

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer:

**0 400 507
A2**

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21

Anmeldenummer: **90110004.0**

51

Int. Cl.⁵: **F04B 9/10**

22

Anmeldetag: **26.05.90**

30

Priorität: **31.05.89 DE 3917598**

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.12.90 Patentblatt 90/49

64

Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE FR GB IT LI

71

Anmelder: **Eickmann, Karl**
Ellwangerstrasse 39
D-7180 Crailsheim(DE)

72

Erfinder: **Eickmann, Karl**
Ellwangerstrasse 39
D-7180 Crailsheim(DE)

54

Hochdruck Aggregat.

57 Es wird ein Hochdruck Aggregat vorgestellt, das, eine Steuerung fuer hohe Drucke oder eine Hochdruckpumpe auch fuer nicht schmierendes Fluid sein kann. Die Grundkonstruktion ist ein zwei reziprokierbare Kolben steuernder Steuerkoerper, der periodisch abwechselnd das Treibfluid einem der beiden Kolben zuleitet. Durch die Steuerungsanordnung wird auch der Rueckstrom aus den Zylindern gesteuert und zwar so, dass das Rueckfluid einem Fluidmotor zugeleitet wird, der durch den Fluidrueckstrom angetrieben wird und den Steuerkoerper in rotierende Bewegung oder in eine periodisch wechselnde Bewegung antreibt. Das Aggregat hat einen Einlass fuer Mitteldruck, der mit Fluidstromerzeugern an beliebigen Plaetzen verbunden werden kann. Dadurch kann das Aggregat nicht nur in Werkhallen mit elektromotor getriebenen Pumpen verwendet werden, sondern auch im Freiem, ueberall wo eine Mitteldruck Pumpe vorhanden ist. wie z.B. in Baggern, Tunnelbohrwerken, Bulldozern undsoweiter. Von Bedeutung ist, dass in dieser Technik eine Serie bisher nicht erkannter Probleme auftauchen, die verwandte Aggregate nicht fuer hohe Drucke einsetzbar liessen.

Es wird erkannt, dass die Ungleichmaessigkeit der Foerderung weitgehend auf Kompression und Expansion von Fluid waehrend der Umsteuerung vom einen auf einen anderen Zylinder entsteht. Folglich ordnet die Erfindung zu bestimmten Zeiten wirkende und zu anderen Zeiten verschlossene Leitungen, Ventile, Druckspeicher und Hilfsaggregate, wie eine Hilfspumpe und eine Druckspeicher Steuerung an. Durch die Erfindung wird aber auch erkannt, dass eine einzige dieser Anordnungen bereits ausserordentlich positive Erfolge erzielt, sodass gegebenenfalls auf die weiteren Anordnungen verzichtet werden kann.

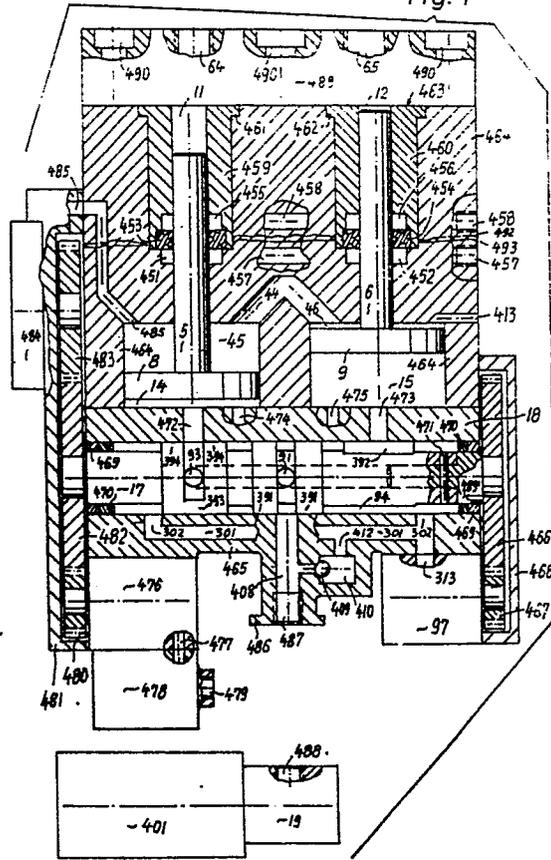
Ferner werden durch die Erfindung tote Raeume eingeschraenkt oder ueberwunden, das Expanssions- Fluid dem Kompressionsvorgang im anschliessend arbeitendem Zylinder (oder der Kammer) zugute gebracht, die Wirkungsgrade der Aggregate erhoehrt und/oder deren Gleichfoermigkeit der Lieferung verbessert.

Eine Untersuchung der Grundlagen der Technik bringt die Erkenntnisse, aus denen die Erfindung ihre Loesungen schafft. Insbesondere werden auch die Foerdertaeler ununiformer Foerderstroeme ueberwunden und die Maengel der bekannten Technik berichtigt. So werden durch einen zweiten Steuerkoerper die Uebergeschwindigkeiten des Steuerungstreibmotors eingeschraenkt und die Kolbenhuebe, sowie die Foerdermengen der Aggregate erhoehrt.

Ferner werden Radialkolben und Achsialkolben Aggregate fuer Foerderstroeme mit nur ganz geringen Fluktuationen und Ventilsaetze ohne toten Raum vorgeschlagen.

EP 0 400 507 A2

Fig. 1



HOCHDRUCK AGGREGAT :

Die Erfindung betrifft ein Hochdruck Aggregat. Es kann eine Hochdruck Pumpe oder eine Steuerungseinheit sein, beziehungsweise beides zu einem einzigem Aggregat vereint.

Hochdruck Pumpen sind zum Beispiel aus der DE-OS - 3 711 633 bekannt. Steuerungen fuer mehrere Pumpkolben findet man zum Beispiel in der britischen Patentschrift 1 599 524.

5 Bei den Aggregaten nach der deutschen Offenlegungsschrift werden die Kolben durch Exzentrerscheiben oder durch Schraegscheiben angetrieben. Trotz der Verwendung von 5 oder sieben Kolben haben diese Aggregate die aus den Hydropumpen bekannten Foerderungungleichmaessigkeiten, von z. B. um drei Prozent bei sieben Kolben. Die Steuerung der genannten britischen Patentschrift kann, wie die gegenwaertige Erfindung erkennt, nur fuer begrenzte Drucke verwendet werden, weil sie den Einfluss der Kompression der Fluessigkeiten bei hohen Drucken nicht erkannt hat und deren Steuerung nicht beherrscht. Die
10 Ungleichfoermigkeit der Mehrkolbenpumpen nach der deutschen Offenlegungsschrift ist zwar fuer Hydropumpen bis um 500 Bar tragbar, aber nicht mehr fuer Praezisionsantriebe mit hohen Drucken um ueber tausend Bar.

Die bekannte Technik ist daher noch mit Maengeln behaftet, die einer weiteren Vervollkommnung
15 beduerfen.

Der gegenwaertigen Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde eine Steuerung oder ein Hochdruck Aggregat auch fuer sehr hohe Drucke zu schaffen, das gleichmaessigen Foerderstrom auch bei hohen Drucken ermoeoglicht und ausserdem einfach in der Herstellung und besonders zuverlaessig im Betrieb ist.

Diese Aufgabe wird in der Gattung der Hochdruckaggregate nach dem Gattungsbegriff des Patentan-
20 spruchs 1 durch den kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 geloest. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung befinden sich in den Unteranspruechen 2 bis 10.

Vorausgehend ist ein Hochdruck Aggregat beschrieben, dass eine Pumpe oder eine Steuerungsanordnung sein kann. Dabei ist insbesondere der schaedliche Einfluss der Kompression der Fluessigkeiten bei hohen Drucken von ueber 1000 Bar untersucht und sind Massnahmen vorgeschlagen, die diese schaedlichen Einfluesse verringern oder ueberwinden. Aber darin ist der Einfluss der Entspannung der komprimierten
25 Fluessigkeiten nicht oder nicht ausreichend erwaeht.

Der Erfindung nach der gegenwaertigen Patentanmeldung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die schaedlichen Einfluesse der Expansion der komprimierten Fluessigkeiten oder Fluide einzuschaercken oder zu ueberwinden, beziehungsweise Mittel anzuordnen, die die schaedlichen Einfluesse der Expansion und
30 der Kompression der Fluide bei hohen Drucken einschaercken oder verhindern.

Diese Aufgabe wird in der Gattung der Technik nach dem einleitendem Teil des Anspruchs 1 durch den kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 geloest. Weitere vorteilhafte Ausfuehrungen ergeben sich aus den Anspruechen 2 bis 10.

In der Technik sind Hochdruck Aggregate bekannt, die auch als Wasser Pumpen fuer mehrere tausend
35 Bar eingesetzt werden koennen, zum Beispiel die "Axial booster" oder Druckuebersetzer. Auch die Europa Offenlegungsschriften 0 102 441 und 0 285 685 zeigen Hochdruck Aggregate, Schliesslich sind moderne Hochdruck Aggregate in (noch nicht veroeffentlichten) Patentanmeldungen des Erfinders beschrieben.

Allen Aggregaten der so bekannten Technik ist gemeinsam, dass sie einmal noch nicht voellig tottraumlos ausgebildet sind, wodurch sie Verluste haben und ausserdem sind die Foerderungen an
40 Hochdruckfluid nicht uniform. Das heisst, es entstehen zwischen gleichmaessigen Foerderzeiten, "Taeler," in denen der Druck abfaellt oder kein Hochdruckfluid gefoerdert wird.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Maengel der bekannten Technik einzuschaercken und ein effektives Hochdruck Aggregat zu schaffen, das weitgehend tottraumlos und ohne lange Zeiten mit Druckabfall oder Foerderrueckbildung arbeitet.

45 Diese Aufgabe wird nach dem Patentanspruch 1 geloest und weitere vorteilhafte Ausbildungen der Erfindung sind nach den Unteranspruechen 2 bis 10 angestrebt.

Fig. 10 und 11 sind Schnitte durch Aggregate der bekannten Technik.

Fig. 1 bis 9 und 12 bis 17 sind Schnitte durch Aggregate der Erfindung.

Figuren 15 und 16 zeigen Schnitte eines Ausfuehrungsbeispiels der Erfindung,
50 in die Anordnungen nach der gegenwaertigen Erfindung eingezeichnet und mit Bezugszahlen von 550 an aufwaerts bezeichnet sind.

Figuren 17 und 18 zeigen Diagramme zur Erklarung der Erfindung, beziehungsweise gemessene Ergebnisse eines Druckschreib Geraetes.

Mindestens die Figuren 26,29,30,32,35,40 bis 42 und 55 bis 71 zeigen Schnitte durch Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung, waehrend die nicht genannten Figuren zwischen Figur 19 und 55 Figuren zur

Erlaeuterung der Grundlagen der einschlaegigen Technik sind.

TECHNISCHE GRUNDLAGEN DER ERFINDUNG :

5

Figur 10 zeigt den Laengsschnitt durch einen Axial-Booster der bekannten Technik. Durch Anschlusse "V" und "W" wird Mitteldruck abwechselnd in die Kammern "A" und "B" geleitet, wodurch der Kolben "K" mit Durchmesser "D" im Aggregat periodisch von links nach rechts und von rechts nach links bewegt wird. Die Umsteuerung des von einer Pumpe kommenden Fluids erfolgt in herkoemmlicher Weise, zum Beispiel durch magnetbetaetigte Umsteuerschieber. Der Kolben "K" ist mit nach links und rechts erstreckten Kolbenstangen des kleineren Durchmessers "d" versehen, sodass diese Kolbenstangen in die Zylinder "D" bzw. "E" eintauchen und in ihnen hin und her bewegt werden. Links und rechts endwaerts der Zylinder sind Deckel angeordnet, die Einlass- und Auslass-Ventile (nicht in die Figur eingezeichnet) fuer die Hereinleitung und Ableitung des Hochdruck-Fluids zu und aus den Zylindern "D" und "E" dienen.

Es sei zunaechst angenommen, dass der Kolben den vollen Weg von der linken Wand des Zylinders A bis zur rechten Wand des Zylinders B laeuft und ferner sei angenommen, dass die Umssteuerung in unendlich kurzer Zeit erfolgt, ferner sei angenommen, dass die Umsteuerung ohne jegliche toten Raum, verursachende Leitungen direkt vor den Kammern A und B erfolgt (was technisch nicht moeglich ist).

Dann wird den Kammern A und B nacheinander ohne Zeitverluste mit kontinuierlicher Fluidstromgeschwindigkeit der Druck "Pm" zugefuehrt. In der zur jeweiligen Zeitspanne nicht beaufschlagten Kammer A oder B sei der Druck "null".

Beginnt der Kolben K den Weg von rechts nach links, dann ist im Zylinder D vor dem Hubbeginn der Druck ebenfalls "null" oder klein, denn dieser Zylinder D hat ja gerade Fluid mit niederem Druck in sich aufgenommen. Das jetzt drucklos im Fluid in Zylinder D vorhandene Fluid aber ist kompressible. Sein Kompressionsfaktor sei "F_{cw}", zum Beispiel : $F_{cw} = 0,0000375$ was heissen soll, dass dieses Fluid, zum Beispiel Wasser, bei 1 Bar um 0,00375 Prozent komprimiert: (das dieser Faktor "F_{cw}" von Waerme : und Druck etwas abhaengig ist, sei unberuecksichtigt.).

Das Volumen des Zylinders D ist jetzt $(d^2)\pi/4$ mal Hubweg "S" (stroke im englischem). Das Auslassventil des Zylinders "D" sei auf hohen Druck von zum Beispiel "Ph" = 2000 Bar eingestellt. Da das genannte Ventil bei einem geringeren Druck nicht oeffnet und das Einlassventil jetzt verschlossen ist, wird das Fluid in Kammer "D" bei Beginn des Hubweges auf den Druck "Ph" komprimiert, also in diesem Beispiel auf 2000 Bar komprimiert, bevor das Auslassventil oeffnet und der Zylinder D Fluid nach aussen zu liefern beginnen kann. Kurzum, das Volumen der Kammer D wird um das Volumen "V_{DC}" verkleinert. Diese Verkleinerung betraegt dann :

$$\bullet V_{DC} = d^2 \pi S \cdot F_{cw} \cdot P_h \quad (1)$$

Der Hubweg "S" sei im Beispiel mit 42 mm angenommen, der Durchmesser "D" sei 80 mm und der Durchmesser "d" sei 28 mm. Dann bringt Gleichung(1) :

$$V_{DC} = 28^2(\pi/4) 42 \cdot 0,0000375 \cdot 2000 = 1939,62\text{mm}^3.$$

Bevor der Hub "S" begann, war das Volumen der Kammer V_D = (d²) (pi/4) mal S, also :

$$V_D = 28^2(\pi/4)42 = 25861,6 \text{ mm}^3$$

Daraus kann man den Kompressionsverlust der Kammer K in Hundertstel % errechnen, indem man das Volumen "V_{DC}" durch das Volumen "V_D" teilt. Also : (mit V_C = Kompressionsverlust)

$$V_C = V_{DC}/V_D = 0,01 \text{ \%} \quad (2)$$

und diese Prozente kann man direkt auf den Hubweg anwenden, sodass man den Hubwegverlust, bei dem die Kammer D nicht foerdert, der "S_C" genannt sein soll, wie folgt erhaelt :

$$S_C = S \cdot V_C \quad (3)$$

Fuer das obige Beispiel bringt das :

$$V_C = 1939,62/25861,6 = 0,075 \text{ und } S_C = 42 \cdot 0,075 = 3,15\text{mm},$$

Waehrend dieses Teilhubes von 3,15 mm foerdert der Zylinder D also nicht. Es entsteht ein Foerderzeitverlust von $100 \times S_C = 100 \cdot 0,075 = 7,5$ Prozent.

Ist der Zylinder D mit einem Totraum G verbunden, wie in Figur 10 gezeigt, dann muss auch das Volumen des Totraums G mit komprimiert werden. Solcher Totraum ist meistens vorhanden, weil die Ventile eingebaut werden muessen und das toten Raum zwischen den Ventilen verursacht, wenn nicht spezielle Ventile nach Patentveroeffentlichungen des Erfinders verwendet sind. Das Totraumvolumen "G" ist eine geometrische Groesse, die sich aus der Konstruktion ergibt und es kann in "V_G" eingesetzt werden. In diesem Falle wird der Kompressionsfaktor "V_C" zu "V_{ct}" mit :

$$V_{ct} = (V_{DC} + V_G \cdot P_n \cdot F_{cw})/V_D \text{ oder: } V_{ct} = (V_D + V_G)Ph \cdot F_{cw}/V_D \quad (4)$$

und der Hubwegverlust wird zu "Sct", mit:

$$S_{ct} = S \cdot V_{ct} \quad (5)$$

Ist der Totraum G im Beispiel 4 cubiccentimeter, also 4000 mm³, so erhaelt man im obigem Beispiel :

$$V_{ct} = (25861 + 4000)2000 \cdot 0,0000375/25861 = 0,0866$$

5 Der Foerderzeitverlust ist dann 100 mal Vct = 8.66 Prozent.

Daraus sieht man unmittelbar, wie wichtig es ist, dass der Totraum "G" so klein, wie moeglich gehalten wird.

Ist der Raum "B" ausserdem mit dem totem Raum "N" verbunden und das zum Fuellen des Raumes B verwendete Fluid zum Beispiel Oel mit dem Kompressionskoeffizienten "Fco" = 0,000054, so muss erst noch der Totraum "N" komprimiert werden, bevor der Hub beginnen kann. Dann wird der Kompressionsfaktor "Vcttt", und zwar:

$$V_{cttt} = [(V_D + V_G)F_{cw} Ph/V_D] + V_N F_{co} P_m/V_D \quad (6)$$

Im obigem Beispiel und ferner mit Vn = 6 CC = 6000 mm und Ph = Mitteldruck zur Einleitung in die Kammer B = 300 Bar, folgt :

$$15 \quad V_{cttt} = [(25861.6 + 4000)0,0000375 \cdot 2000/25861.6] + 6000 \cdot 0,000054 \cdot 300/25861.6 = 0,09036$$

und der Foerderzeitverlust wird Vctt x 100 = 9,04 Prozent.

Ist es in der Praxis nun so, dass der Kolben K nicht den vollen Hubweg S durchlauft, sondern sein Weg erst im Abstände "Q" von der rechten Wand der kammer B beginnt, dann muss, bevor eine Foerderung aus der Pumpe heraus beginnt, auch noch das Volumen "Vq" komprimiert werden und es ist:

20 $V_q = (D^2 - d^2)(\pi/4) Q = (7)$, sodass der Kompressionsfaktor "Vctttt" wird, naemlich :

$$V_{ctttt} = [(V_D + V_G)F_{cw} \cdot Ph/V_D] + (V_N + [D^2 - d^2]_{\frac{7}{8}} Q)F_{co} \cdot P_m/V_D \quad (8)$$

was im obigem Beispiel, wenn "Q" = 4 mm betraegt, folgendes bringt :

$$V_{ctttt} = [(25861.6 + 4000)0,0000375 \cdot 2000/25861.6] + (6000 + [80^2 - 28^2]_{\frac{7}{8}} \cdot 4)0,000054 \cdot 300/25861.6 = 0,0976$$

25 fuer Q = 1

und der Foerderzeitverlust 100 x Vctttt wird 9,76 Prozent. Die Gleichung (8) kann man auch, wie folgt, schreiben :

$$V_{cttt} = [(V_D + V_G)F_{cw} \cdot Ph + (V_N + [D^2 - d^2]_{\frac{7}{8}} Q)F_{co} \cdot P_m]/V_D \quad (9)$$

Jetzt sei angenommen, dass das Aggregat mit Ph=4000 Bar und dann Pm = 600 Bar arbeiten soll.

30 Dann gibt das obige Beispiel nach Gleichungen (9) und (5) :

$$V_{cttt} = [(25861.6 + 4000)0,0000375 \cdot 4000 + (6000 + [80^2 - 28^2]_{\frac{7}{8}} \cdot 4)0,000054 \cdot 600]/25861.6 = 0,2028$$

fuer Q = 1

mit dem Foerderzeitverlust Fv = 100 x Vcttt = 20.28 Prozent.

Ein so hoher Verlust ist eine Katastrophe in der modernen Technik und daraus ersieht man, dass das 35 Aggregat der bekannten Technik der Figur 10 einer Vervollkommnung durch die gegenwaertige Erfindung bedarf.

Die bekannte Technik hat sich teilweise damit beholfen, dass man zwischen die Mitteldruckpumpe und die Einlaesse V und W der Kammern A und B Druckspeicher, also Akkumulatoren gesetzt hat. Diese hatten dann aber nur den gleichen Druck, den die Mitteldruckpumpe foerderte, also nur den Druck P_m. Hatten 40 diese Akkumulatoren ein Volumen, das dem Kompressionsvolumen Vc entsprach, dann fiel ihr Druck auf die Haelfte, wenn der Druckspeicher in die Kammer A oder B entleerte. Also wurde nur ein Halberfolg erzielt. Wenn man andererseits das Volumen der Druckspeicher sehr viel groesser macht, als das Kompressionsvolumen Vc ist, dann wirken sie besser, aber dann werden sie sehr gross, schwer und es sind dann fuer ploetzliche Entleerung grosse Leitungsquerschnitte erforderlich, die wiederum Totraum M and N 45 schaffen, oder diese Totraeume vergroessern, was dann wiederum zu groesseren Foerderzeitverlusten fuehrt.

Man sieht daraus, dass auch diese Loesung der bekannten Technik einer weiteren Vervollkommnung durch die gegenwaertige Erfindung bedarf.

Zu bemerken ist noch, dass sich die gleichen Vorgaenge abspielen, wenn der Kolben K die linke 50 Endlage in Figure 10 hat und die Lieferung des Druckes Pm in die Kammer A beginnt.

Ist der Hub des Kolbens nicht der volle Hub "S", sondern bleibt links und rechts der Hubweg "Q" vom Hubwege ausgeschlossen, dann entsteht ein Teilvolumen in D und eines in A, bzw. sie entstehen in E und B, wobei diese Volumen bei Ende des Hubwegs noch mit vollen Drucken Ph bzw. Pm gefuellt sind. Dann expandieren diese Volumen beim Beginn des Hubes und nehmen neues Fluid mit Drucken Ph und Pm erst 55 dann wieder auf, wenn die Expansion bis zum Niederdruck oder bis zum Drucke "null" beendet ist. Dann entsteht ein weiterer verlust dadurch, dass die Kammern A,B,D und E nicht voll beim Einlasshub gefuellt werden, weil die Einlasshubwege um die Expansionszeit gekuerzt sind. Auch diese Verhaeltnisse kann man berechnen, indem die bisher verwendeten Formeln sinnngemaess umkehrt werden.

In Figur 11 findet man ein weiteres Beispiel einer allerdings noch nicht veröffentlichten Technik. Hier sind zwei Mitteldruck-Kolben K angeordnet, die abwechselnd nacheinander die Hochdruck Kolben "P" treiben. Diese foerdern in die Aussenkammern "OC", die durch Membranen von den Innenkammern "IC" getrennt sind. Diese Trennung geschieht dafuer, dass man in den Aussenkammern ein schmierendes Fluid, wie z.B. Oel, verwenden kann, waehrend die mit Einlass- und Auslass- Ventilen versehenen (in der Figur sind die Ventile nicht eingezeichnet) Innenkammern der Foerderung von nicht schmierendem Fluid, zum Beispiel Wasser) dienen koennen.

Hier koennen die Zylinder wiederum Totraeume haben, die wieder mit H,G,M und M bezeichnet sind. Ausserdem koennen wieder Huebe mit nicht vollen Hubwegen auftreten. Zusaetzlich aber muss noch das Fluid in den Innenkammern komprimiert werden, bevor eine Foerderung aus dem Aggregat beginnen kann. Die Kammern A,B,D und E haben hier meistens Oel, also benutzen sie den Kompressionsfaktor $F_{co} = 0,000054$. Die Innenkammer aber hat meistens Wasser und benutzt den Kompressionsfaktor $F_{cw} = 0,000037$

Die Volumen der Aussenkammern und Innenkammern sind hier, wenn Leckageverluste unberuecksichtigt bleiben oder nicht auftreten und Schliesszeitverluste der Ventile unberuecksichtigt bleiben oder nicht auftreten, gleich den Volumen der Hochdruck Kammern D oder E.

Dann erhaelt man das Kompressionsvolumen als "Vcm", naemlich :

$$V_{cm} = [V_{oc} \cdot F_{cw} \cdot P_h + (V_D + V_N)F_{co}P_h + D^2 \pi / 4 F_{co} P_m] / V_D \quad (10)$$

worin "L" in Figure 11 den Teilhubweg "Q" der Figur 10 ersetzt und verwendet man wieder das obige Beispiel fuer 4000 Bar Druck, erhaelt man:

$$V_{cm} = [25861,6 \cdot 0,0000375 \cdot 4000 + (25861,6 + 6000)0,000054 \cdot 4000 + 80^2 \pi / 4 \cdot 0,000054 \cdot 600] / 25861,6 = 0,4413$$

mit dem Foerderzeitverlust $F_v = 100 \times V_{cm} = 44,13$ Prozent.

In der noch nicht veröffentlichten Figur einer parallelen Patentanmeldung des Erfinders, die in dieser Schrift als Figur 12 gebracht wird, sind die Kolben P der Figur 11 durch die Kolben 5 und 6 ersetzt, waehrend diese Kolben statt gegen eine Membrane, wie in Figur 11 zu foerdern, hier in Figur 12 gegen zwei Membranen und somit jeder der Kolben gegen 2 Aussen kammern 35 foerdern. Dann aber wird das Kompressionsvolumen zu "Vcdm", naemlich zu :

$$V_{cdm} = [2V_{oc} \cdot F_{cw} \cdot P_h + (V_D + V_N)F_{co}P_h + D^2 \pi / 4 F_{co} P_m] / V_D \quad (11)$$

weil jetzt ja zwei Aussenkammern zu dem betreffendem Kolben verbunden sind.

Nimmt man wieder das obige Beispiel fuer 4000 Bar, erhaelt man:

$$V_{cdm} = [2 \times 25861,6 \cdot 0,0000375 \cdot 4000 + (25861,6 + 6000)0,000054 \cdot 4000 + 80^2 \pi / 4 \cdot 0,000054 \cdot 600] / 25861,6 = 0,5913$$

und der Foerderzeitverlust wird $F_v = 100 \times V_{cdm} = 59,13$ Prozent.

Man sieht aus diesen Beispielen, dass aeusserste Ungleichfoermigkeit der Foerderung bei hohen Drucken entsteht. Denn bei einem Foerderzeitverlust von 59 Prozent foerdert die Pumpe nicht einmal mehr die Haelfte der Zeit.

Da bei derart hohen Drucken alles etwas nachgiebig ist, ist der Zeitverlauf nicht ganz so scharf, wie in den obigen Berechnungen ermittelt. Aber die Foerderung wird derartig ungleichmaessig, dass man sie mit herkoemmlichen Mitteln, wie Druckspeichern nicht mehr rationell berichtigen kann. Andererseits stellt die Technik immer hoehere Anforderungen vor allem an kleine Hochdruckaggregate. So sollen Wasserstrahlen von 4000 Bar mit sehr kleinen Durchmessern und hoher Foerdergleichmaessigkeit geliefert werden, um die gleiche hohe Praezision bei Feinstschneiden, wie mit Laserstrahlen zu erreichen. Da derartige Anforderungen durch die eingangs erwaehte britische Patentschrift infolge der oben beschriebenen Zeitverluste durch hohe Kompression des Fluids nicht mehr beherrscht werden koennen, bedarf auch diese Patentschrift der Verbesserung durch die gegenwaertige Erfindung.

Beschreibung der bevorzugten Ausfuehrungsbeispiele:

In Figur 1 ist ein Laengsschnitt durch ein Hochdruck Aggregat der Erfindung gezeigt. Es hat im Hauptgehaeuse 464 die Mitteldruck Zylinder 45,15 mit den darin reziprozierbaren Mitteldruck Kolben 8 und 9, sowie die Hochdruck Zylinder 11,12 mit den darin reziprozierenden Hochdruck Kolben 5 und 6. Zwischen Teilen des Hauptgehaeuses und den genannten Kolben bildet sich die Mittelkammer 44,45,46 aus, wobei 44 der Verbindungskanal zwischen den zylindrischen Kammerteilen 45 und 46 der allen vier Kolben gemeinsamen Mittelkammer ausbildet. In der Figur ist unter dem Hauptgehaeuse 464 das Kontrollgehaeuse 18 angeordnet, das auch die Mitteldruckzylinder 14,15 verschliesst. Oberhalb des Hauptgehaeuses 464 ist in

der Figur 1 der Ventilkopf oder Deckel 489 angeordnet, zu dem die Hochdruck Zylinder 11,12 münden und der die Einlass- und Auslass-Ventile (nicht eingezeichnet) fuer die Hochdruckzylinder 11,12, sowie die Einlaesse und Auslaesse 64,65 zu den genannten Ventilen enthaelt. In der Figur zeigen 64 die Ein- und Aus- laesse zum Zylindersatz 11 und 65 die Ein- und Aus- laesse zum Zylindersatz 12. Die Sitze 490 sind fuer die Schrauben zum Befestigen und Loesen des Deckels vom Hauptgehaeuse ausgebildet. Die ausserdem noch am Hauptgehaeuse oder dem Kontrollgehaeuse befestigten Teile formen zusammen mit den bereits beschriebenen Teilen eine in sich komplette Hochdruck Einheit, die man ueberall dort als Hochdruckpumpe einsetzen kann, wo eine Mitteldruck Fluidlieferpumpe vorhanden ist, um dessen Lieferleitung an Anschluss 487 der Hochdruck Einheit anzuschliessen.

Innerhalb von Gebaeuden, zum Beispiel in Fabrikationshallen fuer Wasserstrahlschneiden, wird man meistens eine extra Mitteldruckpumpe 19, getrieben vom Elektromotor 401 mittels Leitung oder Flansch 486 mit dem Lieferanschluss 488 der Mitteldruckfluidpumpe zum Anschluss 487 der Hochdruck Einheit 464 zu verbinden.

Ein besonderer Vorteil der Hochdruckeinheit 464 besteht jedoch darin, dass man sie ueberall dort einsetzen kann, wo bereits Mitteldruckfluid Lieferpumpen vorhanden sind. Das ist zum Beispiel in Baggern, Bulldozern, Traktoren, vielen Lastwagen usw. der Fall. Man kann die Einheit der Figur 1 (ohne die Pumpeneinheit 401-19-488) direkt in einen vorhandenen Bagger hereinlegen oder herein schrauben, die Lieferleitung der Baggerpumpe zum Anschluss 487 verbinden und Hochdruck Wasserleitungen zu den Anschluessen 64,65 verbinden, um den Bagger, den Lkw, das Schiff usw. auf Wunsch als Hochdruckreiniger, Wasserstrahlschneidgeraet, Wasserstrahlbohrgeraet in Bergwerken, Tunnels usw. einzusetzen. Man braucht also keine extra Wasserstrahlmaschine mehr zu kaufen, sondern kann vorhandene Anlagen und Fahrzeuge durch einfaches Einlegen oder Anschrauben der Hochdruckeinheit des Gehaeuses 464 in Wasserstrahlschneidfahrzeuge oder Reinigungs-Fahrzeuge beziehungsweise Anlagen umzuwandeln.

Zum Betrieb des Aggregates wird also Mitteldruckfluid, mag zwischen 100 und 800 Bar sein, in den Einlass Anschluss 487 geleitet und stroemt durch den Kanal (die Kanaele) 91 des Steuerventils 17 ueber eine Mitteldruckmuendung 93 und ueber Kanal 471 oder 473 in einen der Mitteldruckzylinder 14 oder 15 je nach Stellung des Steuerkoerpers 17. Es sei jetzt angenommen, dass das Mitteldruckfluid zum Zylinder 14 geleitet wird. Dann wird der Mitteldruck Kolben 8 nach oben gepresst und da der Mitteldruck-Kolben 8 zum Hochdruckkolben 5 des zum Kolben 8 kleineren Durchmessers 5 verbunden ist, wird auch der Hochdruck Kolben 5 nach oben, also tief in den Zylinder 11 herein gedruickt, wobei er Hochdruckfluid aus dem Auslass 64 des Zylinders 11 foerdert. Nun ist aber die Mittelkammer 44-46 mit Fluid gefuellt, zum Beispiel durch die Pumpe 484 ueber Leitung 485 und unter konstantem Mittelkammerndruck durch ein Druckventil an Leitung 413 gehalten. (Das Druckventil kann handelsueblich sein und ist daher in der Figur nicht eingezeichnet.) Da das Fluid in der genannten Mittelkammer eine Fluessigkeit, zum Beispiel Oel, ist und der Mittelkammerndruck relativ niedrig ist, komprimiert dieses Fluid in der Mittelkammer wenig und druckt den Kolben 9 nach unten, wenn der Kolben 8 nach oben laeuft. Sinngemaess laeuft Kolben 8 nach unten, wenn Kolben 9 nach oben gepresst wird. Lauft aber, wie beschrieben, einer der Kolben 8 oder 9 nach unten, dann wird das Fluid aus dem Zylinder 14 oder 15 unter dem betreffendem Kolben 8 oder 9 herausgepresst und fliesst ueber die betreffende Muendung und Leitung 94 des Steuerventils 17 in die Leitung 301,302 und von dort aus durch Einlass 313 in den Steuerkoerper Treibmotor 97, um diesen zur Rotation oder zum Axialhub anzutreiben. Dadurch treibt der Motor 97, zum Beispiel ueber Getriebe 467,466 den Steuerkoerper 17 geschwindigkeitsmaessig parallel zur Foerdermenge des Mitteldruckfluids, das durch Anschluss 487 in das Aggregat 464 der Figur 1 hereingeleitet wird.

So ist der Steuerkoerper 17 in kontinuierlicher Bewegung, zum Beispiel in Rotation, gehalten und die Kolben 5-8, sowie 6-9 laufen abwechselnd auf und ab, wobei aus den Hochdruckzylindern 11 und 12 ueber die Auslaesse 64 und 65 Hochdruckfluid gefoerdert wird.

Derartige Steuerung der Hubbewegung der Kolben 5,8,6,9 mittels eines rotierenden Ventils, aehnlich wie 17, ist im Prinzip aus der eingangs erwahnten britischen Patentschrift 1,599,524 bekannt. Ausserdem ist in der USA Patentschrift 4,373,874 ein dem der genannten britischen Patentschrift aehnlicher rotierender Steuerkoerper durch einen Zahnradmotor angetrieben, der von demjenigem Fluidstrom durchstroemt und getrieben ist, der nach Durchstroemen des Zahnradmotors dem Einlass des Steuerkoerpergehaeuses zugeleitet wird. In der genannten britischen Patentschrift sind mindestens drei Differentialkolben angeordnet und die Mittelkammer zwischen den Differentialkolben ist durch einen Druckfluidstrom gespeist, dessen Druck durch ein Ueberdruckventil begrenzt ist.

Durch die gegenwaertige Erfindung wird erkannt, dass die Aggregate der genannten britischen und US Patentschriften hoechstens als Nieder- oder Mitteldruck Aggregate wirksam sein koennen. Schon aus dem Grunde, weil sie die Kompressionszeit Verluste der unter "Technische Grundlagen" in dieser gegenwaertigen Schrift erfasst und beschrieben sind, nicht beruecksichtigen. Bei hohen Drucken muessen nach den

eingangs beschriebenen technischen Grundlagen der Erfindung prozentual hohe Foerderzeitverluste waehrend der Hubumkehrungen der Kolben entstehen, waehrend denen das Aggregat keinen Hochdruck Fluidstrom liefern kann.

Ausserdem erkennt die gewaertige Erfindung, dass es keinen Vorteil bietet, mindestens drei Differentialkolben im Aggregat zu verwenden, wie die britische Patentschrift es verlangt. Zwei Differentialkolben nach der Figur 1 sind nicht nur voellig ausreichend, sondern sie bieten die sicherste Verwirklichung und Beherrschung der kontinuierlichen Foerdergleichheit, wenn man die Grundlagenregeln und Ansprueche der gegenwaertigen Patentanmeldung befolgt. Die Steuerung der Hubbewegungen von drei Differentialkolben wuerde die Foerdergleichmaessigkeit nicht heben sondern zusaetzliche Verluste, Kosten und Steuerungsprobleme verursachen.

Bezueglich des Antriebs der Rotationsbewegung des Steuerkoerpers durch den Zahnradmotor im Fluidstrom vor Eintritt des Fluidstromes in das Steuerkoerpergehaeuse erkennt die gegenwaertige Erfindung, dass das US System die Verwendung als Hochdruck Aggregat verhindert. Denn einmal sind Zahnradmotoren infolge ihrer Leckageverluste oder ihrer hohen Reibung nur fuer niedere Drucke und ausserdem soll der Mitteldruck des Fluidstroms zu den Mitteldruckzylindern 14,15 bis zu Drucken von 800 Bar gelten.

Daraus ersieht man, dass die bekannten Anordnungen der genannten britischen und US Patentschriften der weiteren Vervoellkommung beduerfen, die die gegenwaertige Erfindung bietet und verwirklicht.

Erfindungsgemaess wird der rotierende Steuerkoerper 17 der Figur 1 und ihrer Zusatzfiguren 2 bis 9 nicht durch einen vorgeschalteten Zahnradmoto, sondern durch einen nachgeschalteten Hydromotor zur Rotation angetrieben und in Rotation gehalten.

Daher ist der Treibfluidstrom, also der Mitteldruck Fluidstrom direkt aus der im Fahrzeug vorhandenen Druckfluidleitung oder aus der Leitung 488 der Pumpe 19 der Figur 1 entnommen und sofort, ohne durch einen Motor zu stroemen, direkt in den Einlass 487 des Steuerungsgehaeuses 465 der Figur 1 geleitet. Ueber Kanal 408 gelangt das Mitteldruckfluid in den inneren Kanal 91 des Steuerkoerpers, siehe dazu die Schnittfiguren 2 und 3, wonach das Mitteldruckfluid innerhalb des inneren Mitteldruckkanals des Steuerkoerpers 17 nach rechts oder links (in Figur 1) zu den rechten oder linken Mitteldruck Steuermuendungen 93 unter den Leitungen 472 oder 473 zu den Mitteldruckzylindern 14 oder 15 fliesst, jenachdem welche der Steuermuendungen 93 gerade zu der Leitung 472 oder zu der Leitung 473 verbindet. Sobald zu einer dieser Leitungen die Verbindung hergestellt ist, drueckt das Mitteldruckfluid den betreffenden Kolben 8 oder 9 aufwaerts (in Figur 1) wodurch die Fluessigkeit in der Mittelkammer 44-46 nach dem Gesetz der kommunizierenden Roehren den anderen der Kolben 8 oder 9 nach unten zu druecken beginnt. Um den betreffenden Kolben nach unten frei zu geben, also ihn nicht zu blockieren, ist der Steuerkoerper 17 mit den Abfluss Steuertaschen 94 versehen, die den Mitteldruck Steuertaschen 93 radial gegenueber liegen. Siehe die Steuermuendungen 93 und 94 in verschiedene Rotationslagen in den Schnittfiguren 4 bis 9, in denen auch die Fluidstromrichtungen durch Pfeile eingezeichnet sind. Von den Abfluss Steuermuendungen oder Steuertaschen 94 aus fliesst der Rueckstrom entlang dem Steuerkoerper 17 durch entsprechende Ausnehmungen im Steuerkoerper 17 zu den Kanaelen 302 und durch diese hindurch in den Kanal 301, von dem aus es durch den Einlass 313 in den Fluidmotor 97 eintritt, ihn und seine Schluckfluidkammern durchstroemt und den Rotor mit Schaft des Motors 97 in Drehung versetzt. Der Motor 97 kann jetzt ein Niederdruckmotor sein, da der Mitteldruck Fluidstrom den grossten Teil seines Druckes zum Antrieb des Kolbens 8 oder des Kolbens 9 verbraucht hat. Der so nachgeschaltete Fluidmotor 97 benoetigt auch keinen hohen Druck, da er lediglich das geringe Drehmoment liefern soll, das benoetigt ist, die Reibung bei der Rotation des Steuerkoerpers 17 zu ueberwinden, um den Steuerkoerper 17 in Rotation zu versetzen und zu halten. Um ausreichend langsame Huebe der Kolben 5,6,8,9 fuer lange Lebensdauer der Ventile im Kopfsatz 489 zu erhalten, ist es vorteilhaft als Motor 97 einen Fluidmotor mit grossem Schluckvolumen pro Umdrehung zu verwenden. Meistens ist auch noch eine Zahnradgetriebe Untersetzung 467,466 zwischen dem Steuerkoerpertreibmotor 97 und dem Steuerkoerper 17 angeordnet.

Erfindungsgemaess ist durch den Hydromotor 98 auch direkt oder indirekt ueber den Steuerkoerper 17 und ggf. ein zusaetzliches Zahnradgetriebe die Mittelkammern Fluidlieferpumpe 486 angetrieben. Diese foerdert ueber Auslass 485 und durch Leitung 485 in die Mittelkammer 44-46. Am Mittelkammernausslass 413 kann ein Druckbegrenzungsventil, Ueberlaufventil angeschlossen sein, um einen bestimmten gewollten Maximaldruck in der Mittelkammer aufrecht zu erhalten. Ein solches markerhaeltliches Druckbegrenzungsventil ist fast in allen Faellen eingebaut (in Figur 1) aber in Figur 1 nicht eingezeichnet, weil solche Ventile bekannter Stand der Technik sind.

Wenn man die eingangs berichteten Foerderzeitverluste durch innere Kompression des Fluids unberuecksichtigt laesst, koennte man zunaechst annehmen, dass dieser Aufbau mindestens fuer niedere oder mittlere Drucke betriebssicher arbeiten wuerde. So wuerde der Durchschnittsfachmann wohl nach bisheri-

gem Lesen vermuten.

Bei der Erprobung des Antriebsaggregates der Erfindung in den Teststaenden zeigte sich aber, dass es tatsaechlich nicht funktioniert. Ein halbes Jahr lang bei taeglichen Achtstunden Testen lief das Aggregat ungleichmaessig. Derart ungleichmaessig mit zeitweilig schnelleren und langsameren Umdrehungen des Steuerkoeppers 17, dass das Aggregat in der Praxis nicht verwendet werden konnte.

