



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
20.01.93 Patentblatt 93/03

⑤① Int. Cl.⁵ : **E21B 21/14, E21C 7/06,**
E21C 3/12, E21C 1/12,
B25D 9/12

②① Anmeldenummer : **89810844.4**

②② Anmeldetag : **08.11.89**

⑤④ **Hydraulischer Bohrerhammer.**

③⑩ Priorität : **11.01.89 CH 74/89**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
18.07.90 Patentblatt 90/29

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
20.01.93 Patentblatt 93/03

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT CH DE FR GB LI SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 1 503 195

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 1 809 488
DE-B- 1 192 132
DE-C- 268 718
DE-C- 726 586
FR-A- 2 232 410
US-A- 3 685 593

⑦③ Patentinhaber : **GEBRÜDER SULZER**
AKTIENGESELLSCHAFT
Zürcherstrasse 9
CH-8401 Winterthur (CH)

⑦② Erfinder : **Wührer, Wolfgang, Dr.**
Staufenstrasse 54
W-7980 Ravensburg (DE)

EP 0 378 045 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 bezieht sich auf einen hydraulischen Bohrhämmer mit einem in Schlagrichtung federnd abgestützten Bär, der einerseits über Federelemente und Kolben mit einem Pleuel und einem Kurbeltrieb von einem Untersetzungsgetriebe kraftgekoppelt ist und der andererseits auf eine axial bewegliche Bohrstange aufschlägt. Ein solcher Hammer ist aus der FR-A-2 232 410 bekanntgeworden.

Hydraulische Bohrhämmer werden beim Bohren von Befestigungslöchern und von Sprenglöchern im Gestein eingesetzt. Ein bevorzugtes Gebiet ist der Bergbau.

Eine Uebersicht über den Stand der hydraulischen Bohrhämmer findet sich im Artikel "Hydraulic Rockdrills" von Joffrey Pearse (Mining Magazine - March 1985, Seite 221 bis 231, Mining Journal Ltd., 60 Worshipstreet, London, EC2A 2HD)), in dem die Produkte von 17 Herstellern untersucht wurden. Diesen hydraulischen Bohrhämmern ist gemeinsam, dass sie zur Erzeugung der Schlagbewegung mit Drücken zwischen 75 und 220 bar im geschlossenen Kreislauf mit Oel oder mit Wasser und Schmierzusätzen betrieben werden, dass ein Bär als Hydraulikkolben über Umsteuereinrichtungen mit Druckflüssigkeit beaufschlagt wird, dass die Druckerhöhung mittels Pumpe und Motor erfolgt und dass die Spülung und Kühlung des Bohrmeissels über ein separates Wassersystem erfolgt. Für ihren Betrieb darf die mechanische Kraftquelle, der Motor, nicht allzu weit vom Abbauort in der Sohle installiert sein. Elektrische Antriebsenergie oder Treibstoff und Rauchgasableitungen sind für den Betrieb dieser Bohrhämmer notwendig. Weiterhin sind pneumatische Bohrhämmer bekannt, die mit Erfolg im Bergbau bis zu mittleren Tiefen eingesetzt werden. Wegen der Strömungs- und Leckverluste steigen mit zunehmender Tiefe die Bereitstellungskosten für Pressluft so überproportional, dass der Einsatz von hydraulischen Bohrhämmern gerechtfertigt ist. Bei Bergwerken, die bis auf Sohlentiefen von 2000 m und tiefer Gestein fördern, treten zusätzliche Grenzen für den Hauer beim Bohren vor Ort auf. Die Umgebungstemperatur des Gesteins ist so hoch, dass der Wärmeinhalt von Luft nicht mehr ausreicht, um das Gestein genügend herunterzukühlen. Die Betreiber von solchen Bergwerken sind daher gezwungen, einerseits Kühlwasser von der Erdoberfläche zu den Abbauplätzen vor Ort zu bringen, das die Maschinen und durch Versprühen das Gestein kühlt, wobei ein Teil des Wassers verdampft, und andererseits Diesel- oder Elektromotoren als Energiequellen für die Bohrhämmer auf den Sohlen zu installieren; beides Massnahmen, die die Abbaukosten mit zunehmender Tiefe enorm ansteigen lassen.

Hier schafft die Erfindung Abhilfe. Sie hat die Aufgabe, das bei grossen Abbautiefen. von der Erdober-

fläche zugeführte Kühlwasser so auszunutzen, dass Staudruck und der vor Ort nowendige Kühl- und Spülwasserverbrauch ausreichen, um einen Bohrhämmer anzutreiben.

