

⑫

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

⑲ Anmeldenummer: 85116394.9

⑤① Int. Cl.⁴: F 04 B 43/08

⑳ Anmeldetag: 20.12.85

③① Priorität: 30.09.85 DE 3534811
22.10.85 DE 3537497
09.12.85 DE 3543445

⑦① Anmelder: Eickmann, Karl
Ellwangerstrasse 39
D-7180 Crailsheim(DE)

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.04.87 Patentblatt 87/15

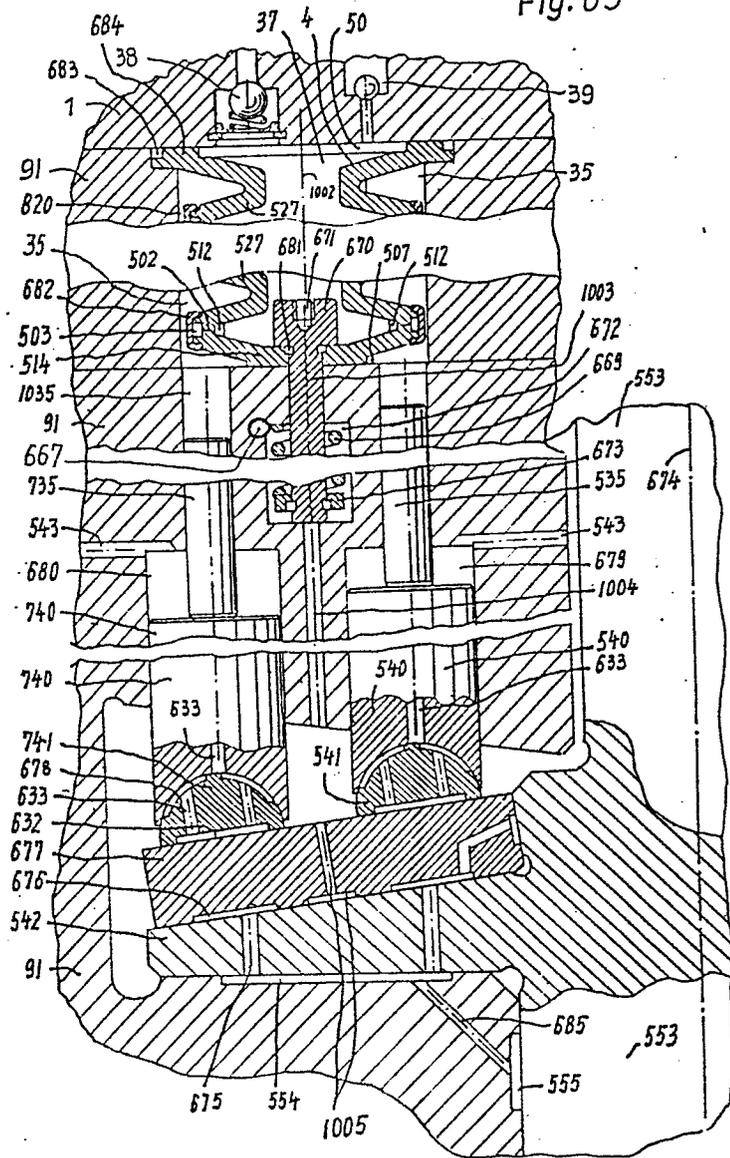
⑦② Erfinder: Eickmann, Karl
Ellwangerstrasse 39
D-7180 Crailsheim(DE)

⑥④ Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE FR GB IT LI SE

⑥④ Von Fluid durchströmte Aggregate mit in axialer Richtung federbaren, Kammern begrenzenden Elementen für Drucke bis zu mehreren tausend Atmosphären.