Zur Ueberwindung dieses Problems wurde daher erfindungsgemaess an die Einlassleitung 408 oder an die Pumpe 19 bzw. die Leitung zwischen beiden, das Mitteldruck Begrenzungs- oder Ueberlaufventil 409 (mit Federbelastung oder sonstiger Druckregelung 410) angeschlossen (oder eingebaut) und das ueberstroemende Fluid durch die Leitung 412 in die Leitung 301 bzw. in den Einlass 313 des Hydromotors (Steuerkoepper Treibmotors) 97 zu leiten. Nach dieser erfindungsgemaessen Massnahme wurde die Wirkungsweise und Zuverlaessigkeit des Hochdruckaggregates der Erfindung bedeutend besser und zuverlaessiger. Dieser Anordnung kommt daher wesentliche Bedeutung zu.

In der Figur 1 sieht man noch die Dichtflaechen 391, die den Einstrom in den Steuerkoepper 17 abdichten, die Dichtflaechen 394, die den Weiterstrom in die Kanaele 472 und 473 abdichten und die Dichtflaechen 392, bzw. 393, die die Rueckstrom Steuerflaechen fuer den Rueckstrom aus den Kanaelen 472 und 473 herein in die Kanaele 94 (Ausnehmungen 94 im Steuerkoepper 17) steuern und zeitweilig abdichten.

Da in den Schnittfiguren 4 bis 9 die Steuertaschen bei verschiedenen Rotationswinkelstellungen illustriert sind, kann man die Stroemungen aus den Figuren direkt ersehen, ohne dass diese einer besonderen Beschreibung mit Worten benoetigt. Teile 489,471 verbinden den Antriebsschaft 489 fest drehfest mit dem Steuerkoepper 17 und die Teile 469,470 dichten den Steuerkoepper 17 im Steuerungsgehaeuse 18 axial nach aussen ab, damit kein Fluid ins Freie entweicht.

Obwohl das Aggregat nach dieser Erfindungsmassnahme wesentlich zuverlaessiger arbeitete, war es aber trotzdem noch nicht rationell, Warum nicht, wurde erst nach 7 Monaten langen Testens und Ueberlegens mit mehreren Dutzend erfolglosen anderen Aenderungen und Versuchen erkannt. Es ist naemlich so, dass der Fachmann das Schluckvolumen des Fluidmotors 97 pro Umdrehung so auslegt, dass der Motor 97 gerade dann eine volle Umdrehung von 360 Grad dem Steuerkoepper 17 aufzwingt, wenn beide Kolben 8 und 9 nacheinander einmal den ganzen Hubweg nach oben gelaufen sind.

Dann aber entstehen, wie die Erfindung jetzt erkannte, sehr ploetzliche und hohe Druckspitzen in der Einlassleitung 408 und in der Mittelkammer 44-46, die viel hoeher sind, als die Einstellung der Druckventile an den Leitungen 408 und 413. Die Ursachen dafuer sind, wie die Erfindung jetzt erkennt, ploetzliche Druckspitzen durch ploetzliche Fluidmengenansammlungen in der Mittelkammer 44-46 und in dem Einlass 313 zum Fluidmotor 97. Solange das Ueberlaufventil 409 und die Leitung 412 zum Fluidmotor 97 nicht angeordnet war, fuehrten diese zeitweiligen hohen Druckspitzen durch Fluidmengensauungen in den geschriebenen Raeumen zum ploetzlichem und oft langfristigem voelligem Abbremsen des Steuerkoeppers 17.

Nachdem die Erfindung die Ursachen jetzt erkannt hat, koennen sie auch beschrieben werden. Es ist naemlich so, dass dadurch, dass die Pumpe 484 in die Mittelkammer foerdert, waehrend jedem Hubweg eines der Kolben 8 oder 9 des Volumen in der Mittelkammer 44-46 etwas zunimmt. Sehr wenig nur, meistens nur wenige oder unter einem CC (mit CC = Cubiccentimeter). Durch diese geringe Fluidvolumen Zunahme in der Mittelkammer 44-46 laeuft der Rucklaufkolben etwas schneller nach unten, als der Hubkolben nach oben laeuft. Der Fluidmotor 97 lauft dadurch etwas schneller, als er umlaufen soll, denn er erhaelt mehr Fluid zugesandt, als nur das ihm zgedacht gewesene gleich in der Menge, die dem anderem Kolben zum Aufwaertshub zugesandt wurde. Dadurch dass der Motor 97 etwas schneller umlaeuft, als ihn umlaufen zu lassen geplant war, laeuft ja auch der vom Motor direkt oder ueber Zahnraeder getriebene Steuerkoepper 17 etwas schneller um, als geplant war. Dieser etwas schnellere Umlauf des Steuerkoeppers 17 hat dann aber zur Folge, dass die Steuermuendung 93 den Kanal 472 etwas zu frueh verschliesst, naemlich bereits bei einem Zeitpunkt, zu dem der aufwaertsgetriebene Kolben den vollen Aufwaertshub noch garnicht vollendet hat. Kurzum, die Erfindung erkennt, dass die bisher nicht erkannt gewesenen Verhaeltnisse den Hubweg der Kolben verkuerzten und infolge vorschnellen Schliessens der Steuermuendungen des Steuerkoeppers 17 der dem Aggregat zugeleitete Fluidstrom zeitweilig gezwungen wurde, durch das Druckventil 409 (oder durch das der Lieferpumpe 19) mit ploetzlich hohem Druckanstieg zu entweichen. So entstanden die bisher unerkannten Probleme und die bisher aufgetretene betriebliche Unzulaenglichkeit der Steuerungsanordnung, die die gegenwaertige Erfindung jetzt mittels einer brauchbaren Loesung zu ueberwinden hat.

Nach weiteren Ueberlegungen erkennt die Erfindung aber noch weitere bisher nicht erkannt gewesene Ursachen, die zu der bisherigen Unzulaenglichkeit beitrugen. Solche sind einmal die Leckage, die beim Mitteldruckhub des aufwaertsgelenden Kolbens 8 oder 9 zwischen dem Durchmesser des Kolbens und

dem Innendurchmesser der Zylinderwand aus dem Zylinder 14 oder 15 in die Mittelkammer 44-46 stroemt. Denn diese erhoehrt das Volumen der Mittelkammer noch weiter und treibt dadurch den abwaerts laufenden Kolben 8 oder 9 noch schneller nach unten, sodass der Fluidmotor 97 noch schneller, also umso mehr, zu schnell umlauft. Die weitere solcher Ursachen ist, dass radial druckbalanzierte Steuerkoerper nicht stabil, sondern labil sind. Sie sind in radialer Richtung einwandfrei durch entgegengesetzte radiale Drucke ausgeglichen und haben dadurch die Moeglichkeit, reibungsfrei - von Fluidreibung abgesehen-- im Fluidfilm im Gehaeuse 18 umzulaufen, ohne die Wand der zylindrischen Bohrung zu beruehren und ohne an ihr Reibung zu verursachen. Daher wurde bisher angenommen, dass die radial druckbalanzierten Steuerkoerper die vollendete Loesung seien. Das geht aus zahlreichen Patentschriften im Inland und Ausland hervor.

Im Rahmen der Erfindung wurde nunmehr aber erkannt, dass der Steuer koerper 17 der Figur 1 zwar einwandfrei radialen Druckausgleich hat und er dadurch auch reibungsfrei im Fluid im Gehaeuse 18 schwimmen kann. Im Gegensatz zu der bisherigen weltweiten Annahme, dass damit derartige radial druckentlastete Steuerkoerper perfekt sein, erkennt die gegenwaertige Erfindung, dass sie zwar perfekt sein koennen, hundert prozentig perfekt sein koennen sogar, aber nicht perfekt sein muessen. Denn die Erfindung erkennt, dass die perfekte radiale Druckbalanzierung nicht stabil sondern labil ist. Kleine Einwirkungen von aussen koennen den Steuerkoerper 17 aus der zentrischen Lage in eine exzentrische Lage relativ zur Achse der Bohrung, in der er eingepasst ist, verlagern. Er kann sich auch selber so exzentrisch verlagern, weil die Radialdrucke sich zwar gegeneinander aufheben, aber keine Mittel bieten, den Steuerkoerper zu zwingen, in seiner genau zentrischen Lage in der betreffenden Bohrung, in der er umlauft, zu verbleiben. Daher treten in Aggregaten mit rotierendem Steuerkoerper, wie den eingangs beschriebenen Patentschriften, exzentrische Lagen der Steuerkoerper in den Bohrungen, in die sie eingepasst sind, auf. Dann aber, so erkennt die Erfindung, entsteht aus der jeweiligen Hochdruckzonen Haelfte eine bis zu 5,1 mal hoehere Leckage, als vorhanden waere, wenn der Steuerkoerper, wie ueber ihn bisher in der Weltliteratur vermutet, zentrisch in der Bohrung laufen wuerde. Diese bis zu 5,1 mal hoehere Leckage aber stroemt am Steuerkoerper 17 in axialer Richtung entlang und gelangt in die Kanaele 302,301, von wo aus sie in den Eingang 313 des Fluidmotors 97 stroemt. Wieder wird also dem Fluidmotor 97 mehr Fluid zugesandt, als berechnet und geplant gewesen war, sodass er nun durch die dritte bisher nicht bekannt gewesene Ursache gezwungen wird, noch einmal schneller umzulaufen, als geplant gewesen. Aus dreierlei unterschiedlichen, bisher nicht bekannt gewesenen Gruenden, ist der Motor 97 und damit der Steuerkoerper 17 zu "zu schnellem" Umlauf gezwungen, was das vorzeitige Verschliessen der Leitungen 472 und 473 bewirkt, sodass aus dreierlei unterschiedlichen und bisher nicht bekannt gewesenen Ursachen die Kolbenhuebe der Kolben 8,9 verkuerzt werden und die Druckventile an den Leitungen 413 und 408,488 zu ploetzlichem Ueberlauf mit ploetzlichen hohen Druckspitzen in der Zuleitung 408,488 und der Mittelkammer 44-46 gezwungen werden.

Durch die Erfindung werden diese Probleme ueberwunden und zwar, zum Beispiel, dadurch, dass der Fluidmotor 97 oder er zusammen mit der Getriebe Uebersetzung 467-466 ein groesseres Schluckvolumen pro Umdrehung des Steuerkoerpers 17 erhaelt, als das in der gleichen Zeit in der Zuleitung 408 zugefuehrte Mitteldruckfluid in der betreffenden Zeit als Volumen liefert. Weitere Moeglichkeiten und Loesungen der Erfindungen werden spaeter beschrieben. Das groessere Schluckvolumen ist in der Volumengroesse die Summe derjenigen Volumen, die dem Motor waehrend einer halben Umdrehung des Steuerkoerpers 17 ueber das Volumen des Aufwaertshubs des betreffenden Kolbens 8,9, hinaus zugeleitet wurde.

Das dem Motor 97 waehrend einer halben Umdrehung des Steuerkoerpers 17 zugefuehrte Volumen sei mit "Q_{fm}" bezeichnet und das Volumen, um das der Motor pro halber Umdrehung des Steuerkoerpers 17 groesser gebaut sein muss, sei "Q_{dm}". Dann wird :

$$Q_{dm} = Q_{fm} - D^2 \frac{\Delta S}{4} \quad \text{und} \quad Q_{fm} = Q_{dm} + D^2 \frac{\Delta S}{4} \quad (11)$$

mit ΔS = Hubweg verlust.

Weitere Massnahmen der Erfindung dienen der Ueberwindung der eingangs beschriebenen und berechneten Foerderzeitverluste "F_v".

Entsprechend ist erfindungsgemaess eine zweite Lieferpumpe eingesetzt, die einen Foerderzeitverlust-Ueberwindungs-Fluidstrom liefern soll. Diese Pumpe kann zum Beispiel auch durch den Fluidmotor 97 angetrieben sein, wenn sie nicht durch einen, gesonderten Antrieb ihre Antriebsleistung erhaelt. Vorteilhaft fuer die universelle und einfache Einsatzfaehigkeit des Hochdruck Aggregates der Erfindung ist es, diese Zweitstrompumpe (um ein kurzes Wort fuer die Pumpe zu haben, die die Foerderzeitverluste ueberwinden soll), durch den Fluidmotor 97 direkt oder indirekt anzutreiben. In Figur 1 ist 476 diese Zweitstrompumpe und sie ist ueber die Steuerwelle 17 und das Getriebe (Zahnraeder) 482,480 vom Fluidmotor 97 indirekt angetrieben, wobei dieser ja den Steuerkoerper 17 in beschriebener Weise ueber 467-466 antreibt. Das Foerdervolumen dieser zweiten Lieferpumpe sollte einen bestimmten Prozentsatz, je nach Bauweise des

Aggregates, des betreffenden Hubwegverlustes "Sc", "Sct", "Sctt", "Scttt", oder "Scm" sein. Bevorzugt wird, dass dieser Prozentsatz z.B. 200 Prozent betraegt und der Lieferdruck dieser zweiten Lieferpumpe sollte moeglichst doppelt so hoch, wie der Mitteldruck der ersten, der Haupt Lieferpumpe ist. "Sct" ist $V_{ct} \times S$, Sctt ist $V_{ctt} \times S$. Sctt mal S and Scm ist $V_{cm} \times S$.

5 Bei diesen Werten kann erreicht werden, dass die zweite Lieferpumpe ihr Foerdervolumen in der Druckspeicher 478 liefert. In der Praxis wird gelegentlich ein Kompromiss mit den Kosten gemacht und die oben angegebenen Prozent- und Druck- Verhaeltnisse fuer die zweite Foerderpumpe gemacht. Dann wirkt die Anlage entsprechend mit geringerem Wirkungsgrad oder geringerer Perfektion. Doch muss in der Technik ja des oeffteren ein Kompromiss zwischen Preis und Perfektion gemacht werden, wenn die
10 Aggregate verkauft werden sollen.

Als weitere erfindungsgemaesse Massnahme ist ein zweiter Steuerkoerper, naemlich der in den Schnittfiguren 2 bis 9 gezeigte Hilfs-Steuerkoerper 517 angeordnet. Der Ausgang 479 des Druck-Speichers, Accumulators 478 oder 477 der zweiten Lieferpumpe 477 wird mit dem Einlass 489 zum Hilfs-Steuerkoerper 517 verbunden. Der Hilfs- Steuerkoerper 517 wird wieder direkt oder indirekt durch den Fluidmotor 97
15 in Rotation versetzt und in Rotation gehalten. Dieser Antrieb kann jedoch auch durch einen anderen Antrieb ersetzt werden. Der Hilfs-Steuerkoerper 517 soll mit der gleichen Drehzahl wie der Steuerkoerper 17 oder mit einem kleinerem oder grosserem Vielfachem dieser Drehzahl erfolgen. Der Hilfs-Steuerkoerper hat wieder Steuermuendungen, naemlich 491, die jeweils zeitweilig mit den Kanaelen 474 oder 475 verbunden werden. Siehe hierzu die Figuren 1 bis 9. Wichtig ist, dass diese Verbindungen der Steuermeuendungen
20 491 zu den Kanaelen 474,475 unmittelbar bei oder ganz kurz vor der Umkehrung der Hubrichtung der Kolben 8,9 erfolgen. Denn dadurch soll erreicht werden, dass z.B. der Akkumulator 478, mit hoeherem Druck als der Mitteldruck, sofort in die Zylinder 14 oder 15 liefert und sehr ploetzlich den Hubwegverlust durch schnellen Einschuss des Kompressionsverlustvolumens aus dem Akkumulator 478 heraus in die Zylinder 14 oder 15 verwirklicht, sodass der Foerderzeitverlust der eingangs berechneten "Fv" Werte
25 zeitlich auf das Minimum, fast auf "null" begrenzt wird. Der Druckspeicher 478 benutzt also das aus der zweiten Lieferpumpe erhaltene Fluid-Volumen um mit Hilfe des Hilfs-Steuerkoerpers 517 den Hubwegverlust sofort auszufuellen, also die Kolben 8 oder 9 um den eingangs berechneten Hubwegverlust "Sct" des Hubwegverlustes "Sct" usw. nach oben zu bewegen. Sofort nachdem das geschehen ist, oeffnet dann die betreffende Steuermuendung 93 des Steuerkoerpers 17 zu dem betreffendem Kanal 4572 oder 473 und beginnt den betreffenden Kolben 8 oder 9 zu seinem eigentlichem Hubweg anzutreiben.
30

Die Zylinder 11,12 erhalten auf diese Weise sofort und ohne wesentlichen Zeitverlust ihren Hochdruck "Ph", sodass die Kolben 11 und 12 periodisch nacheinander abwechselnd ohne zeitliche Zwischenverluste eine konstante, gleichmaessige Foerderung als gleichmaessig kontinuierlichen Hochdruck Foerderstrom staengig gleichbleibend gleicher zeitlichen Liefermenge bringen.

35 Die Verbindungen nach den Figuren 2 bis 9 erklaren sich selbst, ohne beschrieben werden zu muessen, da man sofort sieht, dass die Steuerkoerper in den Figuren von oben nach unten im Uhrzeigersinn jeweils um 90 Grad gedreht haben. Ebenso versteht man aus den Figuren, dass z.B. 468 und 481 Schutzhauben sind, damit die Getriebe nicht frei liegen.

Nachdem das Hochdruck Steuerungs Aggregat der Figuren 1 bis 9 jetzt beschrieben ist, kann man sich
40 dem Hochdruck Pumpenteil oberhalb der Mittelkammer 44-46 zuwenden. Man erkennt, dass die Kolben zum unterem Teil in Zylindern des Gehaeuses 464 dichtend reziprokieren, waehrend sie im oberen Teil in Einsaetzen 459,460 dichtend auf- und ab- laufen. Dazwischen sieht man obere und untere Sammelraeume 451,452 und 455,456, sowie zwischen ihnen angeordnete Dichtringe (meistens plastische oder Gummiaehnliche) 453 bzw. 454. :

45 Der Sinn dieser erfindungsgemaessen Ausbildung ist, wie folgt

Die Buchsen 459,460 haben die gleichen Achsen, wie die Bohrungen, in denen die Kolben 5,6 im Gehaeuse 464 laufen. Die Dichtungen 453,454 sind in durch unterschiedliche Durchmesser gebildeten Sitzen im Gehaeuse und in den Buchsen gehalten. Die Buchsen selber sind mit oberen Flanschen in oberen Sitzen im Gehaeuse 464 versehen und in ihnen bilden sie mit dem oeberem Ende des Gehaeuses
50 463 die plane Endflaeche 463 auf die der Ventilkopf 489 aufgeschraubt ist, wodurch der Ventilkopf die Huelsen 459, 460 in Achsialrichtung nach oben im Gehaeuse 464 festhaelt.

Waehrend das Gehaeuse 464 aus rostendem Material, wie Gusseisen oder Stahl sein kann, sind die Buchsen 459,460 aus nicht rostendem Material wenn in den Zylindern 11,12 zum Beispiels Wasser gepumpt werden soll. Die Kolben 5,6 sind dann ebenfalls nicht rostendes Material. Zum Beispiel koennen
55 die Kolben 5,6 dann VEW Edelstahl, Japanischer SUS 630 Stahl bzw. STAVAX oder anderes geeignetes Material, wie gelegentlich Keramik oder Sapphier sein. Die Buchsen sind dann zum Beispiel Bronze, andere Keramik oder dergleichen.

Bei dieser Ausfuehrung koennen die Kolben 5,6 und die Zylinderteile, in denen sie laufen, gleiche

Durchmesser mit entsprechenden Passungen haben, sodass man die Buchsen 459 und 460 mit dem Gehaeuse 464 gleichzeitig bohren, honen und laeppen kann, um hohe Achsgleichheit zu erreichen. Die Kolben 5,6 sind dann unten in einem Oelfilm oben aber in Wasser zwischen den Aussendurchmessern der Kolben und den Innendurchmessern der Zylinderwaende laufend. Die Dichtungen 453 und 454 trennen das
 5 Wasser vom Oel und das Oel vom Wasser. Die eingezeichneten Bruchlinien 492 und 493 sollen andeuten, dass man die Dichtungen 453 und 454 auch so lang ausbilden kann, dass sie laenger als die Kolbenhuebe werden, damit niemals ein Oberflaechenteil der Kolben 5,6 in Wasser und oel eintreten kann. Hohe Bedeutung kommt den Sammelkammern 451,455,452 und 456 zu, denn die Sammelkammern 451,452 sammeln die Oel-Leckage und sind mit der Abflussleitung 457 versehen, durch die das Leckageoel aus
 10 dem Gehaeuse 464 herausgeleitet wird, waehrend die Sammelkammern 455 und 456 die Wasserleckage sammeln und sie durch die von der Oelabflusslei tung 457 raeumlich getrennte Wasser-Leckage Abflusslei tung 458 aus dem Gehaeuse 464 herausfoerdern. Dadurch ist erreicht, dass schmierendes (Oel) und nicht schmierendes (Wasser) Fluid niemals miteinander vermischt werden koennen.

Ausserdem liegt dieser erfindungsgemaessen Ausfuehrung noch folgende Ueberlegung zugrunde : Die
 15 herkoemmlichen Booster der Figure 10 benutzen sehr teure Kolben aus teurem Material, wie Edelhartkera mik , Sapphier oder dergleichen, beziehungsweise sie sind durch Nerima oder andere weiche, nicht rostende, bleiaehnliche Metalle in Stoffbuchsen abgedichtet. Mit der letztgenannten Methode ist die Abdichtung auch perfekt, wenn die Stoffbuchsen von Zeit zu Zeit nachgezogen und mit Dichtmetall nachgefuellt werden. Solche Abdichtung verursacht aber hohe Reibung. Demgegenueber erfolgt die
 20 Abdichtung in Figur 1 fuer die Kolben 5,6 in den Buchsen 459,460 bevorzugterweise durch einfache enge Einpassung. Bei der beschriebenen Ausfuehrung nach Figur 1 ist es moeglich, die Achsen der Zylinder 11,12 so genau fluchten zu lassen und die Innendurchmesser der Zylinderwaende so genau zu laeppen oder honen, dass der Durchmesserfehler unter 0,005 mm liegt. Dann aber kann man die Kolben 5,6 auch so genau feinschleifen, dass sie mit etwa 0,010 mm oder weniger Durchmesserspiel in die Zylinder 11,12
 25 eingepasst werden koennen. Ihre Reibung beim Kolbenhub ist dann wegen der Genauigkeit der Bearbeitung vernachlaessigbar klein. Aber die Leckage im Durchmesserspalt mit 0,005 mm Radialweite ist bei dem hohen Druck von Tausend bis 4000 Bar sehr hoch, denn die Leckage waechst parallel zum Druck und zur dritten Potenz des radialen Passungsspalt, bzw. der dritten Potenz der Durchmesserdifferenz der Kolben 5,6 und der Zylinder 11,12. Der Erfinder verwendet fuer diese Leckage die folgende Formel :

$$30 \quad Q = \frac{10L}{12\eta} (P_1 - P_2) \frac{d_i}{4} \delta^3 \quad (12)$$

mit den Werten :

Q = Leckage in CC/sec

η = Zaehigkeit in Kgs/m²,

P = Druck in Kg/cm², und

35 d_i = Durchmesser, L = Dichtweglaenge, δ = Radialspalt = halbe ϕ - Differenz. (P_1 und P_2 = Drucke an den Endendes Passungs-Spalt); $\pi = 3,14$.

Fuer mittleres Oel von 50 Grad Celsius zum Beispiel = 0,00262 Kgs/m²

und mitleres Wasser von 50 Grad Celsius zum Beispiel = 0,00006 Kgs/m²

Die demnach bei gleichem Passungsspalt und gleicher Dichtlaenge etwa im Vergleich zur Oel Leckage
 40 etwa 40 mal groessere Wasser Leckage kann man durch laengeren Dichtspalt verringern und ausserdem wird der Leistungs-Verlust durch Leckage bei hohen Hubfrequenzen und hohen Kolbengeschwindigkeiten geringer, als der Leistungsverlust an Reibung infolge von Stopfbuchsen Abdichtungen. Es gibt also einen Geschwindigkeitsbereich, in dem die einfache Dichtung nach Figur 1 rationeller ist, als die einiger Abdichtungsarten der bekannten Technik. Im Uebrigen werden die Leckage-Verluste oft gerne in Kauf
 45 genommen, weil das Hochdruck Aggregat der Erfindung den Einsatz im freiem Gelaende, in Baggern, Fahrzeugen usw. ermoeoglicht, wo keine Elektrizitaet zur Benutzung von Elektromotoren fuer den Pumpenantrieb zu Verfuegung steht.

In der Figur 11 pumpen die Kolben 5,6 in Zylindern 11,12 Oel in die Aussenkammern 35. Jeder der Kolben 5,6 bedient zwei solche Aussenkammern 35, eine rechts und eine links des Kolbens. Wasser wird in
 50 die Innenkammern 37 eingefuehrt mit etwas Druck, sodass es die Membranen 58 in die Aussenkammern 35 voll hereindrueckt, wenn die Kolben 5,6 ihre Wege voll nach unten gemacht haben. Das Volumen der Aussenkammern 35 ist dann null, wenn die Membranen voll herein gedrueckt sind. Beim Aufwaertshub der Kolben 4,5 muessen diese zunaechst ueber Verschiebung der Membranen das Wasser in den Innenkam mern 37 links und rechts des betreffenden Kolbens auf den "Ph" Hochdruck komprimieren. Dazu der
 55 eingangs in Formel 10 berechnete grosse Foerderzeitverlust, wenn die Mittel der Erfindung nicht angewendet sind. Erst nach Kompression auf den Hochdruck "Ph" beginnt die Pumpe der Figur 12 Wasser aus den Innenkammern 37 ueber die Auslassventile zu foerdern. Man erkennt hier sofort, wie wichtig die Berechnung nach Formel 10 ist und man sieht auch, dass die Ausbildung nach der Erfindung gerade fuer ein

Aggregat der Figur 12 besonders wichtig ist, weil sie die Wirkungsweise etwa auf das Doppelte an Foerdermenge verbessert und den voellig ungleichen Foerderstrom durch einen gleichfoermigen ersetzt. Zu beachten ist hier, dass in Figur 12 die Merkmale der gegenwaertigen Erfindung, wie die zweite Lieferpumpe und der Hilfssteuerkoerper noch nicht eingebaut sind.

5 Im Folgendem sei die Leckage entlang der Kolben 5,6 anhand einiger Beispiele durchgerechnet und die Anwendbarkeit im Aggregat noch weiter erlaeutert:

Annahmen :

Kolben ϕ = 28 mm

Durchmesserspalt = 0,010 mm

10 Dichtlaenge Oel = 40 mm

Temperatur = 50 °C

$\eta_{oel} = 0,00264 \text{ Kgs/m}^2$

Kolbenhub = 42 mm. Druck "P_n" = 2000 kg/cm²

Radialspalt = 0,005 mm

15 Dichtlaenge Wasser = 60 mm

Steuerkoerper 17 = 600 Upm

$\eta_{wasser} = 0,00006 \text{ Kgs/m}^2$

Dann wird die theoretische Foerdermenge = $2(2,8^{2\frac{2}{3}} 4,2)$ [in cm] = 51,72 CC/ u mdr. mal 600 Upm = 31 033,92 CC/Minute = 31,034 Ltr/minute.

20 Die Ausrechnung bringt folgende Leckagen ; nach (12):

<p><u>DEL :</u></p> $Q_{LOEL} = \frac{10}{12} \frac{\pi}{0,00264} 2000 \frac{28}{40} (0,005)^3$ $= 0,1735 \text{ CC/s}$ $= 10,41 \text{ CC/min}$	<p><u>WASSER :</u></p> $Q_{LWASSER} = \frac{10}{12} \frac{\pi}{0,00006} 2000 \frac{28}{60} (0,005)^3$ $= 5,09 \text{ CC/s}$ $= 305 \text{ CC/min}$
--	--

30

Die Addition beider Leckagen bringt 315,41 CC pro Minute und teilt man diese durch die theoretische Foerdermenge, dann erhaelt man : $315,41 / 31033,92 = 0,0102$ mal 100 = 1,02 Prozent Foerdermengen Verlust durch Leckage.

35 Fuer die Praxis kann man die obigen Gleichungen auch so schreiben :

<p>Oel:</p> $\frac{10}{12} \frac{\pi}{0,00264} 2000 \frac{28}{40} = 1388,33 \times \delta^3$	<p>Wasser:</p> $\frac{10}{12} \frac{\pi}{0,00006} 2000 \frac{28}{60} = 40724,349 \times \delta^3$
--	---

40

mit "δ" = Radialspalt und kann so die Leckagen fuer beliebige Spalte berechnen. Diese Leckage kann etwa 2.5 mal hoeher werden, wenn die Kolben exzentrisch laufen und kann weiter durch Aufheizung im Spalt steigen. Fuer die Grundlagen Betrachtung findet man 2.44 Ltr/min Leckage, wenn der Radialspalt doppelt so weit, also 0,01 = 0,02 mm Durchmesser Spalt wird und 0,12 Prozent Leckage, wenn der Radialspalt doppelt so eng, also 0,0025 = 0,005 Durchmesserspalt wird. Bei 0,04 φ spalt = 19,52 Ltr/min.

45 Da im Beispiel nur etwa 31 Ltr/min Maximalfoerdering bestand, kann das Aggregat: kein Fluid von 4000 Bar mehr liefern, wenn die Durchmesserdiffereenz 0,04 mm wird. Es waere exzellent bei der Durchmesserdiffereenz von 0,005 mm. Das ist aber nur schwierig und nur mit teuren Edelkeramiken, Saphiren usw. verwirklichtbar.

50 Fuer Aggregate mit wenigen Kolbenhueben pro Minute (fuer lange Lebens dauer der Ventile) und gehaerteten Stahlkolben oder Edelstahlkolben wird man also ein Aggregat mit Membranen nach den Figuren 11 oder 12 benutzen muessen, wenn man ausreichend enge Passungsspalte nicht betriebssicher beherrschen kann.

55 Eine weitere Verbesserung der Hochdrucksteuerung nach der Erfindung ist in Figur 13 und ihren Schnittfiguren 14 bis 17 in Laengs- und Quer-Schnitten illustriert.

In Figur 13 sieht man wieder die Zylinder 14 und 15 mit den in ihnen reziprozierenden Kolben 8 und 9, sowie die Mittelkammer 44-46. Hier sind diese Teile und auch die neue Steuerungs Anordnung nach der

Erfindung im Gehaeuse 418 untergebracht und die Zylinder 14,15 durch die Boden Deckel 512,513 verschlossen. (Der Verschluss kann auch anders erfolgen).

Die wichtigste Figur ist die Figur 14, weil sie alle Steuerungsmittel in einem einzigem Schnitte, dem entlang der gepfeilten Linie XIV-XIV der Figur 13 zeigt. Man sieht hier die Zylinder 14 und 15 im Querschnitt, die Hochdruck-Zylinder 11,12 sind strichliert gezeichnet, weil nicht direkt sichtbar. Das Gehaeuse 418 hat die beiden zylindrischen Bohrungen 510,511, in denen die Steuerschieber 417, bzw. 617 dicht eingepasst und achsial beweglich sind. Der Antrieb zur Achsialbewegung erfolgt durch den bereits beschriebenen Motor 97 ueber Teile 500 bis 509. Der Steuerschieber 417 bildet die Haupt-Steuerung, naemlich die fuer den Mitteldruckstrom aus Leitung 408. Der Schieber 617 bildet die Zweitsrom-Steuerung, naemlich die Steuerung des Fluidstromes aus der zweiten Lieferpumpe 484 (Fig.1), der durch die Leitung 489 zur Bohrung 511 gelangt.

Steuerschieber 417 hat drei Einpassungen, 497,498 und 499 mit Ausnehmungen fuer Fluidstroemungen dazwischen. Steuerschieber 617 hat nur zwei Einpassungen 495 und 496 mit nur einer Ausnehmung fuer die Fluidstroemung dazwischen. Waehrend der Axialbewegung von rechts nach links und von links nach rechts verbindet der Steuerschieber 417 abwechselnd den Kanal 408 mit den Kanal 472 und dem Kanal 473, sodass abwechselnd das Mitteldruck Treibfluid in den Zylinder 14, dann in den Zylinder 15 und danach wieder in den Zylinder 14 geleitet wird. Der einfach beherrschbare Rueckstrom ist in der Figur nicht eingezeichnet. Die Rueckfluidstroeme aus den Zylindern 14 und 15 fliessen aber wieder durch die Leitungen (Kanaele) 302,301 und Motoreinlass 313 in den Fluidmotor 97, um dessen Schaft in Rotation zu versetzen und in dauernder Rotation zu halten. Der Hilfs-Steuerschieber 617, der den Zweck des Hilfssteuerkoerpers 517 der Figuren 2 bis 9 erfuehlt, ist in Figur 14 in seiner rechten Lage eingezeichnet. Dabei verbindet er die Hilfsfluid Zuleitung 489 mit dem Kanal 475 zum Zylinder 15. Wird der Steuerschieber 617 in seine linke Endlage verschoben, dann verbindet er die Zuleitung 489 mit dem Kanal 474 zum Zylinder 14.

Es kommt nun darauf an, die beiden Steuerschieber 417 und 617 zur rechten Zeit von rechts nach links und von links nach rechts zu bewegen und diese Bewegung direkt oder indirekt durch den Fluidmotor 97 zu treiben. Dazu treibt der Fluidmotor 97 mit seinem Schaft die Welle 500, die in der Figur 14 als im Gehaeuse 418 gelagert gezeichnet ist. Man sieht ziemlich unten an ihr die Scheibe 501, die mit der Welle 500 drehfest verbunden ist. Um sie verstehen zu koennen, sollte man auf die Figur 17 sehen, die zeigt, dass diese Scheibe 501 eine Exzentrerscheibe ist, die mit der Exzentrizitaet "e" = 521, die relativ zur Welle 500 exzentrische, zylindrische Laufflaeche 522 bildet. Diese Laufflaeche ist vom rechtem Auge 507 des Pleuels 503 umgriffen, waehrend das linke Auge 506 des Pleuels 503 mittels Stift 504 zur Verbindung 505 des Haupt-Steuerschiebers 417 verbunden ist. Bei einer Rotation der Welle 500 bewegt somit der Exzenter 501 den hauptschieber 417 einmal in die Endlage nach links und einmal in die Endlage nach rechts. In den Figuren steht dieser Steuerschieber in der Mittel- Lage, weil der Exzenter (Fig.17) um neunzig Grad zur Achse des Steuerschiebers 417 verdreht ist. (Vorsicht, nicht ganz exact 90 Grad, denn bei genau 90 Grad steht der Steuerschieber nicht genau in der Mittelstellung. Wo er bei welcher Winkellage des Exzenters 503 genau steht, mag man aus der DE OS 38 21 617 des Erfinders entnehmen.

Da der Hilfssteuerschieber 617 nur zu kurzen Zeiten vor Fluidzulieferungen durch den hauptschieber, in Verbindung zu den Kanaelen 474, bzw. 475 treten soll, benoetigt dieser eine andere Art Antrieb. Dazu sehe man auf die 502 an Schaft 500 und 508 bis 509 in Figur 14, sowie auf die entsprechenden Teile in Figur 16. Figuren 16 und 17 sind Schnitte durch Figur 14 entlang der gepfeilten Linien XVI-XVI und XVII-XVII.

Man erkennt an der Welle 500 den Nocken 502 und sieht, dass diese beiden Teile in einem Fenster 523 umlaufen. Das Fenster bildet an dem Verbindungsteil 508,509 des Hilfs Steuerschiebers 617 die Flaechen 524 und 525. Trifft der Nocken 502 beim Umlauf der Welle 500 gegen die Wandflaeche 525 des Teils 509, dann wird der Schieber 617 nach rechts bewegt. Trifft der Nocken 502 bei seinem Umlauf auf die Flaechen 524, dann wird der Schieber 617 nach links bewegt. In Figur 16 zeigt der Nocken 502 gerade nach rechts, doch wird er in der Praxis um einige Grade vor-verdreht, um die richtigen Oeffnungszeiten zu erreichen, oder die Exzentrerscheibe 501 wird relativ zum Nocken 502 etwas zurueck verdreht. Will man eine besonders kurzfristige Oeffnung der Kanaele 474 bzw. 475 bewirken, dann werden die Wandflaechen 524,525 nicht eben (wie in Figur 16) sondern doppelt gebaucht oder gehuegelt ausgebildet, zum Beispiel, wie strichliert durch die Linie 526 in Figur 16 angedeutet.

Im uebrigen sieht man den Hauptsteuerschieber und die Kanaele 473,473 auch in Figur 13 mindestens stellenweise, teilweise durch Schnitt, angedeutet

Diese an sich einfache Loesung nach den Figuren 13 bis 17 hat einen besonderen erfindungsgemaessen Zweck. Einmal ermoeglichst si bei gleichem Steuerkoerper Durchmesser groessere Durchfluss-Querschnitte und zum anderem aber und erfindungsgemaess, bewegt sie den Hauptsteuerschieber beim Ueberlauf ueber den Einlasskanal 408 sehr schnell, waehrend der Haupt Steuerschieber 417 relativ lange in

seinen Endlagen verharrt und somit lange Zeit gross Durchflussquerschnitte bietet. Man kann die Geschwindigkeit und den Hubweg, sowie die beschleunigung des Hauptsteuerschiebers 417 berechnen, wenn man einen Drehwinkel von 360 Grad der Welle 500 annimmt pro Umdrehung und die Nulllage in einer der axialen Endlagen des Schiebers 417 sieht. Man erhaelt dann wenn " α " der Umlaufwinkel ist, :

$$5 \quad Sp = \text{Hubweg} = R_c - R_c \cos\alpha + \frac{R_c^2}{2L_c} \sin^2\alpha \quad (13)$$

$$Vp = \text{Schieber Geschwindigkeit} = R_c \omega (\sin\alpha + \frac{R_c}{4L_c} \sin 2\alpha) \quad (14)$$

$$\text{und } Bp = \text{Schieber Beschleunigung} = R_c \omega^2 (\cos\alpha + \frac{R_c}{2L_c} \cos 2\alpha) \quad (15)$$

worin "Sp" der Hubweg, "Vp" die Geschwindigkeit und "Bp" die Beschleunigung des Steuerschiebers 417 sind. Die Exzentrizitaet "e" ist bereits beschrieben und " L_c " ist der Abstand der Achsen der Augen 506 und 10 507 des Verbindungspleuels 503. In den Formeln (13) bis (15) ist " $R_c = e = 521$ (Fig. 17).

Dass man die Hubwege, Geschwindigkeiten und Bewegungszeiten des Hilfs Steuerschiebers 617 direkt durch die Lage und Formgebung des Nockens 502 und der Wandflaechen 424,425 bzw. 426 bestimmen kann, ist leicht einzusehen und bedarf daher hier keiner weiteren Beschreibung.

15 Figur 15 ist der Querschnitt durch Figur 14 entlang der gepfeilten Line XV-XV und lediglich der Vollstaendigkeit halber gebracht.

Da die Erfindung und ihre Ausfuehrungsbeispiele teilweise noch naeher in den jetzigen oder spaeteren Patentanspruechen beschrieben ist, sollen die Patentansprueche mit als Teil der Beschreibung der Ausfuehrungsbeispiele oder der Offenbarung der Erfindung betrachtet werden.

In Figur 15' ist der Zylinder 14 voll mit Fluid gefuellt und hat den Kolben 8 mit dem Hochdruck Kolben 20 5 voll in den Hochdruckzylinder hinein gedruickt. Im mit dem Hochdruckzylinder verbundenem totem Raum und in der oberhalb des Hochdruck Kolbens 5 vorhandenen Aussenkammer befindet sich hoch komprimiertes Fluid, meistens Hydraulik Oel, Bei 4000 Bar Druck ist dieses Oel um ueber 10 Prozent, zum Beispiel um rund 13 Prozent, zusammen gedruickt. Nach diesem Pumpvorgang, bei dem das Kolbenpaar 8,5 die beschriebene Lage erreicht hat und das beschriebene Fluid so hoch komprimiert ist, beginnt der Steuerkolben 25 417 (Fig.16) die Umsteuerung des Mitteldruck Fluidstroms auf den anderen Kolbensatz 9,6 der Figur 15'. Dabei ist der Zylinder 14 unter dem erstgenanntem Kolbensatz 8,5 mit der Rueckfluidleitung 302,301 zum die Steuerung treibendem Fluidmotor 97 verbunden. In diesem Augenblick entsteht ein bisher nicht erkannter und nicht beschriebener Vorgang, der den Betrieb des Aggregates schaedlich beeinflusst. Es ist naemlich nach der gegenwaertigen Erfindung so, dass jetzt das hoch komprimierte Fluid oberhalb des 30 Kolbens 5 die Kolben 5,8 nach unten drueckt. Infolge des hohen Kompressions -Druckes im genanntem Fluid bewirkt das ein ploetzliches "nach unten Schiessen" des Kolbensatz 5,8. Dadurch wird ploetzlich eine Fluidmenge aus dem Zylinder 14 in die Rueckfluidleitung 302-301 gepresst. Bei 4000 Atmospheren Druck oberhalb des Kolbens 5 ist dieses ploetzlich in die Leitung 302 schiessende Fluidvolumen, das "Expansions-Volumen" genannt, rund zehn oder mehr Prozent des Maximalvolumens des Zylinders 14. (Bei 35 1000 Bar entsprechend weniger).

Dieses "Expansions-Volumen" dreht den Fluidmotor 97, dem es ploetzlich zugefuehrt wird, ploetzlich schneller. Bei den beschriebenen zehn Prozent zum Beispiel erhoehrt es die Drehzahl des Fluidmotors 97 fuer diesen Zeitraum des Expansions Vorgangs um rund zehn Prozent. Da andererseits die Fluidzufuhr zum 40 Aggregat von der Mitteldruck Pumpe des Hauptpatentgesuches her, eine zeitlich konstant foerdernde ist, eilt der Fluidmotor 97 zur Zeit des Expansions Vorgangs der Mitteldruck Fluidzufuhr voraus, zum Beispiel um die zehn Prozent.

Erfindungsgemaess wird erkannt, dass der Zeitraum des Expansions-Vorgangs die volle Fuellung des nachfolgend arbeitenden Zylinders 15 ver hindert. Weil der Motor 97 zeitweilig zu schnell umlauf, ist die Zeit des Zuflusses des Fluids zum nachfolgend arbeitendem Zylinder entsprechend verkuerzt. Durch diese 45 Verkuerzung der Zeit der Verbindung der Fluidzufuhr zum entsprechendem Zylinder wird die dem betreffendem Zylinder zugefuehrte Fluidmenge verringert, weil ja die Zufuehrungs - Zeit verkuerzt wurde.