5 Sie löst die Aufgabe mit einem hydraulischen Bohrhämmer, indem ein mit dem Getriebe verbundenes Gleichdruck-Turbinenrad durch mindestens einen Flüssigkeitsstrahl teilweise axial beaufschlagt ist, für den nach seiner Ablenkung am Austritt aus dem
10 Turbinenrad eine Sammeldüse installiert ist, die als Mischstrecke Luft und Restwasser aus dem Turbinengehäuse absaugt und indem der Betrieb des Bohrhammers so erfolgt, dass in einem ersten Verfahrensschritt ein Turbinenrad teilweise axial durch
15 mindestens einen Flüssigkeitsstrahl teilbeaufschlagt wird, und dass die aus der Strahlumlenkung gewonnene Energie als Kraftquelle für die Dreh- und Schlagbewegung eines Bohrmeissels verwendet wird, dass in einem zweiten Verfahrensschritt Umgebungs-
20 luft über eine Ansaugöffnung mit Filter in das unter Unterdruck stehende Turbinengehäuse gebracht wird, dass in einem dritten Verfahrensschritt die kinetische Restenergie der durch das Turbinenrad abgelenkten Flüssigkeitsstrahlen dazu verwendet wird,
25 nach dem Injektionsprinzip Luft und Restflüssigkeit aus dem Turbinengehäuse abzusaugen, durch Verzögerung auf niedrigere Geschwindigkeit zu bringen und bei höherem Druck weiter zu transportieren, dass in einem vierten Verfahrensschritt das unter mehrfachem Atmo-
30 sphärendruck stehende Flüssigkeits-Luft-Gemisch in den Raum zwischen Bär und Bohrstange geführt wird, dass in einem fünften Verfahrensschritt überschüssiges Flüssigkeits-Luft-Gemisch an die Umgebung abgegeben wird, dass in einem sechsten Ver-
35 fahrensschritt ein federndes Luftpolster im oberen Teil des Raumes, der durch Bär und Bohrstange begrenzt ist, gebildet wird, das einen Teil der beim Zuschlagen vom Bär verdrängten Flüssigkeit kurzzeitig aufnimmt, und dass in einem siebten Verfahrensschritt das Flüssigkeits-Luft-Gemisch als Kühl- und
40 Spülmedium durch die hohle Bohrstange dem Bohrmeissel zugeführt wird, wobei sich Flüssigkeit zwischen den Stirnflächen des zuschlagenden Bärs und der Bohrstange befindet, die durch ihren Widerstand beim Zusammenschlagen der Flächen die Länge des übertragenen Stossimpulses wesentlich vergrössert und eine grössere Leistungsübertragung ohne me-
45 chanische Schädigung der Flächen ermöglicht.

Die Vorteile der Erfindung sind darin zu sehen, dass nur ein einziger Energieträger, nämlich das bei grossen Abbautiefen notwendige Kühlwasser, vor Ort geführt werden muss und dort sowohl als Antriebs- und Spülmedium für das Bohren, als auch als Kühlmedium für das Gestein verwendet wird. Durch die Verwendung eines Turbinenrades wird auf die von der Wasserqualität abhängige Funktion von Hochdruckdichtungen verzichtet und ein offener Wasserkreislauf erreicht. Die Spülung des Bohrmeissels er-

folgt zwangsläufig mit dem Antrieb des Turbinenrades. Das Wasser durchläuft keine empfindlichen Regelorgane. Vorschub und Bohrantrieb können über ein einziges Einstellelement angesteuert werden.

Im folgenden wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen beschrieben.

Fig. 1a zeigt schematisch eine kinematische Verknüpfung zwischen Bohrstange und Antriebsturbinen eines hydraulischen Bohrhammers, wobei die Federelemente Schraubenfedern sind,

Fig. 1b zeigt schematisch einen Ausschnitt zu Figur 1a, in dem die Schraubenfedern durch Luftpolster beidseitig des als Kolben ausgebildeten Bärs ersetzt sind,

Fig. 2 zeigt schematisch den Ausschnitt eines Turbinenrades mit einem schräg anspritzenden Flüssigkeitsstrahl und mit der Kontur einer Sammeldüse, die den aus dem Turbinenrad austretenden Flüssigkeitsstrahl auffängt und

Fig. 3 ist eine schematische Schnittzeichnung von einem Bohrhammer, der über ein Turbinenrad hydraulisch angetrieben ist, wobei mit der Restenergie des Antriebsstrahls Flüssigkeit zur Spülung und Kühlung zum Bohrmeissel geführt wird.