⑥⑦ Die Erfindung befasst sich damit, ein von Fluid durchströmtes Aggregat auch fuer hohe Drucke von mehreren tausend Bar zu schaffen, das betriebssicher und mit gutem Wirkungsgrade arbeitet, trotzdem aber billig und raumsparend ist. Ein solches Aggregat soll bevorzugterweise zwischen 400 und 4000 Bar arbeiten und Massnahmen, die in der Europa Offenlegungsschrift 0 102 441 offenbart sind, zu vereinfachen und zu verbessern. Dafuer werden neuartige konische Ringteile vorgeschlagen, erprobt und in bestimmte Verhaeltnisse zu Drucken in Innenkammern und oder Aussen-Kammern gesetzt. Die Fehler bisheriger Aggregate, die deren Druck begrenzten, werden erkannt und ueberwunden, wobei Formgestaltung, Ausschaltung toter Raeume, Einsparen von abzudichtenden Stellen und bessere Abdichtungen fuer hohe Drucke erprobt und ihre theoretischen Grundlagen erfasst werden. W-Elemente, V-Elemente, konische Ringe mit Nasen fuer radiale Begrenzungen und andere Mittel machten die Aggregate in der Erprobung betriebssicher und brachten gute Wirkungsgrade.

Fig. 69



Von Fluid durchstroemte Aggregate
mit in achsialer Richtung federbaren, Kammern begrenzenden
Elementen fuer Drucke bis zu mehreren tausend Atmospheren :

=====

10 In der Technik sind seit dem vorigem Jahrhundert Membran-
Pumpen bekannt, die meistens fuer nieder Drucke eingesetzt
sind. Gelegentlich wird auch Literatur ueber angeblich Hoch-
druck Aggregate mit Tellerfedern gebracht, doch hat sich
bei der Erprobung der Erfindung herausgestellt, dass diese
schon bei wenigen hundert Atmospheren Druck versagen.
Eine Hochdruckausfuehrung wurde in der Europa Offenlegungs-
Schrift (im folgendem: E-05) E-05-0 102 441 vorgeschlagen. Dieses
Aggregat wurde im Rahmen der Vorberitung zu der gegenwaer-
tigen Erfindung in mehreren Exemplaren und Ausfuehrungen
gebaut und erprobt. Dabei bewaehrte es sich fuer Drucke
bis etwa 1500 Bar gut, liess auch hoehere Drucke zu, wurde
bei hoeheren Drucken aber zu praezise und teuer in der
Fabrikation. Andererseits werden insbesondere Wasserpumpen
fuer hohe Drucke von mehreren tausend Bar benoetigt, zum
Beispiel beim Steinbohren, Wasserstrahlschneiden und derglei-
chen. Weil es keine Pumpen dafuer gibt, wurden Axial Boos-
ter verwendet, die teuer und voluminoes sind. Es besteh
daher ein dringender Bedarf an einer Pumpe fuer Wasser
fuer mehrere tausend Bar, die es bis heute nicht gibt.

20
30 Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Pumpe auch fuer
nicht schmierende Medien, wie zum Beispiel Wasser, fuer Drucke bis
zu mehreren tausend Bar, zum Beispiel bis zu 4000 Bar zu schaffen,
die billig in der Herstellung, raumsparend, betriebssicher und dauerhaft
ist, sowie mit gutem Wirkungsgrade arbeitet. Weitere Ziele, Teilaufgaben
oder Aufgaben werden anhand der Beschreibung der in den Figuren er-
laeuterten Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung in Erscheinung treten.

Die Erfindung ist anhand der Figuren noch naeher beschrieben, in denen zeigen :