Es ist also so, dass die auftretende Expansion des Fluids die Foerdermenge und den Kolbenhub des nachfolgend arbeitenden Kolbensatzes verringert.

Ausserdem ist es so, dass die Expansion und die Kompression des Fluids Verluste sind, die im 50 Aggregat der Haupt Patentanmeldung verloren gehen.

Die gegenwaertige Erfindung ordnet daher in Figur 15 ein Steuerventil 550 in einer Fluidleitung 558 vom erstem Zylinder 14 zum zweitem Zylinder 15 an. Dieses Steuerventil 550 wird zum Zeitpunkt der Vollendung des Pumpvorgangs eines der Kolbensaetze geoeffnet. Dadurch stroemt des Expansions Volumen des einen Kolbensatzes in den Zylinder des anderen Satzes, naemlich durch die Leitung 558 und 55 das Ventil 550 hindurch, bis Druck-Gleichgewicht in beiden Zylinders 14 und 15 hergestellt ist. In dem Moment, in dem das Druck-Gleichgewicht in den Zylindern 14 und 15 hergesetellt ist, wird das Ventil 550 sofort geschlossen.

Durch diese erfindungsgemaesse Anordnung ist zweierlei erreicht worden:

Erstens ist verhindert oder eingeschränkt, dass der Fluidmotor zum schnellerem Umlauf gezwungen wird, also ist der Zeitverlust verhindert und die unvollständige Füllung des nachfolgend arbeitenden Zylinders verhindert, sodass der nachfolgend arbeitende Kolbensatz wieder seine volle theoretische Fördermenge erreicht,

5 und: Zweitens sind die beschriebenen Verluste durch den Expansions- und Kompressions- Vorgang eingeschränkt, weil der Expansionsvorgang des vorher arbeitenden Kolbensatzes jetzt in den Kompressions-Vorgang des nachfolgend arbeitenden Kolbensatzes eingeschaltet ist.

Die Expansion des Hochdruckfluids oberhalb des Kolbens 5 bewirkt also jetzt eine Vorkompression des Fluids oberhalb des Kolbens 6. Bei gut konstruierten und gebauten Aggregaten bewirkt der Expansions-
10 Vorgang eine über 40 prozentige Kompression des Fluids oberhalb des nachfolgend arbeitenden Kolbens.

Kurzum, die Verluste sind um etwa 40 Prozent durch diese erfindungsgemäße einfache Anordnung eingeschränkt, der Füllungs-Verlust durch die Expansion ist fast völlig überwunden und der Zeitverlust durch die Kompression, der wiederum einen Füllungsverlust bewirkte, sowie die Kompressions-Arbeitsverluste sind durch diese einfache Erfindungs-Massnahme um rund 40 Prozent eingeschränkt.

15 Figur 17' zeigt etwa massstäblich den Verlauf des Druckes über dem Umlaufwinkel "alpha" des Fluidmotors 97, und zwar zeigt die Figur 17' den Druckverlauf in den Zylindern oberhalb der Hochdruck-Kolben 5 und 6 für verschiedene Drücke. Diese Figur zeigt mit den Worten: "Expansion" den Expansionsvorgang, mit "Kompression" den Kompressions-Vorgang" und mit "Fuellung" die Auswirkung der zweiten Massnahme der Erfindung, die später in dieser Anmeldung beschrieben wird. Die mit "Expansion" und
20 "Kompression" bezeichneten Linien in Figur 17' sind strichlierte Linien, weil sie zeigen, wie der Druckverlauf ohne die Anordnungen der gegenwärtigen Erfindung ist. Die Worte "Expansion, Compression und Fuellung" sind nur einmal eingetragen, weil der Leser sofort erkennt, wo sie an den anderen Plätzen der Figur 17' liegen würden. Die dick ausgezogenen Linien sind die Druckverläufe nach Anordnung des Ventils 550 und der Leitung 558 der Figur 15' für den Fall, dass diese Teile in unendlich kurzer Zeit und
25 ohne Verluste arbeiten würden. Die Abzisse in den Figuren 17' und 18 stellen einen Umlauf des Motors 97 in 360 Graden dar, also zwei aufeinander folgende Hubzyklen der Kolbensätze 8,5 und 9,6, sodass jeder dieser Kolbensätze einen Aufwärtshub und einen Abwärtshub in Figur 15' macht, wobei der eine Satz später als der andere arbeitet, also beide nacheinander, aber nicht zur gleichen Zeit, wirken.

Man sieht sofort, dass die positiven Auswirkungen der Anordnung der Erfindungsmassnahmen 550 und
30 558 ganz ausserordentlich günstige sind.

In Figur 18 sind die Druck-Kurven eingetragen, die mit einem automatischem Parallelschreiber geschrieben wurden. Gemessen und aufgetragen sind in Figur 18 die Ergebnisse eines Aggregates nach der Hauptanmeldung, jedoch ohne die Anordnungen der gegenwärtigen Erfindung, also ohne Anordnungen der Teile 550, 558, und 552 bis 556.

35 Figur 18-A zeigt den Druckverlauf in den Zylindern 14 und 15, wobei die Druckspitzen 560 die Überströmung durch das Überdruckventil 409 der Figur 1 der Hauptanmeldung sind.

Figur 18-B zeigt den Druck in der Mittelkammer 44-46 der Hauptanmeldung und der Figur 15, wobei die Druckspitzen 661 die Überströmung durch das Überdruckventil an der Leitung 413 der Figur 1 der Hauptanmeldung zeigen. Ihre ungewöhnliche Höhe kommt durch die zu grosse Härte des verwendeten
40 Überdruckventils.

Figur 18-C zeigt den Druckverlauf der Hochdruck-Lieferung aus den Kammern oberhalb der Kolben 5 und 6. Diese Kurven müssten also den strichlierten, dann oben aber voll ausgezeichneten Linien der Figur 17 entsprechen. Dabei ist zu bedenken, dass für die Ordinaten der Figur 18 im automatischem Druckschreiber unterschiedliche Skalen verwendet sind, weil die Drücke zu unterschiedlich hoch sind, um sie im
45 gleichem Massstab schreiben zu lassen.

Man sieht in den automatisch gemessenen und geschriebenen Kurven der Figur 18-C deutlich, dass die beschriebenen Expansions- und Kompressions- Vorgänge in der Wirklichkeit auftreten. Sie sind durch die Taeller 662 ersichtlich. Die Aufgabe der gegenwärtigen Erfindung besteht also darin, diese Taeller 662 zu verhindern und eine gleichmässige Förderung zu sichern, soweit möglich, unter Vermeidung oder
50 Einschränkung von Verlusten.

Die Kurven der Figur 17 sind theoretische, gültig dann, wenn die Vorgänge ohne jegliche Verzögerungen und ohne andere Einwirkungen erfolgen würden. Die Kurven der Figur 18 zeigen demgegenüber die Ergebnisse der Praxis, bei denen Strömungsverluste, Zeitverluste usw. mitgewirkt haben.

Die mit "M" bezeichneten Kurventeile der Figur 17 zeigen den Kompressions-Verlauf für den Fall, dass die Expansion plötzlich und ohne Zeitverlust, sowie ohne sonstige Verluste, durch die Erfindungsteile 550, 558 hindurch in den Momenten der Stellungen der Umlaufwinkel "0-360" und "180" Grad erfolgen würde. Die "Fuellung" wäre dann das Gebiet oberhalb der Kurven "N" bis zur Verlängerung der Kurven
55 "D" der aktuellen Lieferung bei vollem Druck.

Bei 28 mm Durchmesser und 42 mm Hieben der Kolben 5 und 6, sowie etwa 8,2 Kubikzentimeter oelgefuelltem Totraum in der Aussenkammer und etwa 7,95 Kubikzentimeter wassergefuelltem Totraum in der Innenkammer oberhalb des betreffenden Kolbens 5 oder 6, erhaelt man folgende Verluste durch Expansion und Kompression, also die Gebiete oberhalb der strichlierten Linien der Figur 17:

- 5 fuer 1000 Kg/cm² = 16,3 Prozent Verluste,
 fuer 2000 Kg/cm² = 29,41 Prozent Verluste,
 fuer 3000 Kg/cm² = 36,82 Prozent Verluste,
 und fuer 4000 Kg/cm² = 47,20 Prozent Verluste.

10 Wie ausserordentlich wirkungsgradfoerdernd die Anordnung der Erfindungsmerkmale 550 und 558 waere, wenn sie ploetzlich und mit 100 prozenti gem Wirkungsgrad arbeiten wuerden, ergibt sich daraus, dass die mit "Fuellung" bezeichneten Verluste nach Anordnung dieser Erfindungsmerkmale, also die Gebiete oberhalb der Linien "M" in Figur 17, nur noch folgende Verluste bringen : (theoretisch)

- Bei 1000 Kg/cm² - 3,20 Prozent Verluste,
 bei 2000 Kg/cm² = 5,80 Prozent Verluste,
 15 bei 3000 Kg/cm² - 7,60 Prozent Verluste,
 und bei 4000 Kg/cm² = 9,60 Prozent Verluste.

In der Praxis werden die Verluste etwas hoeher sein, weil die Transferierung des Expansionsfluids in den Nachfolgezylinder nicht in unendlich kurzer Zeit erfolgt und weil in den Kanaelen 550 und 558 natuerlich Stroemungsverluste auftreten. Diese kann man aber teilweise ueberwinden durch die zweite
 20 Massnahme und die dritte Massnahme der Erfindung.

Die zweiten und dritten Massnahmen der Erfindung haban also die Aufgabe, die mit "Fuellung" bezeichneten Verlustgebiete der Figur 17 auf vollen Druck zu fuellen oder diese Aufgabe teilweise zu erfuellen.

Dementsprechend wird eine Hilfspumpe 551 angeordnet (Fig.16), die Fluid ueberhoehten Druckes oder
 25 hohen Druckes in einen Druckspeicher 552 liefert. (Fig.15). Dieser hat Leitungen 555 und 556 zu den Zylindern 14 und 15 und ausserdem ist er mit einer Steuerung 553 versehen. Die Hilfspumpe 551 liefert das Druckfluid in den Einlass 554 des Druckspeichers oder der Steuerung 552,bzw.553. In den Momenten des Beginns der Umsteuerungen und damit des Beginns der Expansions- und Kompressions- Vorgaenge, also zu den Zeiten der Umlaufwinkel "0 - 360" und 180 Grad, oeffnet die Steuerung den Druckspeicher zu
 30 dem betreffendem Zylinder 14 oder 15 und schliesst ihn wieder bei dem Umlaufwinkel, bei dem die betreffende Kurve "M" die Hochdrucklinie "D" erreicht.(in Figur 17).

Das Gebiet oberhalb der Linien "M" ist jetzt mit Druckfluid gefuellt (daher "Fuellung") und das
 35 Aggregat soll nun zu allen Zeiten mit einer durchgehend gleichen Hochdrucklinie "D" ueber die ganzen 360 Grad des Umlaufwinkels foerdern. Ganz wird das nicht erreicht werden, aber es wird zu einem hohem Prozentsatz erreicht werden, zumal die Prozente an Verlusten nach Anordnung der ersten Massnahme der Erfindung bereits relativ klein wurden und weil ausserdem noch die dritte Massnahme der Erfindung angeordnet werden kann.

Die dritte Massnahme der Erfindung besteht darin, dass eine Leitung 559 (Figur 16) von der Ruckfluid-
 40 leitung 302,301 zum Eingang der Hilfspumpe 551 gesetzt wird. Denn dadurch wird erreicht, dass die Hilfspumpe 551, nicht wie in frueheren Patentanmeldungen des Erfinders, ihr Fluidfoerdervolumen aus einem Tank entnimmt, sondern sie gezwungen ist, es aus der Rueckfluidleitung 301,302 zum Fluidmotor 97 zu entnehmen.

Es war doch in dieser Schrift voraufgehend festgestellt worden, dass die beschriebene Expansion den
 45 Fluidmotor 97 zu schnell umlaufen liess und dadurch die Zeit nicht mehr ausreichte, den nachfolgend arbeitenden Zylinder voll zu fuellen. Da nun aber waehrend des Kompressions Vorgangs die Hauptpumpe auch noch nicht foerdert, ist auch die Kompressionszeit ein Foerderzeitverlust der Hauptpumpe oberhalb der Hochdruckkolben 5 und 6.

Durch die dritte erfindungsgemaesse Massnahme wird nun das Fluid der Hilfspumpe aus dem
 50 Fluidstrom zum Fluidmotor 551 entnommen. Diese Erfindungsmassnahme zwingt also den Fluidmotor 97 genau um die Zeit langsamer umzulaufen, die fuer den Rest des Kompressions- Vorgangs verbraucht wuerde. Danach kann dann die "Fuellung" also die Zuleitung des Fluids aus der Hilfspumpe 551 oder aus dem Druckspeicher 552 in den betreffenden Zylinder 14 oder 15 hinein, ploetzlich oder schnell erfolgen. So wird durch die Erfindung eine fast gleichmaessige Foerderung nach Linie "D" in Figur 17 ueber den ganzen Umlauf von 0 bis 360 Grad erreicht. Genauer gesagt, soll annaehrnd erreicht werden, denn in der Technik
 55 hat man ja an vielen Stellen Verluste und die Praxis ist nie ganz so perfekt und schnell, wie die Theorie.

Um die Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung besser verstehen zu koennen, werden jetzt noch weitere Grundlagen der Technik beschrieben.

Figur 19 ist ein Schnitt durch eine Dreikolben Hochdruck Pumpe, wie sie auf dem Markt weit verbreitet

sind. Diese Pumpen wurden vor einem Jahrzehnt mit etwa bis zu 700 Bar angeboten, doch findet man neuerdings in den Katalogen der Fachfirmen solche Pumpen auch fuer bis zu 2.500 bar.

Im Genaeuse 570 ist die Kurbelwelle mit ihren drei Exzenterlagern 571 bis 573 umlaufend gelagert. Ueber das betreffende Pleuel 584 wird der Treibkolben 576 im Zylinder 575 hin- und her- bewegt, also reziprokiert. Dieser Kolben ist mittels der Verbindung 577 zum Hochdruck Kolben 578 verbunden, der
5 mittels einer Stoffbuchsenfuellung 579 im Hochdruckzylinder 580 abgedichtet ist. Durch seine reziprokierten Bewegung wird Fluid, insbesondere Wasser, ueber das Einlassventil 582 in die Hochdruck-Kammer eingelassen und beim Druckhub ueber das Auslassventil 583 aus der Pumpe heraus befoerdert.

Da solche Pumpen heutzutage bis zu 2500 Kg/cm² angeboten werden, entsteht der Eindruck, dass sie
10 zum Beispiel zum Wasserstrahlschneiden geeignete Pumpen seien. Dieser Eindruck bedarf einer naeheren Untersuchung durch die gegenwaertige Erfindung.

Die Figur 20 zeigt daher die Eickmann-schen Berechnungsformeln fuer die Huebe und die Geschwindigkeiten solcher durch Kurbelwellen getriebenen Pumpen. Unter der Skizze und den Formeln findet man die entsprechenden Berechnungs-Formulare der Firma Rotary Engine Kenkyusho.

In Figur 21 ist in der oberen Tabelle der Kolbenhub berechnet fuer den Exzenter Radius 15 mm der
15 Kurbelwelle und fuer die Pleuel-Laenge L = 100 mm. Diese Werte gelten auch fuer die Berechnung der Kolben-Geschwindigkeiten. Im Rahmen der gegenwaertigen Erfindung ist der Kolbenhub uninteressant. Dafuer ist aber die Kolben-Geschwindigkeit sehr interessant, denn die Summierung der effektiven Kolben-geschwindigkeiten gibt die Gleichfoermigkeit oder Ungleich-Foermigkeit des von der Pumpe gelieferten
20 Foerderstromes. In der zweiten Tabelle der Figure 21 sind die Geschwindigkeiten und deren Summierung fuer die Dreikolben Pumpe der Figur 19 berechnet und in Figur 22 sind die Ergebnisse in einem graphischem Diagramm dargestellt. Man sieht, dass diese Pumpe etwa 25 Prozent ungleiche Foerderung hat. Man sieht Foerderhuegel und Foerdertaeler.

Die erste Erkenntnis der gegenwaertigen Erfindung ist daher, dass diese Dreiplungerpumpen keinen
25 gleichmaessigen Wasserstrahl liefern koennen, sondern die Menge, die durch die Wasserduese fliesst, um ueber 20 Prozent schwankt. Beim Wasserstrahlschneiden koennen diese Pumpen daher keinen gleichmaessigen Schnitt liefern.

Da sie trotzdem eingesetzt werden, ist zu untersuchen, wieso sie trotzdem gelegentlich eingesetzt werden koennen.

In der Figur 23 ist daher eine Rohrleitung 585 von der Pumpe 570 zur Duese 586 dargestellt. Das
30 Verhalten dieses Rohres ist dann im Berechnungsformular darunter berechnet. Angenommen ist dabei ein Rohr vo 6 mm Innendurchmesser, guter (nicht rostender) Stahlqualitaet mit E = 2100 Kg/mm² und mit verschiedenen Dicken der Wand. Die Berechnung bringt die inneren Spannungen im Rohr und die radiale Aufweitung des Rohres unter dem innerem hohem Druck. Die vorletzte Spalte rechts bringt die Kubikzentimeter, die ein Rohr dieser Art von einem Meter Laenge durch Ausdehnung unter Innendruck mehr
35 aufnimmt. Daraus findet man, dass eine sehr lange Rohrleitung wie ein Akkumulator, also wie ein Druckspeicher, wirkt. Ein sehr langes Rohr als Wasserleitung von der Pumpe bis zur Duese kann also wie ein Akkumulator wirken und die hohen Ungleichmaessigkeiten der besprochenen Dreikolbenpumpen etwas nivellieren. Doch zeigt die genannte drittletzt rechte Spalte, dass diese Nivellierung bei einer Leitung von
40 einem Meter Laenge weit unter einem Kubikzentimeter liegt. Da die inneren Spannungen bei bestem Stahl in Rohr fuer Dauerbetrieb nicht hoeher als etwa 50 Kg/mm² sein sollen, zeigt die Figur 23 ausserdem, dass man fuer hohe Drucke keine duennwandigen Rohre nehmen kann. Bei den dickwandigen Rohren aber betraegt die Akkumulatorwirkung bei einem Meter Rohrlaenge nur um etwa 0,1 Kubik Zentimeter. Der Benutzung der Rohre als Akkumulatoren sind also auch Grenzen gesetzt.

In Figur 21 sind daher in der unteren Tabelle auch noch die Faktoren fuer die Geschwindigkeiten einer
45 Neunkolben-Pumpe nach den Patentanmeldungen des Anmelders und Erfinders berechnet und in Figur 24 ist das Ergebnis einschliesslich der Summierung in einem Diagramm graphisch dargestellt. Man sieht daraus, dass die Ungleich-foermigkeit des Foerderstromes dann nur noch etwa 2 Prozent ist. Kurzum, die Neunkolbenpumpen nach der Europa OS - 0 285 685 haben zehnmal weniger Foerderungungleichmaessigkeit,
50 als die besprochenen Dreikolbenpumpen. Die Neunkolbenpumpen sind also ausreichend gleichmaessig in der Foerderung, um fuer das Wasserstrahlschneiden ohne Akkumulatoren eingesetzt werden zu koennen.

Die gegenwaertige Erfindung untersucht diese Probleme aber noch tiefer. Dabei wird erkannt, dass die Dreikolbenpumpe die Performance nach Figur 22 nur dann erreicht, wenn der Lieferdruck gering oder um
55 "null" ist. Soll die Pumpe aber zum Beispiel mit 4000 Kg/cm² foerdern, dann wird das Wasser zusammengedruickt. Es verringert sein Volumen um rund 11,18 Prozent (siehe die Faktoren "fc" in Figur 23.) Da die Pumpe zwischen den Kolben 578 und den Ventilen 582,583 ausserdem noch toten Raum hat, wird sie um 12 bis 18 Prozent Foerdermenge durch die innere Kompression des Wassers verringert. Dabei verlagern sich die Kurven der Figur 22 nach unten und ueber dem Umlaufwinkel "alpha" nach rechts. Zwar bleiben

die Charakteristiken der Kurven gleich, aber infolge der Verlagerung nach unten durch Verringerung der Foerdermengen um 12 bis 18 Prozent (oder bei grossem Totraum um noch mehr) sind die Foerderdifferenzen durch in Bezug zu der geringeren Foerderung zu setzen. Man erhaelt dann z.B. $(1,0104 - 0,8011) / (0,8011 \times ((100 - 12))) = 0,297$, also 29,7 Prozent Ungleichfoermigkeit des Foerderstromes.

5 Nachdem bisher nur die Neunkolbenpumpe (und die mit noch mehr Kolben) als ausreichend gleichmaessig foerdernd uebrig geblieben ist, wird nunmehr zu untersuchen sein, wie sich die weit verbreiteten und eingesetzten "Axial-Booster", also die achsial arbeitenden Druckuebersetzer verhalten.

Figur 25 zeigt daher den Druckuebersetzer oder die Hochdruck Pumpe der bekannten Technik. Die anhand der Figur 25 beschriebenen Teile findet man auch in den ihr folgenden Figuren, jedoch sind die
10 Bezugsziffern in den Folgefiguren nicht eingezeichnet, weil sie aus der Figur 25 bekannt werden. Aus dem Tank 613 wird Druckoel durch die zum Beispiel vom Elektromotor 611 getriebene Pumpe 612 zu einem Umsteuerschieber 614 geleitet, der meistens automatisch durch Magnete betrieben ist, also die Fluidstromrichtung abwechselnd ueber die Leitungen 615, 616 zu den Aggregaten 601 und 602 leitet. Diese Aggregate haben Mitteldruck-Zylinder 603,604, die mit dem Druckoel gefuellt werden und in denen das
15 Druckoel die Mitteldruck Kolben 605 bzw. 606 antreibt. Diese Kolben sind mit Hochdruck Kolben 607,608 kleineren Durchmessers zusammen bewegt, wobei die Hochdruck Kolben 607,608 in den Hochdruck Zylindern (die mit Wasser gefuellt sein koennen) 609, 610 reziprokiert werden. Die Hochdruck Zylinder sind wieder mit Einlass- und Auslass-Ventilen versehen, wie aus Figur 19 bekannt. Diese sind nur in Figur 25 angedeutet, aber auch in den entsprechenden Folgefiguren meistens vorhanden.

20 Bei dieser bekannten Technik tritt ein wesentliches, schaedliches Problem auf. Im Moment der Umsteuerung (es sei hier mal zugunsten des Aggregates angenommen, dass die Umsteuerung in der Zeit "null" erfolge) ist der Druck im auf die Foerderung geschaltetem Zylinder "null". Im Mitteldruck Zylinder sowohl, wie im Hochdruck Zylinder. Die Pumpe 612 ist in der Anlage der Figur 25 eine nicht regelbare mit konstanter Foerdermenge, also die Pumpe "PF". Obwohl die Kolben in den betreffenden Zylindern des
25 rechten oder linken Aggregates sich sofort zu bewegen beginnen, liefert die Anlage zunaechst absolut nichts. Denn mindestens das Fluid im Hochdruck Zylinder 609 oder 610 muss erst auf den hohen Lieferdruck gebracht werden, bevor das Auslassventil (583, Fig. 19) oeffnen kann. Bei 4000 Bar gewolltem Lieferdruck muss der betreffende Kolben also erst einmal die beschriebenen 12 bis 18 (oder mehr) Prozent seines Weges zurueck legen, bis das Fluid im Hochdruck Zylinder den Foerderdruck erreicht hat.
30 Waehrend dieses Kompressions-Weges steigt der Druck im Hochdruck Zylinder ueber dem Wege etwa gleichmaessig an, wie in dem Zeit(t) - Druck(p) Diagramm in der rechten Seite der Figur dargestellt ist. Diese Kompression des Fluids ist ein Verlust, dessen Groesse in den Quadraten unter der Zeit-Druck Kurve dargestellt ist. Waehrend dem Umsteuervorgang ist aber in dem anderem der Aggregate noch Mitteldruck im Mitteldruck-Zylinder und mindestens in dem Totraum noch Hochdruck vorhanden. Daher entspannen
35 diese Drucke durch den Umsteuerschieber "S" zurueck in den Tank. Diese Entspannung des Mitteldruck- und des Hochdruck- Fluids ist wiederum ein Verlust. Er ist unter dem Kompressions Verlust durch die senkrechten Rechtecke in Figur 25 in seiner Groesse dargestellt.

Man sieht bisher, dass auch die Axial Druckuebersetzer der Hochdruck Technik ganz wesentliche Verluste haben. Die Verluste koennte man fuer das Wasserstrahlschneiden noch in Kauf nehmen, denn sie
40 verbrauchen nur Strom. Wesentlich schaedlicher ist fuer das Wasserstrahlschneiden aber, durch die "etwa V-formigen Taeler" dass die Foerderungleichmaessigkeit den Wasserstrahl waehrend der Zeiten der Umsteuerung und einige Zeit danach, unterbricht. Die Anlage foerdert kein Wasser waehrend dieser 12 bis 18 (oder mehr) Prozent der Zeit. Das ist fuer das Wasserstrahl-Schneiden untragbar. Man behilft sich, indem man in Figur 25 nicht eingezeichnete Druckspeicher der Anlage zuschaltet. Wenn diese aber aus der
45 gleichen Pumpe 612 gefuellt werden, koennen sie nur etwas weniger, als die Haelfte der Verluste und des Druckes waehrend dieser Zeiten ausgleichen.

Man sieht, dass das Grundprinzip der Axial - Druckuebersetzer auch noch der weiteren Vervollkommnung durch die gegenwaertige Erfindung bedarf.

Figur 26 zeigt daher, wie die Hochdruck Pumpe der bekannten Technik nach Figur 25 durch die
50 gegenwaertige Erfindung verbessert und vervoll kommtnet werden kann. Erfindungsgemaess sind daher nach Figur 26 die Ruecklauf-Leitungen 617 und 618 rueckwaerts vom Umsteuerschieber miteinander zu einer Leitung 619 verbunden. Diese fuehrt zum Tank, doch ist in die Leitung 619 ein Einweg-Rueckschlagventil 620 eingeschaltet. Das waehrend der Umsteuerung aus einem der Aggregate expandierende Fluid kann daher nicht in den Tank zurueck fliessen, weil das Einweg Ventil 620 den Weg zum Tank versperrt.
55 Durch das Ventil 620 kann die Leitung 619 zwar gefuellt werden, aber es laesst kein Fluid aus den Leitungen 617,618 in den Tank zurueck. Daher wird das aus dem einem Aggregat (601 oder 602) entspannende (expandierende) Fluid gezwungen, in den Mitteldruck Zylinder des anderen der Aggregate zu fliessen, der ja zu diesem Zeitpunkte gerade den Druck "null" hat. So wird durch die erfindungsgemaesse

Ausbildung nach Figur 26 das Expansionsfluid zum Vorkompressionsfluid fuer den nachher arbeitenden Zylinder des anderen der Aggregate. Das andere der Aggregate wird also sofort vom Druck null auf einen mittleren Druck von etwas unter der Haelfte des hohen Lieferdrucks gebracht. (Verluste in Leitungen und im Umsteuerschieber sind bei dieser Prinzipsbetrachtung unberuecksichtigt.)

5 So erhaelt man das wesentlich guenstigere Zeit-Druck Diagramm in der rechten Haelfte der Figur 26. Der Expansions Verlust der Figur 25 ist verschwunden und der Kompressions Verlust der Figur 25 ist auf fast die Haelfte reduziert.

Wie bereits berichtet, ist die Ungleichfoermigkeit der Foerderung wesentlich schaedlicher, als der Verlust an Wirkungsgrad.

10 Figur 27 zeigt daher, wie man die Foerder-Ungleichmaessigkeit voellig ueberwinden kann. Dabei ist dem Anmelder zur Zeit nicht bekannt, ob derartige Mittel, wie in Figur 27 beschrieben, in der Technik bereits verwendet, oder ob sie eine neue Erfindung sind.

Nach Figur 27 wird die voellige Gleichmaessigkeit der Foerderung dadurch erreicht, dass man zwei Pumpen und zwei Steuerschieber einsetzt. Jedes der Aggregate 601 und 602 erhaelt eine eigene Pumpe
15 (hier mit eigenem Elektromotorischem Antrieb) und einen eigenen Umsteuerschieber. Dadurch wird es moeglich, die Umsteuerung bereits einzuleiten, bevor die Foerderung des vorher arbeitenden Aggregates (601 oder 602) vollendet ist. Genauer gesagt, man leitet die Umsteuerung bereits so frueh fuer das nachher arbeitende Aggregat (601 oder 602) ein, dass die Kompression der Fluide im nachher arbeitendem Aggregat genau zu dem Zeitpunkt beendet ist, da das vorher arbeitende Aggregat (601 oder 602) die
20 Foerderung infolge Ende der Kolbenhuebe) beendet. So erhaelt man eine voellig gleichbleibende, uniforme Foerderkurve im Zeit-Druck Diagramm in der rechten Haelfte der Figur 27. Andererseits sind bei dieser Ausfuehrung die Kompressions- und die Expansions- Verluste der Figur 25 voll vorhanden. Sie sind unter dem Zeit-Druck Diagramm der Figur 27 eingezeichnet. Ausserdem ist darunter ein weiterer, neuer zusaetzlicher Verlust durch duenne lange liegende Rechtecke dargestellt, naemlich die elektrische Antriebsleistung fuer den zweiten Elektromotor plus die Verluste infolge druckloser (druckarmer) Stroemung der von der nicht drueckenden Pumpe gefoerderten Oelfluid- Menge. Die Figur zeigt uebereinander liegende Rechtecke, was sagen soll, dass sowohl die zusaetzliche elektromotorische Antriebsleistung, also auch die Verluste durch Reibung, Umlenkungen des Fluids, sowie Reibungen in der Pumpe, als Verluste auftreten.

Nachdem also auch die Ausfuehrung nach Figur 27 noch Maengel hat, werden diese durch die Figur 28
30 der Erfindung teilweise ueberwunden. In Figur 28 sind daher erfindungsgemaess zwei regelbare, mit "PV" bezeichnete Pumpen eingesetzt. Je eine fuer eines der Aggregate 601 und 602. Dadurch werden zunaechst einmal die Verluste im Umsteuerschieber ueberwunden, weil der Umsteuerschieber fortfaellt. Ausserdem werden Reibungsverluste durch Fluidstroemung in Leitungen ueberwunden, weil die Leitungen kuerzer sein koennen. Die Kompressions-Verluste bleiben aber vorhanden und ebenso die Antriebsleistungen der beiden
35 Elektromotoren. Man sieht das unter dem Zeit-Druck Diagramm in der rechten Seite der Figur 28.

Wesentlich guenstiger wird die Sache noch durch die Figur 29 der Erfindung. Hierin sind erfindungsgemaess zwei regelbare und reversible Pumpen 642 und 643 durch die Elektromotoren 632 und 633 angetrieben und eine der Pumpen ist zum Betrieb des Aggregates 601, die andere zum Betrieb des Aggregates 602 eingesetzt. Da die Pumpen reversible sind, wirken die Pumpen als Motoren, solange des
40 Expansions-Fluid in sie einstroemt. Das Expansionsfluid geht also nicht verloren, zumindestens nicht ganz. Als Verluste bleiben die Kompressions Verluste und die Antriebsverluste der zeitweilig keinen Druck liefernden Pumpen und Elektromotoren uebrig. Diese Verluste sind in der rechten Seite der Figur wieder unter dem Zeit-Druck Diagramm gezeigt.

Die noch bessere erfindungsgemaesse Loesung ist in Figur 30 gezeigt. Hier ist eine IDEPU Pumpe,
45 z.B. nach dem US Patent 3,805,675 des Erfinders eingesetzt. Der zweite Elektromotor der Figur 29 mit seinen Verlusten ist dadurch eingespart. Der Rotor der Pumpe hat zwei Kolbengruppen im gemeinsamen Rotor, wobei jede der Kolbengruppen eine von der anderen unabhaengige und reversierbare Kolbenhub Regelung hat. Die Leitungen 647,648 von der IDEPU Pumpe 644 zu den Aggregaten 601 und 602 koennen kurz sein und die Stroemung ist nicht durch Umlenkungen im Steuerschieber gestoert.

50 Die IDEPU Pumpe hat erfindungsgemaess in ihrer Ansaugleitung 646 fuer beide Kammerngruppen wieder ein Einweg-Ventil 619, das Rueckstroemung von Fluid in den Tank verhindert. Da der Kreislauf dann ein geschlossener ist, setzt man zweckdienlicher Weise den Kuehler 621 nach Figur 26 ein. Wenn eine der Kolbengruppen auf Foerdern gestellt ist, kann die andere auf Einlass gestellt sein, sodass das Expansionsfluid aus dem einem Aggregat im gleichen Rotor als Motor fuer die teilweise Kompression des anderen der
55 Aggregate 601,602 wirken kann. Durch Vorverlegten Beginn der Kompression kann die Foerderkurve wieder voellige Gleichfoermigkeit erreichen, wie in den Figuren 27 bis 29. Da der zweite Elektromotor eingespart ist, arbeitet diese erfindungsgemaesse Ausfuehrung rationeller als solche mit zwei Elektromotoren, jedoch ohne irgendwelche zusaetzlichen Nachteile. Die Kompressionen unter den Zeit-Druck Kurve im

rechtem Teile der Figur sind wieder nach rechts verlagert und da das Expansions Fluid in den Kompressionsvorgang innerhalb des Pumpenrotors eingeschaltet ist, ist der Kompressionsverlust gering, wie unter dem Zeit-Druck Diagramm dargestellt ist. Der Elektromotoren Verlust tritt nur einmal auf und ist ein duennes liegendes Rechteck in der Figur, zumal keine Stroemungsverluste durch das Umsteuerventil entstehen. Diese Figur nach der Erfindung zeigt also die vollkommenste Loesung fuer zwei Axial-Druckumformer fuer Hochdruck fuer Wasserstrahlschneiden und andere Aufgaben.

Waehrend bisher jeweils zwei Axial-Booster besprochen wurden, zeigt die Figur 31 den doppeltwirkenden Axial Booster der bekannten Technik. Die Hochdruck Kolben und Zylinder 607 bis 610 sind wie in Figur 25 ausgefuehrt und so die Einlass- und Auslass- Ventile. Auch die Pumpe 612 und der Steuerschieber 614 sind, wie in Figur 25 ausgefuehrt. Der Mitteldruck Kolben ist jedoch ein einziger Kolben 650, der im Zylinder mit den Zylinder Teilkammern 651 und 652 reziprokiert und zwar unter dem jeweils aus der Pumpe ueber den Steuerschieber erhaltenem Mitteldruck.

Hier wird in dieser prinzipiellen Untersuchung festgestellt, dass der Doppelkolben gegenueber den zwei Aggregaten der fruerehen Figuren den Vorteil hat, dass das Expansionsfluid aus dem einem der Hochdruck Zylinder direkt und ohne Hilfsmittel einen Teil des Kompressionshubs des spaeter arbeitenden Zylinders betreibt. Man sieht das rechts in der Figur im Zeit-Druck Diagramm. Der Druck faellt nie auf "null" ab, sondern nur auf etwas unter dem halbem Druck, waehrend der Umsteuerung. Trotzdem ist natuerlich, in dieser Figur unvermeidlich, eine Foerderungleichfoermigkeit vorhanden, die dem Wasserstrahlschneiden schaedlich ist. Um diese Ungleichfoermigkeit zu ueberwinden, kann man eber der Figur 31 die beschriebenen Mittel der Figuren 26 bis 30 zuordnen. Soweit man erfindungsgemaesse Mittel aus diesen Figuren der Figur 30 zuordnet, faellt die Figur 30 wieder unter die Patentansprueche der gegenwaertigen Erfindung.

In Figur 32 ist eine erfindungsgemaesse Ausfuehrung fuer den Betrieb von Doppelkolben Axial Boostern gezeigt. Das Antriebsaggregat 611 treibt eine regelbare und reversible Pumpe 653 und ausserdem eine kleine Hochdruckpumpe 658 kleiner Foerdermenge. Die regelbare Pumpe hat eine Eingangs- und eine Ausgangs- Leitung 654,655. Da die Pumpe reversible ist, kann die Fluidstrom Richtung umgekehrt werden, sodass die Einlass-Leitung zur Ausgangs-Leitung wird und vice versa. Jede der Leitungen 654 und 655 hat daher erfindungsgemaess ferner ein Einweg Ventil 656 bzw. 657 zur Verhinderung von Fluidstroemung zurueck zum Tank. Des nun geschlossenen Kreislaufs wegen (der nun geschlossenen Kreislaeufe wegen) sind zweckdienlicherweise Oelkuehler 621 den Leitungen zugeordnet. Indem man die Regelung in die umgekehrte Richtung stellen oder durch eine Automatik stellen laesst, aendert sich die Stroemungsrichtung. Also Fluid aus 651 in die Pumpe und Fluid aus der Pumpe in Kammer 652 oder umgekehrt. Dabei wuerde waehrend der Umkehrung der Stroemungsrichtung wieder ein Zeitraum ohne Foerderung entstehen, wie in Figur 31. Um das zu verhindern ist jede der Leitungen 654 und 655 mit einem individuellem Druckspeicher 659 bzw. 660 verbunden. Diese Akkumulatoren werden entweder durch die Leitungen 654 bzw. 655 gefuellit oder aber durch die kleine Hochdruckpumpe 658 mit ihrer kleinen Foerdermenge. Diese kleine Foerdermenge und der Inhalt der gespannten Druckspeicher reicht aus, die Foerdertaeler zum Zeitpunkt der Umsteuerung (Umkehrung der Foerderrichtung der Pumpe) zu fuellen. So erhaelt man das Zeit-Druck Diagramm im rechtem Teil der Figur und zwar mit nur wenigen Verlusten. In der Praxis sind weitere in der Prinzipsfigur 32 nicht eingezeichnete Mittel zur Steuerung der Fuellung und des Ausschliessens der Druckspeicher 659,660 zum Hineinschiessen des gespeicherten Druckfluids aus den Druckspeichern in den betreffenden Zylinderteil 651 bzw. 652 zum richtigem Zeitpunkt und in der richtigen Zeit-Kuerze, angeordnet.

Die Figur 33 zeigt, dass man die Zylindersaetze der Figuren 25 bis 30 auch um 180 Grad verdreht aneinander anordnen kann. Dabei ist aber wichtig, dass die Ventilsaetze 582,583 raemlich voneinander getrennt bleiben und zwischen den Hochdruckzylindern 609 und 610 eine Trennwand 670 angeordnet ist. Vor den Einlassventilen 582 kann dann aber eine gemeinsame Einlassleitung 671 und hinter den Auslassventilen kann dann eine gemeinsame Abflussleitung 672 in einfacher und stroemungsguenstiger Weise angeordnet werden.

In der Figur 34 ist dargestellt, dass man die Zylindersaetze auch parallel nebeneinander anordnen kann. Dann entsteht der bauliche Vorteil, dass man die Mittelkammern zwischen den Kolben- und Zylinder- Teilen durch eine Leitung 673 in einfacherweise verbinden kann, Dieses Bauprinzip ist auch in den EREW Pumpen der Erfindung angewendet. Die Mittelkammern bilden eine gemeinsame Mittelkammer mit dem Einlass 674 fuer das Hereinleiten des Niederdruckfluids fuer den automatischen Rueck zug der Kolben nach der Beendigung des Druckhubes.

Aus den vorausgegangenen Patentanmeldungen und auch aus der gegenwaertigen Anmeldung geht hervor, dass in den Hochdruck Aggregaten jeglicher toter Raum vermieden werden muss, wenn man den bestmoeglichen Wirkungsgrad erreichen will. Hochdruck Aggregate ohne toten Raum sind aber bisher nicht vorhanden, weil alle in der Praxis verwendeten Einlass- und Auslass-Ventile toten Raum verursachen, in

denen das Fluid komprimiert wird und so die beschriebenen und noch weiter erörterten Wirkungsgradverluste (auch durch Entspannung) verursacht.

Da es bisher totraumlose Aggregate nicht gibt, besteht eine Aufgabe der Erfindung auch darin, ein totraumloses Aggregat zu schaffen. Das ist durch die Figur 35 in beispielhafter Weise erfindungsgemäss verwirklicht. Im Zylinderblock 601 rezipriert wieder der Hochdruck Kolben oder generell der Kolben 606. Der kann auch ein Niederdruck Kolben sein, weil das Erfindungsprinzip der Figur 35 generell verwendet werden kann. Die Erfindung besteht darin, dass die Ventile dem Zylinder zu eine gemeinsame Fläche, in diesem Falle eine ebene Fläche, 683 bilden, die durch die Stirnflächen der Ventile entsteht. Die Ventile haben zum Beispiel kegelförmige Sitze, wobei erfindungsgemäss das Einlass Ventil seinen Sitz im Auslass Ventil hat. Das Auslassventil hat von der Stirnfläche aus schräg nach aussen gehend den Ventilsitz 686 im Zylinderkopf. Rückwärts davon ist der Einlasskanal 689 ausgebildet, der mit dem Einlass Anschluss 690 versehen ist. Das Auslass Ventil 682 kann ferner noch in der Führung 687 des Gehäuses geführt sein und es ist praktischerweise mit einer Feder 689' gegen den Ventilsitz 686 gedrückt. Das Einlassventil 681 hat von der Stirnfläche aus schräg nach innen gehend, dem Sitz im Auslassventil angepasst, den Ventilsitz 685. Nach rückwärts ist der Ventilschaft 681' erstreckt und er kann in der Führung 691 ferner geführt sein, wobei die Führung gleichzeitig eines der Lager der Federung 692 bilden kann, während die Spannung der Feder am anderem Ende durch die Halterung 693 erfolgen kann. Im Ventilgehäuse ist ausserdem der Einlass 694 oder 695 zum Einlassventil angeordnet. Das Einlassventil öffnet in der Figur durch Bewegung nach unten, also nach unten aus dem Sitz im Auslassventil heraus. Das Auslassventil öffnet nach oben (in der Figur) indem es vom Sitz im Gehäuse nach oben abhebt.