In den Figuren ist ein hydraulisch angetriebener Bohrhammer gezeigt, mit einem im Gehäuse 1 in Schlagrichtung beweglichen Führungskopf 14a, 14b der die Schlagbewegung des Bärs 2a, 2b führt, indem bis zum Aufprall auf die mit dem Bohrfutter 16 mitdrehende Bohrstange 15 der Bär 2a, 2b über die Stossfeder 3a, 3b mit dem Führungskopf 14a, 14b verspannt ist und der Bewegung des Führungskopfes 14a, 14b folgt. Die Bewegung des Führungskopfes 14a, 14b ist in Abhängigkeit von der Zeit t in Fig. 1a angedeutet. Beim Aufprall geht die vom Getriebe 7 über Exzenter 12, den Pleuel 6 und den Lagerbolzen 8 auf den Führungskopf 14a, 14b übertragene Bewegung weiter, indem die Stossfeder 3a, 3b und die Rückstossfeder 4a, 4b weiter komprimiert werden, wobei ein Kolben 5a oder Ausgleichsbohrungen 5b als Dämpfung und im Zusammenhang mit Ausgleichsräumen als Arbeitsspeicher wirken. Die Drehbewegung wird über eine Schnecke 11 im Getriebegehäuse 1a und eine Antriebswelle 13 auf das Bohrfutter 16 im Gehäuse 1d übertragen.

Erfindungsgemäss wird die Bewegung durch ein Turbinenrad 20 erzeugt, das mit einem Planetengetriebe 7 verbunden ist, dessen Planetenträger über Wälzlager 10 im Gehäuse 1, 1a gelagert ist. Der Planetenträger führt die Planetenräder mit dem Bolzen 9 und ist selbst als Exzenter 12 ausgebildet, wobei er Gegenmassen zur Exzentermasse besitzt, die einen Kräfteausgleich für die quer zur Stossrichtung des Bärs 2a, 2b beschleunigten Massen vom Exzenter 12 und Pleuel 6 bewirken. Das Turbinenrad 20 wird von einer Düse 24 mit einem Flüssigkeitsstrahl 25 beaufschlagt, wobei der Flüssigkeitsstrahl 25 mit einer tan-

gentialen und einer axialen Komponente auf den Schaufeln 21 des Turbinenrades 20 auftrifft und mit einer tangentialen, einer axialen und einer radialen Komponente aus den Schaufeln 21 austritt. Die Austrittswinkel müssen empirisch bestimmt werden, um eine in Strahlrichtung anzubringende Sammeldüse 26 mit nierenförmigem Querschnitt nach dem Injektorprinzip arbeiten zu lassen. Um Rückströmung zu verhindern, wird der Austrittsstrahl von einem eher runden Querschnitt auf einen Schlitzquerschnitt 27 im Grund der Sammeldüse 26 deformiert, den der mit Luft angereicherte Strahl vollständig ausfüllt. Im Anschluss an den Schlitzquerschnitt 27 findet eine diffusorähnliche Aufweitung zur Druckerhöhung in dem Führungskanal 28 statt, in welchem der volumetrische Luftanteil ca. 20 % beträgt. Der Führungskanal 28 kann als Kühlkanal ausgebildet sein, der Wärme vom Bohrhammer abführt. Das Turbinenrad 20 ist im Bereich der Schaufelfüsse und im Bereich der Schaufeln 21 mit Ausnahme vom Ort des Eintretens und Austretens des Druckstrahls 25 axial mit einem Spiel von 0,3 mm gegen die Gehäusewand 1 und 1b versehen. Im weiteren umgibt das Gehäuse die Turbinenschaufeln 21 radial im Winkelbereich des Auftreffenden und die Schaufeln verlassenden Druckstrahls 25 mit einer Gehäusezwischenwand 23 im Abstand von 0,3 mm. Der Eintrittsquerschnitt der Sammeldüse 26 überlappt die Schaufeln 21 im Bereich der hinter schnittenen Schaufelfüsse und zieht durch den entstandenen Spalt und die Bohrungen 22 im Turbinenrad 20 Luft ein, die durch eine Ansaugöffnung 19 mit Filter in das Turbinengehäuse 1b eintritt.

