



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪ Veröffentlichungsnummer: **0 116 164 B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
13.01.88

⑤① Int. Cl.⁴: **E 02 D 7/18**

②① Anmeldenummer: **83112971.3**

②② Anmeldetag: **22.12.83**

⑤④ **Vibrationsramme.**

③⑦ Priorität: **03.02.83 DE 3303574**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.08.84 Patentblatt 84/34

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.01.88 Patentblatt 88/2

⑥④ Benannte Vertragsstaaten:
AT CH FR GB IT LI NL

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
FR-A-1 567 678
US-A-3 004 389

⑦③ Patentinhaber: **Tünkers, Josef- Gerhard,**
Bahnstrasse 46, D-4030 Ratingen 1 (DE)

⑦② Erfinder: **Tünkers, Josef- Gerhard, Bahnstrasse 46,**
D-4030 Ratingen 1 (DE)

⑦④ Vertreter: **Beyer, Rudi, Gneisenaustrasse 1, D-4030**
Ratingen 6 (Hösel) (DE)

EP 0 116 164 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 Erfindung betrifft eine Vibrationsramme mit Schwingungsdämpfer und mit zwei mit Abstand sowie parallel zueinander gelagerten, einer starren Vibrationszelle zugeordneten Unwuchtwellen, wobei jede der Unwuchtwellen je ein besonderer Hydromotor und jeder Unwuchtwellen je mindestens eine Unwuchtmasse zugeordnet sind und die Motoren die Unwuchtmassen drehwinkelkonform mit entgegengesetztem Drehsinn zueinander antreiben, so daß die Unwuchtmassen horizontal im wesentlichen schwingungsfrei, in vertikaler Richtung zur Erzeugung einer gerichteten Kraft unter Verzicht auf eine Zwangskopplung zwischen den Unwuchtwellen in ihren Drehzahlen synchronisierbar sind, und die Unwuchtwellen in einer zur Rammrichtung senkrecht stehenden Ebene gelagert sind, wobei die Motoren an die gleiche Druckflüssigkeitsquelle angeschlossen sind.

Stand der Technik

Es ist bekannt, hydraulisch betriebene Vibrationsrammen im Kanal-, Tief-, Wasserbau und in Baugruben wegen ihrer Vielseitigkeit, besonders zum Rammen und Ziehen stählerner Rammeelemente, einzusetzen. Ein wesentlicher Vorteil der in der Regel hydrostatischen Antriebe solcher Vibrationsrammen ist in der stufenlosen Frequenzregelung und in der kompakten, raumsparenden Bauweise zu sehen.

Der heutige Stand der Technik dieser hydraulisch betriebenen Vibrationsrammen stellt eine zwangssynchronisierte Vibrationszelle mit in der Ramm- bzw. Ziehrichtung gerichteten Schwingungen dar, an deren Oberteil sich ein elastisch ausgebildeter Ziehkopf und am Unterteil eine Klemmvorrichtung fest mit der Vibratorzelle verbunden, befinden. Die mittels Zahnradgetrieben zwangssynchronisierten Unwuchtmassen erzeugen Schwingungen, deren dynamische Wirkung abhängig ist unter anderem vom statischen Moment der Unwuchtmassen und von deren Betriebsdrehzahl. Dabei hat der am Oberteil der Vibratorzelle verbundene Ziehkopf die Aufgabe, während des Ziehens bzw. Rammens die Schwingungen zum Lastaufnahmemittel und damit zum Trägergerät, insbesondere zu einem Kran, zu isolieren und während des Rammens mit seinem Gewicht als statische Auflast den Rammeeffekt zu steigern. Außerdem eignet sich die relativ schwere Auflastmasse des Ziehkopfes zusätzlich als Mäklerrführung. Die am Unterteil der Vibratorzelle verbundene Klemmvorrichtung dient zur kraftschlüssigen Verbindung der Vibrationsramme mit dem Rammgut.

In der Praxis haben sich bei den zum Stande der Technik zählenden hydraulisch betriebenen Vibrationsrammen gravierende Mängel

herausgestellt, die zu einer erheblichen Leistungsverminderung und zu hoher betrieblicher Störanfälligkeit führen. Besonders die Zwangssynchronisierung mittels Zahnradgetrieben hat sich in der Praxis als außerordentlich nachteilig erwiesen.

Zunächst weisen die zur Zwangssynchronisierung der Unwuchtmassen herangezogenen Zahnräder eine viel zu hohe Umfangsgeschwindigkeit auf, bedingt durch die dynamisch erforderliche Betriebsdrehzahl der Unwuchtmassen und der konstruktiv erforderlichen Zahnraddurchmesser. Dabei muß man berücksichtigen, daß die empfohlene Umfangsgeschwindigkeit technisch hochwertiger Zahnräder bei etwa $v \leq 18$ m/sec liegt, während die tatsächlich in derartigen hydraulisch betriebenen Vibrationsrammen auftretende Umfangsgeschwindigkeit bei ca. 30 m/sec liegt. Dies bedeutet, daß die Zahnräder in den zur Zeit verwendeten Zwangssynchronisationskopplungen bis an die Grenze ihrer Belastungsfähigkeit beansprucht werden.

Darüber hinaus ist zu berücksichtigen, daß derartige Zahnradkopplungen einer funktionsfähigen Ölschmierung bedürfen. Das im Zahnradgetriebe befindliche Öl wird dabei stark erwärmt, speichert die Wärme, die ihrerseits sich sehr nachteilig auf die strammen Passungen der Unwuchtlager auswirkt.

Besonders unangenehm und gesundheitsgefährdend ist der hohe Geräuschpegel, der durch mit Zahnradzwangskopplungen ausgerüsteten Vibrationsrammen abgestrahlt wird. Diese Geräusche werden vornehmlich durch die Zahnräder verursacht, und zwar in einem Frequenzbereich, der für das menschliche Ohr unangenehm bis schmerzhaft ist. An sich könnten hydraulisch angetriebene Vibrationsrammen nahezu geräuschlos arbeiten, jedoch wird diese Arbeitsweise durch die erwähnte Zahnradzwangskopplung der Unwuchtmassen wieder zunichte gemacht.