Beginnt der Kolben 606 seine Bewegung nach unten, also seinen Einlasshub, dann öffnet das Einlassventil, indem es nach unten bewegt (gegen die schwach gespannte Feder 692). Ist der Einlasshub beendet, hat der Kolben also seine unterste Lage erreicht, dann drückt die Feder 692 das Einlassventil nach oben in den Sitz im Auslassventil und verschliesst so den Einlass, indem es den Sitz 685 dadurch verschliesst, dass es in den Sitz dichtend eintritt. Danach beginnt der Druckhub des Kolbens 606, indem dieser sich nach oben bewegt und das Fluid im Zylinder komprimiert. Sobald der Lieferdruck erreicht ist, drückt der (geringe) Überdruck gegen die Stirnfläche des Auslassventils 682 und hebt dieses nach oben vom Sitz 686 ab, indem es die Feder 689' zusammendrückt. Der Auslass ist jetzt durch das Abheben des Ventils vom Sitz geöffnet. Da das Einlassventil im Auslassventil sitzt, nimmt das Einlassventil an der Bewegung des Auslassventils teil, jedoch ohne den Einlass zu öffnen, weil das Einlassventil während des Auslassvorgangs fest im Sitz im Auslassventil verbleibt und den Einlass verschlossen hält. Die Führung 687 dient gleichzeitig der Abdichtung des Niederdruckeinlasses zum Hochdruckauslass.

Da die Stirnflächen der Ventile 681,682 eine gemeinsame Ebene bilden und da der Kopf des Kolbens flach ist, sind die Stirnflächen der Ventile 681,682 und des Kolbens 606 zueinander parallele Flächen. Dadurch kann der Kolben so nahe an die Ventile heran geführt werden, dass zwischen der Stirnfläche des Kolbens und den Stirnflächen der Ventile nur noch der Raum 684 verbleibt. Erfindungsgemäss wird der Kolben so nahe an die Ventile heran gestoked, dass der Abstand zwischen den Stirnflächen der Ventile und der Stirnfläche des Kolbens weniger, als einen Millimeter, bei präzisen Hochdruckpumpen von mehreren tausend Bar nur noch weniger als 0.1 mm beträgt. Der Totraum ist dann auf den Kolbenquerschnitt mal 0.1 mm beschränkt. Bei 28 mm Kolbendurchmesser und 50 mm Hub des Kolbens, ist der Totraum (Raum 684) dann nur noch $2.8^2 \text{ (cm)} \times (\pi/4) \times 0.01 = 0.062$ Cubiczentimeter während die Förderung bei 50 mm Kolbenhub dann $2.8^2 \times (\pi/4) \times 5 = 30.78$ Cubiczentimeter beträgt. Der Totraum ist dann nur noch $0.061/30.78 = 0.002 \times 100$, also nur noch 0,2 Prozent des Fördervolumens. Welch ausserordentlich hohe Bedeutung dieser erfindungsgemässen Ventilausbildung zukommt, wird noch aus den weiteren Ausführungen zur Technik erkennbar werden. Denn viele der Verluste und der Ungleichförmigkeiten der Förderung werden durch tote Räume im Aggregat verursacht.

In den Figuren 36 bis 39 wird illustriert, wie die Schwierigkeiten der Abdichtung der Hochdruck Wasserkolben der Figur 19 überwunden und deren Leckage völlig beseitigt werden kann, indem man die Wasserkolben der bekannten Technik abmontiert und durch Aggregate dieser Erfindung oder durch Aggregate nach den anderen Patentanmeldungen des Erfinders ersetzt.

Figur 36 zeigt daher rechts in der Figur das RATEW System dem Kolben 706 zugeordnet. Zwischen dem Kopf mit den Ventilen 702,702 und dem reziprierendem Kolben 706 sind in dieser Figur die konischen Ringelemente 707 bis 709 so angeordnet, dass sie zwischen sich die Wasser beinhaltende Innenkammer 701 bilden. Dieses System ist "RATEW" genannt und dadurch charakterisiert, dass der Kolben 706 die konischen Ringelemente zur Wasseraufnahme entspannen lässt und zur Wasserlieferung unter Druck die konischen Ringelemente zusammendrückt, dadurch die Innenkammer verkleinert und so Hochdruckwasser über das Auslassventil aus der Innenkammer 701 herausdrückt. Die Grundlagen dieses

Systems findet man in RER Berichten und in inzwischen erteilten USA Patenten, sowie in Offenlegungsschriften des deutschen und des europaischen Patentamtes. Da RATEW Anordnung ist im Gehaeuse 700 untergebracht und dem Auslassventil sind die Feder 704 und deren Halterung 705 beispielsweise zugezeichnet.

5 Figur 37 zeigt demgegenueber im Gehaeuse 712 das ETEW System des Erfinders. Dieses ist dadurch charakterisiert, dass, um starke Lager zu sparen, der Kolben 706 kleineren Durchmessers Hydraulikfluid in einen Zylinder 710 groesseren Durchmessers foerdert und somit gegen den Kolben 711 groeseren Durchmessers (im Zylinder 710 reziprokierbar) drueckt, waehrend der Kolben 711 des groesseren Durchmessers die Zusammendruckung der konischen Ringelemente 708-709 und damit der anhand der Figur 36
10 bereits beschriebene Innenkammer 701 bewirkt.

Figur 38 zeigt im Gehaeuse 713 das EPEW System des Erfinders, das dadurch charakterisiert ist, dass der reziprokierende Kolben 706 Hydraulikfluid in eine im Gehaeuse 713 ausgebildete Aussenkammer 714 gibt, die durch axial deformierbare Ringelemente 716 von der Innenkammer 701 getrennt ist. Da der Druck in der Aussenkammer dann dem der Innenkammer entspricht, oder ihn etwas uebersteigt, koennen die Ring
15 elemente duennwandige mit langen Hueben sein. Ausserdem koennen die benachbarten Ringelemente sich nach Patentanmeldungen des Erfinders selber gegenseitig abdichten.

In Figur 39 ist das MEPEW System des Erfinders illustriert, das sich vom EPEW System der Figur 38 dadurch unterscheidet, dass es zwei Innenkammern 721 und 722 hat, die durch Membranen "M" von den beiden Aussenkammern 719,720 getrennt sind und das ausserdem dadurch charakterisiert ist, dass ein
20 einziger Kolben 706 im Hochdruck Zylinder 717 zur gemeinsamen Fuellung und Entleerung der beiden Aussenkammern 719 und 720 eingesetzt ist.

Die Systeme nach den Figuren 36 bis 39 sind in den Figuren an den Kurbeltrieb der bekannten Dreikolbenpumpen angezeichnet, und so koennen sie eingesetzt werden. Jedes der RATEW, ETEW, EPEW und MEPEW Systeme hat Abdichtungen zwischen sich nicht relativ zueinander bewegenden Flaechen,
25 sodass die Kolbenbewegung unter Wasserdruck der bekannten Technik der Axial-Booster und der Dreikolbenpumpen ueberwunden ist. In der Figuren sind die Erfindungssysteme an die Kurbelwellen-Pleuel Antriebe der Dreikolbenpumpen angebaut. Das kann man machen, doch sind meistens Exzenterantriebe in den RATEW, ETEW, EPEW und MEPEW Systemen verwendet, weil die Kurbelwellen und Pleuel oft die erforderlichen hohen Kraefte zum Kolben-Antrieb fuer mehrere tausend Bar nicht liefern koennen.

30 Aus den bisherigen Betrachtungen geht hervor, dass die Dreikolbenpumpen hohe Ungleichmaessigkeit der Foerderung bringen, waehrend die neunkolbige Pumpe eine hohe Foerdergleichmaessigkeit liefert. Man moechte daher gerne wissen, wie eine neunkolbige Pumpe gebaut werden kann. Das kann in der Radialkolbenbauweise oder in der Achsialkolben Bauweise geschehen. Fuer die Anwendung des MEPEW Systems ist aber in der normalen Radialkolbenbauart mit einem Exzenter und Kolben in einer zur
35 Exzenterwelle senkrechten Ebene kein Platz vorhanden, wenn es nicht raemlich zu gross bauen soll.

Die Figuren 40 und 41 zeigen daher eine neue, erfindungsgemaesse Radialkolben Hochdruck Pumpe, wobei Figur 40 der Laengsschnitt durch die Pumpe ist und Figur 41 ein Querschnitt durch die Figur 40 entlang der gepfeilten Linie der Figur 40.

Die Welle 751 ist in Lagern 752 umlauffaehig gelagert und mit drei Exzentern 753 bis 755 versehen,
40 die winkelmaessig um 120 Grad gegeneinander versetzt sind. Radial der Mitte dieser Exzenter sind jeweils drei Zylinder mit darin reziprokierten Kolben angeordnet, die wiederum um 120 Grad winkelmaessig zueinander versetzt sind. Zwischen den exzentrischen, aber zylindrischen Aussenflaechen, den Kolbenhubleitflaechen der genannten Exzenter und den betreffenden Kolben sind schwenkbare Kolbenschuhe 756 zur Kraftuebertragung angeordnet. Man hat so drei Zylindergruppen, die in drei axial hintereinander
45 angeordneten Platten untergebracht sein koennen, wobei jede der Zylindergruppen drei Zylinder mit darin reziprokierten Kolben enthaelt. Dadurch, dass man drei solche Zylindergruppen axial hintereinander anordnet gewinnt man Platz fuer die Anwendung des MEPEW Systems zu jedem einzelner der neun Kolben. So ergibt sich eine voellige Trennung des nicht schmierenden Fluids (des Wassers) vom schmierendem Fluid (dem Oel) und eine absolute Abdichtung, wenn man das MEPEW System verwendet. Die Pumpe nach
50 diesen Figuren kann aber auch fuer das herkoemliche Kolbensystem der Axial-Booster und der herkoemlichen Dreikolbenpumpen verwendet werden. Ebenso kann man in diesen Figuren die beschriebenen RATEW, ETEW und EPEW Systeme verwenden. Da die Exzenter gegeneinander um 120 Grad verdreht sind, arbeitet die Pumpe mit der Foerdergleichfoermigkeit der Neunkolben Pumpen, nach Figur 24. Man sieht in Figur 40 die Zylinder 733,736,739 mit den Kolben 742,745,748, waehrend man in der Figur 41 die
55 axial hinter diesen liegenden Zylinder und Kolben 737,740,738,741,746,749 und 747,750 nummeriert findet. In Figur 41 sieht man auch die 120 graedige Verdrehung der Exzenter 753,754 und 755, sowie strichliert gezeichnet, die Moeglichkeit, den Platz 760 fuer starke Schrauben zur Einklemmung von Membranen nach dem MEPEW System anzuordnen. Die verlaengerte Mittellinie eines der Zylinder bringt die moegliche

Aussenabmessung der Koerper 757,758,759 fuer die Anordnung der Mebranen des MEPEW Systems und die Positions-Ziffern 761 deuten die Moeglichkeit an, entsprechend starke Schrauben anzuordnen.

Fuer die axiale Bauweise von Hochdruck Kolben mit mehreren Kolben in Zylindern fuer mehrere tausend Bar Wasserdruck findet man die Figur 42, die eine feunf-, sieben-, neun-, elf-, oder mehr Kolben-
5 Pumpe sein kann.

In Figur 42 ist die Welle 763 mit ihren Rotoren 764 und 765 im Gehaeuse 762 umlauffaehig gelagert, wobei die Lager 771 auch hohe axiale Kraefte (bei kleinen Pumpen um 30 000 Kilogramm) aufnehmen muessen. Im Rotor 764 befinden sich die mehreren etwa axial gerichteten Zylinder 769 groesseren Durchmessers mit den darin reziprozierenden Kolben 767 groesseren Durchmessers. Im Rotor 765 befindet
10 sich die gleiche Anzahl Zylinder 770 und Kolben 768 kleinern Durchmessers. Die Zylinder kleineren Durchmessers dienen der Foerderung auch nicht schmierendem Fluid, wie Wasser, waehrend die Kolben groesseren Durchmessers durch schmierendes Fluid (z.B. Oel) benetzt sind. Die Kolben groesseren Durchmessers sind radial weiter nach aussen versetzt, relativ zu den Achsen der Koblen des kleineren Durchmessers und die Kolben groesseren Durchmessers sind dafuer da, dass man Platz hat, um
15 schwenkbare Kolben schuhe 789 zur Kraftuebertragung anordnen zu koennen. Im Gehaeuse ist die Hubscheibe mit der schraeg gestellten Kolbenhub-Fuehrungsflaeche 790 angeordnet, an der die Stirnflaechen der Kolbenschuhe 798 laufen. Dadurch werden, infolge der Schraegstellung der Kolbenhub Fuehrungsflaeche pro Umlauf der Rotoren die Kolben einmal einwaerts und einmal auswaerts (nach rechts bzw. nach links in der Figur) bewegt. Die Anlage ist mit Oelleitungen 777,778 versehen und kann mit Druckfluid
20 Taschen 781,781' und 779 zur Ausbildung hydrostatischer Lager versehen sein. Die Hochdruckkolben des kleinen Durchmessers lagern auf den rueckwaertigen Endflaechen der Kolben des groesseren Durchmessers. Die Kolbenschuhe umgreifen mit ihren Haelsen 789 stellenweise die Schwenkformkoepfe 788 der Kolben des groesseren Durchmessers. Ruckzugplatte 780 sorgt fuer das Herausziehen der Kolben groesseren Durchmessers aus ihren Zylindern.

In der Figur werden die kleineren Kolben durch Vordruck gegen die Endflaechen der Kolben des groesseren Durchmessers gedrueckt. Hat man keinen Vordruck dafuer zur Verfuegung, dann kann man die kleinen Kolben radial nachgieb zu den grossen Kolben verbinden. Zwischen den beiden Rotoren 764 und 765 ist vorteilhafterweise der Fluid-Leckage-Trennrotor 782 angeordnet, durch den hindurch die kleinen oder die grossen Kolben durch Dichtungen 791,792 abgedichtet, erstreckt sein koennen. Die Leckagen
30 werden so nach aussen geschleudert und die unterschiedlichen Fluide, wie zum Beispiel das Wasser und das Oel werden in raeumlich voneinander getrennten Kammern 783,784 gesammelt und in die Behaelter der Fluide abgeleitet. Die Kolben des groesseren Durchmessers sind in dieser Figur ausschliesslich Treibkolben fuer die Kolben des kleineren Durchmessers, ohne dass die Kolben des groesseren Durchmessers Oel oder andere Fluide foerdern wuerden. Die Zylinder des groesseren Durchmessers sind entsprechend keine einendig verschlossenen Zylinder, sondern axial durch den Rotor erstreckte Bohrungen.
35

Im rueckwaertigem Deckel oder Gehaeuseteil sind die Anpresskammern 774 angeordnet; die auch eine einzige sein kann. In sie wird vorteilhafterweise Druckoel geleitet, das auf das rueckwaertige Ende der Welle 763 drueckt. Der Durchmesser des rueckwaertigen Endes der Welle zusammen mit dem Druck in der Kammer 774 bestimmen die Kraft, mit der die Welle gegen die vorderen Lager 771 gedrueckt wird, wenn
40 die Abdichtung der Kammer 74 durch Einpassung des Wellendes erfolgt. Man sieht so die zylindrische Dichtflaeche 791 und an ihrem rechtem Ende deren Leckagesammelkammer 785, aus der die Leckage abgeleitet wird. Ferner sieht man im rueckwaertigem Endteil die Fluidzuleitung 786 und die Fluidableitung 785, die auch vice versa wirkend ausgebildet sein koennen. Sie leiten das Wasser zu den Anpressaonordnungen 773 des Steuerkoerpers. 772 bzw. von ihnen fort. Der Steuerkoerper ist mit Einlass- und Auslass
45 Kanaelen und Muendungen 792,793 versehen und mit seiner Stirnflaeche dichtend gegen die rueckwaertige Endflaeche des Rotors 785 gedrueckt. Der Steuerkoerper kann einer nach den BRD Patenten 2,300,639 bzw. 2,324,563 oder nach der BRD Patentanmeldung P 38 38 284.9 sein. Jedoch muessen diese Steuerkoerper entsprechend der gegenwaertigen Erfindung anders berechnet und dimensioniert werden, als in der genannten Literatur. Denn die Anpresskraefte des Steuerkoerpers muessen absolut auf die reine
50 Dichtkraft beschraenkt werden, waehrend alle anderen Kraefte, einschliesslich die aus Reibung, durch die Anpresskammer 774 mit Dichtung 791 aufgenommen, bzw. gehandhabt werden muessen. Die richtige Bemessung des Steuerteils der Erfindung ist daher sehr wichtig und aus den entsprechenden RER Berichten kann sie durch Lizenzem erwerbende Organisationen entnommen werden.

Die Figur 42 erfuehlt zwei wichtige Aufgaben der Erfindung. Einmal kann sie neun Kolben haben und so
55 die Foerdergleichfoermigkeit der Figur 24 erreichen. Die Foerderunguniformitaet ist ausserordentlich wichtig fuer eine praezise Wasserstrahl Schneid Technik. Diese Figur der Erfindung erfuehlt aber noch eine wichtigere Aufgabe der Erfindung, naemlich dem bisherigen Traum, langfristige Lebensdauer zu erreichen. Denn die Lebensdauer der Hochdruck Aggregate war durch die Ventile begrenzt, die durch Abheben und

Aufsetzen auf ihre Sitze, wie Haemmer arbeiteten. Dadurch, dass die Erfindung nach Figur 42 die Ventile abschafft, schafft sie auch deren Begrenzung der Lebensdauer der Hochdruck Aggregate fuer Wasser ab.

Denn Keramik Rotoren 765 mit Keramik Kolben 769 und Keramik Steuerkoerpern 772 koennen unbegrenzte Lebensdauer erreichen, weil sie nicht haemmern, sondern nur gleiten, wenn man die Berechnung und Dimensionierung der Steuerkoerper 772, der Anpressanordnung 773 und der Anpresskammer mit Dichtung 774,791 beherrscht. Leicht sind diese Sachen aber nicht. Bei 9 Kolben von 8 mm Durchmesser auf einem Teilkreis Durchmesser von 40 mm hat man es bereits mit Kraefte um Dreissigtausend Kilogramm zu tun, wenn die Wasserstufe viertausend Kg/cm² fordern soll. Es ist insofern zweckdienlich, sich der Erfahrungen des Erfinders aus vierzigjaehriger Taetigkeit im Fachgebiet zu bedienen und man muss bedenken, dass derartige Entwicklungen auch Geld kosten und gekostet haben.

Die Erfindung soll nun noch tiefer untersucht werden. Das geschieht teilweise anhand des Rotary Engine Kenkyusho Berichts RER-8905.

Figur 43 ist aus ihm entnommen und zeigt die Zusammendruckbarkeit von Wasser und Oel. Die fuer Oel stimmt etwa mit den Angaben des Buches von Chaimowitsch "Die Oelhydraulik" (VEB Verlag Technik, Berlin, 1960) ueberein und die fuer Wasser ist dem Buch "Huettenbau, des Ingenieurs Taschenbuch" entnommen. Darin fehlende Daten sind geschaezt. Die Kurven zeigen die prozentuale Zusammendruckung des Oels (ober Kurve) (mittleres Oel bei 40 Grad Celsius) und des Wassers (bei 30 Grad Celsius) (untere Kurve).

Es soll jetzt angenommen werden, dass der Mitteldruck Kolben 80 mm Durchmesser habe, waehrend der Hochdruck Kolben 28 mm Durchmesser hat. Der Kolbenhub soll 42 mm (etwa) sein.

In der Figur 25 seien die Ventile der Figur 19 angeordnet, wodurch ein Totraum von 18 mm Laenge und 29 mm Durchmesser entsteht (Der Raum um die Ventile, mit dem Hochdruck Zylinder 609 oder 610 verbunden).

Der Totraum ist also $29^2(\pi/4) \times 18 = 11889$ Cubicmillimeter oder 11,88 CC (Kubikzentimeter).

Der in den Zylinder 603 oder 604 zu leitende Mitteldruck (Oel) sei regelbar von null bis 700 Kg/cm².

Die durch Kompression des Mitteldrucks entstehenden Verluste, sowie die Verluste durch Reibung sollen unberuecksichtigt bleiben, also vernachlaessigt werden, um den Kern der Erfindung und der Maengel der bekannten Technik klarer an der Hochdruck Stufe heraus zu stellen. Wie sieht es dann mit den Kurve der rechten Seite der Figur 25 aus ?

Die theoretische Foerderung des Hochdruck Kolbens 607 oder 608 ist $28^2(\pi/4)$ mal 42 mm Hub = 616 mm² mal 42 mm Hub = 25862 mm² = 25,86 cm², also etwa 25,86 CC (Kubikzentimeter).

Vorhanden sind im Zylinder mit Totraum aber 25,86 plus 11,88 CC Totraum, also zusammen 37,74 CC Wasser. Diese muessen zusammen gedruickt (komprimiert) werden, bevor das Auslassventil oeffnen und die pumpe liefern kann. Nach Figur 43 erhaelt man die Prozente der Kompression fuer die verschiedenen Drucke. Da der Mitteldruck bis zu 700 Bar zur Verfuegung steht (Rieken Pumpen) braucht uns nur der Hochdruck zu interessieren, weil durch den hohen Mitteldruck der Hochdruck bis 4000 Bar erreichbar ist. Das Volumen der Zusammendruckung sei das Kompressions-Volumen "Vc". Es ist :

fuer 1000 Bar = 37,74 mal 0,0376 = 1,42 CC

fuer 2000 Bar = 37,74 mal 0,0740 = 2,79 CC

fuer 3000 Bar = 37,74 mal 0,0896 = 3,38 CC und

fuer 4000 Bar = 37,74 mal 0,118 = 4,45 CC.

Dabei sind die benutzten Faktoren die Prozente der Figur 43 geteilt durch 100, um direkt rechnen zu koennen.

Nun macht der Hochdruckkolben pro Zentimeter aber nur ein Verdraengungsvolumen von 6,16 CC (naemlich die 616 mm³ nach obiger Berechnung.) Um den Kolbenhub zu erhalten, den der Kolben zurueck legen muss, bis das Volumen auf den betreffenden Lieferdruck komprimiert ist, muss man die obigen CC also durch 6,16 CC teilen und die so erhaltenen Resultate durch den Kolbenhubweg von 4,2 Zentimeter teilen, um den Kompressions Hubweg in Prozenten des Arbeitshubwegs zu erreichen. So erhaelt man :

Die Arbeitshubweg Verluste fuer die Kompression sind :

fuer 1000 Bar = $1,42/6,16/4,2 \times 100 = 5,49$ Prozent;

fuer 2000 Bar = $2,79/6,16/4,2 \times 100 = 10,78$ Prozent;

fuer 3000 Bar = $3,38/6,16/4,2 \times 100 = 13,06$ Prozent und

fuer 4000 Bar = $4,45/6,16/4,2 \times 100 = 17,20$ Prozent.

Der Axial-Booster der bekannten Technik nach Figur 25 hat also einen Verlust von 17,20 Prozent der Zeit eines Kolbenhubes, bis er den vollen Lieferdruck von 4000 Bar erreichen kann.

Waehrend dieser 17,20 Prozent der Zeit hat der bekannte Booster keine Wasserfoerderung. Es kommt kein Wasser aus der Pumpe. Ein derartig hoher Verlust macht praezises Wasserstrahlschneiden unmoeglich.

Ausserdem hat der Booster der Figur 25 noch den bereits genannten Expansions Verlust. Denn das Totraum Volumen von 11,88 CC ist ja voll auf den Hochdruck komprimiert und es entspannt anschliessend. Dieser Verlust ist:

Expansions-Verlust "Ve" =

- 5 fuer 1000 Bar = $11,88 \text{ CC} \times 0,0376 = 0,45 \text{ CC}$
 fuer 2000 Bar = $11,88 \text{ CC} \times 0,074 = 0,88 \text{ CC}$
 fuer 3000 Bar = $11,88 \text{ CC} \times 0,089 = 1,06 \text{ CC}$ und
 fuer 4000 Bar = $11,8 \text{ CC} \times 0,118 = 1,48 \text{ CC}$.

10 Dieser Verlust ist allerdings ein reiner Leistungs - Verlust, der in Figur 25 der bekannten Technik keinen Einfluss auf die Uniformitaet der Lieferung hat.

Wie verhaelt es sich aber, wenn die Ventile nach der Figur 35 der Erfindung in den Druck-Uebersetzer der bekannten Technik der Figur 25 eingebaut werden ?

15 Dann wird der Totraum zu "null" sodass der Expansions Verlust des Expansionsvolumens "Ve" zu "null" wird, weil dann kein Expansions Volumen mehr vorhanden ist. Und der Zeitverlust durch die Kompression betraegtr dann :

- fuer 1000 Bar = $16,16 \times 0,0376/6,16/4,2 \times 100 = 3,76 \text{ Prozent}$
 fuer 2000 Bar = $25,86 \times 0,074/6,16/4,2 \times 100 = 7,40 \text{ Prozent}$,
 fuer 3000 Bar = $25,86 \times 0,0896/6,16/4,2 \times 100 = 8,96 \text{ Prozent}$, und
 fuer 4000 Bar = $25,86 \times 0,118/6,16/4,2 \times 100 = 11,79 \text{ Prozent}$.

20 Die Zeit, in der die Anlage kein Fluid foerdert, ist also wesentlich geringer geworden. Trotzdem ist die bekannte Technik nach Figur 25 immer noch mit untragbaren Maengeln behaftet, die uniforme Foerderung und praezises Wasserstrahlschneiden unmoeglich machen, wenn man nicht die Mittel der anderen Figuren zusaetzlich anwendet.

25 Die bschriebenen Verluste durch Kompression und Expansion sind im EREW System der Erfindung noch hoeher, als in der beschriebenen bekannten Technik der Figur 25, weil ja ausserdem noch Oel unter Hochdruck komprimiert und expandiert wird. Trotzdem aber sind die EREW Systeme der Erfindung vorteilhaft, weil sie einmal baulich einfach sind, keine Abdichtung von Kolben gegen Waser erfordern und ausserdem, weil im EREW System der Erfindung Mittel angewendet werden, die Verluste durch Kompression und Expansion weitgehend so zu gestalten, dass sie die Uniformitaet der Foerderung nicht, oder nur
 30 wenig, negativ beeinflussen.

Daher sei im Folgendem das EREW System der Erfindung weiter untersucht. Figur 44 zeigt fuer den Vergleich die errechneten Zeitdiagramme der obigen Betrachtung der Figur 25.

35 Figuren 45 und 46 zeigen das EREW System in ihren Grundlagen fuer die folgende Betrachtung. Figur 46 zeigt den Beginn des Kompressionshubs, waehrend Figur 45 den Beginn des Rueckhubes des Kolbens im Prinzip zeigt. In Figur 46 verbindet der Steuerkoerper gerade die Mitteldruckleitung "HP" zum Zylinder und leitet das Mitteldruckfluid unter den Kolben, sodass der Kolben den Druckhub beginnen kann, ihn aber noch nicht begonnen hat. Daher liegt in Figur 46 die Membrane "M" noch eng an der unteren Hub Begrenzungswand. Der ganze Hubraum um die Membrane ist jetzt noch Innenkammer und voll mit Wasser gefuellt. Mit dem Wasser niederen Druckes nach Beedigung des Wasser-Einlass Hubs. Der Zylinder
 40 oberhalb des Kolbens bildet jetzt den Rest der Aussenkammer. Das Einlassventil ist mit "JV", das Auslassventil mit "OV" bezeichnet. Der Motor treibt die Rotation des Steuerkoerpers. In Figur 54 hat der Kolben den Druckhub beendet, sodass die Membrane "M" voll nach oben gegen die obere Begrenzungswand gedrueckt wurde. Die Innenkammer wurde zum Volumen "null", weil das Wasser voll aus der Innenkammer ueber das Auslassventil heraus gefoerdert wurde. Nach dieser Lage verbindet der Steuerkoerper gerade den Zylinderraum unter dem Kolben mit dem Motor. Der Wassereinlassdruck (oder andere
 45 Mittel) bewegen danach den Kolben nach unten, sodass der Kolben das Niederdruckfluid aus dem Zylinder unter dem Kolben zum Motor leitet, wodurch der Motor in Drehung versetzt und dadurch der von ihm getriebene Steuerkoerper in Drehung gehalten wird. Der Arbeitsraum der Membrane "M" ist jetzt der raum unter der Membrane und der ist jetzt Aussenkammer, weil der jetzt noch voll mit Oel gefuellt ist, das gerade
 50 die Freiheit erhaelt sich durch den Kanal im Steuerkoerper in den Motor hinein zu entspannen.

Die Figur 45 zeigt ausserdem die zu der Innenkammer und die zu der Aussenkammer verbundenen Totraeume. Die zur Innenkammer verbundenen Totraeume sind die mit Wasser gefuellten, um die Ventile gebildeten und mit "Dw" bezeichneten. Die mit der Aussenkammer verbundenen Totraeume sind die mit Oel gefuellten und mit "Doil" bezeichneten.

55 Diese Totraeume sind in der 1988 iger Ausfuehrung der EREW folgende Volumen :
 Oelgefuellter Totraum "Doil" = 8,197 CC;
 Wassergefuellter Totraum "Dw" = 7,95 CC.

Jeder Hochdruckkolben dieser 1988 iger EREW Ausfuehrung hat wieder 28 mm Durchmesser und

wieder einen Hub von 42 mm.

Die eben genannten Totraeume sind die der zwei Hochdruck Kolben Anordnungen der EREW zusammen. Zu jedem, einzelndem Hochdruck Kolben gehoeren also die Haelfte der obigen Totraum Volumen, (1988 iger EREW Ausfuehrung, wie gebaut und erprobt)

5 Da in den rechten Seiten der Figuren 25 usw. die Diagramme jeweils fuer zwei Hochdruck Kolben gezeigt sind, werden im Folgenden bezueglich der erfindungsgemaessen EREW Anlage ebenfalls beide Hochdruck Kolben mit ihren Umgebungen und Totraeumen betrachtet. Es werden also gleiche Kolbendurchmesser und gleiche Huebe verwendet, um einen Vergleich der bekannten Technik mit dem EREW System der Erfindung durchfuehren zu koennen.

10 Figur 47 ist eine schematische Darstellung des EREW Systems in der einfachsten Form, jedoch mit allen verwendeten oder erforderlichen Organen. Da alle Organe in einer Ebene des Blattes der Figur dargestellt sind, ist die Figur nicht mass-staeblich, sondern illustriert das Prinzip in solcher Weise, dass spaeter auf alle Einzelheiten Bezug genommen und gerechnet werden kann. Doch ist nur einer der beiden in der aktuellen EREW angewendeten Kolbensaetze eingezeichnet.

15 Man sieht die Trennmembrane in ihrer neutralen Mittellage, sodass man rechts von der Membrane "M" die Aussenkammer "OC" und links von ihr die Innenkammer "IC" sieht. Die Innenkammer ist zu dem Einlass Ventil "IV" und zum Auslassventil "OV" verbunden. Eine Vorpumpe "WpS" foerdert Wasser unter geringem Vordruck von 5 bis 20 Bar zum Einlassventil "IV" und ueber es in die Innenkammer, um die Membrane "M" nach rechts zu drueken, wenn das moeglich ist. Hat man hohen Druck in der zur EREW
20 verbundenen Wasserleitung, dann kann die Vorpumpe "WpS" ggf, fortgelassen werden. Der Hochdruck Kolben "HPK" hat die Aufgabe Oel gegen die Membrane "M" zu leiten und dadurch das Wasser aus der Innenkammer ueber das Auslassventil mit Hochdruck heraus zu drueken. Damit er das kann, ist ihm der Mitteldruck Kolben "MPK" zugeordnet oder bildet mit ihm einen Kolbensatz. Denn der EREW wird ja nur Mitteldruckoel zugeleitet. Hat die Innenkammer sich voll mit Wasser gefuehlt, dann ist die Membrane "M"
25 ganz nach rechts bis an die rechte Hub Begrenzungswand gedrueckt und der ganze Arbeitsraum ist dann Innenkammer (links der Membrane). Hat das Druckoel seine Arbeit voll geleistet, dann ist die Membrane "M" voll nach links bis gegen die linke Begrenzungswand gedrueckt und aller Raum ist jetzt rechts der Membrane und die dann mit Oel gefuellte Aussenkammer. Das Hubvolumen der Membrane beim Hube von rechts anch links und von links nach rechts entspricht jeweils dem Hubvolumen des Hochdruck Kolbens
30 "HPK" (im Prinzip, wenn Berichtigungen unberuecksichtigt bleiben). Die EREW wird meistens an eine am Arbeitsorte vorhandene Mitteldruck Oelpumpe "MpS" angeschlossen. Da die Figur 47 aber alles zeigen soll, ist diese Mitteldruck Pumpe "MpS" in die EREW Anordnung der Figur 47 eingezeichnet. Sie liefert das Mitteldruckfluid (meistens Oel von 100 bis 700 Bar) zum Steuerkoerper oder Steuerventil "CV", das in der Figur als rotierender Steuerkoerper dargestellt ist, der durch den Motor "D" in Rotation gesetzt und in
35 Rotation gehalten wird. Es kann auch ein achsial bewegter Schieber sein, der andererseits wieder ueber Exzenter oder Kurbel von einem umlaufendem Motor "D" angetrieben sein kann. In der Figur 47 ist der Steuerkoerper in der Lage gezeichnet, in der die Steuertasche gerade die Mitteldruck Fluidzufuhr zum Zylinder "MPC" verbindet, in dem der Mitteldruck Kolben "MPK" reziprokiert. Bei der anderen Haelfte der Umdrehung verbindet die andere Steuertasche des Steuerkoerpers "CV" den Mitteldruck Zylinder "MPC"
40 zum Motor "D" und leitet das dann Niederdruckfluid beim Ruecklauf des Kolbens "MPC" in den Motor "D", um diesen anzutreiben. Da die EREW zwei Zylindersaetze und Kolbensaetze hat, ist jeweils einer derselben zum Motor "D" "D" und der andere zur Mitteldruck Fluidzufuhr "MpS" verbunden, sodass einer der Kolbensaetze den Druckhub und der andere der Kolben-Saetze zur gleichen Zeit den Rueckhub macht, wenn das Aggregat ordnungsgemaess gebaut ist. Ausserdem findet man in der Figur noch die Niederdruck
45 Pumpe "LpS" die die Fuellpumpe fuer die Mittelkammer "MC" ist. Denn, wenn in der Mittelkammer oberhalb des Kolbens "MPK" kein Fluid ist, wird der Kolbensatz nicht nach unten zurueck gezogen. Die Mittelkammer ist durch eine Leitung mit der Mittelkammer des anderen Kolkbensatzes verbunden, sodass man praktisch nur eine einzige Mittelkammer in der EREW hat. Die Fuellpumpe "LpS" foerdert nur ganz wenig Oel und ist an sich ueberhaupt nur zum Anlauf der EREW benoetigt, denn die Leckage entlang dem
50 Hochdruck Kolben "HPK" wird groesser sein, als die Leckage entlang dem Mitteldruck Kolben "MPK", sodass die Mittelkammer sich selber mit Oel fuellt, wenn die EREW einmal angelaufen ist. Jedenfalls aber muss die Mittelkammer "MC" mit einem Druckbegrenzungsventil "R" versehen sein, damit der Druck in ihr nie zu hoch wird. Er muss immer niedriger, als der Wasseinlauf Druck sein. Von der Mittelkammer aus geht die Leitung "L" zum Einlas Ventil "B" oberhalb des Hochdruck Zylinders "HPC". Das Ventil "B" oeffnet nur
55 dann, wenn es im Hochdruck Zylinder "HPC" an Oel mangelt. Vorsicht vor cleveren Ingenieuren. Denn die Ventile sind alle Ausbau- und Einbaufaehig. Es ist daher schon vorgekommen, dass clevere Ingenieure den Hochdruck Zylinder "HPC" von aussen her mit Oel fuellten. Das laesst die EREW sich nicht bieten, denn solche Arbeiten und Funktionen macht sie alleine ohne die Taetigkeiten cleverer Ingenieure. Wird naemlich

der Zylinder "HPC" durch Ingenieure gefuellt, dann arbeitet die EREW nicht. Die Aussenkammer wird dann naemlich mit gefuellt und zwar zur Zeit, da der Kolbensatz unten steht. Der Kolbensatz kan dann nicht nach oben gedruickt werden, weil die Membrane "M" die linke Lage erreicht und nicht weiter nach links gedruickt werden kann. Die Aussenkammer ist dann mit Oel ueberfuellt. Solche Ueberfuellung kann nicht passieren, wenn die Ingeieure die Pumpe sich selbst ueberlassen. Denn die zuerst eingeschaltete Wasser Vorpumpe haelt die Membrane rechts. Sie haelt die Innenkammer mit Wasser gefueilt. Der Duck in der Mittelkammer und somit in der Leitung "L" und auserhalb des Ventils "B" ist immer geringer, als der Vordruck des Wassers aus "WpS" weil das Druckbegrenzungsventil "R" auf geringeren Druck eingestellt ist.

10 Der Arbeitsablauf ist, wie folgt:

Wasser Vordruck presst die Membrane "M" nach rechts und fuellt den ganzen Arbeitsraum des Aggregates mit Wasser. Die Innenkammer "IC" erreicht ihr groesstes Volumen, das wieder dem Foerdervolumen des Kolbens "HPK" entspricht. Danach verbindet der Steuerkoerper "CV" die Mitteldruck Zufuhr zum Zylinder "MPC". Das Mitteldruckfluid presst den Kolbensatz nach oben und zwar mit der konstanten Geschwindigkeit der Mitteldruck Pumpe (bzw. Mitteldruck Zufuhr) "MpS". Dabei wird das Hochdruckoel aus dem Zylinder "HPC" in den Arbeitsraum gedruickt und presst die Membrane "M" nach links, bis die Aussenkammer rechts der Membrane voll ausgebildet und sit Oel gefuellt ist, waehrend die Membrane das Wasser aus der Innen-Kammer links der Membrane "M" voll aus der Innenkammer ueber das Auslassventil "OV" (bei geschlossenem Einlassventil "IV") herausgedruickt hat und das Volumen der Innenkammer (mit Ausnahme des Totraumes) zu "null" wurde. (Ersetzt man die Ventile "OC" und "IC" der Figur 37 durch die Ventile der Figur 35 der Erfindung, dann ist der Totraum zur Innenkammer "null" und die EREW hat dann keinerlei Expansionsfluid, weil die Membrane voll gegen die linke Begrenzungswand gedruickt wird und dann links neben der Membrane keinerlei toter Raum verbleibt).

Danach schliesst der Steuerkoerper die Verbindugn des Mitteldruck Zylinders "MPC" zur Mitteldruck Fluidzufuhr "MpS" und verbindet den Zylinder "MPC" zur Leitung zum Motor "D". Da der Motor der Umdrehung einen geringen Widerstand entgegengesetzt, ist der Druck in der Leitung zum Motor "D" geringer, als der Druck in der Mittelkammer "MC". Also treibt die Mittelkammer zusammen mit dem Wassereinlassdruck "WpS" den Kolbensatz nach unten und das jetzt aus dem Zylinder "MPC" zum Motor "D" stroemende Fluid haelt den Motor "D" und damit den von ihm getriebenen Steuerkoerper "CV" in Drehung. Zu dieser Zeit fuehrt der zweite Kolbensatz der EREW den Druckhub nach oben aus, der vorher fuer den in der Figur gezeichneten Kolbensatz beschrieben wurde. Vorsicht wieder vor cleveren Ingenieuren, denn die Fuellpumpe "LpS" darf die Mittelkammer nur gefuellt halten, sie aber nicht ueberfuellen, weil sonst zu viel Fluid zum Motor stroemt oder zu schnell zu ihm stroemt, den Motor "D" dann zu schnell dreht und die Zuleitung des Mitteldrucks zum Zylinder "MPC" verschliesst, bevor der volle Kolbenhub nach oben vollendet ist. Da die Mittelkammer zu beiden Kammern "MC" oberhalb der Kolben "MPK" verbunden ist, wird das Fluid aus einer der Mittelkammernteile oberhalb des aufwaerts laufenden Kolbens "MPK" automatisch in den Mittelkammernteil des abwaerts zu zwingenden Kolbens "MPK" geleitet.

Die beiden Kolbensaetze 1 und 2 sind in der Figur 48 schematisch gezeigt. Jeder Kolbnensatz arbeitet im DEPEW System gegen zwei Membranen "M". Der Steuerkoerper "CV" bedient beide Zylindersaetze abwechselnd nacheinander. Man kann nun zunaechst die Milchmaedchen Rechnung anstellen, dass die Kolbensaetze 1 und 2 mit gleichen Geschwindigkeiten laufen, denn die MPK Kolben 1 und 2 haben im Rechnungsbeispiel beide je 80 mm Durchmesser und die HPK 1 und HPK 2 Kolben haben die 28 mm Durchmesser des Berechnungsbeispiels. Der Querschnitt der MPC Zylinder 1 und 2 ist also $8^2(\pi/4) = 50,26 \text{ cm}^2$ und der Querschnitt der HPC Zylinder 1 und 2 ist $2,8^2(\pi/4) = 6,16 \text{ cm}^2$. Der Querschnitt der Mittelkammernteile oberhalb der Mitteldruck Kolben, um die Hochdruck Kolben herum, ist $(8^2 - 2,8^2) (\pi/4) = 44,11 \text{ cm}^2$. Ist die Foerderung der Mitteldruckleitung von der MpS her, zum Beispiel 60 ltr/min, also 1 Liter pro Sekunde, dann ist der Zufluss an Mitteldruckoel 1000 CC pro Sekunde. Der betreffende Mitteldruck Kolben laeuft dann mit der Geschwindigkeit $V\text{-Kolben} = 1000 \text{ CC}/50,26 \text{ cm}^2 = 19,9 \text{ cm/sec}$ aufwaerts. Dadurch fliesst Fluid in der Mittelkammer von einen Zylinder Oberteil in den anderen und zwar die Menge $19,9 \text{ cm/sec}$ mal den errechneten $44,11 \text{ cm}^2 = 877,79 \text{ CC}$. Diese 877,79 CC wirken wieder gegen die Flaechen von $44,11 \text{ cm}^2$ des anderen der Kolben und drueckt den anderen Kolben wieder mit genau der gleichen Geschwindigkeit von $19,9 \text{ cm/sec}$ nach unten. Dabei wird von abwaerts laufendem Kolben wieder die Fluidmenge $19,9 \text{ (cm/sec)}$ mal $50,26 \text{ cm}^2 = 1000 \text{ CC}$ nach unten verdraengt und zwar aus dem anderem der Zylinder MPC durch die Steueroeffnung des Steuerkoerpers "CV" in die Leitung zum Motor "D". Also folgt aus der Milchmaedchenrechnung, dass der Treibmotor "D" genau das gleiche Schluckvolumen pro Umdrehung haben muss, wie zur Zeit einer solchen Umdrehung Fluidmenge aus dem Mitteldruckfluss von "MpS" her geliefert wird.