- Fig.1 einen Laengsschnitt durch eine bekannte Anordnung;
 Fig.2 einen Laengsschnitt in schematischer Darstellung;
 Fig.3 einen Laengsschnitt durch eine Anordnung;
 Fig.4 ein Diagramm;
 Fig.5 ein Diagramm;
 Fig.6 einen Laengsschnitt durch einen konischen Ring;
 Fig.7 einen Laengsschnitt durch eine Anordnung;
 10 Fig.8 einen Laengsschnitt durch eine Pumpanordnung
 und die
 Fig.9 und Fig.10 sind Laengsschnitte durch alternative
 Ausbildungen zu einigen der genannten anderen Figuren.
- Fig.11 ist ein Laengsschnitt durch ein Aggregat der Erfindung.
 Fig.12 ist ein Laengsschnitt durch ein Ausfuehrungsbeispiel;
 Fig.13 ist auch ein Schnitt durch ein Ausfuehrungsbeispiel;
 Fig.14 ist ebenfalls ein Schnitt durch ein Ausfuehrungsbeispiel
 der Erfindung.
- Fig.15 ist ein Diagramm mit technischen Daten.
 20 Fig.16 ist ein Diagramm mit weiteren technischen Daten;
- Fig.17 ist ein Schnitt durch ein weiteres Ausfuehrungsbeispiel,
 und :
 Fig.18 ist ein Schnitt durch einen Teil der Erfindung.
- Figuren 19 bis 32 zeigen Laengsschnitte durch 14 Ausfuehrungsbeispiele
 der Erfindung oder durch ihre Teile.*
- Fig.33 ist ein Laengsschnitt durch die bekannte Technik.
 Figuren 34 bis 37 sind Laengsschnitte durch Teile von Ausfuehrungsbei-
 spielen nach der Erfindung.
- Fig.38 ist eine technische Erklaerung der Erfindungswirkung.
 30 Figuren 39 bis 43 zeigen Laengsschnitte durch erfindungsgemaesse Teile
 oder Ausfuehrungsbeispiele.
- Figuren 44 bis 47 zeigen Laengsschnitte durch alternative Ausfuehrungs-
 beispiele oder Formen der Erfindung.
- Figuren 48 und 49 zeigen entsprechende Querschnitte durch Laengsschnitte
 der in den Figuren dargestellten Ausfuehrungsbeispiele.

- Fig. 50 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 51 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 52 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 53 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 54 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 55 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 56 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 57 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 58 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- 10 Fig. 59 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 60 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Technik*.
- Fig. 61 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 62 ist ein *Querschnitt entlang der getheilten Linie durch Figur 61*.
- Fig. 63 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 64 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 65 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 66 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 67 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 68 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- 20 Fig. 69 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 70 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 71 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 72 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 73 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 74 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 75 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 76 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 77 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 78 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- 30 Fig. 79 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 80 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 81 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 82 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 83 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 84 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 85 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 86 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.
- Fig. 87 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der *Erfindung*.

- Fig. 88 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 89 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 90 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 91 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 92 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 93 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 94 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 95 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 96 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
10 Fig. 97 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung,
und, :
Fig. 98 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 99 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 100 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 101 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 102 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 103 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 104 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 105 ist ein Querschnitt durch Figur 103 entlang der Pfeillinie.
20 Fig. 106 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 107 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 108 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 109 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 110 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 111 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 112 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 113 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 114 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 115 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
30 Fig. 116 ist ein Diagramm.
Fig. 117 ist ein Diagramm.
Fig. 118 ist ein Diagramm.
Fig. 119 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.
Fig. 120 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung,
und
Fig. 121 ist ein Laengsschnitt durch eine Anordnung der Erfindung.

Aus der EP. OS - O 102 441 ist die Berechnung der konischen Ringe oder Tellerfedern nach Almen und Lascio bekannt. Diese Schrift bringt auch die Berechnungen der Foerdermenge unter dem konischem Ringe und die Belastung des konischen Ringes durch Fluiddruck nach Eickmann, wenn der Tellerfeder aehnliche konische Ring als Pumpelement benutzt wird. Auch sind in dieser Schrift Beispiele fuer die Verwendung der konischen Ringe als Pumpelemente, sowie Zusammen = Klamp-Ring-teile fuer Ringpaare gezeigt..