Bei sämtlich bisher bekanntgewordenen hydraulisch betriebenen Vibrationsrammen hat sich auch der hydraulische Ziehkopf nachteilig ausgewirkt. Das relativ große Eigengewicht führt nämlich zu einem konstruktiv bedingt hoch liegenden Schwerpunkt der Vibrationsramme mit der Folge, daß besonders beim Rammen die kopplastige Maschine um die Klemmteile am Rammgut kippt oder pendelt und somit das Rammgut beschädigt. Dadurch wird auch die Unfallhäufigkeit wesentlich erhöht.

Die Ziehleistung wird durch den elastischen Ziehkopf stark vermindert. Bedingt durch die Anforderung, die Schwingungen gegen das Trägergerät, also z. B. gegen den Kran, zu isolieren, ist es schließlich erforderlich, bei den in der Praxis auftretenden Schwingungen (Amplitude, Frequenz, Beschleunigung), die Auflastmasse wegen der "statischen Eigenfederung" groß zu wählen, was sich wiederum nachteilig auf die vorbeschriebene

Schwerpunktwanderung zum oberen Teil des elastischen Ziehkopfes auswirkt. Die hierfür bemessenen Federelemente, insbesondere Stahlspiralfedern und Gummi-Schubfedern, können andererseits dadurch nur begrenzt für die statische Vorspannung beim Ziehen herangezogen werden. Deshalb sind Überbeanspruchungen an der Tagesordnung.

Eine Vibrationsramme gemäß dem Gattungsbegriff des Patentanspruches 1 ist durch die DE-OS 21 35 393 vorbekannt. Dabei sind die Gehäuse zweier gleich ausgebildeter, elektrischer Drehstrom-Kurzschlußläufer-Motoren unter Zwischenschaltung einer Platte starr miteinander verbunden. An der Oberseite der Platte ist ein Bügel unter Zwischenschaltung einer Dämpfungsfeder angebracht, der zum Aufhängen an ein Zugseil, insbesondere eines Baggers, dient. An der Unterseite der Klemmbacke ist eine Zange angebracht, die eine starre Verbindung mit dem Rammkörper herstellt. Die erforderliche Kraft liegt zwischen 5 bis 10 t bei einer gesamten Unwuchtkraft von 5 t und einer Unwuchtfrequenz von 25 Hz. Die Unwuchten synchronisieren sich nach dem Anlaufen der Motoren selbstständig in der Weise, daß eine Amplitude in der Wirkungslinie der Kraft erzeugt wird, ohne daß die beiden Motorwellen mittels eines Getriebes drehfest miteinander verbunden sind.

In der gleichen Vorveröffentlichung wird auch eine Vibrationsramme zum Einrammen oder Ziehen eines Rammkörpers, insbesondere eines Pfahles, eines Rohres, einer Spundbohle oder dergleichen, vorgeschlagen, mit einem Paar gleicher, je eine steile, im wesentlichen übereinstimmende Drehmomentenkennlinie aufweisender Antriebsmotoren, deren Antriebswellen mit je einer gleichgroßen Unwucht versehen sind sowie in entgegengesetzten Drehrichtungen umlaufen und deren Gehäuse starr miteinander verbunden sind, mit einer Spannvorrichtung, welche eine senkrecht zur Verbindungsebene der beiden Achsen der Antriebswellen stehende Kraft ausübt, und mit einem Verbindungsorgan zum möglichst starren Verbinden mit dem Rammkörper mindestens in der Wirkungslinie der Kraft, wobei dem ersten Antriebsmotorpaar mindestens ein zusätzliches Antriebsmotorpaar mit gleichen Antriebsmotoren innerhalb des Paares zugeordnet ist, dessen durch seine Wellenachsen bestimmte Ebene parallel zur Wellenachsebene des ersten Motorpaares liegt und das mit diesem mindestens in der Wirkungslinie der Kraft starr verbunden ist. Dabei sollen alle Antriebsmotoren gleich ausgebildet sein. Vorgeschlagen wird auch, die Motorpaare in Richtung der Wirkungslinie der Kraft hintereinander anzuordnen. Zwischen zwei mit parallelen Wellen angeordneten Motorpaaren soll ein mindestens um eine Achse parallel zu den Wellen der Motorpaare bewegbares Gelenk vorgesehen sein. Auch wird vorgeschlagen, die Achsen der Wellen des ersten Motorpaares im

Winkel, insbesondere im rechten Winkel, zu den Achsen der Wellen des zweiten Motorpaares anzuordnen. Des weiteren wird eine Ausführungsform vorgeschlagen, bei welcher die Achsen der Wellen der Motorpaare in einer gemeinsamen Ebene liegen.

Alle diese Ausführungsformen haben sich in der Praxis nicht mit befriedigendem Ergebnis einsetzen lassen, da bei der Zusammenschaltung mehrerer Paare von Unwuchterregern, die in verschiedenen Ebenen übereinander angeordnet sind, sich keine Synchronisierung der Unwuchtmassen ohne Zwangskopplung erzielen läßt.

Zwar wird auf elektrischem Wege über die elektrisch erzeugten Magnetfelder nach einiger Zeit eine Synchronisierung von Unwuchtmassen erzielt, jedoch bauen solche Vibrationsrammen verhältnismäßig groß.

Sofern in der DE-OS 21 35 393 davon die Rede ist, daß es auch möglich sei, andere Motoren, z. B. hydraulische Motoren zu verwenden, die an die gleiche Energiequelle angeschlossen sind, so wird im einzelnen keine bestimmte Lehre zum technischen und planmäßigen Handeln einem durchschnittlich begabtem Techniker vermittelt. Zwar wurden versuchsweise Hydromotoren eingesetzt, die über Mengenteiler mit Hydrauliköl beaufschlagt wurden, jedoch mußten diese Versuche wegen des Ungleichlaufs der Unwuchtmassen wieder aufgegeben werden. Solche Mengenteiler weisen nämlich wegen ihrer Bauart immer Toleranzen auf, die bereits genügen, um die Antriebsmotoren mit nicht hundertprozentig übereinstimmenden Ölmengen zu beaufschlagen. Schon dies führt zu einem Ungleichlauf der angetriebenen Unwuchtmassen und damit zu einer Drehwinkelverschiebung derselben, so daß eine Synchronisierung scheitert.