Das trifft auch zu, aber nur fuer den Druck "null" im Aggregat. Wenn der Axial-Booster der Figur 15

den Druck "null" hat, dann arbeitet dieser ja auch einwandfrei mit uniformer Lieferung ohne die Unterbrechung der Fluidlieferung durch innere Kompression der Fluide.

Da die Anlagen der Erfindung aber hohe Wasserdrucke von mehreren tausend Bar liefern sollen, ist zweifelhaft ob die Milchmaedchen Rechnung aufrecht erhalten werden kann. Das Aggregat soll daher
 5 anhand des Rechenbeispiels weiter untersucht werden. Die oben angegebenen Totraeume von "Doil" = 8,179 sind in die Figur 48 eingezeichnet und so auch die 7,95 CC "Dw". Diese oelgefüllten und wassergefüllten Totraeume sind die Summen der betreffenden Totraeume in der Figur 48.

Das Verdraengungsvolumen jedes Hochdruckkolbens war im Berechnungsbeispiel $(2,8)^2(\pi/4)$ mal 4,2 cm Hub = 25,86 CC pro Hub. Die Arbeitskammer, in der die Membrane "M" angeordnet ist, muss also ein
 10 Volumen von 25,86 CC haben, Beide Hochdruck Kolben geben zusammen ein Verdraenger Volumen von $2 \times 25,86 = 51,72$ CC. Beide Arbeitskammer zusammen muessen also auch 51,76 Cc Inhalt haben. Das Kolben Verdraengervolumen entsteht aber nur beim Druck $P = \text{null}$.

Das Gesamtvolumen der Innenkammern wird dann 51,72 CC plus "Dw" = 7,95 CC, also zusammen Volumen der Innenkammer = 59,67 CC. Das Volumen der Aussenkammer ist entsprechend 51,72 CC plus
 15 8,107 CC "Doil" = 59,92 CC.

Wenn die betreffende, Steuermuendung den Mitteldruck Zufluss zum betreffendem Zylinder oeffnet, (Figur 46) beginnt der entsprechende Kolbensatz seinen Aufwaerts-Druckhub. Dabei wird die Kompression des Mitteldruck Fluids in dieser Betrachtung unberuecksichtigt, um eine Konzentration auf die Hochdruck Auswirkungen zu erreichen. Der betreffende Kolbensatz bewegt sich also nach oben, doch kann das
 20 Aggregat noch kein Hochdruckfluid (Wasser) liefern, weil der Druck trotz des Aufwaerts Druckhubes des betreffenden Kolbensatzes unter dem Druck der Druckleitung ausserhalb der Pumpe bleibt. Und zwar so lange, bis der Druck in der Innenkammer hoch genug geworden ist, das Auslassventil "OV" zu gegen den Druck in der Lieferleitung zu oeffnen. Man hat also erst das Fluid im Hochdruck Zylinder mit der Aussenkammer und das in der Innenkammer auf den hohen Lieferdruck von mindestenms tausend Bar zu
 25 komprimieren, bevor die Anlage Hochdruck Wasser zu liefern beginnen kann. Also sind die Kompressions Volumen zu berechnen, und zwar unter Verwendung der Figur 43. So erhaelt man folgende Kompressions Volumen "Vcw" fuer Wasser und "Vcoil" fuer das Oel in der Aussenkammer:

Vcw fuer 1000 Bar = $59,67 \times 0,0376 = 2,244$ CC;
 Vcw fuer 2000 Bar = $59,67 \times 0,0740 = 4,416$ CC
 30 Vcw fuer 3000 Bar = $59,67 \times 0,0896 = 5,346$ CC und:
 Vcw fuer 4000 Bar = $59,67 \times 0,1118 = 6,671$ CC.
 Vcoil fuer 1000 Bar = $59,92 \times 0,0476 = 2,850$ CC;
 Vcoil fuer 2000 Bar = $59,92 \times 0,0796 = 4,770$ CC;
 Vcoil fuer 3000 Bar = $59,92 \times 0,1000 = 5,992$ CC, und:
 35 Vcoil fuer 4000 Bar = $59,92 \times 0,1290 = 7,760$ CC.

Diese Kompressionsvolumen addieren zu dem gesamtem Kompressions Volumen "Vc" wie folgt, wobei an den Enden der Zeilen jweils die Verluste durch Kompression in Prozenten der theoretischen Liefermenge angegeben sind:

VC bei 1000 Bar = $2,244 + 2,850 = 5,095 \times 100/51,72 = 9,85$ %;
 40 Vc bei 2000 Bar = $4,416 + 4,770 = 9,186 \text{ CC} \times 100/51,72 = 17,76$ %;
 Vc bei 3000 Bar = $5,346 + 5,992 = 11,338 \text{ Cc} \times 100/51,72 = 21,92$ %;
 und: Vc bei 4000 Bar = $6,671 + 7,760 = 14,428 \text{ CC} \times 100/51,72 = 27,90$ %

Mit diesen Werten kann man jetzt unmittelbar die Figur 49 zeichnen, die den Druckanstieg in den Innenkammern ueber einem Arbeitszyklus von zwei Kolben darstellt. Der Arbeitszyklus ist als Abzisse ueber
 45 360 Grad Steuerkoerperumdrehung aufgetragen.

Man sieht, dass bei 4000 Bar bereits ueber 25 Prozent Verluste nur durch Kompression der Fluide Wasser und Oel entstanden sind.

Das Aggregat hat aber noch weitere Verluste. Sieht man dazu die Figur 45 an, in der die Steuertasche des Steuerkoerpers gerade zur Leitung zum Treibmotor "D" verbindet, dann wird man erkennen, dass in
 50 den Totraeumen "Dw", "Doil" und in der Aussenkammer noch der volle Hochdruck herrscht. Dieser Hockdruck entspannt, sobald die Steuertasche die verbindung zum Niederdruck freigibt, also in der Steuertaschenlage der Figur 45. Diese Expansionsverlust ist nun zu errechnen. Er ist etwas kleiner, als der Kompressionsverlust durch Kompressionsvolumen, weil im EREW System mit Membranen die Innenkammer bei der Foerderung voellig zum Volumen "null" reduziert, also voll foerdert. Das Expansionsvolumen
 55 "Ve" ist dann die Summe der Totraumvolumen plus dem Volumen der Aussenkammer, jeweils multipliziert mit den betreffenden aus der Figur 43 bekannten Faktoren.

Man erhaelt das Expansionsvolumen "Vew" des Wassers der Totraume "Dw" :
 Vew fuer 1000 Bar = $7,95 \text{ CC} \times 0,0376 = 0,299$ CC;

Vew fuer 2000 Bar = $7,95 \text{ CC} \times 0,0740 = 0,588 \text{ CC}$;
 Vew fuer 3000 Bar = $7,95 \text{ CC} \times 0,0896 = 0,712 \text{ CC}$; und:
 Vew fuer 4000 Bar = $7,95 \text{ CC} \times 0,1118 = 0,889 \text{ CC}$.

Das Expansionsvolumen der Aussenkammer zusammen mit ihrem Totraum ist gleich zum Kompressionsvolumen der Aussenkammer mit ihrem Totraum, also wie bereits als Kompressionsvolumen berechnet.

Die Addition and Prozentierung bringt folgende Expansionsvolumen Summen "Ve" :

Ve bei 1000 Bar = $2,850 + 0,299 = 3,149 \text{ CC} \times 100/51,72 = 6,09 \%$;
 Ve bei 2000 Bar = $4,770 + 0,588 = 5,358 \text{ CC} \times 100/51,72 = 10,36 \%$;
 Ve bei 3000 Bar = $5,992 + 0,712 = 6,704 \text{ CC} \times 100/51,72 = 12,96 \%$, und:
 10 Ve bei 4000 Bar = $7,760 + 0,889 = 8,649 \text{ CC} \times 100/51,72 = 16,72 \%$.

Das Expansions Volumen "Ve" fliesst also nach Figur 45 in den Treibmotor "D" und dreht diesen Motor mit dem Expansionsvolumen. Das hat zur Folge, dass das ploetzlich geschehen kann, weil der Druck ja urspruenglich sehr hoch war. Da der Motor auf diese Weise ein zusaetzliches Treibvolumen erhaelt, dreht er schneller um, als er soll. Das verkuerzt die Foerderzeit des nachfolgend arbeitenden Kolbens. Bevor das in Figur 51 als Diagramm dargestellt werden soll, wird jetzt zunaechst die Figur 50 gezeichnet, in der der Verlauf der Foerderung ueber einem vollem Arbeitszyklus aufgetragen ist, wenn nur der Kompressionsvorgang beruecksichtigt ist, der Expansions-Vorgang aber nicht mit eingerechnet ist.

Figur 51 zeigt dann den Expansionsvorgang eingezeichnet. Ferner ist beruecksichtigt, dass der Expansionsvorgang den Motor entsprechend weiter gedreht hat, sodass der Kompressionsvorgang erst dann beginnt, wenn der Expansionsvorgang beendet ist. Die so erhaltene Foerderung (und der Expansionsvorgang) sind wieder ueber einem vollem Arbeitszyklus beider Kolben aufgetragen.

Die bisher betrachteten Verluste sind aber noch nicht alle. Denn, wie die Berechnung zeigt, verringerte sich die Foerderung z.B. bei 4000 Bar um 27,90 Prozent Kompressionsvolumen und zuzueglich um 14,67 Prozent Expansions Volumen, zusammen also um $27,90 \text{ plus } 14,67 = 42,57 \text{ Prozent}$. Die Foerderung ist deshalb nur noch 100 minus 42,57 Prozent, also 57,43 Prozent. Diese Prozente mit der theoretischen Foerdermenge bei null bar von 51,72 CC multipliziert, gibt 29,70 CC Foerdermenge pro Arbeitszyklus.

Bei 4000 Bar verbleiben also 51,72 CC minus 22,02 CC = 29,70 CC in der Innenkammer und dieses Volumen hat beim Entspannungsbeginn noch den vollen Hochdruck. Dadurch erhoehrt sich das Expansionsvolumen ganz erheblich. Die Summierung dieser Verhaeltnisse bringt folgende Daten :

30 Ve_b bei 1000 Bar = $8,09\% + [(5,095 + 3,149) = 8,244 \text{ CC} \times 0,0376 = 0,310 \text{ CC} \times 100/51,72 = 0,599\%]$
 = 8,689%
 Ve_b bei 2000 Bar = $10,36\% + [(9,186 + 5,358) = 14,448 \text{ CC} \times 0,074 = 1,069 \text{ CC} \times 100/51,72 = 2,067\%]$
 = 12,427%
 Ve_b bei 3000 Bar = $12,96\% + [(11,338 + 6,704) = 18,042 \text{ CC} \times 0,0896 = 1,616 \text{ CC} \times 100/51,72 = 3,126\%]$
 35 = 16,086%
 Ve_b bei 4000 Bar = $14,67\% + [(14,428 + 7,588) = 22,016 \text{ CC} \times 0,1118 = 2,461 \text{ CC} \times 100/51,72 = 4,759\%]$
 = 19,429%

Ausserdem fliessen noch die Leckagen zwischen den Kolben und den Zylinderwaenden dem Treibmotor "D" zu, wodurch der Motor noch mal schneller umgetrieben wird, was weitere Foerderverluste bringt, die jedoch in dieser Berechnung nicht beruecksichtigt werden.

In der Summe haette man also folgende Verluste :

Bei 1000 Bar = $9,85 \%$ Vc + $8,689 \%$ Veb = 18,539 Prozent,
 Bei 2000 Bar = $17,76 \%$ Vc + $12,427 \%$ Veb = 30,187 Prozent;
 Bei 3000 Bar = $21,92 \%$ Vc + $16,086 \%$ Veb = 38,006 Prozent und:
 45 Bei 4000 Bar = $27,90 \%$ Ve + $19,429 \%$ Veb = 47,329 Prozent.

Figur 52 zeigt den Druckverlauf ueber einem Arbeitszyklus oder Umlaufwinkel bei verschiedenen Drucken und Figur 53 zeigt prinzipiell das gleiche, wie Figur 52, jedoch sind in Figur 53 die Druckverlaeuft einzeln fuer die Drucke 1000,2000,3000 und 4000 Bar dargestellt. In Figur 53 ist ausserdem die Expansion eingezeichnet, die jedoch in der Hochdruck Wasser Foerderung nicht merkbar wird, weil sie sich innerhalb der EREW Pumpe abspielt. Im Hochdruckwasserstrahl fallen also die Drucke nach Ende eines Kolbenhubs sofort auf "null" ab und es entstehen die weit ausgedehnten Foerdertaeeler ohne Foerderung von Hochdruck Wasser. Das ist fuer das Wasserstrahlschneiden untragbar und daher sollen in der EREW Anlage die Mittel der gegenwaertigen Erfindung eingesetzt werden.

Als wichtigste Massnahme soll erfindungsgemaess das Expansions Volumen "Ve" oder "Veb" so weit, wie moeglich, dem nachfolgend arbeitendem Zylinder zugefuehrt werden, um dessen Kompressionsarbeit zu unterstuetzen. Dafuer eine zeitweilige Verbindung zwischen den beiden Zylindern 1 und 2 zu schaffen, ist in einer der voraufgegangenen Patentanmeldung bereits vorgeschlagen. Nach der gegenwaertigen Erfindung soll das in noch einfacherer Weise erreicht werden.

In Figur 54 sieht man daher einen einfachen Umsteuerschieber, axial bewegt. Pro Arbeitszyklus bewegt dieser Steuerschieber sich einmal voll von rechts nach links und dann von links nach rechts. Der obere Teil der Figur zeigt den Steuerschieber in der linken Endlage. Dabei ist die Mitteldruck Fluidzufuhr von der "MpS" zum Mitteldruckzylinder "MPC-1" verbunden. Der untere Teil der Figur zeigt den Schieber in der rechten Endlage, bei der die Mitteldruck Fluidzufuhr von der "MpS" zum Mitteldruck Zylinder "MPC-2" verbunden. In der linken Endlage ist der Zylinder 2 zum Motor "D" verbunden und in der rechten Endlage ist der Zylinder 1 zum Motor "D" verbunden. Im Mittelteil der Figur ist der Schieber in der Umsteuerlage gezeigt. Der beschriebene Steuerschieber ist mit dem Bezugszeichen 801 versehen, während das Umsteuergehäuse mit 800 bezeichnet ist. Der Schieber 801 hat die Steuerborde 803 und 804 mit dem Abstand 806. Dieser entspricht prinzipiell (von Ueberdeckung abgesehen) dem Abstand der Innenkanten der Kanäle zu den Mitteldruck Zylindern MPC - 1 und MPC - 2.

Figuren 55 bis 58 zeigen demgegenüber die Anordnung eines Steuerschiebers 802 im gleichen Steuergehäuse 800. Erfindungsgemäss ist hierin der Abstand der Steuerborde 803 und 804 voneinander grösser, als in Figur 54 und mit 805 als Bezugszeichen versehen. Durch diesen weiteren Abstand 805 zwischen den Steuerborden 802 und 803, der nunmehr den Abstand der Innenkanten der Kanäle zu den Zylindern 1 und 2 übersteigt, wird folgende erfindungsgemässe Aufgabe und Lösung erreicht:

In Figur 55 hat der Steuerkörper die linke Endlage. Das Mitteldruck-Fluid strömt von "MpS" in den Zylinder "MPC-1" während das Rückstromfluid aus dem Zylinder "MPC-2" zum Motor "D" strömt und diesen treibt. In Figur 58 ist die extrem entgegengesetzte Lage gezeigt. Der Steuerkörper befindet sich in seiner rechten Endlage. Das Mitteldruckfluid fliesst von "MpS" zum Zylinder "MPC-2", während das Rückfluid aus dem Zylinder "MPC-1" zum Motor "D" strömt und diesen antreibt, wodurch der Steuerkörper bewegt wird.

In Figur 56 hat der Steuerkörper 802 etwa die Hälfte seines Weges nach rechts durchlaufen. Der im Vergleich zum Standard Steuerkörper der bekannten Technik der Figur 54 grössere Abstand 805 zwischen den Steuerborden verbindet daher in Figur 56 kurzfristig den Zylinder "MPC-1" mit dem Zylinder "MPC-2". Dadurch schießt das Expansionsfluid aus dem Arbeitssatz 1 heraus und in den Zylinder "MPC-2" herein. Das geschieht schussartig, weil ja in den Toträumen und der Aussenkammer des Arbeits-Satzes 1 sehr hoher Druck von mehreren tausend Bar herrscht. Der Abstand 805 braucht bei den sehr hohen Drucken von z.B. 4000 Bar nur wenig länger zu sein, als der Abstand 806 zwischen den Innenkanten der Kanäle zu den Zylindern, denn der hohe Druck im vorher arbeitendem Zylinder erzwingt eine sehr hohe Durchflussgeschwindigkeit. Diese entspricht der Ausflussgeschwindigkeit aus einem mit Druck gefülltem Behälter nach der Eickmann Formel :

$$V_{\text{ausfluss}} = 14.14 \sqrt{P} = \frac{\text{m}}{\text{sec}} \quad (16)$$

mit Druck in Kg/cm².

Das Expansionsfluid aus dem vorarbeitendem Arbeitssatz strömt also so lange in den nachfolgend arbeitenden Arbeitssatz, bis die Drucke in den Arbeits Sätzen ausgeglichen, also einander gleich sind. Der nachfolgende Arbeitssatz erhält dadurch ganz plötzlich den fast halben Kompressions Druck. Das Foerdertal wird wesentlich kürzer und die Verluste werden wesentlich kleiner. Figur 57 zeigt den Steuerkolben 802 noch etwas weiter nach rechts bewegt, kurz vor der Beendigung der Verbindung des Zylinders 1 mit dem Zylinder 2. Bei der späteren "nach links" Bewegung des Steuerkörpers 802 während der anderen Hälfte des Arbeitszyklus erfolgt die gleiche Verbindung in "vice versa" Richtung und Folge.

Während der Verbindung des Zylinders 1 mit dem Zylinder 2 nach Figuren 56 und 57 liefert die Mitteldruckpumpe "MpS" ihre Foerdernng weiter. Das ist aber relativ unwichtig, weil die Verbindung des Zylinders 1 mit dem Zylinder 2 zwecks Ueberleitung des Expansions Fluids in den Kompressionsvorgang des folgenden Arbeits-Satzes nur sehr kurzfristig ist. Denn der Steuerkörper 802 ist nach der Patentanmeldung P 39 02 092.4 (Figuren 14 und 17) mittels Exzenter durch den Motor "D" angetrieben, sodass er bei der Mittel-Lage nach den Figuren 56-57 die höchste Geschwindigkeit hat. Ausserdem braucht der Durchfluss-Spalt "806 minus 805" nur geringe Abmessung, denn die Durchstromgeschwindigkeit wird nach der Formel (1) wenn man Reibung und Umlenkungsverluste unberuecksichtigt lässt bei einem mittlerem Differenzdruck von z.B. 1000 Kg/cm² bereits ausserordentlich hoch. Naemlich 14,14 mal Wurzel aus 1000 = 447 Meter pro Sekunde oder 44700 Zentimeter pro Sekunde. Das Expansionsfluid strömt also im Bruchteil einer Sekunde vom einem in den anderen Zylinder.

Die Foerdernng ist dann zwar wesentlich uniformer, aber immer noch nicht uniform genug. Daher werden erfindungsgemäss weitere Mittel angeordnet. Dafuer zeigen die Figuren 59 bis 62 eine beispielhafte schematische Loesung nach der gegenwaertigen Erfindung. Aus der Patentanmeldung P 39 02 092.4 ist bereits bekannt, dass der Motor "D" mehrere Aggregate antreiben kann. Nach der erfindungsgemässen Ausfuehrung der Figuren 59 bis 62 treibt er einmal den Steuerkörper 802 der Figuren 55 bis 58,

ausserdem die Druckspeicher Fuellpumpe (hier Accu-Fuell-Pumpe genannt), an und zusaetzlich noch den zweiten Steuerkoerper 810 der Figuren 59 bis 62. Dieser zusaetzliche, zweite, Steuerkoerper 810 ist ebenfalls in Gehaeuse 800 angeordnet und in ihm axial reziprokiert. Zum Gehaeuse 800 verbunden oder in ihm angeordnet, sind ausserdem die Accu Fuell Pumpe 812, der Accumulator = Druckspeicher 811, die
 5 Zwischenkammer 813 und deren Leitungen 814 und 815, die zum Steuerkoerperbett 823 muenden. Ferner fuehrt eine Leitung 824 von der Zwischenkammer zum Einlass der Accu Fuell Pumpe, eine leitung 825 von der Liefer Muendung der Accu-Fuell Pumpe zum Accumulator (Druckspeicher) 811 und eine Leitung 826 vom Akkumulator zum Lagerbett 823 des Steuerkoerpers 810. Der Steuerkoerper 810 hat einen Zusatz, der mit einem Rotationsantrieb versehen ist, sodass der Steuerkoerper pro Arbeitszyklus eine Hin-und Her-
 10 Bewegung (reziprokation) und eine volle Umdrehungs-Bewegung (Rotation) durchlauft. Entsprechend sind im Fortsatz schraege Nuten angeordnet, in die eine Rolle oder ein Finger einer Rotations Vorrichtung eingreift. Guenstig ist eine in Lagern 821 gelagerte Rolle 820 zum Eingriff in die Schraegnut(en) 822. Der Steuerkoerper 810 hat ausserdem beispielweise die Steuerkanaele 816 bis 819.

In der Figur 59 hat der zweite Steuerkoerper 810 seine rechte Endlage. Dabei ist er ungedreht. Man sieht daher die Muendungen 823 und 824 der Kanaele 816 und 817. Oben rechts sieht man die folgenden
 15 Bewegungen, also die Bewegung nach links und die Rotation nach oben, als Pfeile dargestellt, wobei der dritte Pfeil die resultierende folgende Bewegungsrichtung schematisch anzeigt.

In Figur 60 ist der Steuerkoerper 810 so weit nach links bewegt worden (um etwas mehr als den halben Hubweg), sodass infolge der Linksbewegung und der Rotationsbewegung die Muendungen 823 und 824 der
 20 Figur 59 in der darin gezeigten Pfeilrichtung bewegt wurden. In Figur 60 hat der Steuerkoerper 410 gerade in dem Zeitpunkt, in dem der Steuerkoerper 802 der Figuren 55 bis 58 den Expansionsfluid Ueberstrom beendet hat, die Verbindung der Muendung 823 zum Kanal 815 erreicht und die Muendung 824 hat die Verbindung zum Kanal 826 erreicht. Die rueckwaertigen Muendungen der Kanaele 816 und 817 erreichen dabei die Verbindung zu den Zylindern 1 und 2. Diw Zwischankammer 813 ist jetzt ohne Druck oder hat nur
 25 niederen Druck, weil die Accu Fuell Pumpe bei der bisherigen Bewegung des Steuerkoerpers 810 Fluid aus der Zwischenkammer in den Accumulator gepumpt und dieses Fluid auf einen hoeheren Druck, als den Druck des Mitteldruck Fluids gebracht hat, Zum Beispiel auf etwa den doppelten Druck relativ zum Lieferdruck der Mitteldruck Pumpe "MpS". Die Verbindung nach Figur 60 besteht nur Bruchteile von Sekunden und zwar gerade nach dem Abschluss der Ueberstroemung des Expansionsfluids in den
 30 Folgezylinder, in dem die Kompression erfolgen soll. Im Zeitpunkt der Verbindungen nach Figur 60 schieisst also der Accumulator, der Druckspeicher 811, sein von der kleinen Hochdruckpumpe 812 erhaltenes Fluid durch die Leitung 826 zum Steuerkoerper 810 und durch den Kanal 817 durch ihn hindurch in den Folgezylinder 2 herein, also in den Zylinder "MPC-2" herein und fuellt diesen schussartig bis zum vollem Lieferdruck der EREW Anlage. Denn der hohe Druck des Accumulators schieisst die kleine erforderliche
 35 restliche Fuellmenge schussartig in den Folgezylinder herein. Der Folgezylinder braucht also seinen Fluidinhalt nicht mehr komprimieren, weil der Accumulator den Kompressionsvorgang im Folgezylinder 2 schussartig vollendet. Der Zylinder "MPC-2" kann jetzt also sofort mit voller Foerdermenge foerdern. Die Gleichformigkeit des Foerderstroms war nur ganz kurz unterbrochen und sank nie auf null ab. Je nach Praezision der Ausfuehrung kann die Ungleich-Formigkeit des Foerderstroms des Zylindersatzes 2 so zur
 40 Bedeutungslosigkeit absinken.

In Figur 61 hat der Steuerkoerper 810 seine linke Endlage erreicht. Dabei ist er gegenueber der Figur 59 um 180 Grad rotiert worden. Man sieht daher in Figur 61 die Muendungen 825 und 826 der Kanaele 818 und 819, sowie wieder oben links das Pfeildiagramm fuer die Folgebewegung und an den Muendungen 825 und 826 die Richtungspfeile fuer deren Folge-Bewegungen.

In Figur 62 ist der Steuerkoerper um etwas mehr als die Haelfte seines Hubweges nach rechts bewegt worden. Dabei hat er so viel weiter rotiert, dass die Muendung 825 auf die Leitung 826 und die Muendung 828 auf die Leitung 814 trifft. Die rueckwaertigen Muendungen der Kanaele 818, 819 treffen zu dieser Zeit auf die Zylinder 1 und 2. Diese Verbindungen werden gerade zu dem Zeitpunkt erreicht, nachdem der Steuerkoerper 802 der Figuren 55 bis 58 den Expansionsfluid Ueberstroem Vorgang aus dem Zylinder
 50 "MPC-2" in den dann folgend arbeitenden Zylinder "MPC-1" beendet hat. Da inzwischen die Accu Fuellpumpe weiter Fluid aus der Zwischenkammer 813 heraus in den Accumulator 811 herein und es darin auf hoeheren Druck gepumpt hat, schieisst das im Accumulator gespeicherte Fluid im Zeitpunkt der Lage der Steuerung nach Figur 62 durch Leitung 826 und durch den Kanal 818 des Steuerkoerpers hindurch in den Folgezylinder "MPC-1" herein, um diesen sofort auf vollen Lieferdruck zu fuellen.

Ein weiterer Erfindungseffekt dieser Figuren ist, dass das Expansionsfluid ja nur bis zum Gleichgewichtsdruck mit dem Folgezylinder entspannte, als der Koerper 802 der Figuren 55 bis 58 steuerte. Da nun Figur 60 durch Kanal 816 den Zylinder "Z1" ueber Leitung 815 mit der Zwischenkammer 813 verbindet, schieisst das restliche Expansionsfluid waehrend der Lage nach Figur 60 aus dem Zylinder "Z1" in die

Zwischenkammer herein und hilft so der Accu Fuell Pumpe bei der Fuellung des Accumulators. Entsprechend schießt bei der Lage nach der Figur 62 das restliche Expansions Fluid aus dem Zylinder "Z2" durch den Kanal 819 des Steuerkoerpers 810 wieder in die Zwischenkammer 813 herein.

Die Zwischenkammer arbeitet also zwischen dem Gleichgewichtsdruck von Expansion und Kompression einerseits und dem Druck nahe zu null andererseits, wenn die Accu Fuellpumpe die Zwischenkammer leer gepumpt hat. In der Praxis ist die Zwischenkammer bei dem Berechnungsbeispiel eine kleine Kammer mit nur wenigen CC und der Accumulator ist ebenfalls ein kleiner mit nur wenigen CC. Etwas groesser natuerlich bei den sehr hohen Drucken von 4000 Bar. Auf diese Weise erreicht das EREW Aggregat mit Hilfe der erfindungsgemaessen Anordnungen nach den beispielhaften Figuren 55 bis 62 eine fast voellige Ueberwindung der Ungleichfoermigkeiten des Foerderstromes nach den Figuren 49 bis 53 und der Foerderstrom der EREW Pumpe wird ausreichend uniform, ohne dass elektrische Steuerschieber oder mehrere Mitteldruck Pumpen eingesetzt werden muessten. Zu bedenken ist, dass es ohne die zusaetzliche Drehbewegung nicht ohne Weiteres moeglich ist, das erfindungsgemaesse Ziel zu erreichen, auch mit drei oder vier Steuerschiebern nicht, weil die Stroemungen nach den Figuren 60 und 62 nicht zur Mittellage der Steuerkoerpers 810 erfolgen, sondern zeitlich nach Beendigung der Expansionsfluid Ueberstroemung, also von den Mittellagen des Steuerkoerpers in verschiedenen Achsialrichtungen verschoben. Man beachte in diesem Zusammenhang, dass die Muendungen der Kanale 816,817 und 827,828 um die achsialen Abstaende "A", wie in Figuren 59 und 61 angedeutet, versetzt sind.

In Figur 63 wird gezeigt, wie der Motor "D" = 97 beispielsweise ueber Zahnraeder gleichzeitig die Steuerkoerper 802 und 810, sowie die Accu Fuell Pumpe 812 antreiben kann. Auf der Welle des Motors 97 ist das Zahnrad 830 montiert, das in die Zahnraeder 831 und 832 kaemmt, wobei das Zahnrad 831 zur Welle der Accu-Fuell-Pumpe 812 gekuppelt ist, waehrend das Zahnrad 832 die die Exzenter 501 und 833 tragende Welle 500 zum Umlauf antreibt.

Der Exzenter 501 ist vom Auge 507 umgriffen, das ein Lager fuer den Verbindungsstift 504 im Teil 505 bildet. Der Verbindungsstift 504 greift in die Halterung 506 des Steuerkoerpers 802 ein. Beim Umlauf der Welle des Motors 97, durch deren Umlauf auch die Welle 500 mit ihren Exzentern zum Umlauf gezwungen ist, werden die Teile 505,507,504,506 und der Steuerkoerper 802 reziprokiert, also hin- und her- bewegt.

Der Exzenter 833 ist vom Auge 834 umgeben, das an seinem jenseitigem Teil 839 einen Kaefig zur Aufnahme der Kugeln oder Lager 836 - 837 bildet. Zwischen den Lagern oder Kugeln 836,838 bildet das Ende des Steuerkoerpers 810 einen Radialflansch, der zwischen die Kugeln 836 und 838 eingreift. Dabei sind die Kugeln zwischen den Koerpern 839 und 840 gehalten, laufen zwischen um und halten den Flansch 837 des Steuerkoerpers 810 in achsialer Richtung, bewegen ihn in achsialer Richtung, wenn der Exzenter 833 mit der Welle 500 umlaeuft, waehrend die Kugeln oder Lager 836 und 838 gleichzeitig die Rotation des Steuerkoerpers 810 zulassen.

In Figur 64 sind in starker Vergrößerung die Nuten 822 der Figur 59 als Abwicklung im Umfang eingezeichnet. Man sieht die Rolle 820 in verschiedenen Lagen in die Nut 822 eingreifen und man erkennt die Formgebung und die Winkel der Nutenteile, die die automatische Rotation des Steuer koerpers 810 bei dessen Achsialbewegung bewirken. Eine Einwegkupplung oder Ratsche kann angeordnet sein, um Drehung in umgekehrter Richtung zu verhindern. Doch liegen die Nutenteile der Nut 822 so, dass bei Umkehrung der achsialen Bewegungsrichtung die Rolle 822 immer so auf eine Kante des betreffenden Nutenteiles trifft, dass der Steuerkoerper 810 bei jeder der beiden achsialen Bewegungsrichtungen gleichmaessig und in gleicher Umlaufrichtung rotiert wird. Siehe, dass die Spitzen der Nutenwaende immer derartig vor der betreffenden Stellung der Rolle 822 liegen (achsial gesehen), dass der Steuerkoerper immer zur gleichen Umlaufrichtung gezwungen wird, wenn er eine achsiale Bewegung taetigt. Eingezeichnet sind auch die Punkte 841 und 842, zu denen die Verbindungen des Accumulators zu den Zylindern Z1, bzw. Z2 hergestellt werden sollen.

Figur 65 zeigt die Kernteile einer Membranpumpe, in der die tottraumlosen Ventile der Figur 35 der Erfindung angeordnet sind. Diese Pumpe kann auch ein EREW Aggregat sein. Eine Arbeitskammer ist zwischen der linken Platte 847 und der Mittelplatte, die andere Arbeitskammer zwischen der Mittelplatte 848 und der rechten Platte 849 ausgebildet. Die Arbeitskammern sind wieder durch Membranen "M" = 58 in Innenkammern "IC" und Aussenkammern "OC" unterteilt. Die Membranen Einspannung ist durch die Begrenzungsnuten 61,62 begrenzt, die auch Leckage Abflussnuten sind, jedoch bei guten EREW Pumpen nie Leckage erhalten, weil die Einspannungen der Membranen zwischen den Platten bei guter Arbeit voellig dicht sind. In der Mittelplatte 848 sind die Hochdruckzylinder "HPC-1" und "HPC-2" = 11 und 12 angeordnet und in ihnen reziprokieren die Hochdruck Kolben "HPK-1" und "HPK-2" = 5 und 6. Durch die Leitungen (Boehrungen engen Durchmessers) wird das Druckoel von den Zylindern in die Aussenkammern und vice versa transferiert. In den aeusseren Platten 847 und 848 sind die Einlassventile 681 der Figur 35 in den Auslassventilen 682 der Figur 35 angeordnet und zwar so, dass die gemeinsame Stirnflaeche 683

der Ventile, die aus Figur 35 der Erfindung bekannt ist, der benachbarten Innenkammer zugekehrt ist und einen Teil der betreffenden Hub- Begrenzungswand 844 bilden. Die jenseitigen Hub Begrenzungswaende sind die Waende 845, die die Aussenkammern begrenzen. Es ist leicht einzusehen, dass andere Ventilarten, die nicht den Bedingungen der Erfindung nach Figur 35 entsprechen, nicht nahe an die Innenkammern angebaut werden koennen, weil ihre Formen die Membranen innerhalb von Minuten Betriebszeit bei den hohen Drucken zerst hoeren wuerden. Die Ventile nach Figuren 35 und 65 sind daher erfindungsgemaess geeignet, die bisherigen Durchfluss Kontrollkoerper der aelteren Patentanmeldungen des Erfinders zu ersetzen. Jeder Ventil-Totraum ist durch die Figur 65 erfindungsgemaess abgeschafft und die Innenkammern koennen mit Totraum gleich oder fast "null" arbeiten. Das foerdert den Wirkungsgrad, den erreichbaren Druck und die Uniformitaet, also Gleichfoermigkeit des Foerderstromes des Aggregates oder der Pumpe.

Figur 66 zeigt die Foerderung des Aggregates nach den Figuren 54 bis 64 ueber dem Arbeitszyklus, wie das Diagramm noch rationell erreichbar scheint. Die Erfindung verbessert also das Diagramm der Figuren 52-52 zu dem der Figur 66. Weitere Verbesserungen sind moeglich durch Erhoehung des Druckes und des Inhalts des Accumulators, was zu einer staerkeren Accu-Fuell-Pumpe zwingt. Zunaechst ist es aber fraglich, ob so hoher Aufwand fuer alle Anwendungsfaelle erforderlich ist. Den Figur 23 zeigt ja bereits die Accumulatorenwirkung der Druckleitung zur Schneid-Duese und ausserdem ist die Foerderung nach Figur 66 bereits wesentlich gleichmaessiger, als die des Axial Boosters der Figur 25 der bekannten Technik, obwohl dieser mit elektromagnetischen Umsteuerungen arbeiten muss, die die EREW Anlage der Erfindung einspart. Das Diagramm 66 ist unter dem Diagramm der Figur 44 gezeichnet, um vergleichen zu koennen. Man sieht, dass das Diagramm des Boosters der Figur 25 der bekannten Technik auf den Druck "null" herunter abfaellt und im Arbeitszyklus breiter ist, waehrend das Diagramm der Ertfindung nach Figur 66 nur bis auf etwa den halben Druck abfaellt und im Arbeits Zyklus kuerzer ist.

In Figur 66 zeigt "E" die Ueberstroemung des Expansionsfluids in den Folgezylinder und "A" das Hereinschiessen des Hochdruck Accumulator Fluids in den Kompressionsvorgang im betreffenden Zylinder. Es ist leicht einzusehen, dass man den Expansionsvorgang durch Aenderung der Lage der Kanale in dem Steuerschieber 810 verkuerzen kann. Man kann ihn sogar fast ganz ausschalten, wenn man einen ausreichend grossen Accumulator mit grosser Accumulator Fuell Pumpe und hohem Druck verwendet. In der Praxis wird man wohl eine Kompromiss, je nach Anwendungsfall, zwischen Aufwand und Kosten machen.

In Figur 29 sind 603 und 604 der erste und zweite Zylinder, 851 und 852 die Lieferleitungen von der ersten und zweiten Pumpe zum erstem und zweitem Zylinder, waehrend 853 und 854 die Regelorgane der beiden regelbaren und umsteuerbaren Pumpen 642 und 643 sind, die diese Pumpen von der einen Foerderrichtung in die andere umkehren, sodass die genannten Lieferleitungen dann Einlassleitungen werden. In Figur 40 zeigt 751' die Welle und in Figur 42 zeigt die Positionsnummer 763' das rueckwaertige Ende der Welle 763.

Gelegentlich ist es zweckdienlich, Mittel einer der Erfindungsfiguren in einer anderen anzuwenden. So kann man zum Beispiel die Fluid-Trennungsmittel 782,791,792 usw. vorteilhafterweise auch um die Kolben 608 und/oder 608 der Figuren 25 bis 32 anordnen. Besonders vorteilhaft ist die Anordnung der Mittel der Figuren 55 bis 64 im Aggregat der Figur 48 zusaetzlich zu dem in Figur 48 gezeigtem Steuerkoerper "CV". Denn einmal wird dadurch verhindert, dass Expansionsfluid in den Motor D stroemt, diesen dann zu schnell dreht und die Kolbenhuebe und Foerdermengen verringert. und zum anderem wird das Expansionsfluid voll dem Kompressionsvorgang im nachfolgend arbeitendem Zylinder zugute gebracht. Die Expansionsfluid Verluste der bekannten Technik werden dadurch voellig ueberwunden und der Aufwand zur Kompression des folgend arbeitenden Zylinder-Kolben-Satzes wird so wesentlich verringert, dass das Aggregat, obwohl es die Aussenkammer mit Druckoel zusaetzlich verwendet, rationeller arbeitet, als die bekannten Aggregate der Technik, wie zum Beispiel die der Figur 25.

Die Verluste durch expandierendes Hochdruckfluid scheinen bisher im Fachgebiet nicht ausreichend erkannt zu sein. Die Mittel der Erfindung scheinen daher einen wesentlichen Fortschritt fuer Hochdruck Pumpen, einschliesslich Wasserpumpen und Mitteldruck oder Niederdruck Pumpen zu bringen.

Da die Erfindung teilweise noch naeher in den Patentanspruechen definiert und Ausfuhrungsbeispiele in den Patentanspruechen beschrieben sind, sollen die Patentansprueche mit als Teil der Beschreibung der Erfindung und ihrer Ausfuhrungsbeispiele angesehen werden.

In den Figuren 67 und 68 ist beispielhaft gezeigt, wie die Prinzipien der Figuren 26 bis 32 wahlweise die unteren Teile (die Steuerungsteile) der Figuren 1 und 12 ersetzen koennen. Die Figuren 67 und 68 zeigen, dass die Mitteldruck Zylinder 14 und 15 dann durch eine Bodenplatte 873 verschlossen werden koennen. Die Platte 873 kann dann Anschlusse fuer die Fluidstroemung haben, die durch die Bezugsziffern 868 und 869 gezeigt sind. Diese Anschlusse werden dann wahlweise zu eine der Steuerungen oder zu einer der Regelpumpen der Figuren 26 bis 32 verbunden, jeder Anschluss zu einer anderen Pumpe oder

Steuerung "PCMP" = 870 oder 871. Die Anschlüsse 870 und 871 sind also entweder zu den Antriebsmitteln der Figur 26, der Figur 27, der Figur 28, der Figur 29, der Figur 30, der Figur 31 oder der Figur 32 verbunden. In den Figuren 67 und 68 ist ferner gezeigt, dass es dann möglich ist, die Mitteldruck Kolben 8 und 9 mit abgedichtet durch die Platte 873 erstreckten Kolbenstangen 860 bzw. 861 zu versehen. Diese
 5 koennen mit Signalgebern 862,863 versehen sein, die man bei Bedarf auf der betreffenden Kolbenstange manuell verschieben oder durch eine entsprechende Anordnung automatisch in Abhaengigkeit von einem der Drucke im Aggregat verstellen lassen kann. Ferner koennen Sensoren (Signalabnehmer) 864 und 865 angeordnet sein. Diese kann man auch auf Halterungen 866 oder 876 verschiebbar anordnen. Die Anordnung der Signalgeber und der Signalnehmer erfolgt erfindungsgemaess so, dass der spaeter
 10 drueckende Kolben bereits eingeschaltet wird, bevor der noch arbeitende Kolben seinen Druueckhub voll beendet hat. Die Einschaltung des naechst arbeitenden Kolbens hat um die Prozentzahl des Hubwegs zu erfolgen, die nach den Berechnungen dieser Schrift benoetigt wird, um die volle Kompression der Fluide in den Zylindern des anschliessend drueckenden Kolbensatzes in den zugeordneten Zylindern bewirkt zu haben, wenn der gerade drueckende Kolbensatz den Druckhub beendet. Die Signalabnehmer koennen
 15 mechanischer, hydraulischer, pneumatischer, elektronischer oder elektrischer Natur sein. Zum Beispiel Lichtschranken mit entsprechenden Umformern und Verstaerkern auf magnetbetaetigte Umsteuerschieber oder auf die Regelorgane der Regelpumpen wirkend. Nicht eingezeichnet sind ebenfalls moegliche Signalgeber und Signalnehmer, die das Ende des betreffenden Kolbenhubes verwerten. Wenn solche nicht angeordnet sind, koennen automatische Zeiteinstellorgane angeordnet werden, die nach bestimmter Zeit die
 20 Umsteuerung des betreffenden Fluidstromes veranlassen.