Der Ueberdruck des Flüssigkeits-Luft-Gemisches im Führungskanal 28 beträgt ca. 1,5 bar. Die zur Spülung überschüssige Menge des Gemisches wird über eine Blende im unteren Teil des Gehäuses abgeführt, damit sich im oberen Teil des Gehäuses 30 zwischen Bär 2a, 2b und Bohrstange 15 ein Luftpolster 29 bildet, das kurzzeitig neben den allgemein vorhandenen Luftblasen Flüssigkeit aufnimmt und die Wirkung eines Arbeitsspeichers hat, ohne dass der Druck bei der Verdrängung durch den Bär 2a, 2b unnötig ansteigt. Die Gehäusezwischenwand 30 und das Gehäusezwischenstück 1c bilden ein Druckgefäss, das über die hohle Bohrstange 15 offen ist. Statische Weichdichtungen 17 und dynamische Weichdichtungen 18 gegenüber den bewegten Körpern sorgen für Dichtheit. Beim Zuschlagen von Bär 2a, 2b bildet die Flüssigkeit vor der Berührung der Stirnflächen von Bär und Bohrstange 15 einen Übertragungswiderstand, der die Länge vom übertragenen Impuls vergrössert und zu einer grösseren Leistungsübertragung führt, ohne dass die Stirnflächen mechanisch beschädigt werden.

Ein Schlagen des Bohrhammers im Leerlauf, d.h. ohne Vorschubkraft an seiner Aufhängung, wird verhindert, indem das Oeffnen der Zuleitung zur Düse 24 über das Vorhandensein oder Einstellen einer Vor-

schubkraft verriegelt ist, was Einsparungen am Wasserverbrauch und Schonung der Mechanik bewirkt. Der Bohrbetrieb wird so über das Ein- und Ausstellen des Vorschubes erreicht und unterbrochen.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Bohrhämmer mit einem in Schlagrichtung federnd abgestützten Bär (2a,2b), der einerseits über Federelemente (3a,3b,4a,4b) und Kolben mit einem Pleuel (6) und einem Kurbeltrieb von einem Untersetzungsgetriebe (7) kraftgekoppelt ist, und der andererseits auf eine axial bewegliche Bohrstange (15) aufschlägt, dadurch gekennzeichnet, dass ein mit dem Getriebe (7) verbundenes Turbinenrad (20) durch mindestens einen Flüssigkeitsstrahl (25) teilweise axial beaufschlagt ist, für den nach seiner Ablenkung am Austritt aus dem Turbinenrad (20) eine Sammeldüse (26) installiert ist, die als Mischstrecke Luft und Restwasser aus dem Turbinengehäuse (1b) absaugt. 10
2. Hydraulischer Bohrhämmer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Flüssigkeitsstrahl (25) beim Auftreffen auf die Schaufelung (21) eine axiale Komponente von 40 bis 20 %, eine tangentielle Komponente von 80 bis 96 % und eine radiale Komponente von höchstens 15 % aufweist. 15
3. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Turbinenrad (20) in seiner Radscheibe Durchbrüche (22) für den Luftdurchtritt aufweist. 20
4. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Turbinenrad (20) im Bereich der Schaufeln (21) und der Schaufelfüße mit Ausnahme des Zuführ- und Abföhrbereiches für den Flüssigkeitsstrahl (25) axial mit engem Spiel vom Gehäuse umgeben ist. 25
5. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Schaufeln (21) des Turbinenrades (20) im Bereich des Zuföhrens und Abföhrens des Flüssigkeitsstrahles (25) radial mit engem Spiel von einer Gehäusezwischenwand (23) umgeben sind. 30
6. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Sammeldüse (26) mit wenig Spiel an der Kontur der Austrittsseite des Turbinenrades (20) anliegt, mit ihrem Eintrittsquerschnitt nierenförmig ausgebildet ist und die unterschiedlichen Aus-

trittsorte des zugehörigen Druckstrahls (25) aus dem Turbinenrad (20) abdeckt, wobei die Austrittsorte, die dem Bereich der normalen Arbeitsdrehzahlen des Turbinenrades (20) entsprechen, berücksichtigt sind. 35

7. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Sammeldüse (26) in Richtung der mittleren, aus dem Turbinenrad (20) austretenden Druckstrahlen zu einem schlitzförmigen Querschnitt (27) verjüngt derart, dass der Druckstrahl in seinem Querschnitt so deformiert wird, dass er unabhängig vom Austrittsort aus dem Turbinenrad (20) den engsten Schlitzquerschnitt (27) im Grund der Sammeldüse (26) vollständig ausfüllt. 40
8. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Sammeldüse (26) mit ihrer Eintrittskante den Flüssigkeitsstrahl bei der höchsten Arbeitsdrehzahl gerade noch einfängt, und dass bei noch höheren Drehzahlen Stoss- und Stauverluste mit dem Auftreffen des Flüssigkeitsstrahl auf die Eintrittskante der Sammeldüse (26) erzeugt werden, die unerwünschte Ueberdrehzahlen verhindern. 45
9. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Sammeldüse (26) oder ein daran anschließender Führungskanal (28) in Durchtrittsrichtung nach dem engsten Schlitzquerschnitt (27) eine diffusorähnliche Querschnittsvergrößerung aufweisen. 50
10. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass ein Planetengetriebe (7) zur Reduktion der Turbinendrehzahl eingesetzt ist, dessen Planetenträger als Exzenter (12) für den Kurbeltrieb mit Pleuel (6) ausgebildet ist, einen Massenausgleich für die zur Stossrichtung des Bärs (2a,2b) quer beschleunigten Massen vom Exzenter (12) und Pleuel (6) aufweist. 55
11. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Raum zwischen Bär (2a,2b) und dem Aufnahmefutter (16) für die Bohrstange (15) durch Gehäusewände und Dichtungen mit Ausnahme der Zulauf- und Ablauföffnungen abgedichtet ist. 60
12. Hydraulischer Bohrhämmer nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Raum zwischen Bär(2a,2b) und dem Aufnahmefutter(16) in Arbeitsstellung des Bohrhammers oberhalb des Ausflusses zur Bohrstange(15) als Sack nach oben ausgebildet ist, in dem sich ein Luftpolster

als Arbeitsspeicher bildet.

13. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Flüssigkeit im Führungskanal(28) oder eine davon später abgezweigte Überschussmenge zur Kühlung des Bohrhammers mitverwendet ist. 5
14. Verfahren zum Betreiben des hydraulischen Bohrhammers nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, 10
- dass in einem ersten Verfahrensschritt ein Turbinenrad (20) teilweise axial durch mindestens einen Flüssigkeitsstrahl (25) teilbeaufschlagt wird, und dass die aus der Strahlumlenkung gewonnene Energie als Kraftquelle für die Dreh- und Schlagbewegung eines Bohrmeissels verwendet wird, 15
- dass in einem zweiten Verfahrensschritt Umgebungsluft über eine Ansaugöffnung (19) mit Filter in das unter Unterdruck stehende Turbinengehäuse (1b) gebracht wird, 20
- dass in einem dritten Verfahrensschritt die kinetische Restenergie der durch das Turbinenrad (20) abgelenkten Flüssigkeitsstrahlen (25) dazu verwendet wird, nach dem Injektorprinzip Luft und Restflüssigkeit aus dem Turbinengehäuse (1b) abzusaugen, durch Verzögerung in einem Diffusor auf niedrigere Geschwindigkeit zu bringen und bei höherem Druck weiter zu transportieren, 25
- dass in einem vierten Verfahrensschritt das unter mehrfachem Atmosphärendruck stehende Flüssigkeits-Luft-Gemisch in den Raum zwischen Bär (2a,2b) und Bohrstange (15) geführt wird, 30
- dass in einem fünften Verfahrensschritt überschüssiges Flüssigkeits-Luft-Gemisch an die Umgebung abgegeben wird, 35
- dass in einem sechsten Verfahrensschritt ein federndes Luftpolster (29) im oberen Teil des Raumes, der durch Bär (2a,2b) und Bohrstange (15) begrenzt ist, gebildet wird, das einen Teil der beim Zuschlagen vom Bär (2a,2b) verdrängten Flüssigkeit kurzzeitig aufnimmt, 40
- und dass in einem siebten Verfahrensschritt das Flüssigkeits-Luft-Gemisch als Kühl- und Spülmedium durch die hohle Bohrstange (15) dem Bohrmeissel zugeführt wird, wobei sich Flüssigkeit zwischen den Stirnflächen des zuschlagenden Bärs(2a,2b) und der Bohrstange(15) befindet, die durch ihren Widerstand beim Zusammenschlagen der Flächen die Länge des übertragenen Stossimpulses wesentlich vergrößert und eine grössere Leistungsübertragung ohne mechanische Schädigung der Flächen ermöglicht. 45 50 55

15. Hydraulischer Bohrhämmer nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Flüssigkeitszuleitung zur Düse (24) nur bei Vorhandensein oder mit Einstellen von einer Vorschubkraft für den Bohrhämmer geöffnet ist.