10 Die Erfindung erkennt, dass die hoechste Belstung des konischen Ringes in der Linie auftritt, mit der der konische Ring auf einer ebenen Flaechen liegt. Denn die gesamte Last des Koerpers des konischen Ringes bei seiner Zusammendruckung oder Entspannung plus der eventuellen Last auf die Querschnittsflaechen des konischen Ringes durch eventuellen Fluid-Druck unter der Ringflaechen faellt bei der Auflage auf der ebenen-Platte in einer unendlich duennen Linie zusammen. Die Belastung der Auflagelinie wird dabei unendlich hoch und so hoch, dass das Material, aus dem der Ring hergestellt ist, die Belastung nicht mehr tragen kann. Besonders hoch wird diese Belastung der Linie bei als Hochdruckpumpelementen verwendeten konischen Ringen. Mit der hohen Belastung der Linienauflage alleine aber ist es noch nicht abgetan, denn bei der Zusammendruckung oder Entspannung des konischen Ringes nimmt dessen Innendurchmesser Aufлагeline ab und die Aussendurchmesser Aufлагeline nimmt zu. Es entsteht also eine radial bewegte Linienauflage sowohl am Innendurchmesser, als auch am Aussendurchmesser des konischen Ringes oder der Tellerfeder. Diese Radialbewegung erfolgt unter der unendlich hohen Last. Zwar ist die Radialbewegung nur sehr klein, bei Ringen mit etwa 10 Millimeter Unterschied zwischen Innen und Aussen - Radius und einer Durchbiegung von etwa 0,3 Millimetern betraeget sie nur etwa 0,003 Millimeter radial nach innen und nach aussen. Unter der unendlich hohen Last entsteht dabei besonders an als Hochdruckpumpelementen verwendeten konischen Ringen eine Reibung, zu deren Ueberwindung bis zu zehn mal mehr Kraft aufgewendet werden muss, als zur Zusammendruckung des betreffenden konischen Ringes. Das ist eine sehr hohe Kraftverschwendung, die die bisherige Technik nicht erkannt hat und fuer deren Ueber-

20

30

- 8 -

windung sie keine Lehren gab.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Reibkraefte an den achsialen Auflagen oder Halterungen der konischen Ringe zu verringern, dabei Kraefte und Reibungen einzusparen und gleichzeitig als Folge dessen die Betriebssicherheit der so verwendeten konischen Ringe zu erhoe= hen und die Zusammenklampringe fuer konische Ringelemente in der Herstellung zu verbilligen.

10 Diese Aufgabe wird an der im Gattungsbegriff des Patentanspruchs 1 beschriebenen Tellerfeder oder an dem koni= schem Ringe nach dem kennzeichnendem Teile des Patentan= spruchs 1 geloest.

Hilfreiche Ausgestaltungen werden nach den Unteran= spruechen 2 bis 13 erreicht.

20 In den Figuren zeigen die Endziffern 1 einen konischen Ring bzw. was im Prinzip das gleiche ist, eine Tellerfeder beson= derer Abmessungen; 2 einen radial nachgiebigen Ringteil; 3 ein aufliegendes achsiales Ende eines konischen Ringes; 4 die achsiale Innenflaeche und 5 die achsiale Aussenflae = che eines konischen Ringes. Auch die Tellerfeder ist ein koni= scher Ring, sodass im Folgendem die Bezeichnung konischer Ring verwendet wird und das die Tellerfeder mit einschliesst.

In Figur 1 sind die konischen Ringe mit ihren hohlkonischen Innenflaechen 4 eineinander zugekehrt achsialgleich gerichtet angeordnet. Zwischen ihnen befindet sich die ebene Platte 8. Oberhalb des Ringes 1 ist die Oberplatte 6 und unter dem Ring 11 ist die untere Lagerplatte 7 angeordnet. Drueckt man jetzt mit ausreichend hoher Kraft von oben auf die obere Platte 6, dann werden die konischen Ringe 1 und 11 in achsialer Richtung zusammengedrueckt. Die gleiche Anordnung ist in Figur 2 schematisch gezeigt und zwar derart, dass die konischen Ringe 1 und 11 als gerade, schraege Linien dargestellt sind.

Bei der Zusammendruendung, auch Kompression genannt, der konischen Ringe 1 und 11 biegen diese sich um ihre jeweilige Mitte, sodass, da die Schraege jetzt eine Ebene wird, die radialen Aussenenden der konischen Ringe 1 und 11 um die Abmessung 16 radial nach aussen und die radial inneren Enden um die Abmessung 17 radial einwärts wandern. Dabei legen die radial aeusseren und inneren Enden der konischen Ringe 1 und 11 die radial gerichteten Wege 16 und 17 auf der Platte 8, beziehungsweise auf den Platten 6 und 7 zurueck. Da beim Zusammendruenden der konischen Ringe 1 und 11 in diesen innere Spannungen entstehen, pressen die radial inneren und aeusseren Enden der konischen Ringe auf die Platten 6 bis 8 und bei den Radialbewegungen 16 und 17 entsteht eine Reibung unter Last.