Durch die US-OS 30 04 389 ist eine Vorrichtung zur Frequenzänderung eines Schwingungserregers vorbekannt, bei welcher sich die Schwingungsfrequenzen der Erregermaschine der aufgedrückten Vorspannung entsprechend verändern soll. Darüber hinaus besteht der Zweck dieser vorbekannten Vorrichtung darin, die Schwingungsfrequenz des Erregers unabhängig von der auf das Rammteil aufgedrückten statischen Vorspannung so zu verändern, daß der Rammvorgang wahlweise entweder im Einklang mit der natürlichen Bodenfrequenz oder über bzw. unter der natürlichen Frequenz ausgeführt werden kann. Hierzu sieht diese vorbekannte Vorrichtung eine allmählich steigende oder fallende Drehzahlveränderung eines Unwuchtmassen anwendenden Erregers vor, wobei die Drehzahl der Unwuchtmassen niedrig ist, wenn die auf das Rammteil aufgedrückte statische Belastung niedrig ist und sich mit der steigenden statischen Belastung erhöht.

Die Unwuchtwellen werden jeweils durch einen Hydromotor angetrieben, wobei das Volumen oder der Druck der von der Pumpe

zugeführten Druckflüssigkeit stufen- oder wahlweise durch Veränderung der Winkellage eines gesteuerten Hebels veränderbar ist. Die Unwuchtwellen werden zur Erzielung einer gerichteten Schwingung durch Zahnradvorgelege synchronisiert.

Durch die FR-PS 15 67 678 ist eine Vibrationsramme vorbekannt, wobei zwei horizontale Unwuchtwellen durch jeweils einen Hydraulikmotor angetrieben werden, derart, daß sich die Wellen in entgegengesetzten Richtungen drehen und das Gewicht so angeordnet ist, daß ihr Schwerpunkt in der gleichen Vertikalebene liegt. Ferner ist eine Kupplung so zwischen Antriebsmechanismus und den Unwuchtmassen vorgesehen, daß diese zwangsgekuppelt und damit zwangssynchronisiert sind. Als Kupplungen sollen Zahnradvorgelege oder Riementriebe in Betracht kommen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vibrationsramme gemäß dem Gattungsbegriff zu schaffen, die sich mit relativ einfachen konstruktiven Mitteln herstellen läßt, kompakt und damit handlich baut.

Diese Aufgabe wird durch die in **Patentanspruch 1** wiedergegebenen Merkmale gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Vibrationsramme kann auf jegliche mechanische Zwangssynchronisierung, also z. B. auf Zahnräder, Zahnriemen oder sonstige Kettengetriebe, aber auch auf elektrische Antriebsmotoren mit ihren großen Bauabmessungen, verzichtet werden.

Überraschend hat sich nämlich gezeigt, daß es zu einer Selbstsynchronisierung der Unwuchtmassen kommt, wenn deren Wellen einzeln durch je einen Hydromotor mit entgegengesetzter Drehbewegung in einem starren bzw. festen Gehäuse angetrieben werden. In diesem Falle heben sich die entgegengesetzt zueinander wirkenden Fliehkraftkomponenten der Unwuchtmassen auf, so daß die Vibrationsramme in horizontaler Richtung schwingungsentlastet ist, während in der gewünschten vertikalen Richtung eine gerichtete Kraft erzeugt wird.

Dabei wird jede Unwuchtwelle unmittelbar durch einen Hydromotor, vorzugsweise unter Zwischenschaltung einer drehelastischen Kupplung, angetrieben. Die Hydromotoren werden vorzugsweise durch eine geeignete Pumpe gemeinsam mit Druckflüssigkeit, und zwar ohne Zwischenschaltung von Mengenteilern, versorgt, so daß die Unwuchtmassen bei unterschiedlichen Drehzahlen der Unwuchtwellen die Synchronisierung über die Druckflüssigkeit der gemeinsamen Förderleitung erzwingen, da die Hydromotoren hierüber miteinander hydraulisch gekoppelt sind. Die Synchronisierung der Unwuchtmassen erfolgt dadurch selbsttätig.

Die Selbstsynchronisierung kann allerdings nur wirken, wenn an der Vibratorzelle, also dem eigentlichen Gehäuse, in dem die Unwuchtwellen

gelagert sind, keine in der horizontalen Ebene federnd angeordnete Massen vorhanden sind. Deshalb kann man vorteilhafterweise auf einen fest am oberen Teil der starren Vibratorzelle angeordneten elastischen Ziehkopf verzichten, der bei den bisher hydraulisch betriebenen Vibrationsrammen funktionsnotwendig ist.

Infolgedessen baut eine erfindungsgemäße Vibrationsramme auch sehr niedrig, so daß sie sich besonders gut handhaben läßt. Dadurch wird auch das nachteilige Hochwandern des Schwerpunktes mit den obenbeschriebenen nachteiligen Eigenschaften vermieden. Vielmehr kann der schwingungsisierte Ziehkopf exakt in vertikaler Richtung zwischen den Erregerzellen, also zwischen den Hydromotoren, angeordnet werden. Dadurch ergibt sich eine optimal geringe Bauhöhe der gesamten Vibrationsramme, was eine exakte Rammgutführung zur Folge hat, weil der Abstand des Gesamtschwerpunktes, bezogen auf den Rammgutklemmpunkt, sehr klein ist.