Figur 69 zeigt eine Alternative fuer die Ausfuehrung eines Teiles des Hauptgehaeuses 464 der Figur 1 mit ihren alternativen Anordnungen darin. In dieser Figur sind zusaetzliche Kolben 5555,6666 gezeigt, deren Bodenflaechen auf den Kolben 5 bzw. 6 gelagert sein oder mit diesen Kolben verbunden sein koennen,
 25 zum Beispiel flexible verbunden sein koennen, wie die Kolben der rechten Seite der Figur 12. Dann koennen die Kolben 5,6 und 5555,6666 auch unterschiedliche Durchmesser bekommen. Die Leckage Sammelraeume 455,456,451,452 mit ihren Abflussleitungen 458,457, sowie die Dichtringe sind in der Figur wieder gezeigt und entsprechen denen der Figur 1. Da die Kolben jedoch jetzt unterschiedliche Durchmesser bekommen koennen, sind die Dichtringe in dieser Figur mit neuen Bezugszeichen 1453,1454 und 2453,2454 versehen. Die Besonderheit der Figur 69 ist, dass Raeume 1455,1456 die Kolbenenden
 30 umgebend angeordnet sind, die bevorzugterweise die Laenge 872 haben. Wenn diese Laenge mindestens gleich der Laenge der Kolbenhuebe ist, wird erreicht, dass die Oberflaechen der Kolben niemals unterschiedliche Fluide beruehren. Eine entsprechende Druck-Ausgleichsleitung 1457 mag die Raeume 1455,1456 mit dem Freiem oder einem Niederdruck Raum verbinden, damit in den Kammern 1455,1456 keine Kompressionen von Luft oder Fluessigkeiten entstehen.

In der Figur 70 sind die Einlass- und Auslass-Ventile 38,39 mit der Innenkammer 875 verbunden, waehrend die Hochdruck Zylinder 11,12 zu den Aussenkammern 874 verbunden sind. Zwischen der Innenkammern und Aussenkammern sind faltenbalgaehnliche Trennmittel fuer das Trennen der Fluide der Innen- und Aussen-Kammern voneinander angeordnet. Diese Trennmittel bestehen aus Edelstahlblechen,
 40 die z.B. mittels Plasma Schweissung miteinander verbunden sind. Man hat so die Bodenplatte 877, den oberen Einspannring mit der radialen Verlaengerung 880 zum Einklemmen zwischen dem Ventildeckel 489 und dem Gehaeuse 464. Zwischen den genannten Teilen 877 und 889 befinden sich eine Anzahl konischer, duenner Ringe, die abwechselnd an den radial inneren und aeusseren Enden verschweisst oder anderweitig dicht verbunden sind. Von dem Deckel 489 aus sind Ausfuellkloetze in die Innenkammern erstreckt, die die Einlass-Ventile enthalten koennen und die ausserdem Fluidleitungen zu den Einlass- und Auslass Ventilen
 45 bilden. Der linke Kolbensatz 5-8 hat die untere Lage bei Ende des Ruckhubs und vor Beginn des Druckhubs. Das Fluidtrennmittel 877-880 der linken Seite der Figur ist jetzt voll entspannt. In der rechten Seite der Figur hat der Kolbensatz 6-9 die obere Lage, also die nach Ende des Druckhubs vor Beginn des Rueckhubs. Des Fluidtrennmittel 876 ist jetzt voll komprimiert. Die Bodenplatte beruehrt die Stirnflaechen des Ausfuellteils der Innenkammer oder liegt ihr nahe. Die konischen Ringelemente 878,879 koennen
 50 ausreichend grosse Innendurchmesser haben, um die dichtenden Verbindungen der radial inneren Enden gut herstellen zu koennen. Bei z.B. 0,3 mm Dicke sollen die Elemente 878,879 weniger als vier Grad federn um ausreichend lange Lebensdauer zu erreichen. Die besondere Bedeutung der Figur 70 besteht darin, dass mit nur zwei faltenbalgaehnlichen Trennmitteln aus Edelstahl oder Edelmetall eine hohe Foerdergleichmaessigkeit ohne Fluktuationen mit Hilfe der Steuerorgane nach dieser Erfindung erreichbar ist.

In Figur 71 sind zwei die Zylinder und Kolbnensatze beinhaltende Gehaeuse 464,464' achsgeglichen und mit ihren Hochdruck Zylindern einander zugekehrt, also entgegengesetzt gerichtet, einer zwischen ihnen angeordneten Mittelplatte 881 zugeordnet. Zwischen den Gehaeusen und der Mittelplatte sind die Membranen 58 und 58' mittels nicht eingezeichneter Verschraubung dichtend eingeklemmt. Der Zylinder 11 ist mit

der Aussenkammer 884 verbunden, der Kolben 12 mit der Aussenkammer 885. Zwischen der Mittelplatte und den Membranen befinden sich die Innenkammern 886 und 887. In der Mittelplatte sind die Bohrung 882 and 883 räumlich voneinander getrennt angeordnet und mit individuellen Einlass- und Auslass-Ventilen 38,38' bzw. 39,39' versehen. Die letzten koennen sich in Ventilgehäusen 892 oder 893 verbinden und die Gehäuse koennen eine gemeinsame Zuleitung 894 oder Ableitung 895 bilden. Von den Zylindern 11,12 fuehren Bohrungen 888 bzw. 889 zu der betreffenden Aussenkammer. Diese Bohrungen koennen 2 oder mehr mm Durchmesser haben. Von der Innenkammer 886 fuehren eine Mehrzahl Bohrungen 890 kleinen Durchmessers zur Leitung 882. Von der Innenkammer 887 fuehren eine Mehrzahl Bohrungen 891 kleinen Durchmessers zu der Leitung 883. Die Bohrungen kleinen Durchmessers sollen in Aggregaten fuer 4000 Bar den Durchmesser von 0,8 mm nicht ueberschreiten, wenn die Membranen 0,3 mm dick sind.

Einzelheiten einer der Figuren moegen sinnge maess in anderen der Figuren angewendet werden. Die Erfindung ist noch weiter in den Patentanspruechen beschrieben. Die Patentansprueche sollen daher auch einen Teil der Beschreibung der Erfindung bilden.

15

Ansprüche

1.) Hochdruck Aggregat, insbesondere Pumpe, fuer hohe Drucke von ueber 500 bar, in der Kolben dichtend in Zylindern reziprokieren und Fluid in die Zylinder einlassen, um es nach beendetem Einlasshub beim Druckhub aus den Zylindern heraus zu druecken, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel zur Erzielung eines nahezu gleichmaessigen Foerderstroms mit nur geringen oder keinen Druckabfaellen oder Foerdermengen-Ausfaellen- bzw. Verringerungen waehrend des Betriebs des Aggregates angeordnet sind.

2.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Kolbensaetze in zwei Zylindersaetzen zeitlich nacheinander reziprokierend angeordnet sind, jeder der Kolbensaetze einen in einem Mitteldruckzylinder reziprokierenden Mitteldruckkolben und einen in einem Hochdruckzylinder reziprokierenden Hochdruckkolben bildet und Steuerungsmittel angeordnet sind, die das zeitliche Nacheinander-und abwechselnd- wirken der Kolben bestimmen.

3.) Aggregat nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Hochdruckkolben 5,6 einerends einem schmierendem Fluid und anderenends einem nicht schmierendem Fluid benachbart und im Mittelteil von Leckagesammelraeumen 451,452,455,456 mit Dichtungen 453,454 usw. (einschliesslich Abfluessen 457,458) umgeben sind.

4.) Aggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Steuermittel (z.B.17) durch einen in einen Fluidrueckstrom eingeschalteten Fluidmotor 97 angetrieben ist.

5.) Aggregat nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass den Kolbenhueben Signalgeber 862,863 und Signalabnehmer 864,865 zugeordnet sind, die auf Fluidstrom Mengen- oder Richtungs-Regler, diese aktivierend, wirken.

6.) Aggregat nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Signalgeber und Signalnehmer auf zwei separierte Foerderstroeme aus individuellen Pumpen wirken und den Zufluss des nachher in den Zylinder geleiteten Zustroms frueher einschalten, als der vorher dem anderem Zylinder zuflussende Fluidstrom seinen Druckhub beendet hat.

7.) Aggregat nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Zustrom zum nachher mit Zufluss versehenem Zylinder so frueh eingeschaltet wird, dass die Fluide in dem Mitteldruck- und Hochdruck- Zylinder des nachher arbeitenden Kolbensatzes auf vollen Arbeitsdruck komprimiert sind, wenn der vorher arbeitende Kolbensatz seinen Druckhub gerade beendet. (Figuren 26 bis 32,67,68 und 70)

8.) Aggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in einem Aggregat nach den Figuren 40 und 41 drei Zylindergruppen mit darin reziprokierenden

Kolben angeordnet sind, die Welle mit um 120 Grad verdrehten Exzentern versehen ist, die Hubflaechen der Exzenter mindestens indirekt (oder ueber Kolbenschuhe) auf die Kolben wirkend ausgebildet sind und die Zylinder winkelmaessig so angeordnet sind, dass jeder Kolben nach 40 Grad weiterer Wellenumdrehung nach Beginn des vorher den Druckhub beginnenden Kolbens seinen Kolbenhub beginnt.

5 9.) Aggregat nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

10 dass im Aggregat der Figur 42 in Rotorteilen 764 und 765 Kolben 767 und 768 reziprokierend angeordnet sind, die vorderen Kolben 767 in beiden achsialen Richtungen in Bohrungen laufend, durch den Rotor 764 erstreckt sind, die hinteren Kolben 768 in Zylindern 770 Druckfluid foerdernd laufen, die hinteren Kolben einen geringeren Abstand von der Achse des Aggregatdes haben, als die vorderen Kolben 767 und zwischen den vorderen und hinteren Kolben Leckage-Sammelraeume mit mindestens einer Dichtung zwischen ihnen angeordnet sind.

10.) Aggregat nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

15 dass nach Figur 71 zwischen zwei Kolben in Zylindern reziprokierend beinhaltenen Gehaeusen 464,464' eine von Membranen 58,58' flankierte Mittelplatte 881 angeordnet und mit zu den Innenkammern 886,887 individuell kommunizierenden Kanaelen 882,883 zwischen individuellen Einlass- und Auslass-Ventilen 38,38' und 39,39' versehen ist.

11.) Aggregat nach Anspruch 1,

20 dadurch gekennzeichnet,

dass zwischen zwei Mitteldruck-Zylindern ein Expansionsfluid Ueberstroem Steuermittel 550,802 angeordnet ist.

12.) Aggregat nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

25 dass zwei Mitteldruck Zylindern ein Druckspeicher 811, ein Druckspeicher Fuellmittel 812 und ein den Ueberstrom aus dem Druckspeicher zu bestimmten Zeiten abwechselnd in einen anderen zweier Zylinder steuerndes Steuerungsmittel, z.B. 810 usw., angeordnet sind.

13.) Aggregat nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

30 dass Mittel , die in den Figuren dargestellt oder in dieser Schrift beschrieben oder als angestrebt benannt sind, im Aggregat des Patentanspruchs 1 oder einem anderem der Ansprueche ausgebildet oder angeordnet sind.

35

40

45

50

55

6

Fig. 1

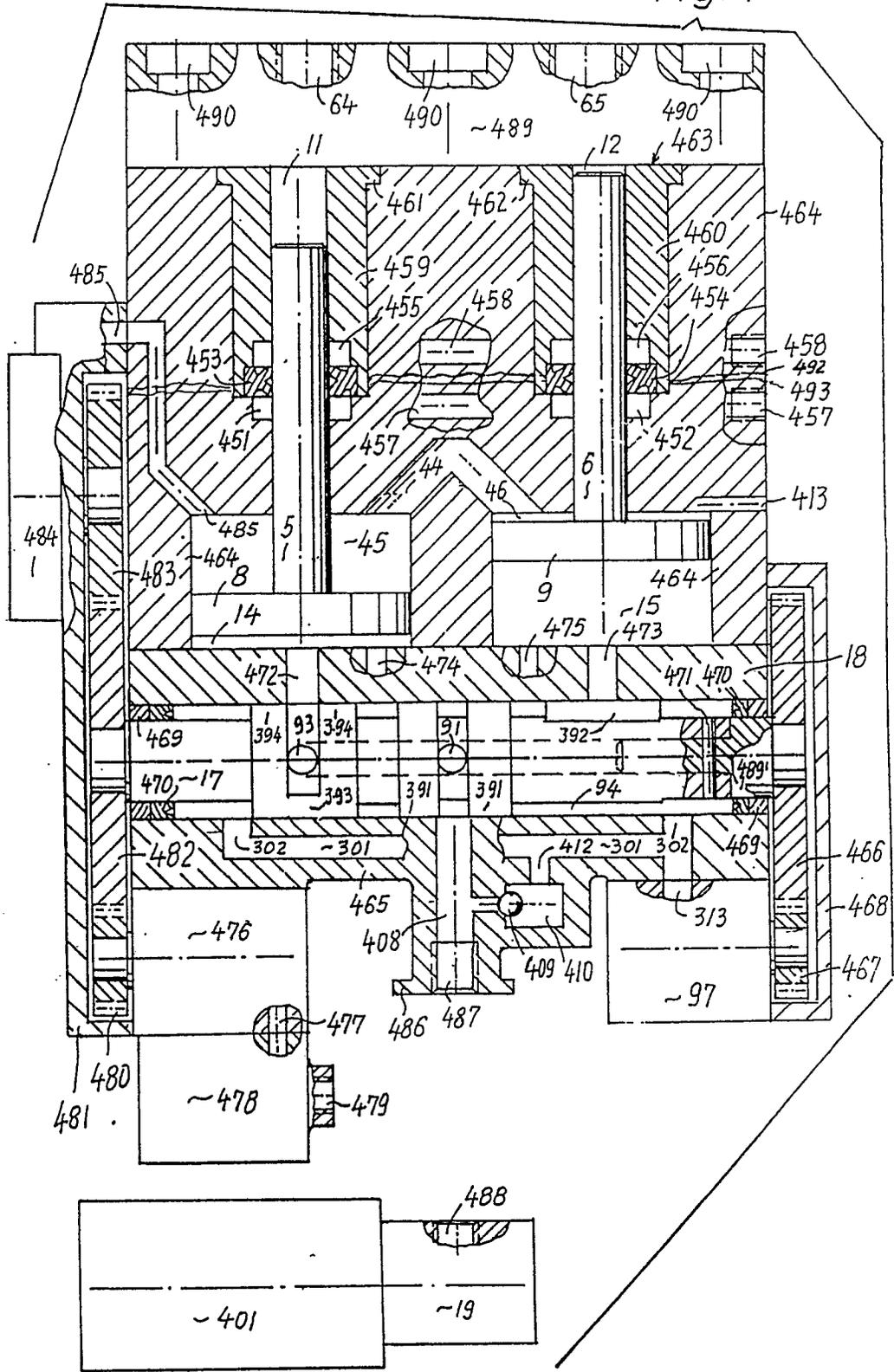


Fig. 3

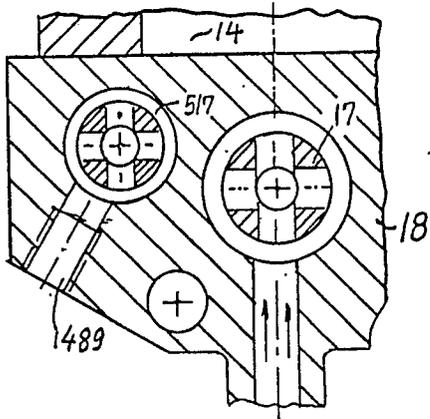


Fig. 2

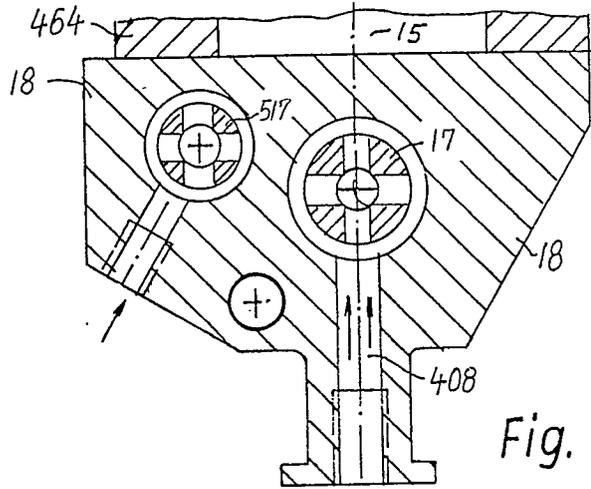


Fig. 5

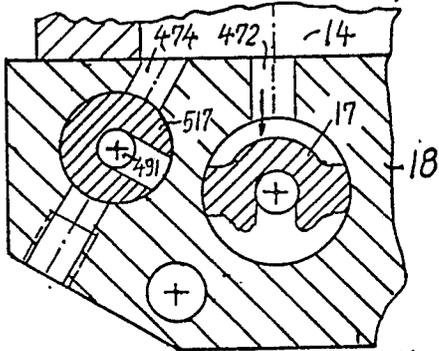


Fig. 4

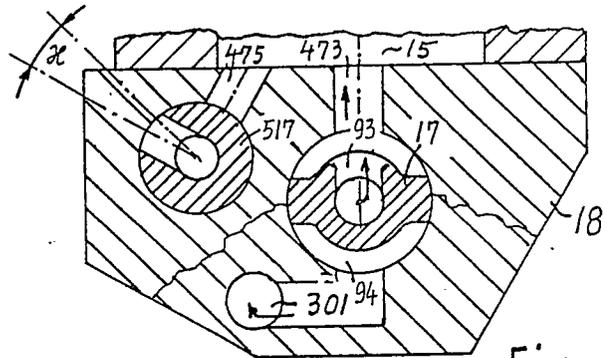


Fig. 7

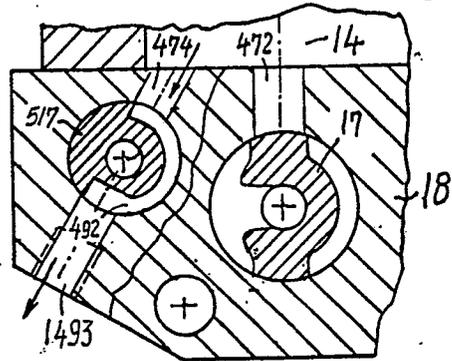


Fig. 6

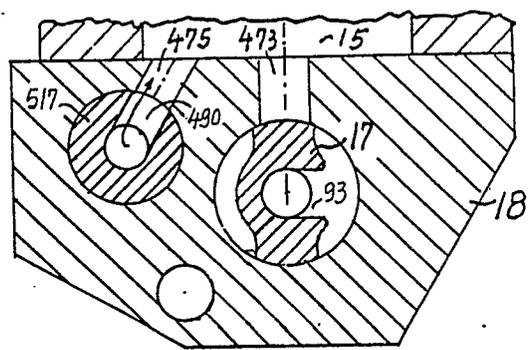


Fig. 9

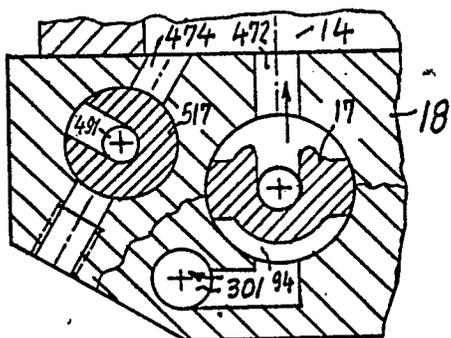


Fig. 8

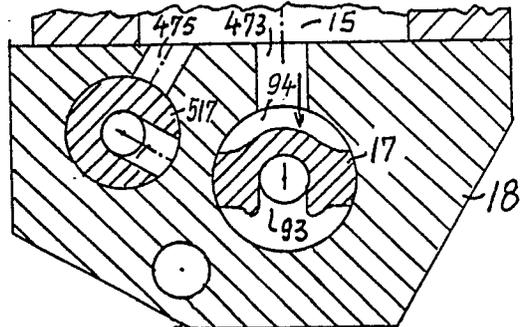


Fig.10

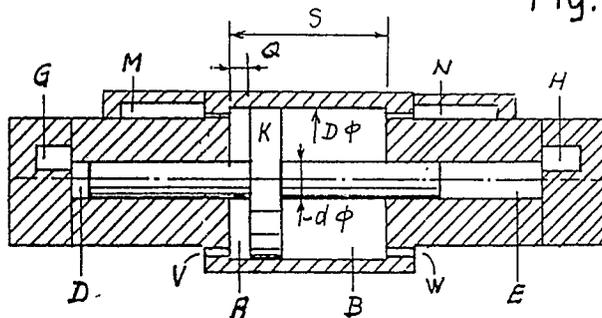


Fig.11

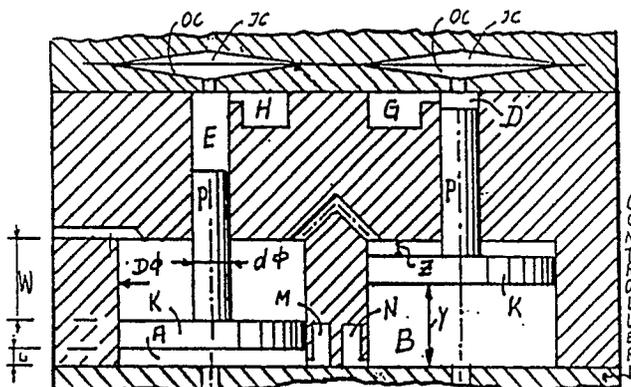


Fig.15

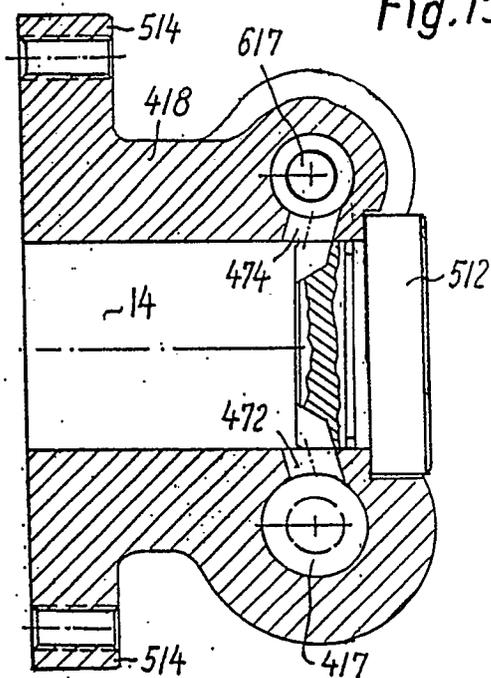


Fig. 12

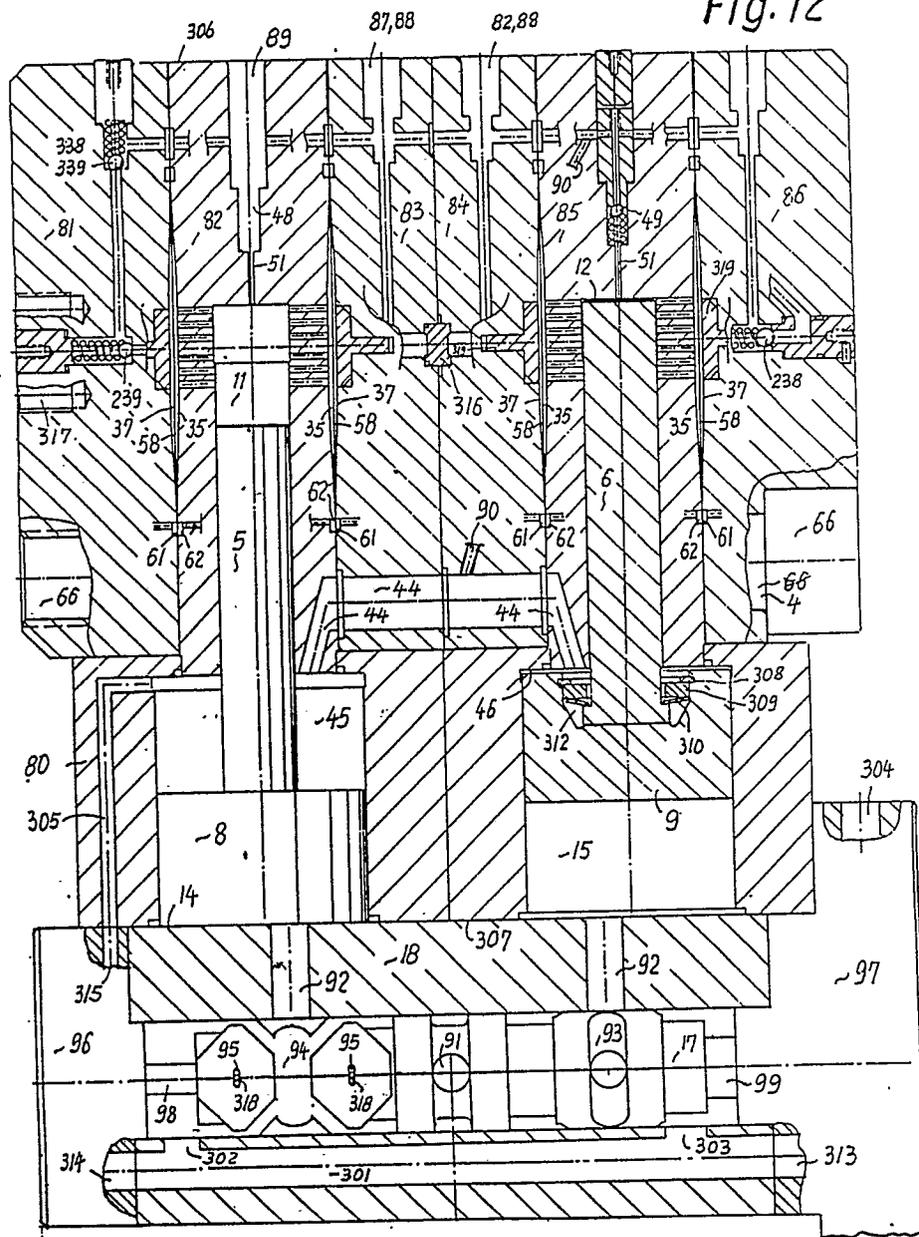


Fig. 17

Fig. 16

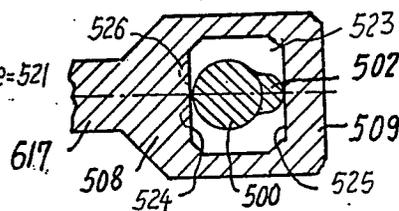
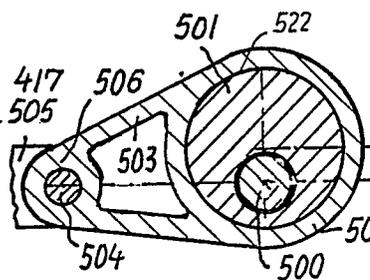


Fig.13

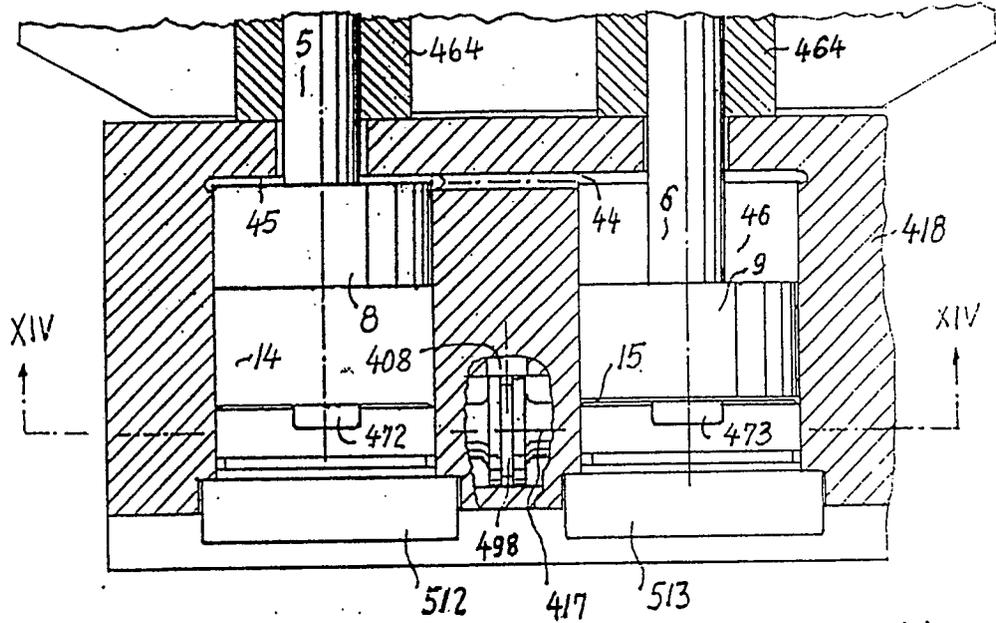


Fig.14

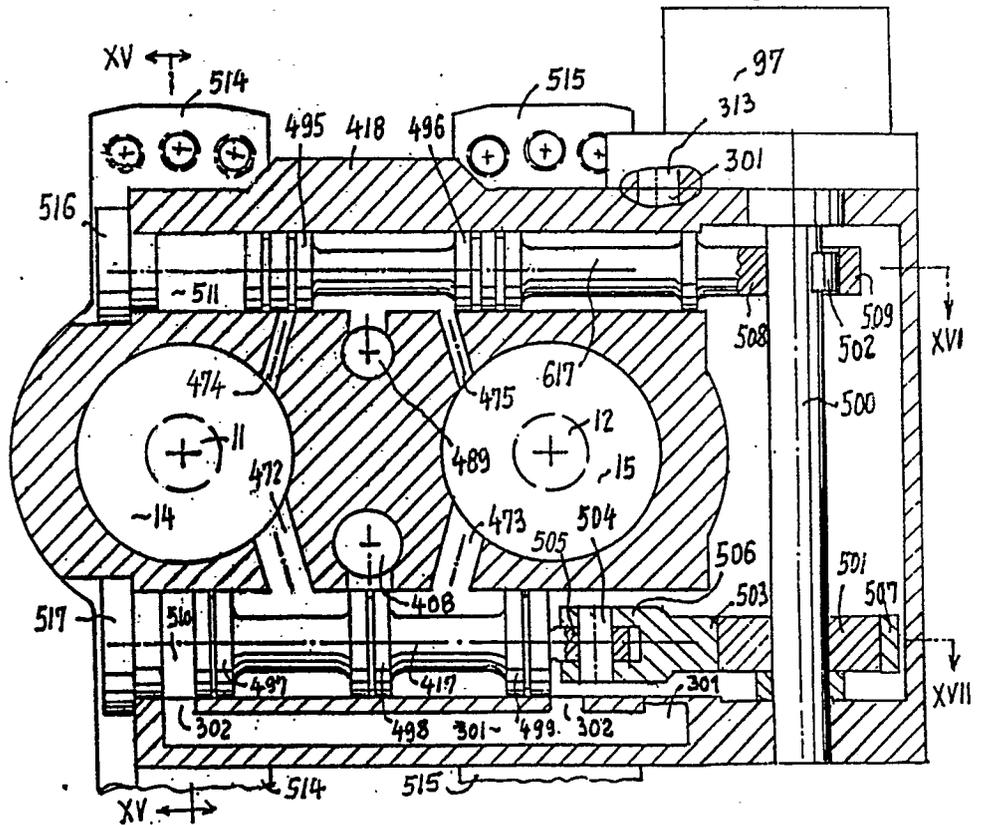


Fig.15'

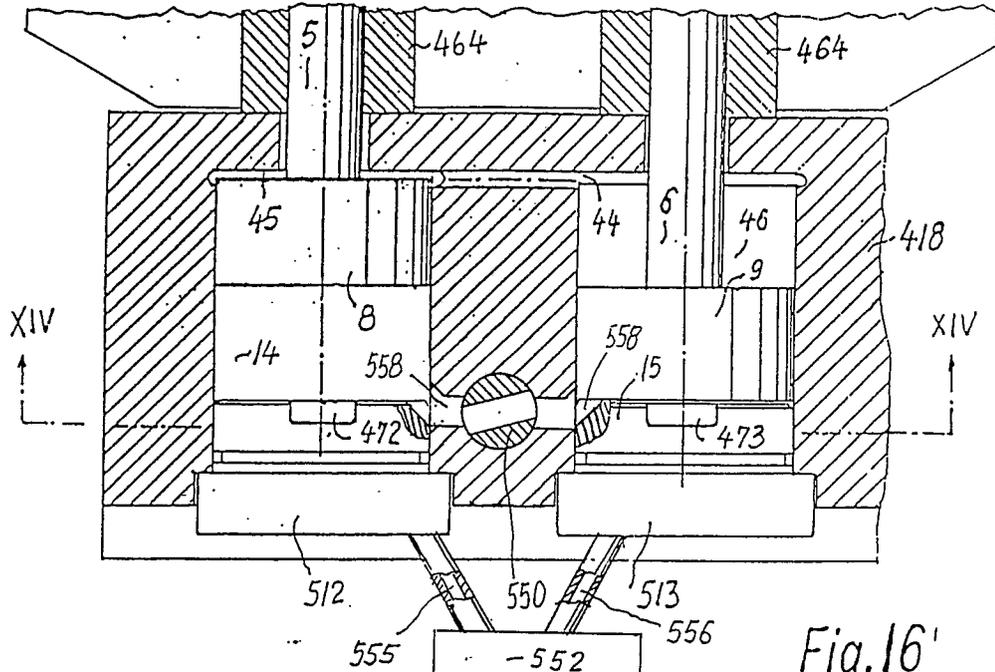


Fig.16'

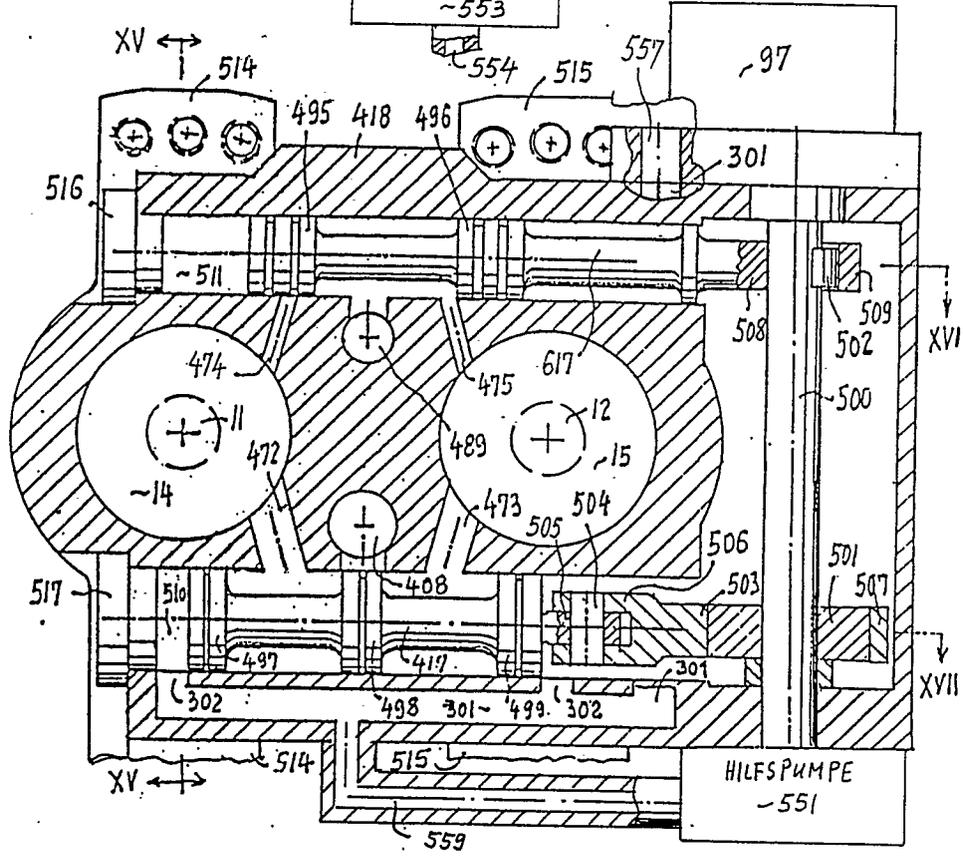


Fig. 17'

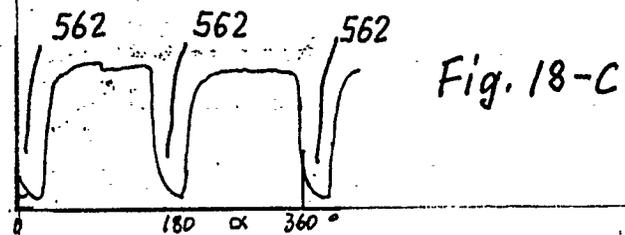
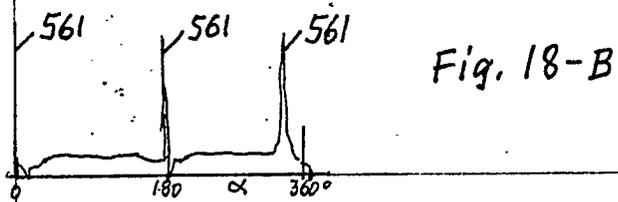
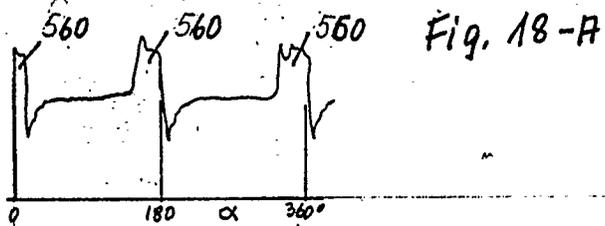
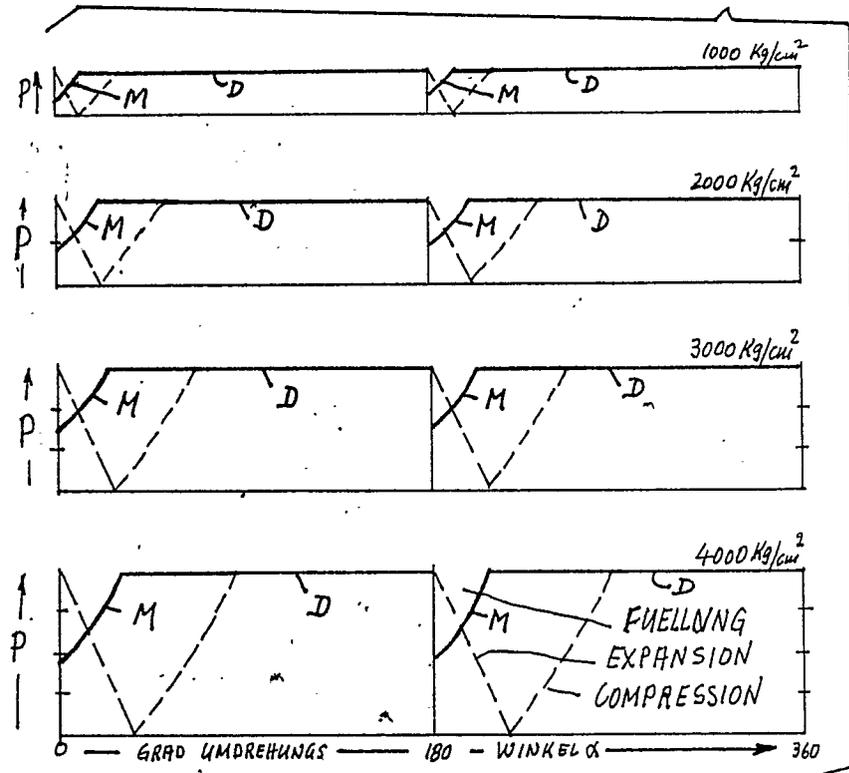


Fig. 19

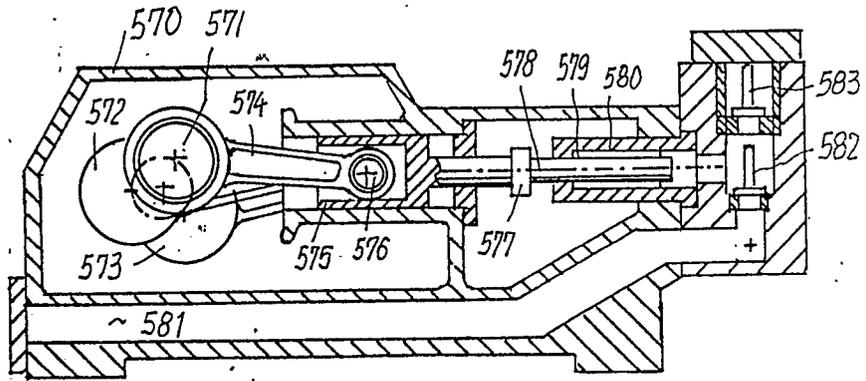


Fig. 33

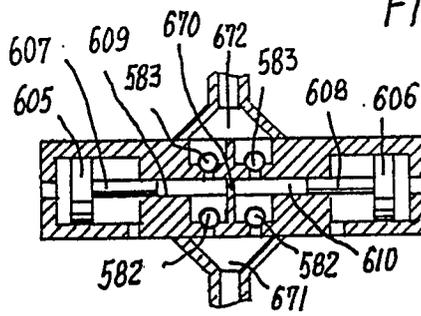


Fig. 34

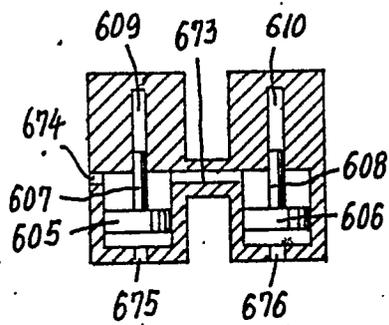


Fig. 35

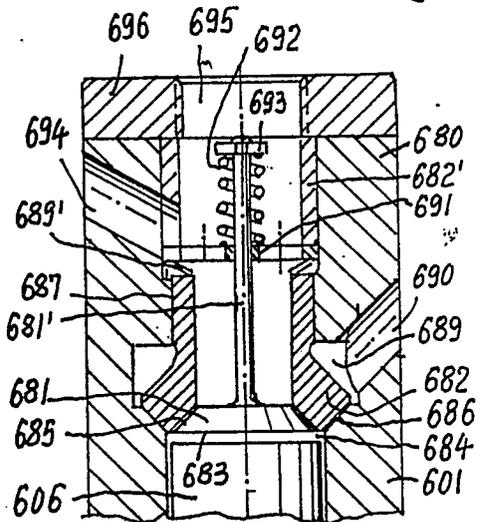
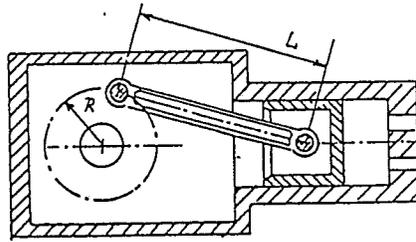