Diese Reibung ist nicht gering, denn die Last ruht auf den Ringlinien 9 und 10 der Figur 2. Last auf einer Linie ist immer unendlich hoch, weil die Linie keine Flaeche ist. Eine Flaechenauflage entsteht aber nicht nur bei den Linien 1 und 11 der Figur 2 nicht, sondern auch bei den aktuellen Ringen 1 und 11 der Figur 1 nicht. Denn, zwar kann man die achsialen Enden der konischen Ringe 1 und 11 an den gewollten Auflagestellen 3 und 13 planschleifen, sodass sie im ungespanntem Zustande, den die Figur 1 zeigt, plane Flaechenauflagen 3 und 13 bilden. Sobald aber die Zusammendruendung beginnt, biegen sich ja die konischen Ringe 1 und 11, sodass sich der Anstellwinkel zu den Platten 6 bis 8 aendert. Wenn sich aber dieser Anstellwinkel aendert, weil die konischen Ringe 1 und 11 sich biegen, dann biegen sich auch die geschliffen gewesenen achsialen Auflageflaechen 3 und 13 etwa im gleichem Winkelaenderungsumfange, wie die konischen Ringe 1 und 11 sich selber biegen. Es entsteht also ein Winkel zwischen den

10 achsialen Auflageflaechen 3,13 der konischen Ringe 1,11 und den Platten 6 bis 8. Wenn dieser Winkel entsteht, der ja bereits bei der geringsten Zusammendruetzung der konischen Ringe 1,11 entsteht, wenn auch zunaechst sehr klein entsteht, dann liegt der betreffende konische Ring 1,11 nicht mehr mit der Auflageflaechen 3,13 auf der betreffenden Platte 6 bis 8 auf, sondern nur noch mit der Ringlinie, die sich zwischen der eben geschlossenen Auflageflaechen 3,13 und dem dort beginnendem konischen Teil, der Aussen oder Innenflaechen 4 oder 5 des betreffenden konischen Ringes 1,11 bildet. In jedem Falle entsteht also eine Linienauflage statt einer Flaechenauflage und die Belastung der Linie, die ja unendlich duenn ist, wird unendlich hoch.

20 Bei geringen Belastungen mag sich die Linie noch durch plastische Verformbarkeit des betreffenden Stueckes des betreffenden konischen Ringes 1,11 und der betreffenden Platte 6 bis 8 in eine Flaechenauflage verwandeln. Bei starker Durchbiegung und auf jedem Falle bei Belastung des konischen Ringes durch Fluiddruck von der hohlkonischen achsialen Innenflaechen 4 her, kann das Material, aus dem Ringe 1,11 und Platten 6 bis 8 hergestellt sind, nicht mehr ausreichend dehnend nachgeben und entsteht eine untragbar hohe oertliche, der Linienauflage aehnliche, Belastung.

In der herkoemmlichen Tellerfedernverwendung mag diese technische Wirklichkeit unbeachtet geblieben sein, weil entweder die Belastungen nicht sehr hoch waren, man die Belastung, Materialzerstoerung und Reibung in Kauf nahm oder auch nicht beachtete und vor allem, weil meistens Federsaehlen aus vielen Federn verwendet wurden, bei denen diese Probleme nicht auftreten, weil ja nur die jeweilig letzte Tellerfeder auf einem planem Ring oder auf einer Platte 6,7 oder 8 aufliegt.

30 Bei dicken konischen Ringen aber werden die beschriebenen Kraefte und Reibungen sehr hoch, insbesondere in den Hochdruckpumpen der eingangz erwahnten Europa Offenlegungsschrift.