Die Schwingungsisolierung zwischen Lastaufnahmemittel, insbesondere einem Kranhaken und der eigentlichen Vibratorzelle wird durch mindestens ein zwischengeschaltetes Federelement erreicht. Dieser Schwingungsdämpfer ermöglicht es, daß eine optimale statische Vorspannung während des Ziehens auf die hydraulisch angetriebene Vibrationsramme ausgeübt wird, ohne die beschriebenen Nachteile bei den vorbekannten Vibrationsrammen in Kauf nehmen zu müssen wie z. B. hoher Schwerpunkt und geringe Zugfestigkeit der Federelemente.

Von besonderem Vorteil ist in diesem Zusammenhang ein Schwingungsdämpfer wie er in der DE-OS 28 23 953 beschrieben ist. Dabei wird zwischen einem an dem Lastaufnahmemittel, insbesondere am Kranhaken angeschlagenen biegsamen und/oder flexiblen Zugelement, insbesondere einem Seil, und einem an der Vibratorzelle angeschlagenen flexiblen Zugelement mindestens ein quer zur Zugrichtung, also in der Horizontalen, im wesentlichen auf Druck belasteter Federkörper angeordnet, der z. B. aus einem tonnenförmig ausgebauchten, aus einem gummielastischen Eigenschaften aufweisenden Elastomer gebildeten Körper bestehen kann, der zwischen ihn auf Druck belastenden Widerlagern angeordnet ist, die die in vertikaler Ebene wirkenden Zug- und dynamischen Belastungen in eine den Federkörper im wesentlichen horizontal belastende Beanspruchungen umsetzen. Bei einer Konstruktion ist eine formstabile endlose Schlinge, aus Seil, Draht, Band oder anderem Material, oder aus vier beweglich miteinander verbundenen endlosen Schlingen aus Seil, Draht, Band oder anderem Material, mit zwei in Zugrichtung gegenüber angeordneten Tragplatten vorgesehen, wobei zwischen den Tragplatten quer zur Zugrichtung ein oder mehrere Dämpfungskörper aus Gummi oder anderem Material beweglich angeordnet ist, und unter Belastung in Zugrichtung auftretende

Abstandsänderungen zwischen den Tragplatten als Druckkräfte zur Längenänderung des Dämpfungskörpers bzw. der Dämpfungskörper und zur Änderung des Abstandes zwischen den quer zur Zugrichtung an der Schlinge gehaltenen Führungs- und Befestigungsplatten o. dgl. dienen.

Eine Ausführungsform eines derartigen Schwingungsdämpfers ist dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der endlosen Schlinge vier gleichlange und gleichstarke endlose Schlingen aus Seil, Draht, Band und anderem flexiblen bzw. biegeelastischem Material dienen. Zur lagegerechten Halterung und Bewegung des Dämpfungskörpers können zwei einander gegenüberliegende Führungs- und Befestigungsplatten vorhanden sein, die die Widerlager bilden. Dabei wird belastungsabhängig der Abstand zwischen den beiden Widerlagern verändert. Jede Tragplatte kann von zwei Hebeln oder Schlingen und jedes Widerlager ebenfalls von zwei endlosen Schlingen oder Hebeln derart gehalten angeordnet sein, daß die Tragplatten in Zugrichtung und die Widerlager in Querrichtung dazu sich gegenüber befinden. Jede der vier endlosen Schlingen oder Hebel können an einem Ende mit einer Tragplatte und am anderen Ende mit einem Widerlager verbunden sein. Beim Arbeiten einer solchen Vibrationsramme sind in horizontaler Ebene am Dämpfer praktisch keinerlei Schwingungen feststellbar, während die in vertikaler Ebene, also in Arbeitsrichtung (Ziehen oder Rammen) auftretenden Beanspruchungen durch das querliegende Federelement so kompensiert werden, daß am Lastaufnahmemittel, also am Kranhaken, es zu keinen störenden Erschütterungen kommt.

Man erkennt aus obigen Darlegungen, daß alle bisher auf dem Weltmarkt bekannten hydraulischen angetriebenen Vibrationsrammen mit einem zwangssynchronisierten Vibrationserreger arbeiten. Die Hauptbestandteile aller hydraulischen Vibrationsrammen bekannter Bauart sind

- a) elastischer Ziehkopf (Auflastmasse)
- b) zwangssynchronisierter Vibrationserreger und
- c) Klemmzange

Der elastische Ziehkopf auch "Auflastmasse" genannt, hat die Aufgabe, die Verbindung zum Trägergerät (Kran) herzustellen, um beim Rammen den Vibrationsbären mit Rammgut zu führen und beim Ziehen den Vibrationsbären mit einer entsprechenden statischen Zugkraft zu unterstützen. Gleichzeitig muß diese Aufgabe mit der Isolierung der Vibrationswirkung des Vibrationserregers zum Kran hin verbunden werden. Zur Isolierung der Vibrationswirkung werden nach dem heutigen Stand der Technik auf Schub belastete Gummipuffern verwendet. Die Größe der statischen Zugkraft, die zum Ziehen erforderlich ist und von den Gummipuffern übertragen werden müssen, beträgt ca. das 0,3 bis 0,5-fache der Fliehkraft.

Die Größe der Gummipuffern wird also von der zu übertragenden statischen Zugkraft bestimmt. Andererseits muß unbedingt berücksichtigt werden, daß während des Rammens der elastische Ziehkopf einwandfrei ruhig - schwingungs isoliert - auf der Erregerzelle aufliegt. Diese Voraussetzung ist aber nur dann erfüllt, wenn über ein entsprechend großes Eigengewicht des Ziehkopfes (Masse M 2) eine bei der auftretenden Vibrationsfrequenz (Störfrequenz) die erforderliche statische Einfederung der Masse M2 über die Gummipuffern gewährleistet ist. Die Einfederungen sind für bestimmte Vibrationsfrequenzen als empirische Werte bekannt.

Diese Voraussetzungen erfordern bei der konstruktiven Gestaltung des elastischen Ziehkopfes einerseits groß bemessene Gummipuffern - um die statische Zugkraft übertragen zu können -, andererseits aber auch die dadurch sich ergebene große Masse M2 des Ziehkopfes, um während des Rammens mit der Vibrationsfrequenz die Masse M2 zu neutralisieren. Die Folge ist ein sehr hohes Gewicht (Masse M2), große Abmessungen, insbesondere hohe Baumaße und dadurch ein ungünstig hoher Gesamtschwerpunkt.