Claims

1. A hydraulic hammer drill having a piston (2a, 2b) which is borne resiliently in the striking direction, is operatively connected at one end by way of spring elements (3a, 3b, 4a, 4b) and pistons to a connecting rod (6) and a crank drive of a reduction transmission (7) and whose other end strikes an axially mobile drill rod (15), characterised in that a turbine rotor (20) connected to the reduction transmission (7) is energised part-axially by at least one liquid stream (25) and there is provided after the deflection of such stream at the exit from the turbine rotor (20) a collecting nozzle (26) which as a mixing section sucks air and residual water from the turbine casing (1b).
2. A drill according to claim 1, characterised in that impingement on the blading (21) the liquid stream (25) has an axial component of from 40 to 20%, a tangential component of from 80 to 96% and a radial component of at most 15%.
3. A drill according to claim 1 and/or 2, characterised in that the turbine rotor (20) is formed in its disc part with apertures (22) for the passage of air.
4. A drill according to any of claims 1 to 3, characterised in that the casing extends axially and with reduced clearance around the turbine rotor near the blades (21) and blade roots except for the supply and removal zones for the liquid stream (25).
5. A drill according to any of claims 1 to 4, characterised in that a casing partition (23) extends with reduced clearance around the blades (21) of turbine rotor (20) near the supply and discharge of the liquid stream (25).
6. A drill according to any of claims 1 to 5, characterised in that the collecting nozzle (26) extends along the contour of the outlet side of the turbine rotor (20) with reduced clearance, has a reniform inlet cross-section and covers the different places at which the associated pressure stream (25) issues from the turbine rotor (20), the exit places which correspond to the range of normal working speeds of the rotor (20) being taken into consideration.

7. A drill according to any of claims 1 to 6, characterised in that connecting nozzle (26) so narrows towards the central pressure streams issuing from the turbine rotor (20) through a slot-like cross-section (27) that the pressure stream is so deformed in its cross-section as to completely fill the narrowest slot cross-section in the base of the collecting nozzle (26) irrespective of the place of issue from the turbine rotor (20).
8. A drill according to any of claims 1 to 7, characterised in that by way of its entry edge the collecting nozzle (26) just intercepts the liquid stream the highest working speed and at speeds thereabove collision and dynamic losses which prevent overspeeding are produced when the liquid stream strikes the collecting nozzle inlet edge.
9. A drill according to any of claims 1 to 8, characterised in that the collecting nozzle (26) for a guide duct (28) into which the same merges has a diffuse-like cross-sectional enlargement after the narrowest slot cross-section (27) as considered in the direction of movement therethrough.
10. A drill according to any of claims 1 to 9, characterised in that planetary gearing (7) is used to reduce the turbine speed and its satellite carrier is in the form of an eccentric (12) for the crank drive with connecting rod (6), counterweighting being provided in respect of the weights of the eccentric (12) and connecting rod (6) which are accelerated transversely to the impact direction of the piston (2a, 2b).
11. A drill according to any of claims 1 to 10, characterised in that the gap between the piston (2a, 2b) and the drill rod chuck (16) is sealed by casing walls and seals except for the inlet and outlet apertures.
12. A drill according to claim 11, characterised in that the gap between the piston (2a, 2b) and the chuck (16) extends upwardly, with the drill in the operative position, above the outflow to the drill rod (15) and an air cushion forms in the sack as a work accumulator.
13. A drill according to any of claims 1 to 11, characterised in that the liquid in the guide ducts (28) or a surplus quantity subsequently branched off therefrom is also used to cool the drill.
14. A method of operating the hydraulic hammer drill according to claim 1, characterised in that
in a first step a turbine rotor (20) is part-energised partly axially by at least one liquid stream (25) and the energy derived from stream deflection is used as a means of powering the ro-

tation and percussive movement of a rock bit;

in a second step ambient air is introduced through a suction orifice (19) and associated filter into the turbine casing (1b), the same being at a negative pressure;

in a third step the residual kinetic energy of the liquid streams (25) deflected by the turbine rotor (20) is used injector-fashion to suck air and residual liquid from the turbine casing (1b), to reduce its speed by delay in a diffuser and to convey it onwards at a higher pressure;

in a fourth step the liquid-air mixture, which is at a pressure of several atmospheres, is guided into the gap between the piston (2a, 2b) and the drill rod (15);

in a fifth step surplus liquid-air mixture is discharged to atmosphere;

in a sixth step a resilient air cushion (29) is formed in the top part of the chamber bounded by the piston (2a, 2b) and drill rod (15) and briefly receives some of the liquid displaced at the strike of the piston (2a, 2b), and in a seventh step the liquid-air mixture is supplied as a cooling and washing medium through the hollow drill rod (15) to the rock bit, there being present between the end faces of the striking piston (2a, 2b) and the drill rod (15) liquid which by its resistance considerably increases the length of the transmitted operative pulse when the surfaces strike together and enables increased power to be transmitted without the surfaces suffering mechanical damage.

