2, avec deux masses de réaction à forme cylindrique, caractérisé en ce que les masses de réaction (1) sont disposées l'une à côté de l'autre et équipées sur cha-

cun de leur quatre côtés frontaux dans leurs axes géométriques d'un agrégat cylindre/piston à trois étages, dont chacun comprend un alésage axial à épaulement à trois parties, dans lesquels alésages s'étendent des pistons (3) solidaires d'une cage de marteau (2) entourant les masses de réaction (1) et pourvus d'épaulements correspondants aux étages, de telle sorte que sont constitués trois alésages cylindriques des deux côtés de chaque masse de réaction, les alésages d'un côté frontal de l'une des masses de réaction (1), parmi les quatre alésage cylindriques intermédiaires, étant reliés à ceux de l'autre côté frontal de l'autre masse de réaction (1).

Claims

1. Device for driving and extracting by means of a vibrator having a reaction mass (1), the reaction mass (1) being alternately exposed on opposite sides to a driving pressure, on the one hand, and to a spring pressure, on the other hand, and being disposed freely movably within a hammer frame (2), characterized in that the reaction mass (1) has driving and spring cylinder chambers (31, 30) into which driving and spring pistons (3b, 3a) extend, by means of which at least one driving cylinder and at least one spring cylinder are formed in the reaction mass (1), the driving cylinder (31) being connected to a pulsator (10) and the spring cylinder (30) being connected to a pneumatic spring (7).

2. Device according to patent claim 1, characterized in that the reaction mass (1) has in its geometric longitudinal axis at each of the two end faces thereof turned away from one another a shouldered cylinder bore, into which bores matchingly shouldered stepped pistons (3a, 3b) extend, by means of which bore shoulders a spring cylinder (30) and a driving cylinder (31) are formed at each of the two ends, the two driving cylinders (31) being connected to a pulsator (10), and the two spring cylinders (30) being connected to one pneumatic spring (7) each.

3. Device according to patent claim 2, characterized in that a resistance (8) is inserted in each of the connection lines (23, 24) between the spring cylinder (30) and a pressure source.

4. Device according to patent claim 2 having two cylindrical reaction masses, characterized in that the reaction masses (1) are disposed next to one another and are equipped in their geometric axes at their four end faces with one three-step cylinder-piston unit each, each of which has a three-part axial stepped bore, into which bores pistons (3) fixed to a hammer frame (2) surrounding the reaction masses (1) and provided with shoulders matching the steps extend, so that per reaction mass (1) three cylinder chambers are formed on each side, and of the four middle cylinder chambers, those of the one end face of the one reaction mass (1) being connected to those of the other end face of the other reaction mass (1).