Bei der Erfindung kann im Rahmen des sich selbst synchronisierenden Antriebs auf diesen elastischen Ziehkopf (Auflastmasse) ganz verzichtet werden.

Die technischen Mängel der zwangssynchronisierten Vibrationserreger nach dem Stand der Technik sind mit konstruktiven Mitteln nicht zu beheben. Die Erfahrungen aus der Praxis beweisen, daß zwangssynchronisierte Vibrationserreger sehr oft und nach relativ kurzer Lebensdauer, unter anderen folgender Mängel ausfallen:

1. Zahnradbrüche.
2. Lagerausfälle
3. Überhitzung wegen Ausfall der Ölschmierung.

Die Klemmzange soll hier nicht weiter beschrieben werden. Als fest mit dem Vibrationserreger verbundene Masse bildet sie in den weiteren Betrachtungen mit der Masse des Vibrationserregers die vibrierende Masse M1.

Grundsätzlich wird erfindungsgemäß auf den elastischen Ziehkopf (Auflastmasse) mit seiner Gewichtsmasse M2 völlig verzichtet und die Zugkraft gelenkartig direkt am Vibrationserreger angelenkt. Alle mit dem elastischen Ziehkopf oben beschriebenen Nachteile fallen von vornherein weg.

Zwischen den rotierenden Unwuchtmassen und der Vibrationserregermasse besteht keine Trägheit, d. h. in Folge der erzeugten Fliehkraft bewegt sich die Masse der Vibrationszelle plus Zange M1 direkt in Richtung der vektoriellen resultierenden Kraft. Dabei wird die in das Schwingensystem eingeführte Energie maximal in Arbeit umgesetzt, wenn die Masse M1 einen maximalen Weg verrichten kann. Diese

Voraussetzung ist immer dann gewährleistet, wenn die Masse M1 auf einer geraden Linie sich auf- und abbewegt. Das bedeutet, die horizontale Vektoranteile der linken und rechten Unwucht heben sich auf.

Beim Schwingssystem der bekannten hydraulischen Vibrationsbären ist wegen der elastischen Verbindung der Masse M2 über die federnden Puffern mit einer bestimmten Federkonstante mit der starren Vibrationszelle und den in ihr gelagerten Unwuchten eine Trägheit der Bewegungen zueinander vorhanden. Diese Relativbewegungen der Massen M1 und M2 zueinander sind sowohl in der horizontalen als auch in der vertikalen Ebene undefinierbar in ihrer Größe und Richtung und abhängig von z. B. der Reaktionskraft des Rammgutes vorhanden. Die für eine einwandfreie Synchronbewegung der Masse M1 erforderliche Voraussetzung ist durch die Existenz des elastischen Ziehkopfes bei dem Stand der Technik nicht gegeben. Um unter diesen Umständen bei diesem Schwingssystem eine einwandfreie Synchronbewegung der Unwuchtmassen zu erreichen, müssen Zwangssynchronisationseinrichtungen, z. B. Zahnräder, Zahnriemen o. dgl. diese Rolle übernehmen. Diese Zwangssynchronisierung ermöglicht, daß die Horizontalkomponenten der Fliehkräfte sich gegenseitig aufheben. Die Relativbewegung der Masse M1 über der Masse M2 ist jedoch immer noch vorhanden, was die Effektivität des Schwingweges der Masse M1 behindert. Dies führt wiederum zwangsläufig zu einer Verminderung der Ramm- bzw. Ziehleistung. Die Erscheinung tritt besonders dann auf, wenn die Masse M2 in Resonanz gerät, was zu einem gefährlichen Aufschaukeln und unkontrollierbar hohen Beanspruchungen der Puffer u. dgl. mehr führt.

In **Patentanspruch 2** sind weitere Ausführungsformen der Erfindung beschrieben. Besonders vorteilhaft ist eine Ausführungsform, bei welcher die Pumpe als regelbar hydrostatische Pumpe ausgebildet ist. Dadurch läßt sich die Ramm- und Ziehleistung je nach den vorliegenden Betriebsbedingungen relativ feinfühlig ändern.

Bei Ausgestaltung gemäß **Patentanspruch 3** bauen die Hydromotoren besonders kompakt bei großen Leistungen. Dadurch läßt sich die gesamte Vibrationsramme besonders kompakt bauen.

In der Zeichnung ist die Erfindung - teils schematisch - an Ausführungsbeispielen veranschaulicht. Es zeigen:

Fig. 1 eine Vibrationsramme in der Seitenansicht, aufgehängt an einem Kranhaken, teils im Schnitt!

Fig. 2 einen Querschnitt zu Fig. 1 nach der Linie LL - II der Fig. 1;

Fig. 3 die Kraftverhältnisse beim Selbstsynchronisieren der aus den Figuren 1 und 2 ersichtlichen Vibrationsramme und

Fig. 4 eine weitere Ausführungsform in der Seitenansicht, teils abgebrochen dargestellt.