15. A drill according to any of claims 1 to 12, characterised in that the liquid supply to the nozzle (24) is open only when a feeding force for the rock drill is present or being adjusted.

40 Revendications

1. Marteau perforateur hydraulique comprenant un mouton (2a, 2b) qui prend appui élastiquement dans la direction de la frappe, dont d'une part le couplage dynamique d'un train d'engrenage démultiplicateur (7) avec une bielle (6) et une transmission à manivelle est assuré par des éléments élastiques (3a, 3b, 4a, 4b) et un piston et qui d'autre part frappe une tige de forage (15) mobile axialement, caractérisé en ce qu'une roue de turbine (20) reliée au train d'engrenage (7) reçoit partiellement axialement au moins un jet de liquide (25) pour lequel un ajutage collecteur (26) est installé à la suite de sa déviation à la sortie de la roue (20) de la turbine, cet ajutage collecteur constituant un trajet mélangeur qui aspire l'air et l'eau résiduelle hors de la carcasse (1b) de la turbine.

2. Marteau perforateur hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que le jet de liquide (25) présente à sa rencontre avec l'ailetage (21) une composante axiale de 40 à 20%, une composante tangentielle de 80 à 96% et une composante radiale qui est au maximum de 15%. 5
3. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que la roue (20) de la turbine comporte dans son disque des trous (22) pour le passage de l'air. 10
4. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que la roue (20) de la turbine est entourée axialement avec un jeu étroit par la carcasse dans la région des ailettes (21) et du pied des ailettes, sauf dans la région de l'arrivée et du départ du jet de liquide (25). 15
5. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les ailettes (21) de la roue (20) de la turbine sont entourées radialement avec un jeu étroit par une cloison intermédiaire (23) de l'enveloppe dans la région de l'arrivée et du départ du jet de liquide (25). 20
6. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que l'ajutage collecteur (26) est situé avec peu de jeu sur le contour du côté de la sortie de la roue (20) de la turbine, sa section d'entrée est réuniforme et il recouvre les différents lieux auxquels le jet correspondant sous pression (25) sort de la roue (20) de la turbine, les lieux de sortie, qui correspondent à la plage des vitesses normales de travail de la roue (20) de la turbine, étant pris en compte. 25
7. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que l'ajutage collecteur (26) se rétrécit en une section (27) en forme de fente vers le milieu des jets sous pression émergeant de la roue (20) de la turbine, de manière que la section du jet sous pression soit déformée de façon qu'elle remplisse la section la plus étroite (27) de la fente au fond de l'ajutage collecteur (26) indépendamment du lieu de sortie de la roue (20) de la turbine. 30
8. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que le bord d'entrée de l'ajutage collecteur (26) réceptionne juste encore le jet de liquide à la vitesse maximale de travail et en ce que, aux vitesses encore plus élevées de rotation, des pertes de poussée et des pertes dynamiques soient produites à la rencontre du jet de liquide avec le bord d'entrée de l'ajutage collecteur (26), ces pertes empêchant des excès inadmissibles de vitesse de rotation. 35
9. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que l'ajutage collecteur (26) ou un canal de guidage (28) prolongeant ce dernier comporte dans le sens de passage une augmentation de section analogue à celle d'un diffuseur à la suite de la section la plus étroite en fente (27). 40
10. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce qu'un engrenage à planétaire (7) est utilisé pour la réduction de la vitesse de rotation de la turbine, son porte-satellites étant conformé en excentrique (12) de la transmission à manivelle et à bielle (6), ce porte-satellites comportant un équilibrage de masses pour les masses de l'excentrique (12) et de la bielle (6) qui sont accélérées perpendiculairement à la direction de poussée du mouton (2a, 2b). 45
11. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que l'espace compris entre le mouton (2a, 2b) et le mandrin (16) de logement de la tige de forage (15) est étanchéifié par des parois d'enveloppe et des garnitures, à l'exception d'orifices d'arrivée et d'évacuation. 50
12. Marteau perforateur hydraulique selon la revendication 11, caractérisé en ce que l'espace compris entre le mouton (2a, 2b) et le mandrin de logement (16) est ouvert en sac vers le haut au-dessus du flux de sortie vers la tige de forage (15) lorsque le marteau perforateur est en position de travail, un coussin d'air se formant de manière à former un accumulateur de travail dans ce sac. 55
13. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que le liquide passant dans le canal de guidage (28) ou un excédent de liquide qui en est ultérieurement dérivé est également utilisé pour le refroidissement du marteau perforateur.
14. Procédé d'actionnement du marteau perforateur hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que
à une première phase du processus, une roue de turbine (20) est partiellement balayée, partiellement axialement, par au moins un jet de liquide (25) et en ce que l'énergie obtenue par la déviation du jet est utilisée en source d'énergie pour le mouvement de rotation et de frappe d'un

trépan,

à une seconde phase du processus, de l'air ambiant est introduit dans la carcasse (1b) en dépression de la turbine par un orifice d'aspiration (19) équipé d'un filtre, 5