1/4

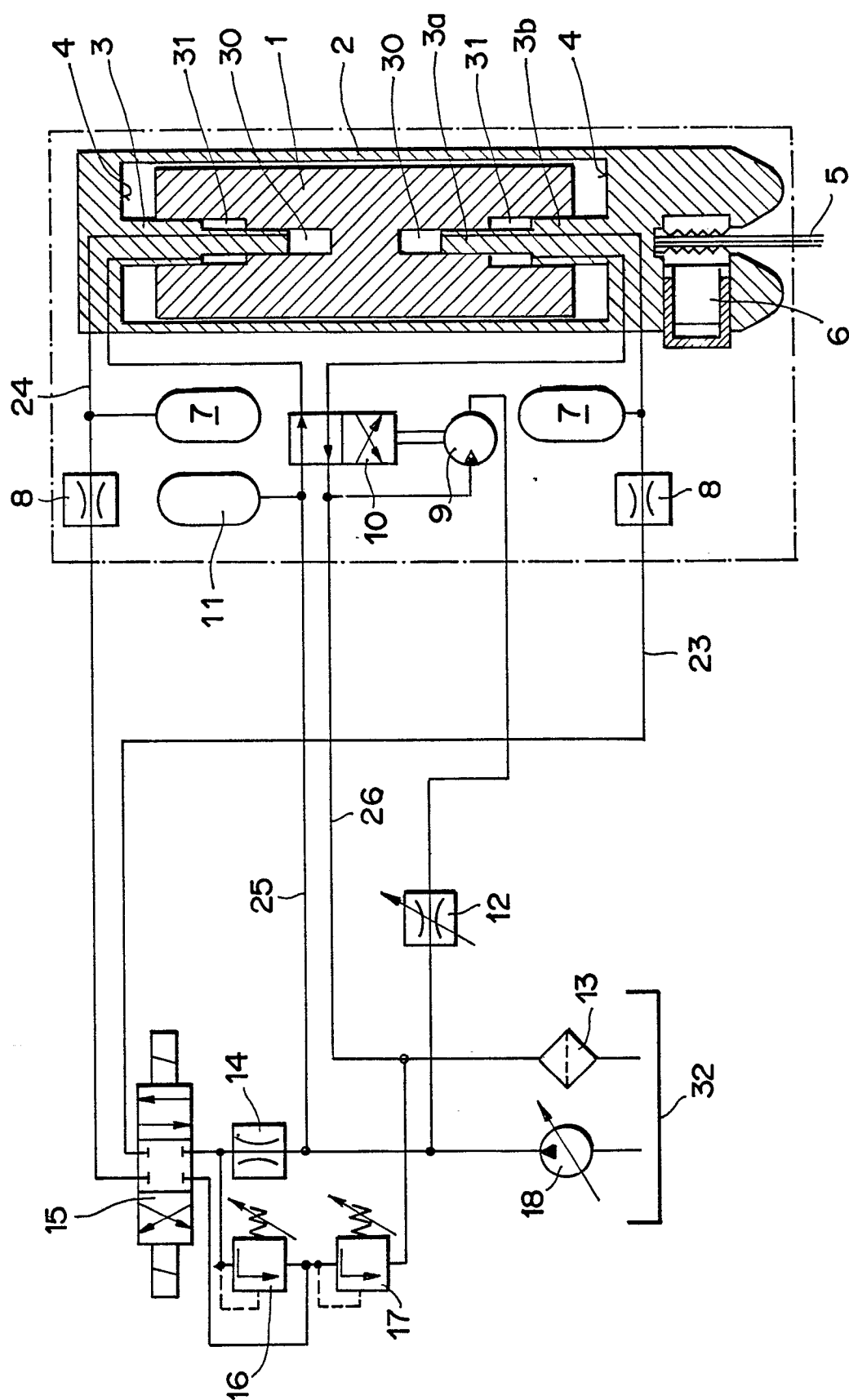


FIG. 2

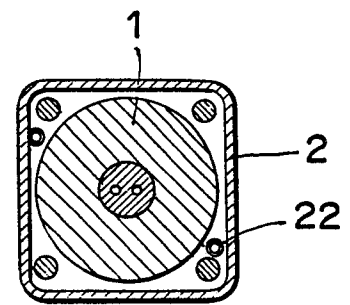
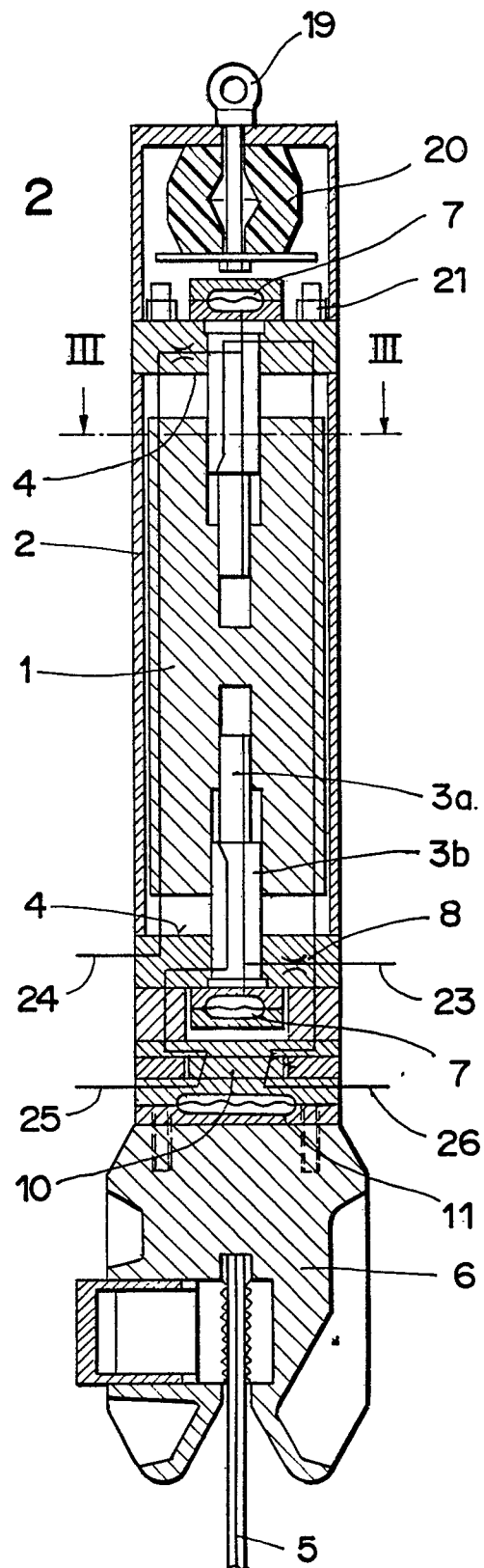