Mit dem Bezugszeichen 1 ist bei sämtlichen Ausführungsformen ein starres, insbesondere aus Stahl bestehendes Gehäuse bezeichnet, das die Vibratorzelle bildet. In dem Gehäuse 1 sind mit Abstand sowie parallel zueinander verlaufend zwei Unwuchtwellen 2 und 3 drehbar gelagert. Jeder Unwuchtwellen 2 bzw. 3 ist ein einzelner, insbesondere in seiner Drehzahl regelbarer Hydromotor 4,5 zugeordnet, der die betreffende Unwuchtwellen 2 bzw. 3 direkt, vorliegend unter Zwischenschaltung einer drehelastischen Kupplung 6 bzw. 7, antreibt. Auf jeder Unwuchtwellen 2 bzw. 3 ist je mindestens eine Unwuchtmass 8 bzw. 9 angeordnet, die jeweils von der betreffenden Unwuchtwellen 2 bzw. 3 angetrieben wird. Dabei ist die Anordnung so getroffen, daß die Unwuchtwellen 2, 3 jeweils entgegengesetzt zueinander, z. B. die Unwuchtwellen 2 in Richtung A und die Unwuchtwellen 3 in Richtung B, von dem zugeordneten Hydromotor 4 bzw. 5 angetrieben wird. Als Hydromotoren 4, 5 werden z. B. hydrostatische Motoren verwendet. Selbst beim Leckwerden eines Motors oder bei ungleicher Beaufschlagung mit Druckflüssigkeit, werden die Unwuchtmassen die Synchronisierung ihrer Drehzahlen erzwingen. Es kommt somit nicht darauf an, die Hydromotoren mit möglichst genauen Druckflüssigkeitsmengen pro Zeiteinheit zu versehen. Vielmehr ist es sogar möglich, die Hydromotoren 4, 5 nur von einer gemeinsamen nicht dargestellten geeigneten, insbesondere regelbaren, z. B. hydrostatischen Pumpe, anzutreiben, wobei alle Hydromotoren an eine Förderleitung angeschlossen werden können. Die Unwuchtmassen sorgen über das hydraulische Druckmedium dafür, daß die mit entgegengesetztem Drehsinne umlaufenden Unwuchtwellen 2 und 3 stets mit gleichgroßer Drehzahl umlaufen, wobei sich die Unwuchtmassen 8 und 9 dynamisch synchronisieren.

Im Grunde genommen erfolgt die Selbstsynchronisierung der Unwuchtmassen 8 und 9 durch die horizontalen Fliehkraftkomponenten F_H , die sich in horizontaler Ebene der Vibratorzelle 1 aufheben, so daß das Gehäuse 1 in horizontaler Ebene schwingungsentlastet ist. In vertikaler Ebene addieren sich indessen die Komponenten, so daß der gewünschte Ramm- oder Zieheffekt erzielt wird.

An der Oberseite des Gehäuses 1 ist ein Lager 10, z. B. durch einen Blechlappen gebildet, angeordnet, insbesondere angeschweißt, das ein Lagerauge 11 aufweist, mit dem ein Lastaufnahmemittel 12, z. B. ein Kranhaken, oder aber auch ein Lenkerelement eines insgesamt mit dem Bezugszeichen 13 bezeichneten Schwingungsdämpfers (Fig. 1) gelenkig kuppelbar ist. Das Lastaufnahmemittel 12 kann auch ein flexibles Zugelement, z. B. ein Seil, sein, das über eine Kupplung 14, d. h. über ein Gelenk, mit dem Schwingungsdämpfer 13 verbunden ist.

Mit dem Bezugszeichen 15 ist ebenfalls ein

Zugelement bezeichnet, das zu einem Lastaufnahmemittel, insbesondere zu einem nicht dargestellten Kranhaken, führt. Das Zugelement 15 kann ebenfalls ein Seil sein, das über eine Kupplung 16, z. B. gleichfalls über ein Gelenk, mit dem Schwingungsdämpfer 13 gekuppelt ist.

Die Bezugszeichen 17, 18, 19 bzw. 20 bezeichnen Lenker, die vorzugsweise flexibel ausgebildet sind, z. B. ebenfalls flexible Zugelemente, insbesondere Seile, darstellen. 21, 22 bzw. 23, 24 bezeichnet Kupplungen, z. B. Gelenke, an denen die Lenker bzw. Zugelemente angeordnet sind. Sämtliche Kupplungen 16, 21, 22, 23 und 24 weisen insbesondere einen Freiheitsgrad auf und sind mindestens um je eine horizontale Achse schwenkbeweglich. Selbstverständlich liegen im Rahmen des Erfindungsgedankens (Aufgabe und Lösung) auch Ausführungsformen, bei denen die Kupplungen 16, 21, 22, 23, 24 als Raumgelenke ausgebildet sind.

Den Gelenken 21, 22 bzw. 23, 24 sind Druckwiderlager 25 bzw. 26 zugeordnet, die aus starren Stahlplatten bestehen können. Zwischen den Druckwiderlagern 25 und 26 ist ein Federelement 27 angeordnet, das vorliegend (Fig. 1) eine nach außen gerichtete tonnenförmige Grundgestalt aufweist und in seinem Innern (nicht dargestellt) hohl, also faßförmig, ausgebildet sein kann. Das Federelement 27 besteht aus einem federelastischen Kunststoff, insbesondere einem Elastomer. In Betracht kommen geeignete Polyurethane oder Polyamide. Dabei wird man solche Kunststoffe verwenden, die das erforderliche Maß an Formstabilität, Rückprallelastizität, sowie Beständigkeit gegen die üblicherweise auf Baustellen vorkommenden Fette, Öle und aggressive Medien besitzen sowie lichtecht sind.

Mit 28 ist ein Ziehkopf (Fig. 1) bezeichnet, der das zu rammende oder zu ziehende Gut 29 in gewohnter Art und Weise führt und hält.

Man erkennt leicht, daß das Federelement 13 alle schädlichen Schwingungen von der Vibrationsramme 1 zu dem nicht dargestellten Kranhaken entfernt hält, da die beim Rammen oder Ziehen auftretenden Schwingungen von dem Federelement 27 durch dessen Druckbeanspruchung aufgenommen werden können. Durch das Pendeln der Lenker 17, 19 um deren Gelenkpunkte 21, 23 vermögen sich Horizontalschwingungen nicht über das Zugelement 15 auf den Kran o. dgl. fortzupflanzen. Dabei werden in der Regel die Lenker 18 und 20 stärker um deren Lager 22 bzw. 24 schwingen. Die Folge ist ein in horizontaler Ebene vollkommen ruhiges Gehäuse 1 und die Vermeidung eines Springens oder Schlagens des Lastaufnahmemittels am Kran.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 4 sind für Teile gleicher Funktion die gleichen Bezugszeichen verwendet worden. Diese Ausführungsform eignet sich für den Einsatz hydraulisch angetriebener Vibrationsrammen an