à une troisième phase du processus, l'énergie cinétique résiduelle des jets de liquide (25) déviés par la roue (20) de la turbine est utilisée pour aspirer l'air et le liquide résiduel hors de la carcasse (1b) de la turbine suivant le principe d'un injecteur, pour en abaisser la vitesse par freinage dans un diffuseur et pour assurer la suite de leur transport à pression supérieure, 10

à une quatrième phase du processus, le mélange de liquide et d'air, qui est à une pression plusieurs fois supérieure à celle de l'atmosphère, est dirigé dans l'espace compris entre le mouton (2a, 2b) et la tige de forage (15), 15

à une cinquième phase du processus, l'excédent du mélange de liquide et d'air est évacué à l'environnement, 20

à une sixième phase du processus, un coussin élastique d'air (29) est formé à la partie supérieure de l'espace qui est délimité par le mouton (2a, 2b) et la tige de forage (15), ce coussin d'air absorbant brièvement une partie du liquide refoulé lors de la frappe du mouton (2a, 2b), 25

et à une septième phase du processus, le mélange de liquide et d'air utilisé en fluide de refroidissement et de rinçage est dirigé par la tige creuse de forage (15) sur le trépan, du liquide se trouvant entre les surfaces extrêmes du mouton (2a, 2b) effectuant la frappe et de la tige de forage (15), la résistance de ce liquide augmentant notablement la longueur de l'impulsion transmise de poussée lors de la rencontre des surfaces et permettant une augmentation du transfert d'énergie sans occasionner des dégâts mécaniques des surfaces. 30 35 40

15. Marteau perforateur hydraulique selon l'une des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que le conduit d'arrivée de liquide à l'ajutage (24) n'est ouvert qu'en présence ou lors de l'établissement d'une force d'avance destinée au marteau perforateur. 45

50

55

Fig. 1a

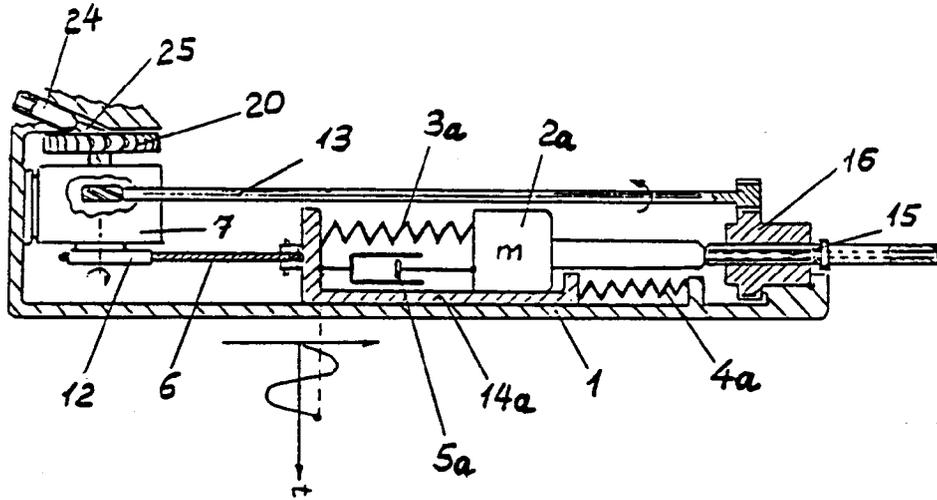


Fig. 1b

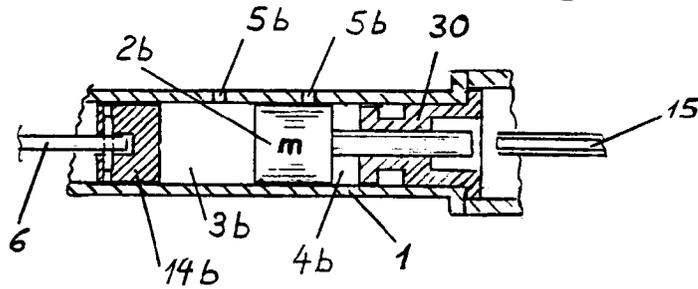


Fig. 2