FIG. 3

3/4

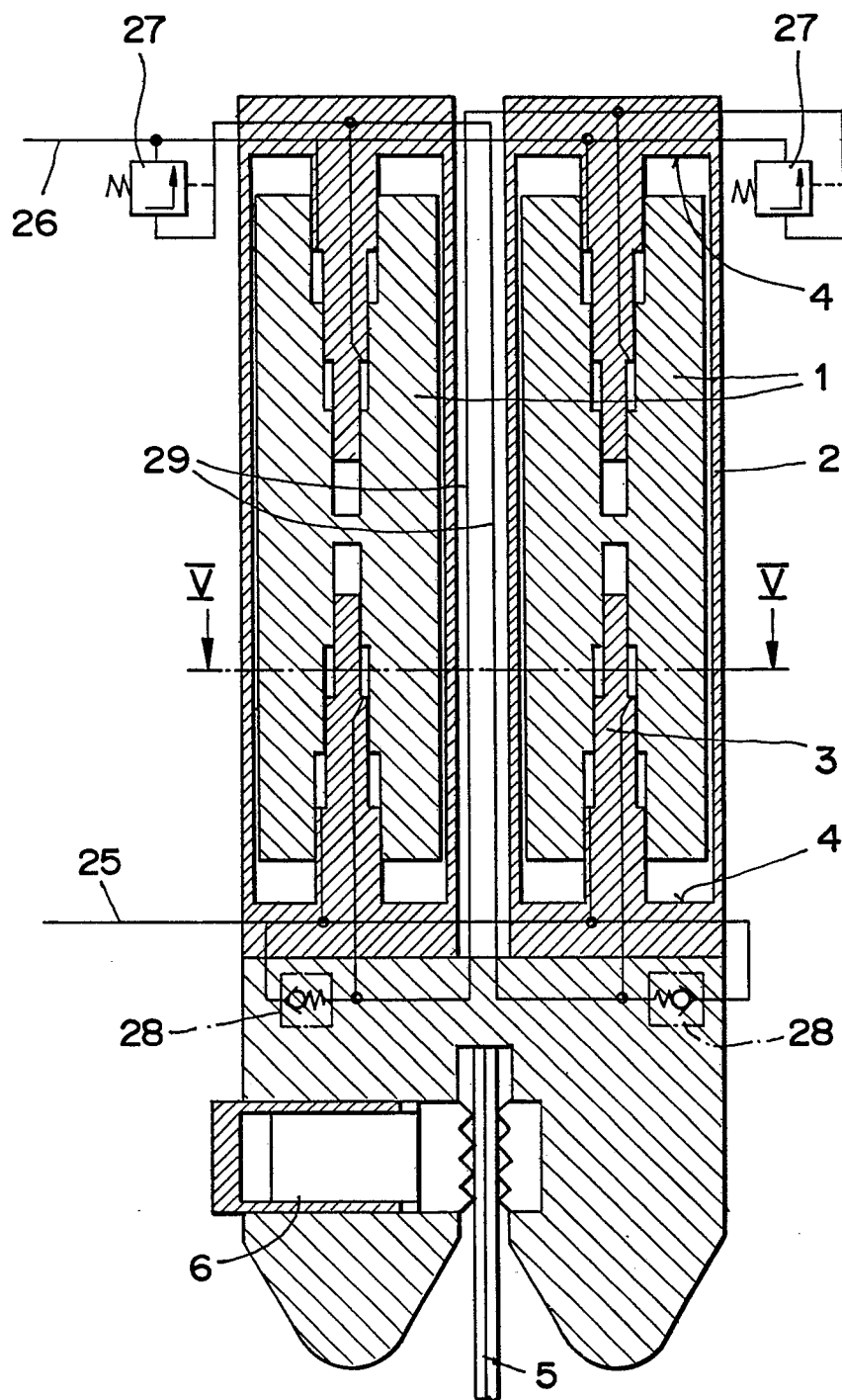


FIG. 4

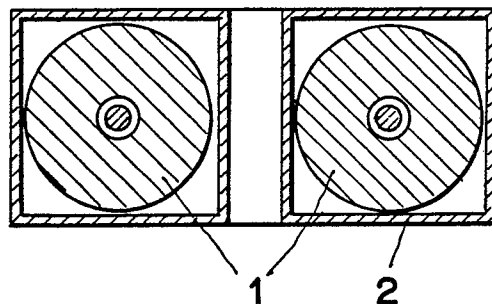


FIG. 5

FIG. 6c