einem Mäkler 30. Hierzu wird an der Vibratorzelle 1 eine Mäklerführung 31 derart angeordnet, daß die Masse dieser Mäklerführung 31 in der horizontalen Ebene so steif wie möglich, dagegen in vertikaler Ebene schwingungsisolierend federnd angeordnet ist. Dies wird dadurch erreicht, daß an der Oberseite des Gehäuses 1 ein metallischer Auflagekörper 32 angebracht, insbesondere angeschweißt oder angeschraubt, wird, der von einem U-förmigen Teil umgriffen ist, dessen U-Schenkel 33 bzw. 34 mit Spaltabstand zu den Außenflächen des Auflagekörpers 32 verlaufen, derart, daß innerhalb dieses Spaltabstandes je eine steife Feder 35 bzw. 36 angeordnet ist, die in horizontaler Ebene auf Druck belastet ist und damit eine hohe Steifigkeit aufweist, während die Federn 35 und 36 in der vertikalen Ebene auf Schub belastet werden und in dieser Belastungsebene hohe Elastizität gewährleisten. Sowohl der Mäkler 30 als auch die Mäklerführung 31, die U-Schenkel 34, 35 und der Auflagekörper 32 bestehen aus einem biegesteifen Werkstoff, insbesondere Stahl.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Bezugszeichenliste

1	Gehäuse, Vibratorzelle
2	Unwuchtwellen
3	Unwuchtwellen
4	Hydromotor
5	Hydromotor
6	Kupplung
7	Kupplung
8	Unwuchtmass
9	Unwuchtmass
10	Lager
11	Lagerauge
12	Lastaufnahmemittel, Kranhaken
13	Schwingungsdämpfer
14	Gelenk, Kupplung
15	Zugelement
16	Kupplung, Gelenk
17	Lenker, Gelenk
18	Lenker, Gelenk
19	Lenker, Gelenk
20	Lenker, Gelenk
21	Kupplung
22	Kupplung
23	Kupplung
24	Kupplung
25	Druckwiderlager
26	Druckwiderlager
27	Federelement
28	Ziehkopf
29	Gut
30	Mätkler
31	Mätklerführung
32	Auflagekörper
33	U-Schenkel
34	U-Schenkel
35	Feder
36	Feder
A	Drehrichtung
B	Drehrichtung
F _H	Fliehkraftkomponente

Patentansprüche

1. Vibrationsramme mit Schwingungsdämpfer (13) und mit zwei mit Abstand sowie parallel zueinander gelagerten, einer starren Vibrationszelle (1) zugeordneten Unwuchtwellen (2, 3), wobei jeder der Unwuchtwellen (2, 3) je ein besonderer Hydromotor (4, 5) und jeder Unwuchtwellen (2, 3) je mindestens eine Unwuchtmass (8, 9) zugeordnet sind und die Motoren (4, 5) die Unwuchtmassen (8, 9) drehwinkelkonform mit entgegengesetztem Drehsinn zueinander antreiben, so daß die Unwuchtmassen (8, 9) horizontal im wesentlichen schwingungsfrei in vertikaler Richtung zur Erzeugung einer gerichteten Kraft unter Verzicht auf eine Zwangskopplung zwischen den Unwuchtwellen (2, 3) in ihren Drehzahlen synchronisierbar sind und die Unwuchtwellen (2, 3) in einer zur Rammrichtung senkrecht

stehenden Ebene gelagert sind, wobei die Motoren (4, 5) an die gleiche Druckflüssigkeitsquelle angeschlossen sind, dadurch gekennzeichnet, das nur zwei Hydromotoren (4, 5) verwendet werden, die an eine gemeinsame Förderleitung der Druckflüssigkeitsquelle angeschlossen sind, derart, daß die Hydromotoren (4, 5) hydraulisch miteinander gekoppelt sind und daß der Schwingungsdämpfer (13) sowie etwaige Auflastmassen gelenkig mit der Vibrationszelle (1) verbunden sind.

2. Vibrationsramme nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydromotoren (4, 5) und/oder die diesen zugeordnete hydraulische Pumpe in ihren Drehzahlen regelbar ausgebildet sind.

3. Vibrationsramme nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Hydromotoren (4, 5) als hydrostatische Motoren ausgebildet sind.

Claims

1. A vibration ram with vibration damper (13) and unbalance shafts (2,3) which are mounted at a distance from as well as parallel to each other and which are correlated to a fixed vibration cell (1) whereby each of the unbalance shafts (2,3) are correlated to a special hydromotor (4,5) and each unbalance shaft (2,3) is correlated to at least one unbalance weight (8,9) and the motors (4,5) drive the unbalance weights (8,9) at a conformal angle of rotation in opposing directions of rotation to each other so that the number of revolutions of the unbalance weights (8,9) can be synchronized horizontally and essentially free of vibration, in the vertical direction in order to generate a directed force, dispensing with a forced coupling between the unbalance shafts (2,3) and the unbalance shafts (2,3) are mounted in bearings in a plane which is perpendicular to the ram device whereby the motors (4,5) are connected to the same pressurized liquid supply, characterized in that only two hydromotors (4,5) are used which are connected to a common supply line of the pressurized liquid source in such a manner that the hydromotors (4,5) are coupled hydraulically to each other and that the vibration damper (13) as well as probable additional loads are articulated to the vibration cell (1).

2. Vibration ram in accordance with claim 1, characterized in that the number of revolutions of the hydromotors (4,5) and/or the revolutions of the hydraulic pumps which are correlated to them can be adjusted.

3. Vibration ram in accordance with claims 1 or 2, characterized in that the hydromotors (4,5) are in the form of hydrostatic motors.