Fig. 21



$$S = R - R \cos \alpha + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha = \text{mm}$$

$$V = R \omega \left[\sin \alpha + \frac{R}{2L} \sin 2\alpha \right] = \frac{\text{mm}}{\text{sec}}$$

$$b = R \omega^2 \left[\cos \alpha + \frac{R}{L} \cos 2\alpha \right] = \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$\omega = \frac{n\pi}{30}; \quad n = \text{RPM}; \quad \alpha = \text{degrees}$$

$R=15; \quad L=100; \quad (R^2/2L)=1.125 \quad \frac{R}{2L}=0.075$

α°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
$\sin^2 \alpha$	0		.1170		.4132				.9698										
$(R^2/2L) \sin^2 \alpha$	0	.0339	.1316	.2813	.4678	.6602	.8437	.9934	1.091	1.125	1.091	.9934	.8438	.6602	.4678	.2813	.1316	.0339	0
$R - R \cos \alpha$	0		.305		3.509				12.375										
S	0	.2618	1.0326	2.909	3.974	6.018	8.344	10.863	13.486	16.125	18.696	21.124	23.344	25.302	26.955	28.272	29.227	29.866	30.0

FUNCTION $[\sin \alpha + \frac{R}{2L} \sin 2\alpha]$ 3 PLUNGER PUMP

α°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
$\sin 2\alpha$	0	.3420	.6428	.8660	.9848	.9848	.8660	.6428	.3420	0	-.3420	-.6428	-.8660	-.9848	-.9848	-.8660	-.6428	-.3420	0
$(R/2L) \sin 2\alpha$	0	.0257	.0482	.0650	.0739	.0739	.0650	.0482	.0257	0	-.0257	-.0482	-.0650	-.0739	-.0739	-.0650	-.0482	-.0257	0
L piston 1	0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310	.9879	1.0105	1	.9592	.8915	.8011	.6922	.5689	.4350	.2938	.1480	0
L piston 2													0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310
Σ pistons													.8011	.8915	.9591	1.0000	1.0104	.9878	.9310

FUNCTION $[\sin \alpha + \frac{R}{2L} \sin 2\alpha]$ FOR EPEW-EREW-09

α°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
L piston 1	0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310	.9879	1.0105	1.00	.9592	.8915	.8011	.6922	.5689	.4350	.2938	.1480	0
" 2					0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310	.9879	1.0105	1.0000	.9592	.8915	.8011	.6922	.5689
" 3									0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310	.9879	1.0105	1.0000	.9592
" 4												0	.1993	.3902	.5650	.7166	.8399	.9310	.9592
" 5																	0	.1993	.3902
" 6		.2938	.1480	0															
" 7		.6011	.8922	.5689	.4350	.2938	.1480	0											
" 8		1.0125	1.0100	.9592	.8915	.8011	.6922	.5689	.4350	.2938	.1480	0							
" 9		.7166	.8399	.9310	.9879	1.0105	1.0000	.9592	.8915	.8011	.6922	.5689	.4350	.2938	.1480	0			
ΣL		2.8720	2.8794	2.8493	2.8794	2.8220	2.8794	2.8794	2.8794	2.8220	2.8794	2.8493	2.8794	2.8220	2.8794	2.8493	2.8794	2.8220	2.8794

Fig. 22

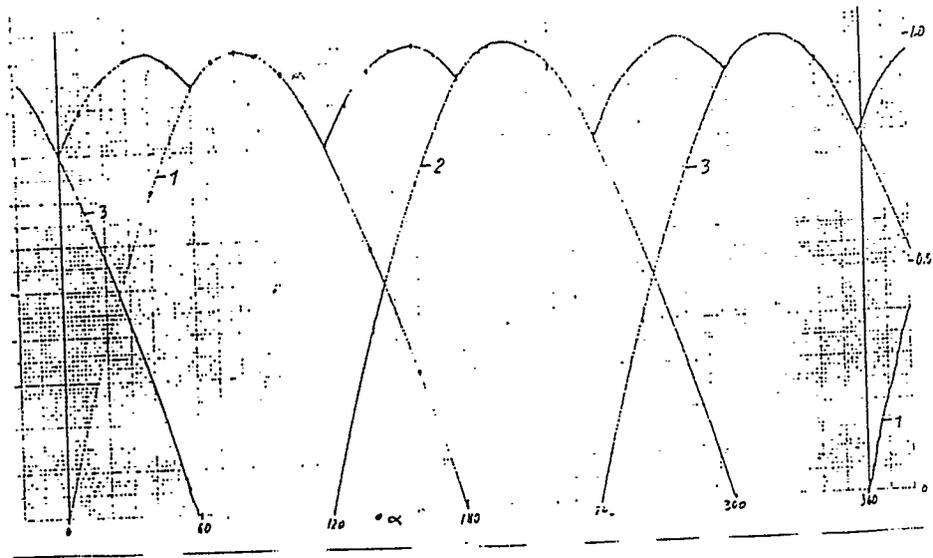


Fig. 24

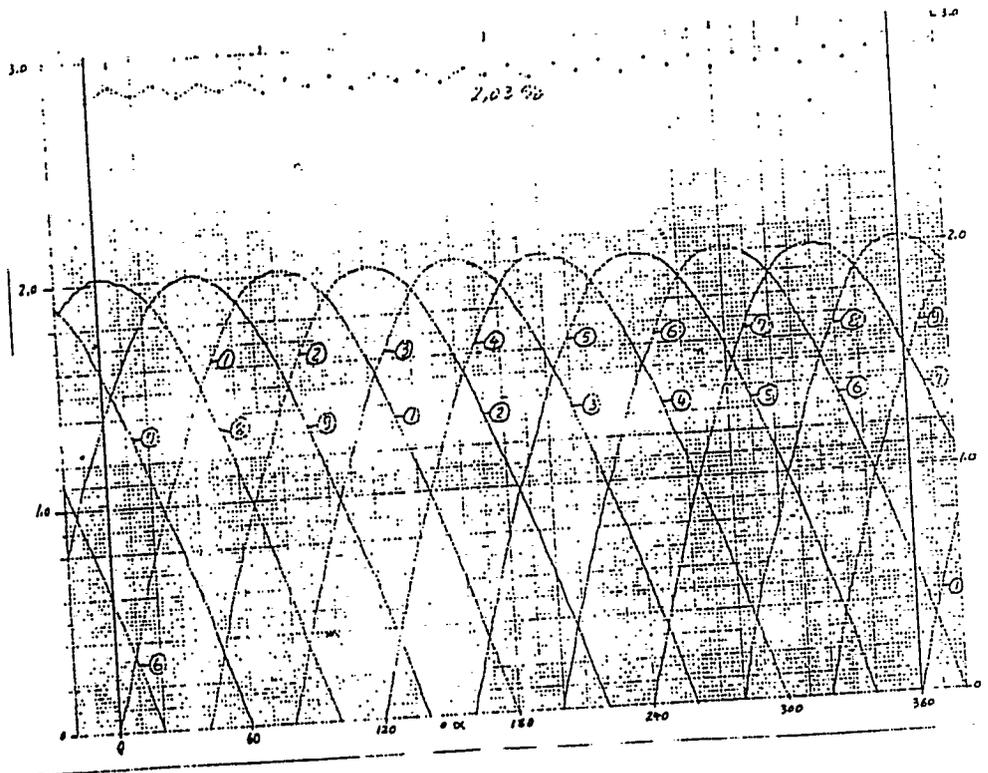
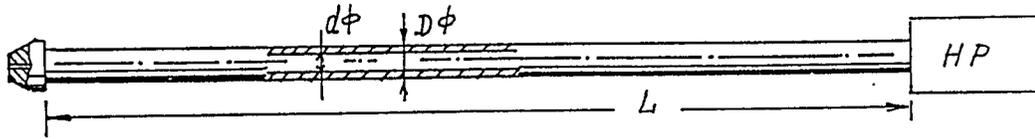


Fig. 23



$$n = D/d \quad [J] = \frac{1.3n^2 + 0.7}{n^2 - 1} \quad \sigma = [J]p \quad \delta = [J] \frac{pd}{E} \quad Q_c = Q_f c$$

$$Q_p = (d^2 \frac{\pi}{4}) L$$

$$E = 21000 \text{ Kg/cm}^2 = 2100000 \text{ Kg/cm}^2 \quad f_c = \begin{cases} \frac{\text{Kg/cm}^2}{f_c} \end{cases} \begin{matrix} 1000 & 2000 & 3000 & 4000 \\ 1,0376 & 0,1741 & 0,0896 & 0,1118 \end{matrix} \quad \Delta Q = (d+b)^2 \frac{\pi}{4} - Q_p$$

d	D	d	D	n	[J]	P	σ	σ	δ	δ	L	L	Q _p	f _c	Q _f c	AQ	ΣQ_c	ΣQ_c for L=4m
mm	mm	cm	cm			Kg/cm ²	Kg/cm ²	Kg/cm ²	cm	mm	m	cm	cm ³		cm ³	cm ²	cm ³	cm ³
6	14	0.6	1.4	2.33	1.750	1000	1750	17,5	0,0005	0,005	1	100	28,274	1,0376	1,063	0,047	1,11	4,440
						2000	3500	35,0	0,0010	0,010				0,0740	2,092	0,094	2,19	8,744
						3000	5250	52,5	0,0015	0,015				0,0896	2,534	0,142	2,68	10,704
						4000	7000	70,0	0,0020	0,020				0,1118	3,161	0,188	3,35	13,396
6	12	0.6	1.2	2	1,967	1000		19,67	0,00562						1,063	0,053	1,116	4,464
						2000		39,34	0,01124						2,092	0,106	2,198	8,792
						3000		59,01	0,0169						2,534	0,159	2,653	10,772
						4000		78,68	0,0225						3,161	0,212	3,373	13,492
6	10	0.6	1.0	1,69	2,425	1000		24,25	0,00593						1,063	0,065	1,125	4,512
						2000		48,50	0,01186						2,092	0,131	2,223	8,892
						3000		72,75	0,01779						2,534	0,196	2,730	10,920
						4000		97,00	0,02372						3,161	0,262	3,423	13,692
6	8	0.6	0.8	1,33	3,871	1000		38,71	0,011						1,063	0,104	1,167	4,668
						2000		77,42	0,022						2,092	0,208	2,300	9,200
						3000		116,13	0,033						2,534	0,312	2,846	11,384
						4000		154,84	0,044						3,161	0,416	3,577	14,308

Fig. 25

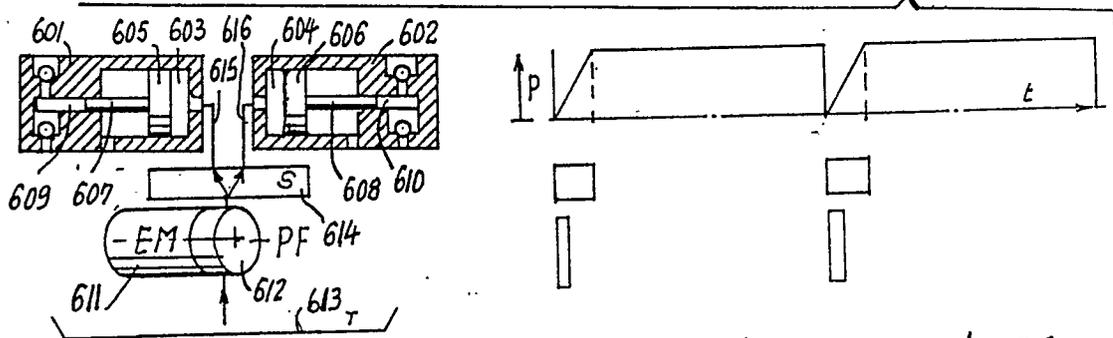


Fig. 26

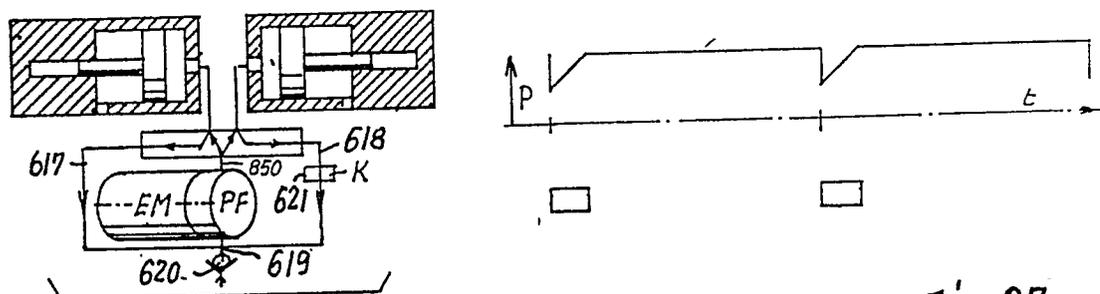


Fig. 27

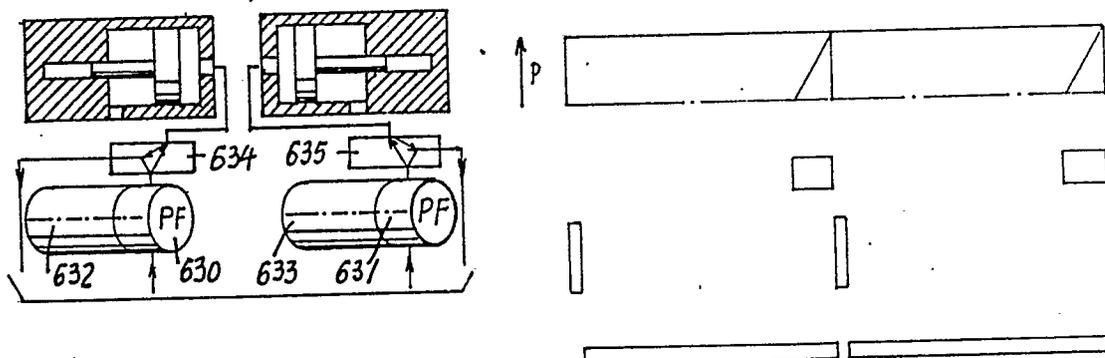


Fig. 28

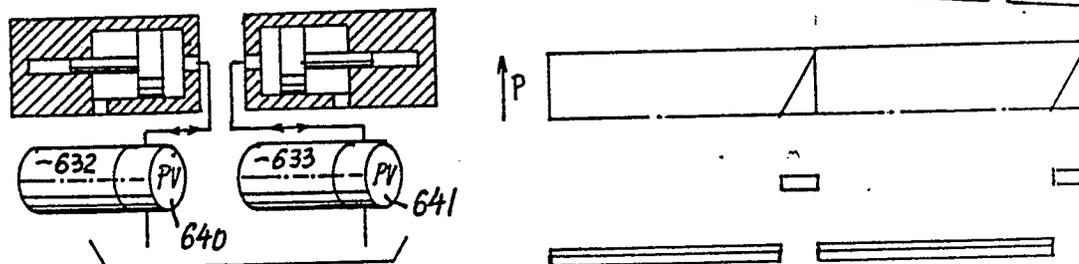


Fig. 29

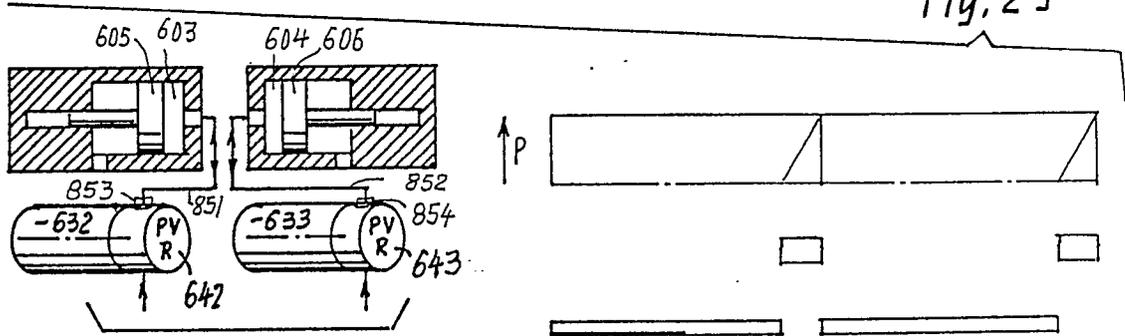


Fig. 30

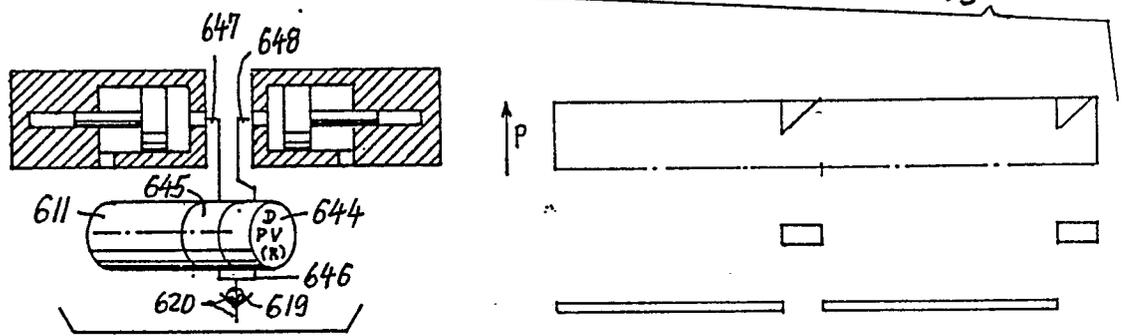


Fig. 31

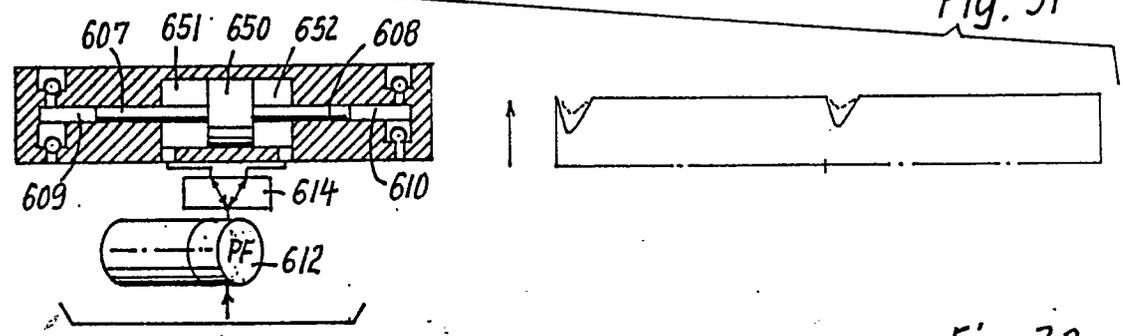
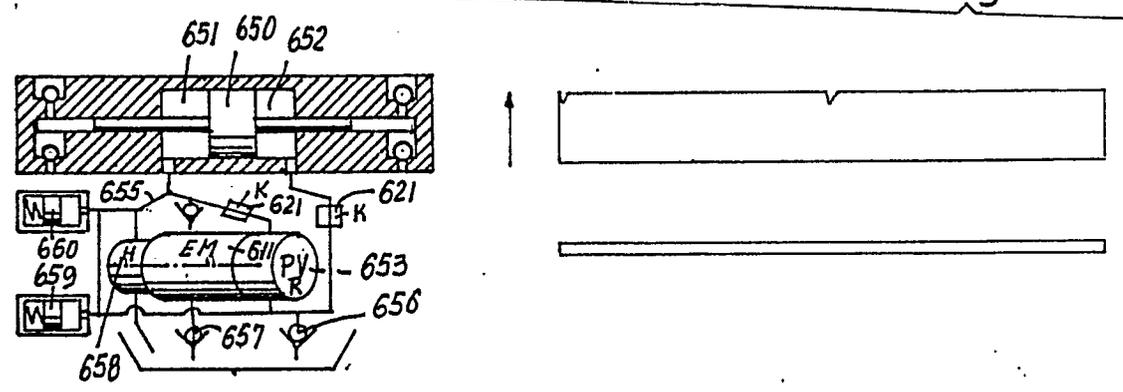


Fig. 32



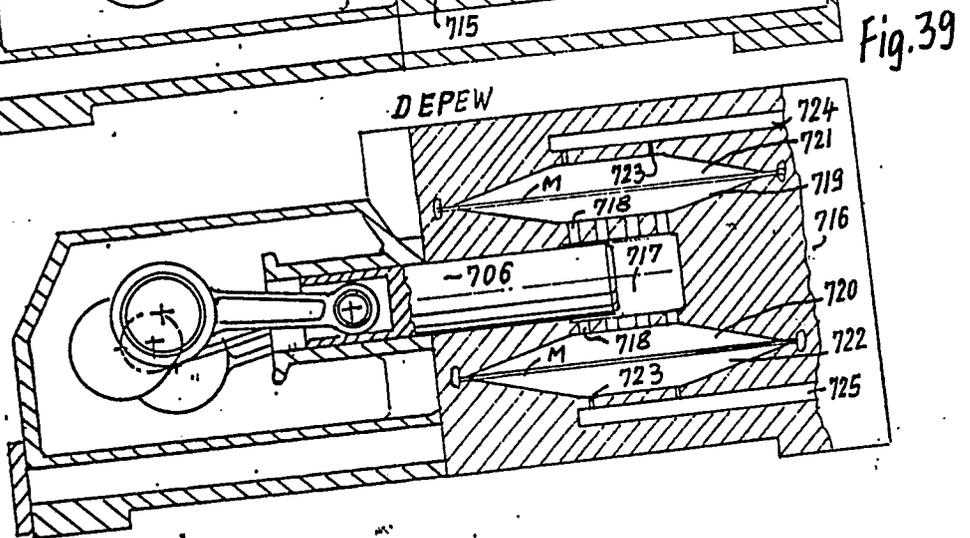
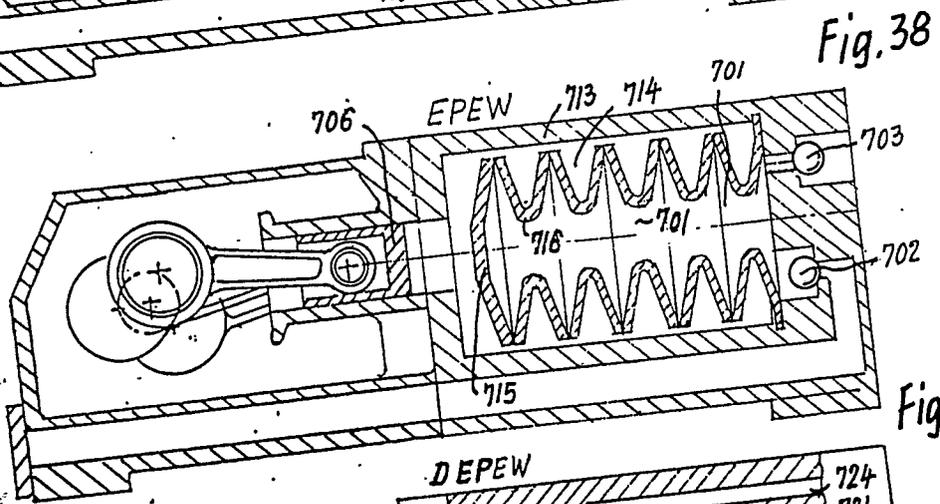
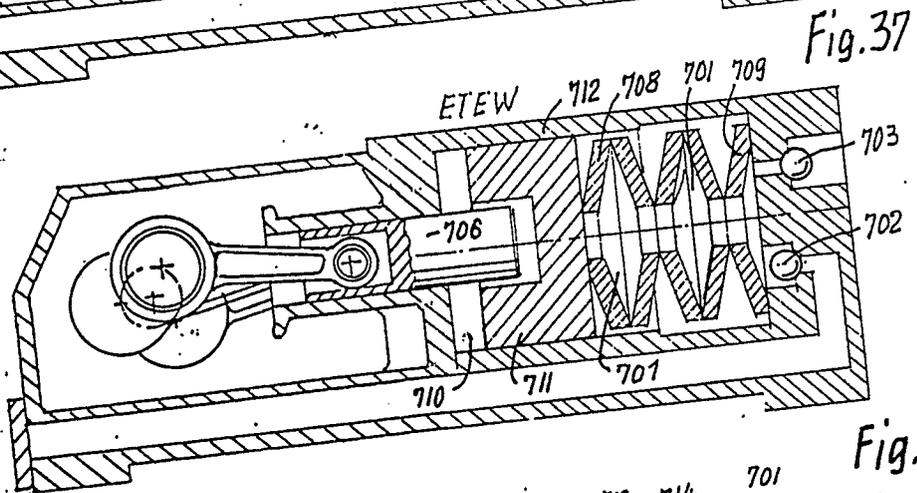
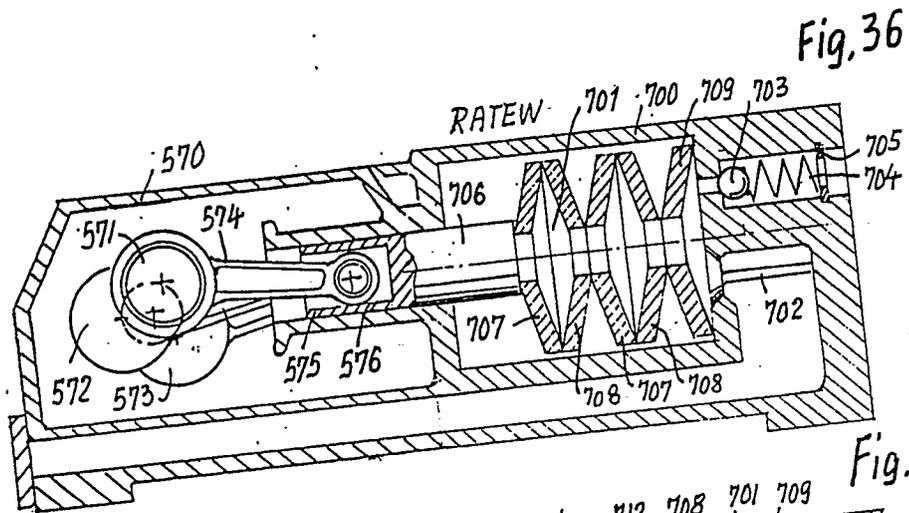


Fig. 40

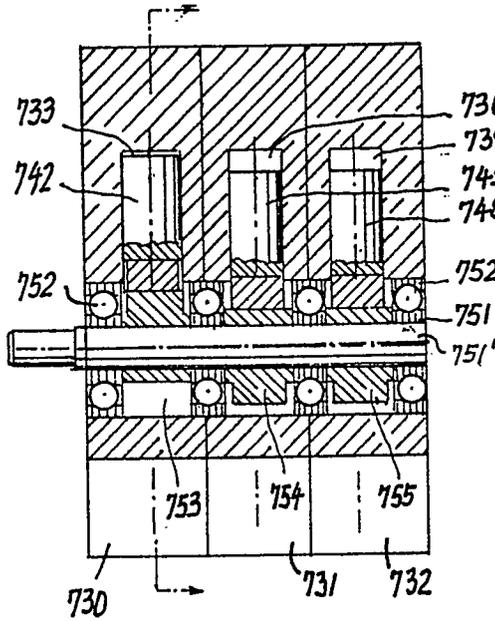


Fig. 41

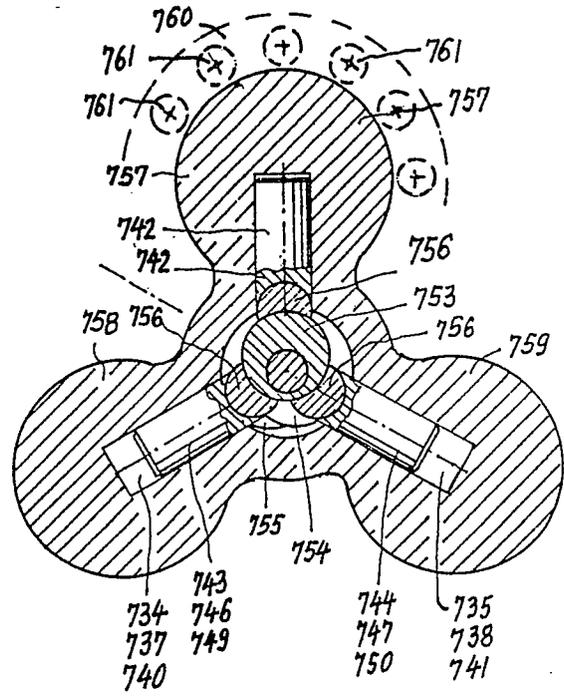


Fig. 42

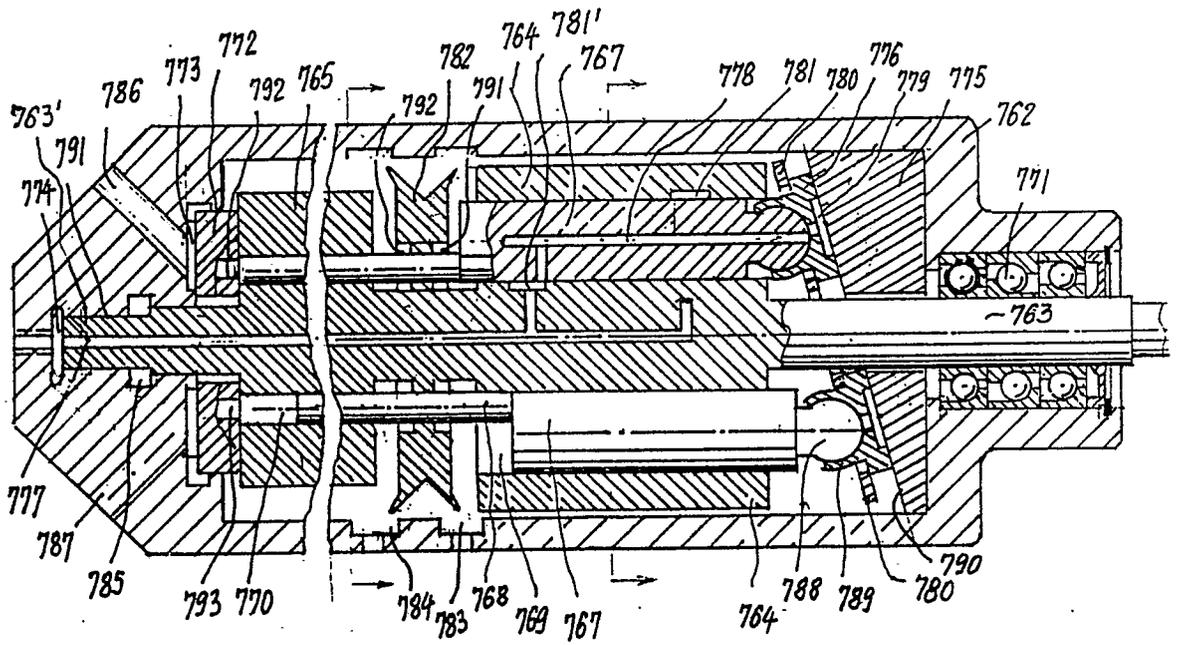


Fig. 43

COMPRESSION OF OIL AND WATER:

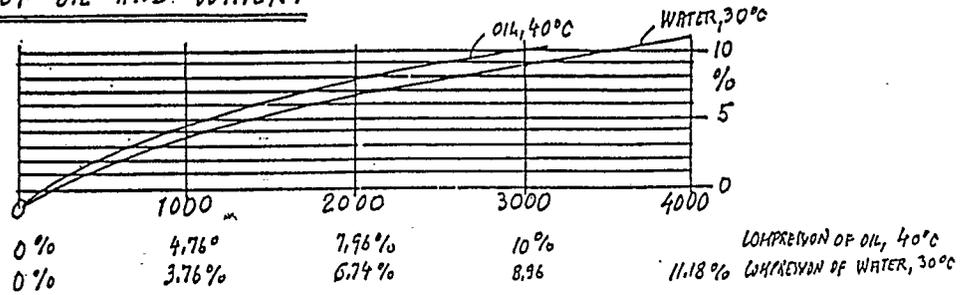


Fig. 44

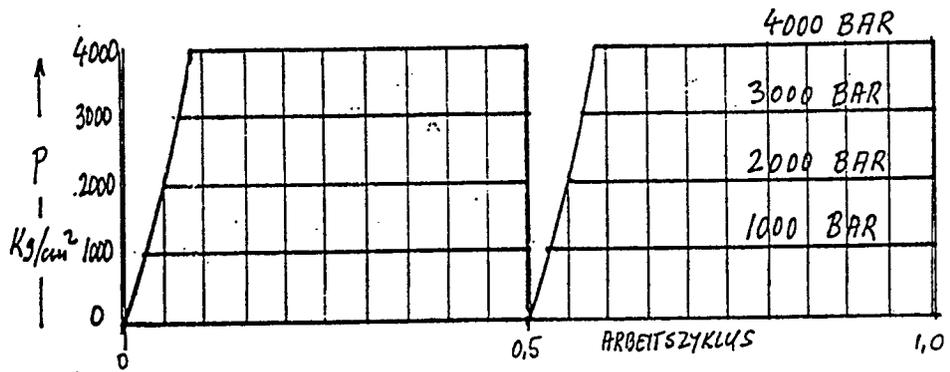


Fig. 45

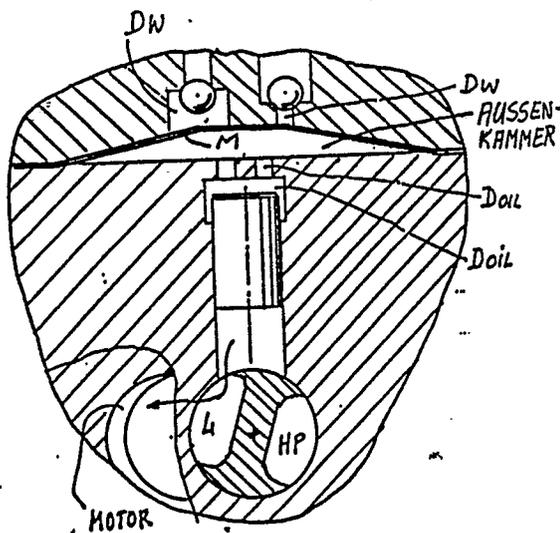


Fig. 46

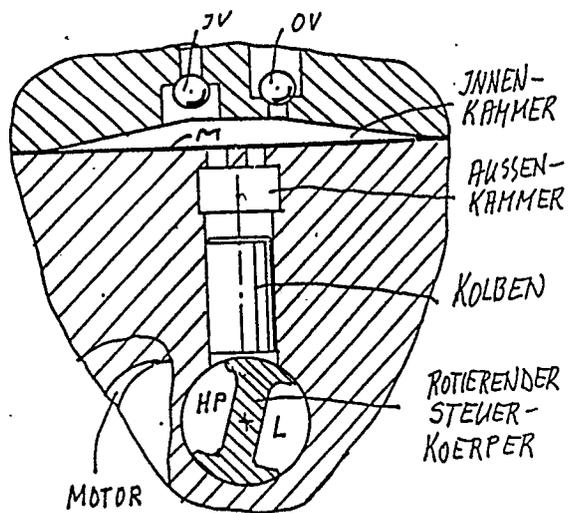


Fig. 47

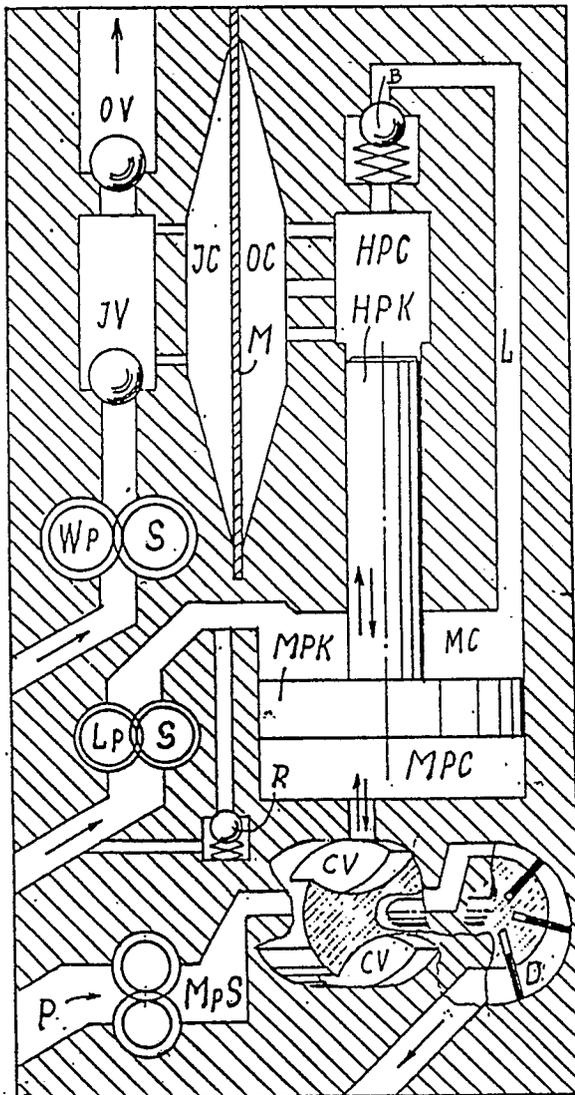


Fig.48

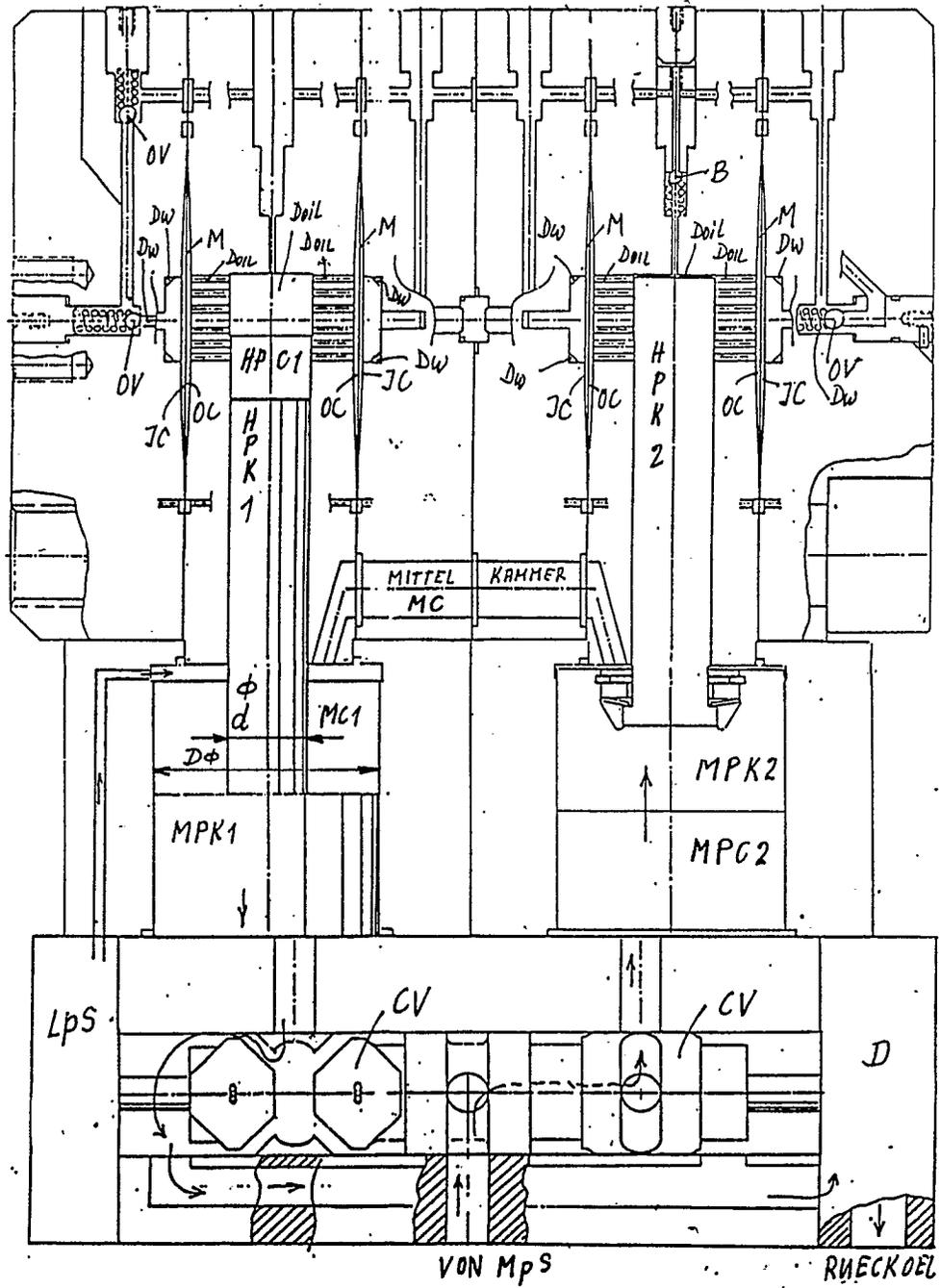


Fig. 49

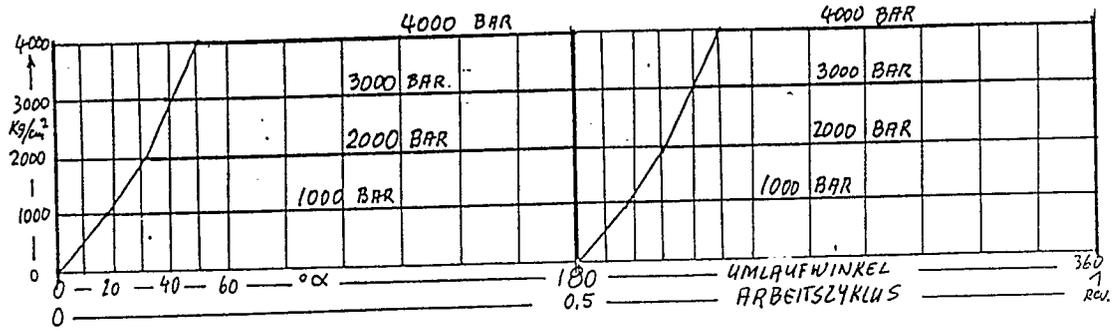


Fig. 50

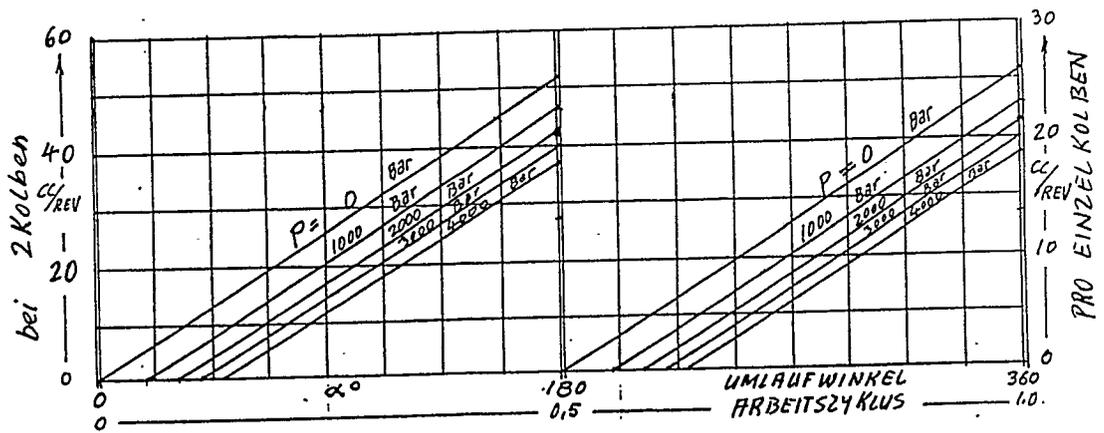


Fig. 51

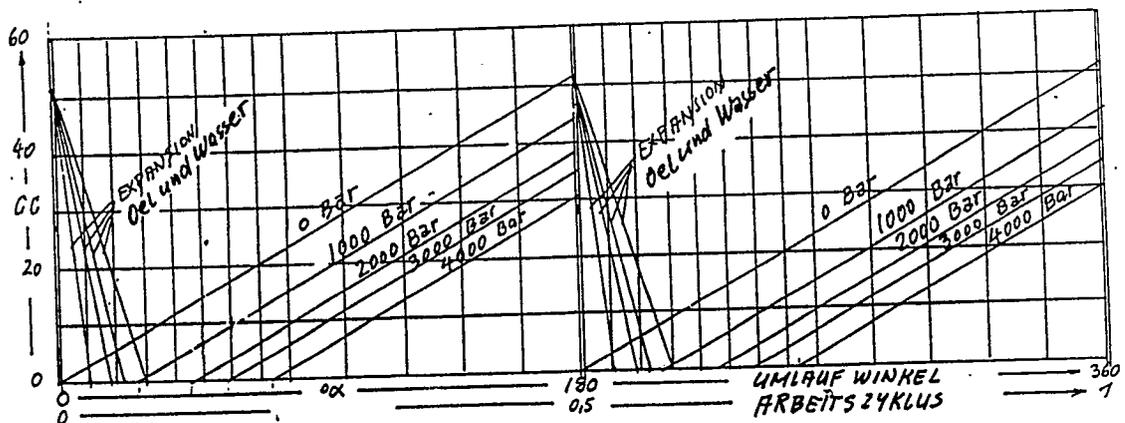


Fig. 52

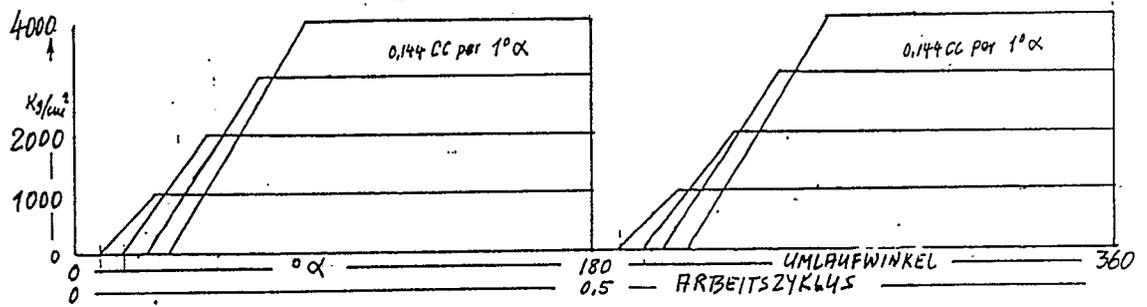


Fig. 53

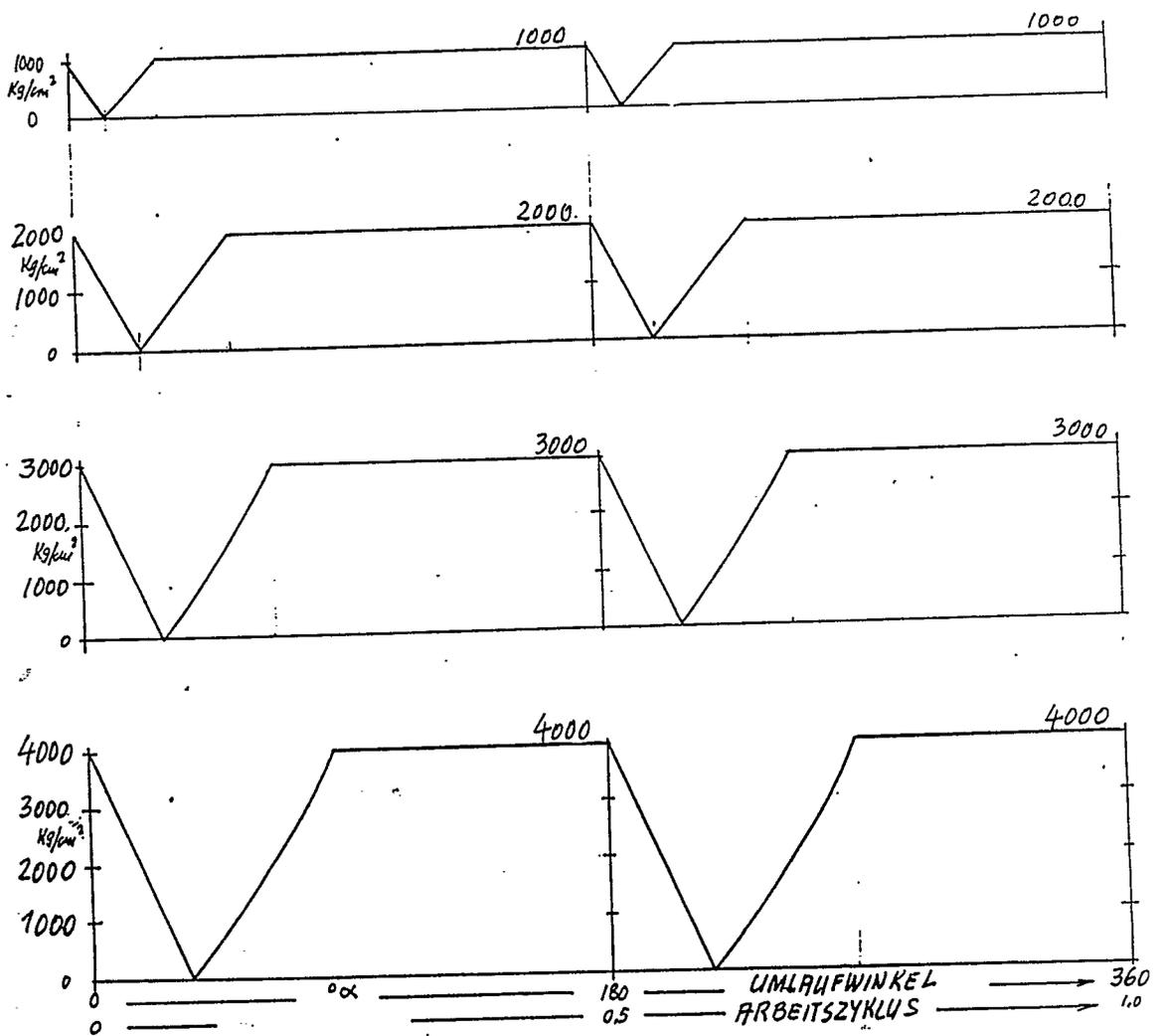


Fig. 54

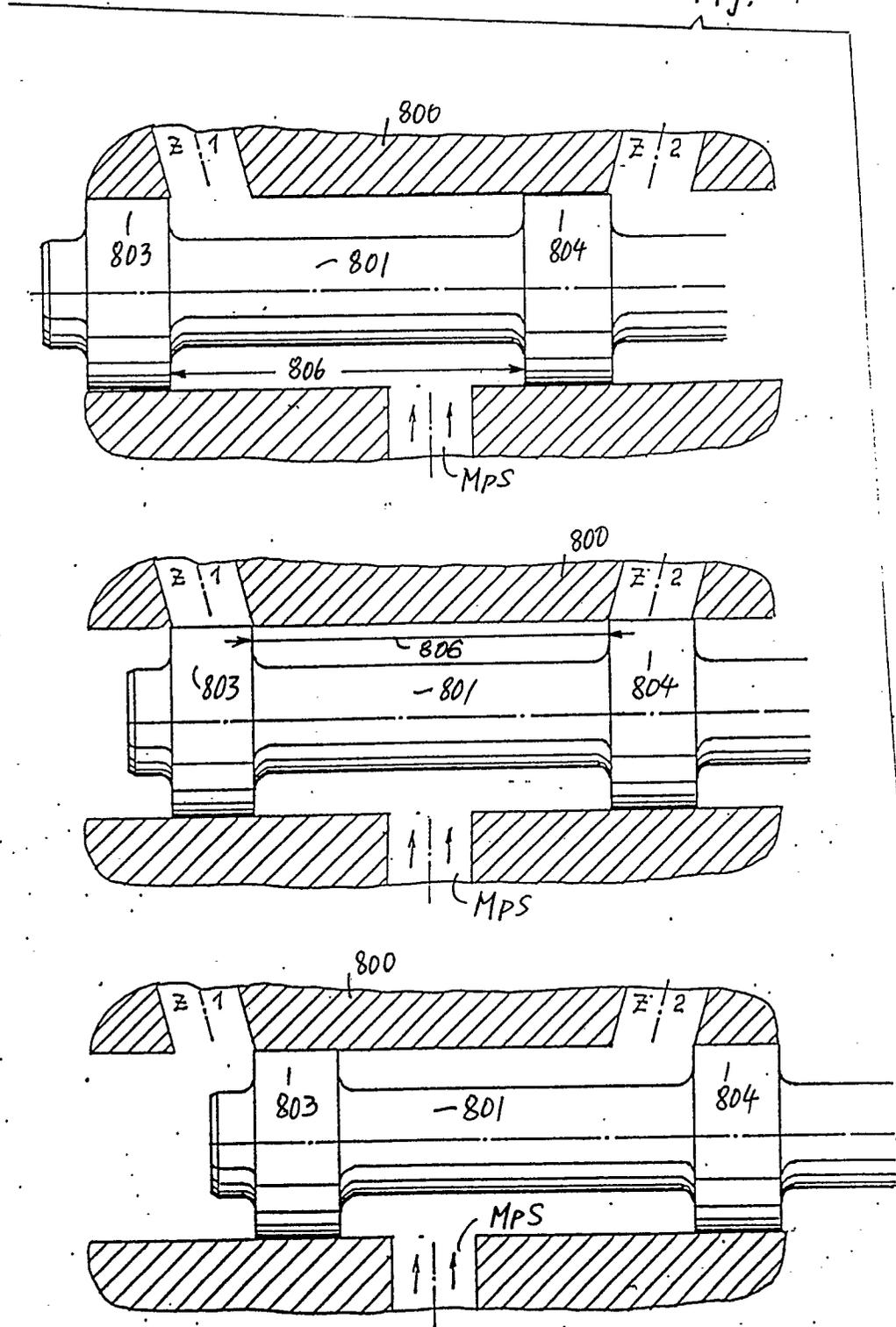


Fig 55

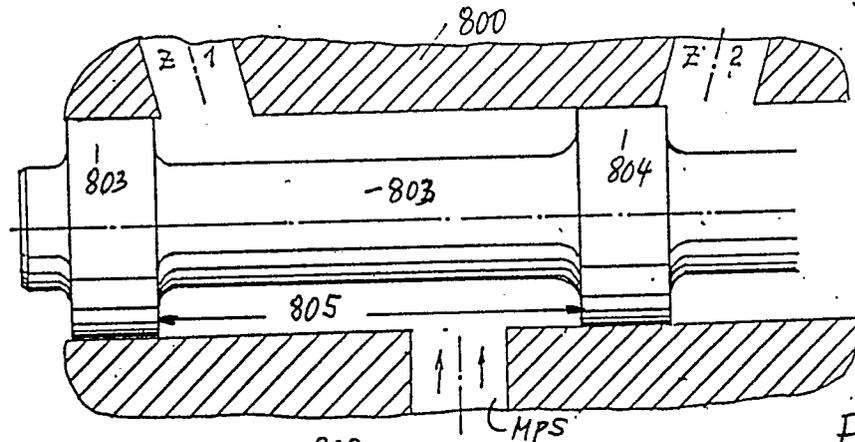


Fig. 56

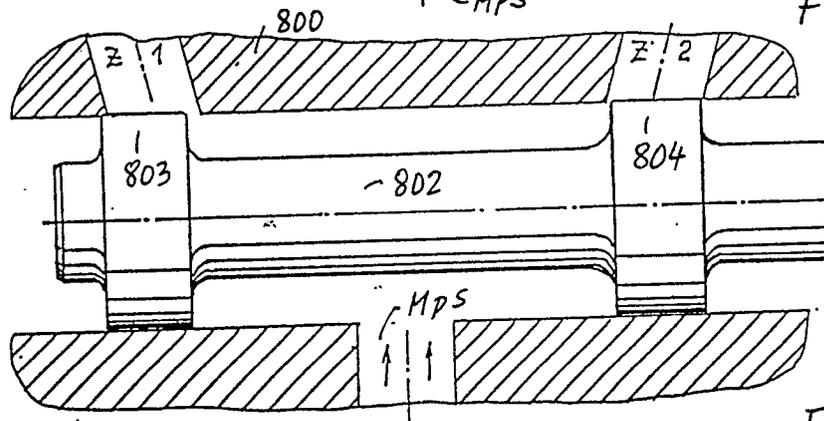


Fig. 57

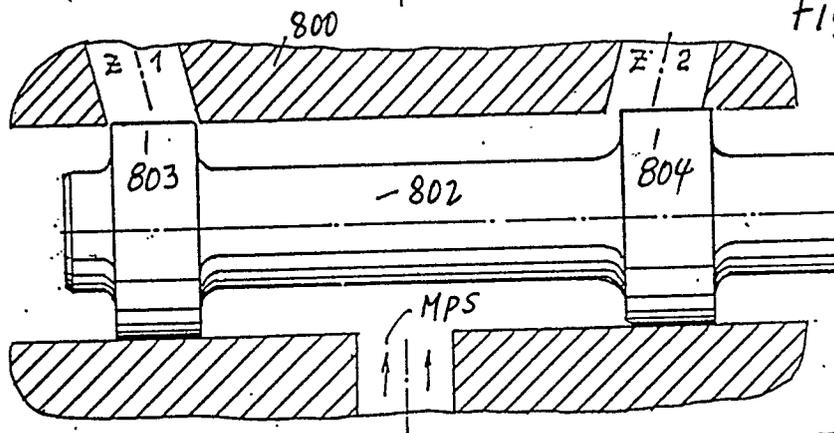
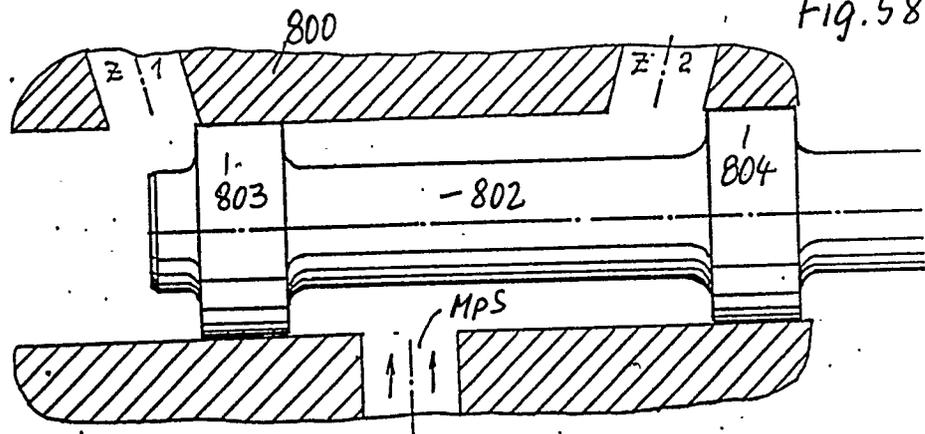


Fig. 58



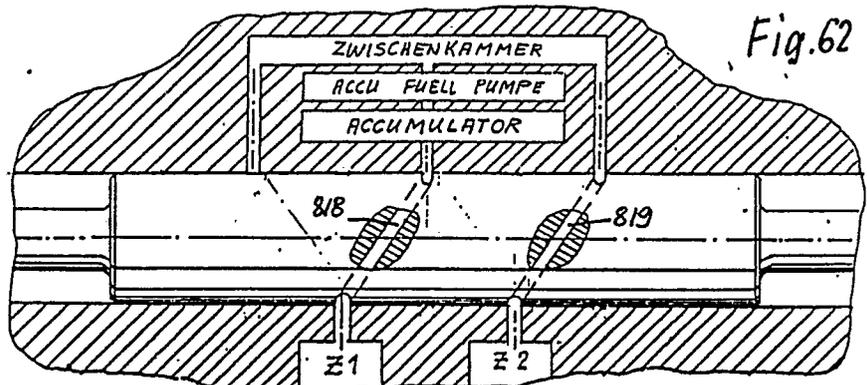
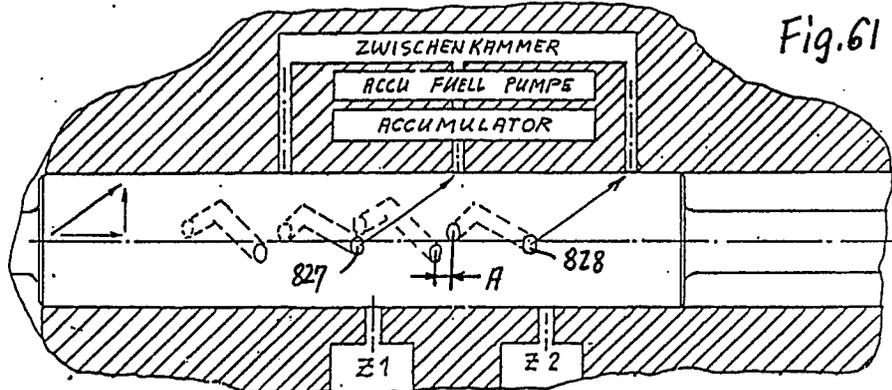
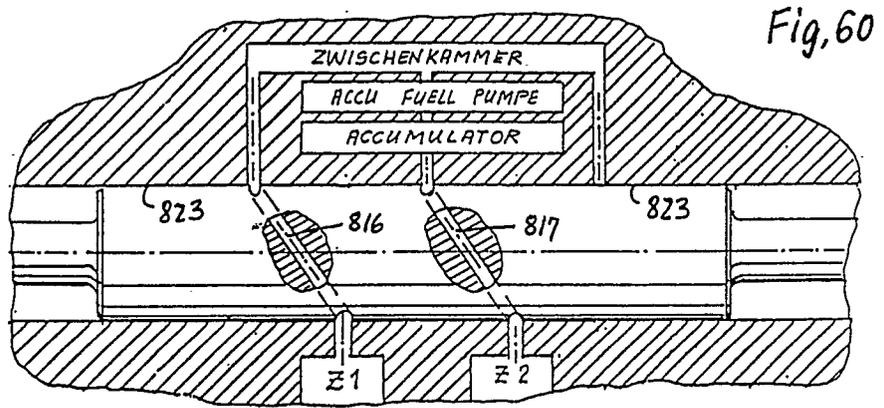
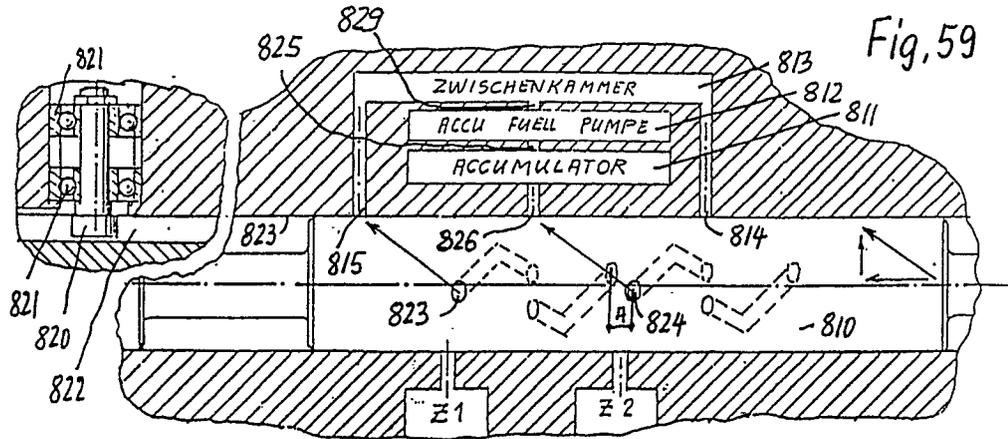


Fig.63

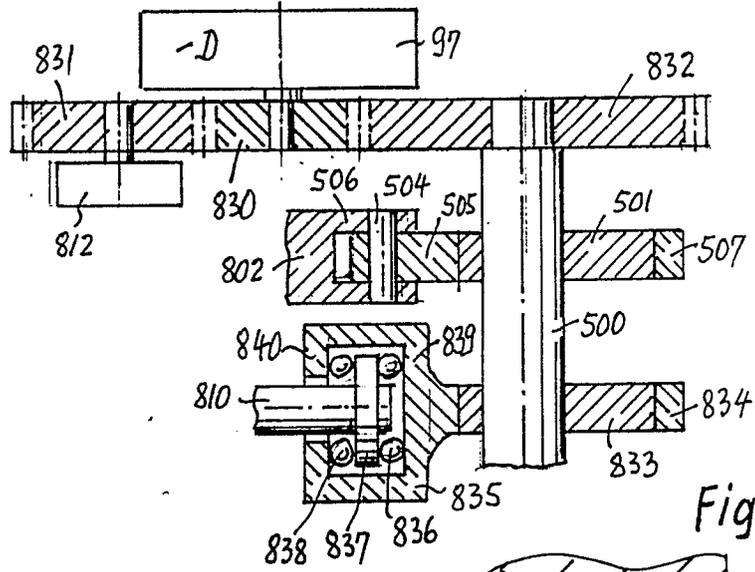


Fig.64

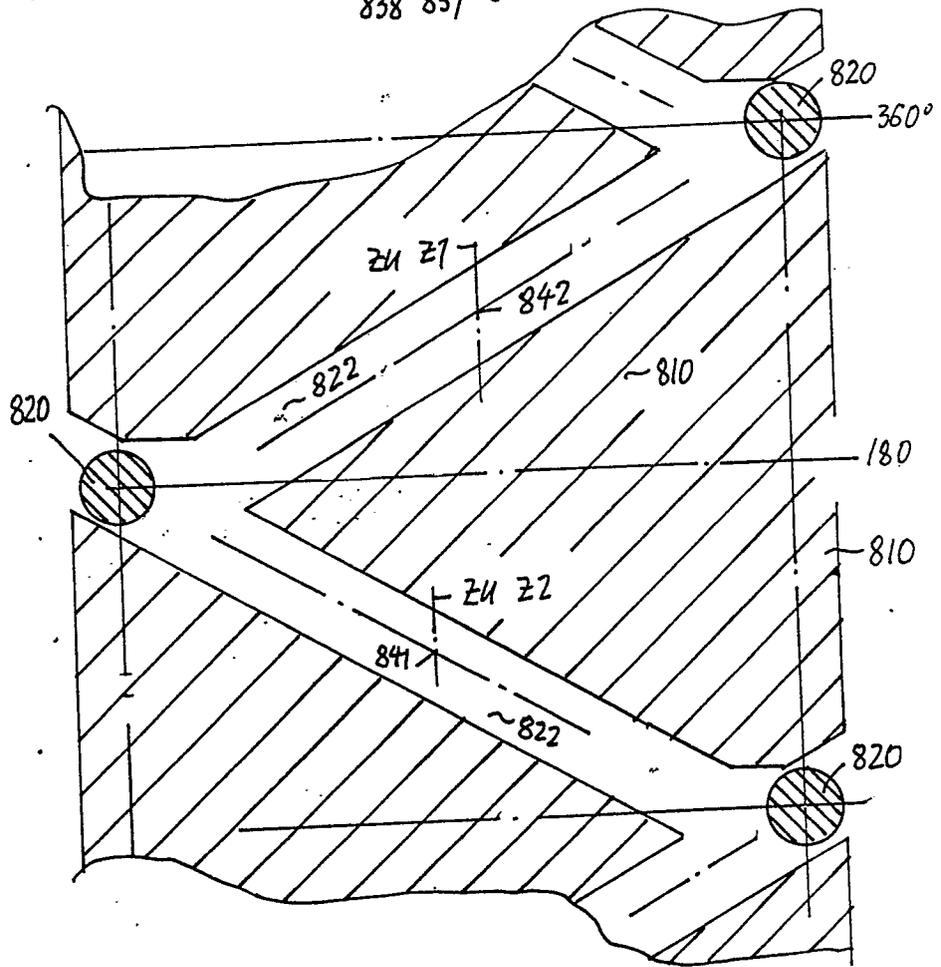


Fig. 65

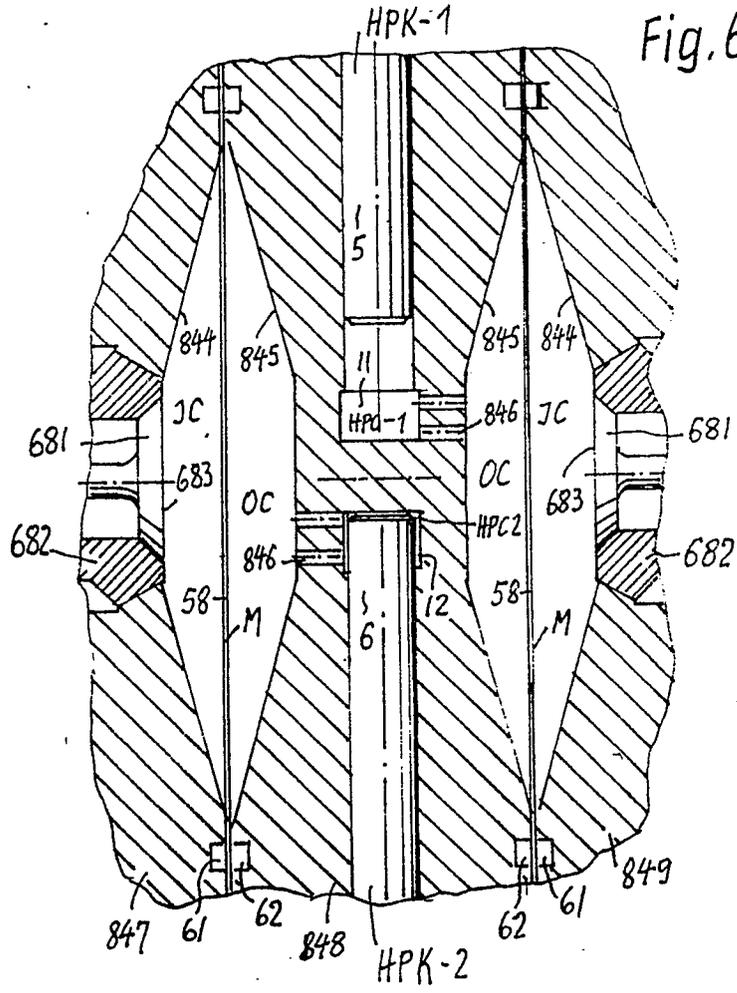


Fig. 44

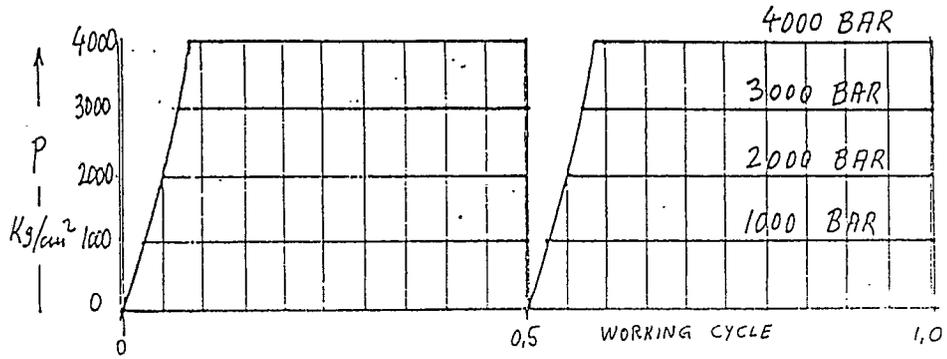


Fig. 66

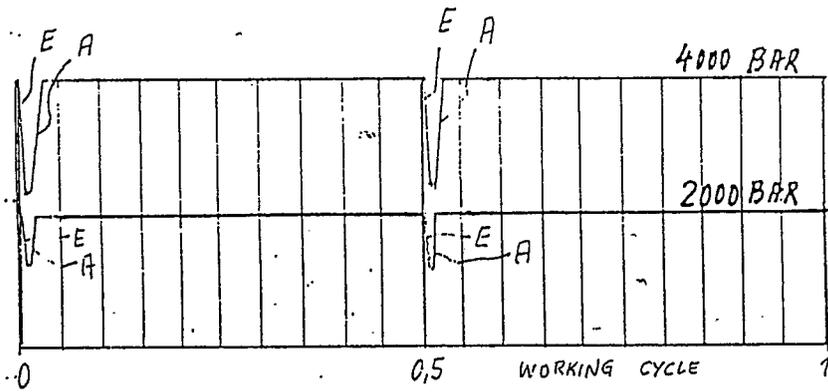


Fig. 69

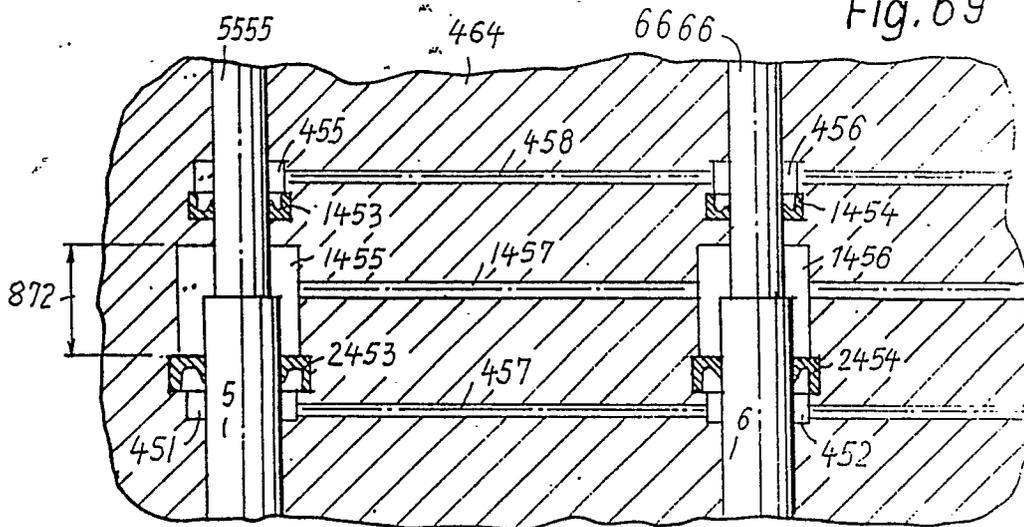


Fig. 67

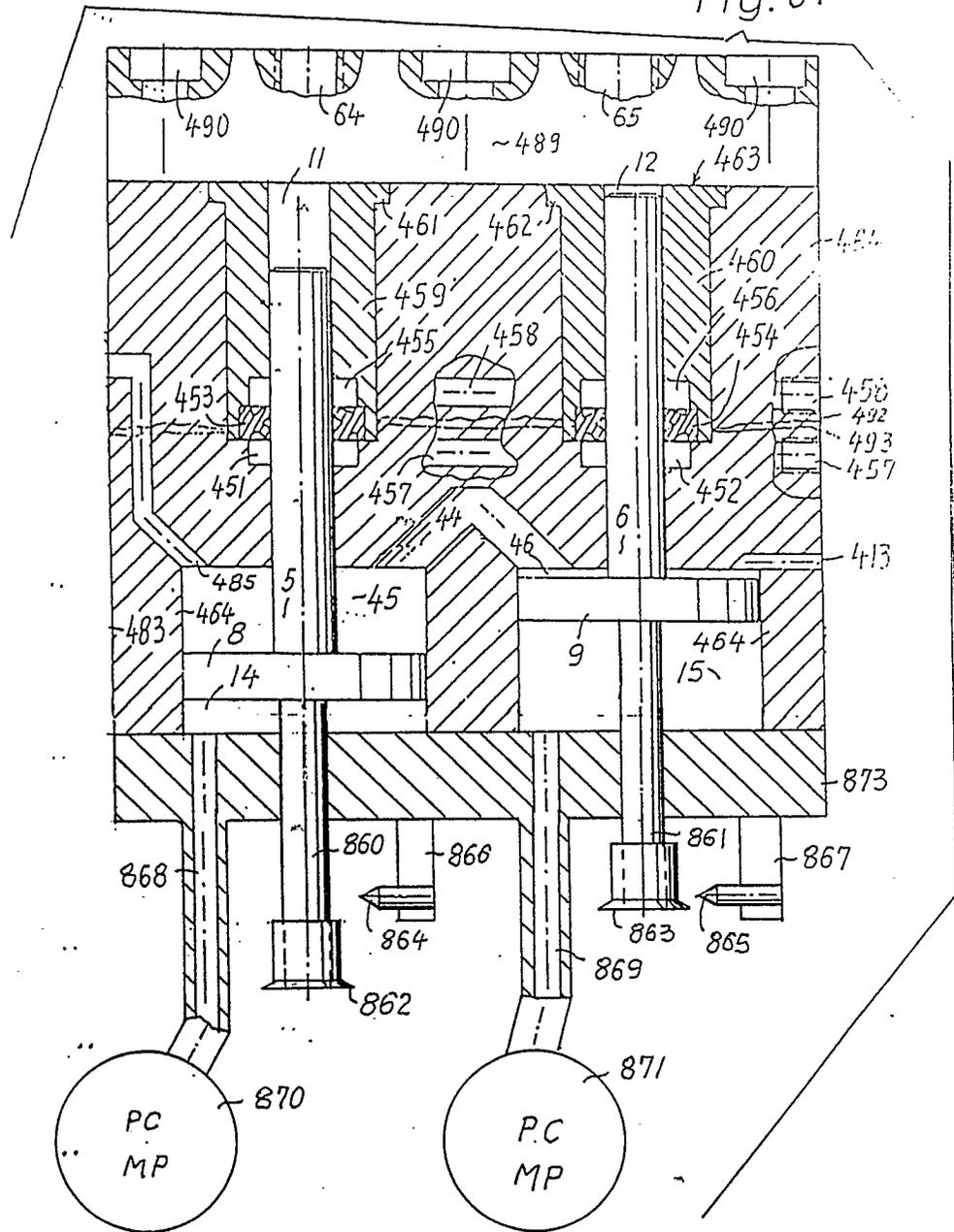


Fig. 68

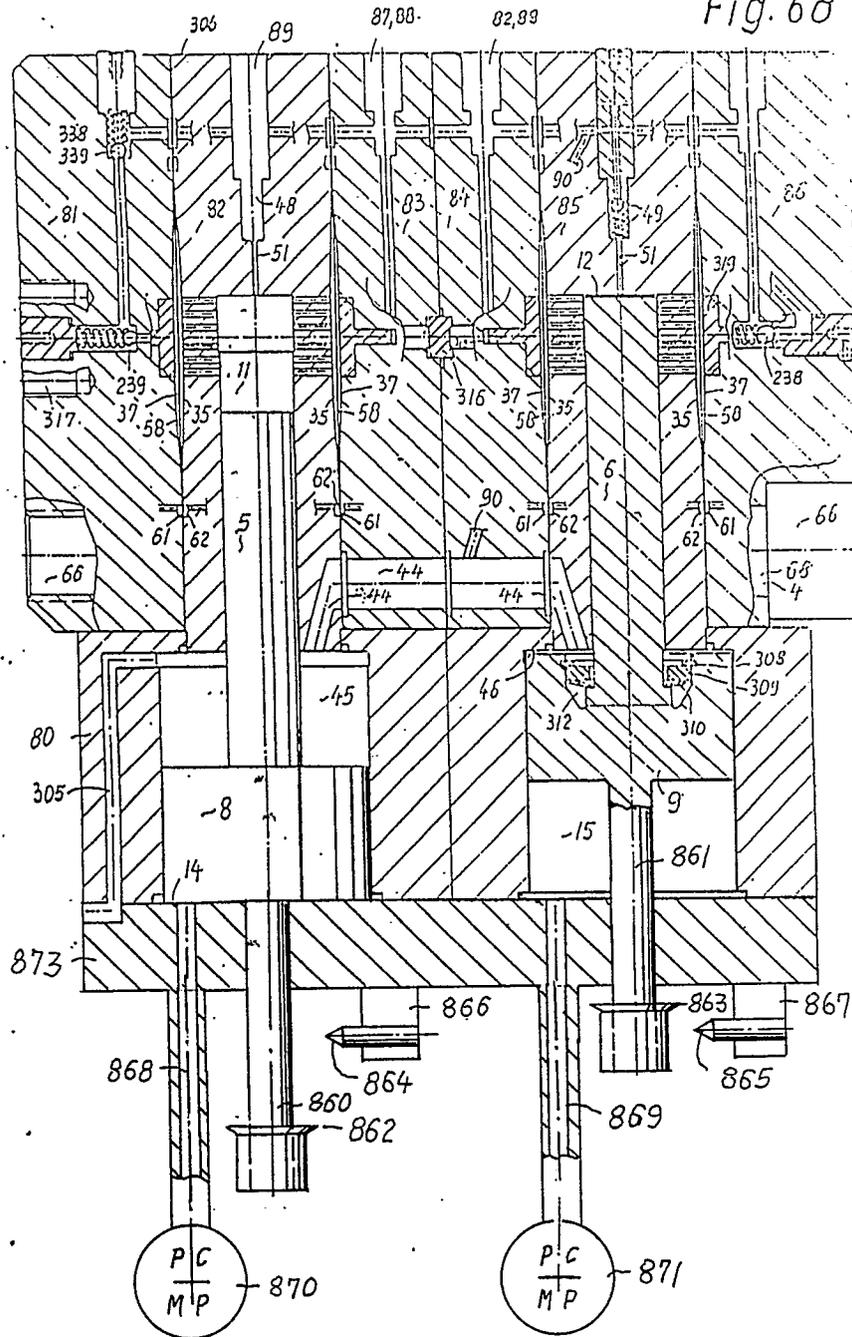


Fig. 70

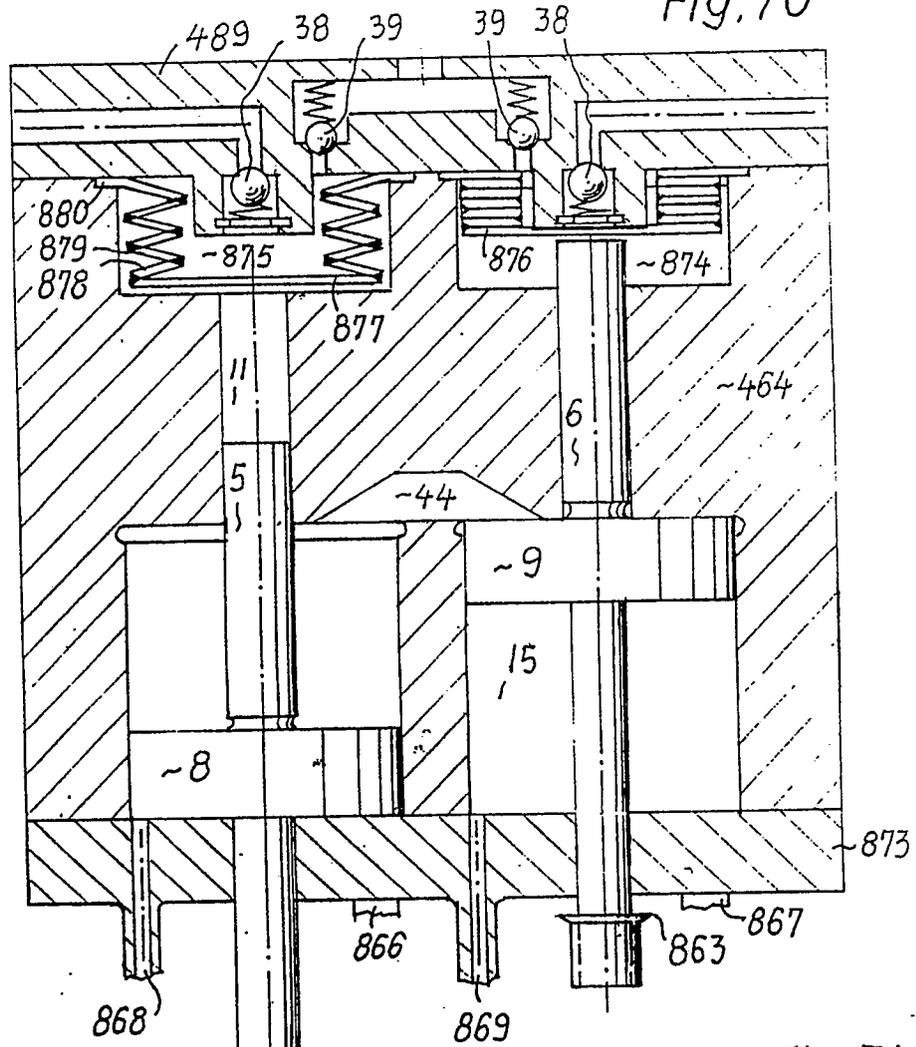


Fig. 71