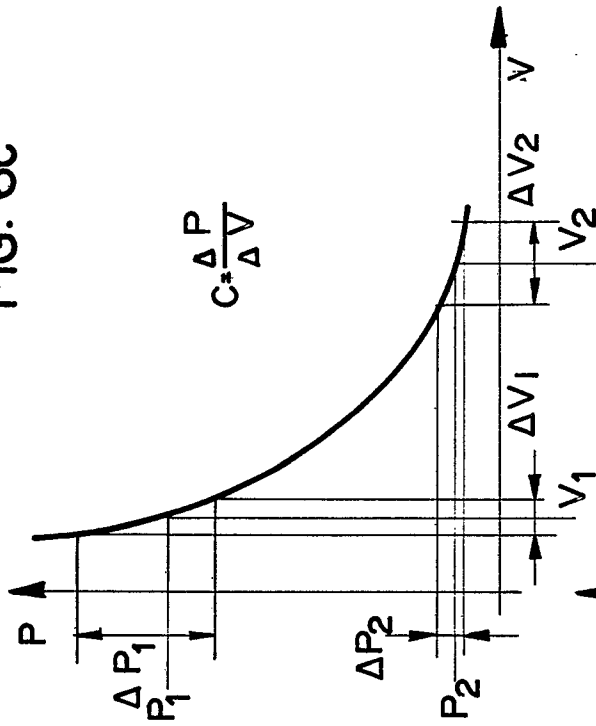


FIG. 6d

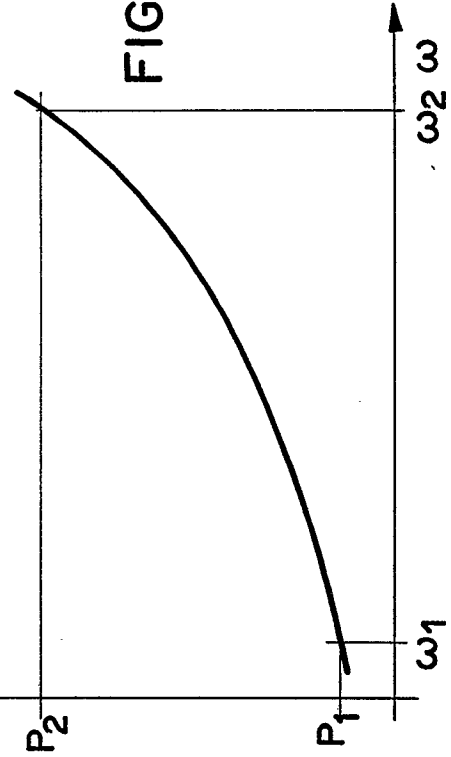


FIG. 6a

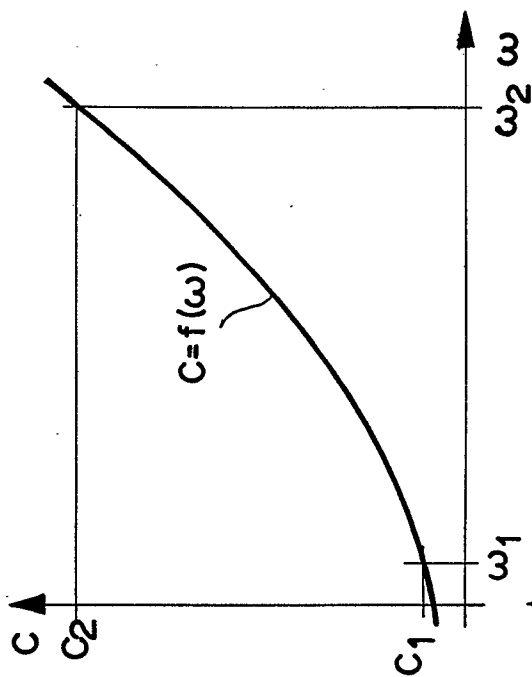


FIG. 6b