Revendications

1. Sonnette vibratoire à atténuateur de vibrations (13) et à deux arbres déséquilibrés (2,3) montés parallèles sur palier et subordonnés à une cellule vibratoire rigide (1), un moteur hydraulique (4,5) étant affecté à chaque arbre déséquilibré (2,3), et une masselotte (8,9) au moins étant affectée à chaque arbre déséquilibré, les moteurs (4,5) entraînant les masselottes (8,9) conformément à l'angle de rotation, chacune dans un sens opposé à l'autre, de sorte que les masselottes (8,9) sont à vitesses synchronisables sur le plan horizontal pratiquement sans vibrations, et dans le sens vertical pour engendrer une force dirigée, avec renonciation à l'emploi d'un couplage forcé entre les arbres déséquilibrés (2,3), lesquels (2,3) sont en appui sur palier selon un plan perpendiculaire au sens de pilonnement de la sonnette, les moteurs (4,5) étant reliés à la même source de liquid de hydraulique sous pression, caractérisée en ce que l'on n'utilise que deux moteurs hydrauliques (4,5) raccordés à une conduite de refoulement reliée à la source de liquide hydraulique sous pression, de sorte que les moteurs hydrauliques (4,5) sont hydrauliquement couplés l'un à l'autre et que l'atténuateur de vibrations (13) ainsi que d'éventuelles masses de surcharge sont reliés par articulation à la cellule vibratoire (1). 5
2. Sonnette vibratoire selon revendication 1, caractérisée en ce que les moteurs hydrauliques (4,5) et/ou la pompe hydraulique affectée à ceux-ci est/sont conçu(e)(s) de sorte à pouvoir régler leur nombre de tours. 10
3. Sonnette vibratoire selon revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que les moteurs hydrauliques (4,5) sont conçus comme des moteurs hydrostatiques. 15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

9

Fig.1

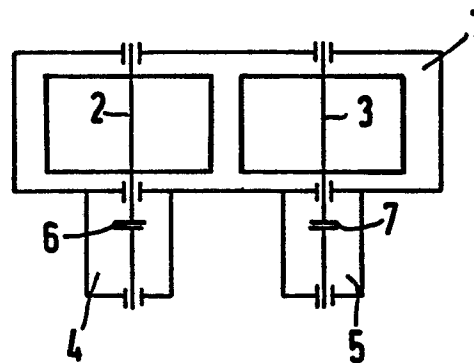
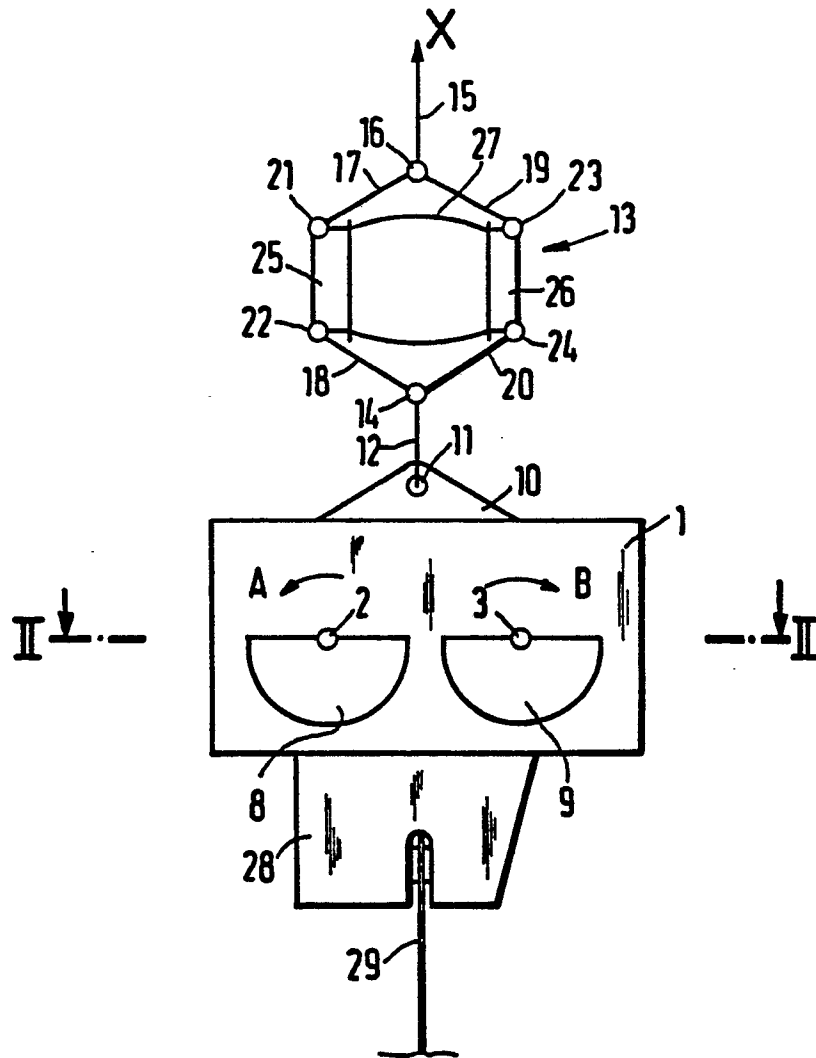


Fig.2

Fig.3

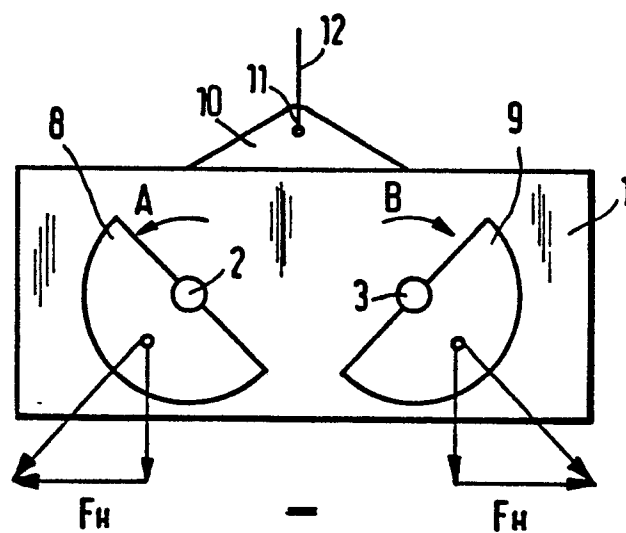


Fig.4