Figur 6 zeigt ein Beispiel einer in diesen Pumpen der EP OS verwendeten konischen Ringe im Mass-stabe 1:1 mit 60 Millimeter Innendurchmesser und 7 Millimeter Ringdicke. Die Nase 12 ist allerdings eine erfindungsgemaesse und in den Ringen der genannten EP OS nicht vorhanden. In den Figuren 6 bis 8 ist dieser konische Ring lediglich bezueglich des Winkels des Konus uebertrieben gross gezeichnet, weil er in der Aktualitaet so

klein ist, dass man ihn nicht mass-staeblich zeichnen kann. Denn der Ring ist nur 0,3 Millimeter konisch. Er kann also nur 0,3 Millimeter zusammengedrueckt werden, bis er voellig plan ist. Bei dieser Zusammendrueckung von 0,3 Millimetern verkleinert sich der Innendurchmesser um das Mass 17, um etwas unter 0,003 Millimeter, also von 60,000 mm auf 59,997 Millimeter und der Aussendurchmesser erweitert sich von 87,000 mm auf 87,003 Millimeter, also um das Maß 16, um etwas unter 0,003 Millimeter.

10 Die im Sinne von Almen Lascio berechnete Kraft, die benoetigt wird, den konischen Ring der Figuren 6 bis 8 um den Betrag von 0,3 Millimeter zusammenzudruecken, liegt bei etwa 3200 Kilogramm. Bei einem Oeldruck oder Wasserdruck von zum Beispiel 1500 Atmosphären innerhalb des hohlkonischen Teils, also auf die Innenflaeche 4 wirkend, ist die durch Fluiddruck auf den Ring ausgeuebte Kraft etwa 22000 Kilogramm. Die Gesamtlast auf die Ringlinie 9 ist also etwas hoeher, als 25000 Kilogramm. Diese hohe Last liegt nicht auf einer ringfoermigen Flaeche, sondern auf einer Ringlinie, wie bisher ausgefuehrt wurde. Eine derartig hohe Last kann die Linie nie tragen. Einmal wird das Material zerstoert und zum anderem entstehen bei dieser Last auch bereits bei einer Radialbewegung von nur 0,003 Millimetern schon ganz erhebliche Reibungskraefte, die nicht zurueck zu gewinnende Verluste sind. In einem Pumpensatz konischer Ringe nach der EP OS zum Beispiel waren fuer den Ring der Groesse der Figur 8 bei 700 Atmosphären Wasserdruck in der Pumpkammer 50 bereits rund 30 000 Kilogramm Kraft zur Zusammendrueckung der beiden konischen Ringe um je 0,3 Millimeter erforderlich, wie die gegenwaertige Erfindung erkannte.

20
30
40 Nach der Figur 7 werden daher die ersten Massnahmen der gegenwaertigen Erfindung getroffen. Einmal wird am konischem Ring der Figuren 6 bis 8 das achsial erstreckte Ringteil 12 an der radialen Aussenkante des konischen Ringes 1,11 angeordnet und vom hohlkonischem Teil, also von der achsialen Innenflaeche 4 in Richtung des hohlkonischen Ringendes 4 erstreckt und am achsialem Ende des zylindrischen Ringteils 12 die Auflage 13 angeordnet. Nach der Figur 7 werden die beiden Auflageflaechen

13 der konischen Ringe 1,11 achsgleich aufeinandergelegt, sodass sie die gemeinsame Auflage 23 bilden. Die konischen Ringe 1,11 sind dabei entgegengesetzt gerichtet, um das konische Ringpaar 1,11 zu bilden, wobei die hohlkonischen Innenflaechen 4 einander zugekehrt gerichtet sind und zwischen ihnen der hohlkonische Raum 50 ausgebildet ist, der spaeter, wenn gewollt, als Pumpraum oder als Motoren Arbeitsraum benutzt werden kann. Bei der Auflage der Auflagen 13 aufeinander in der gemeinsamen Auflage 23 ist jede Reibung zwischen den Auflagen 13 vermieden, weil bei der Zusammendrueckung und Entspannung beide konischen Ringelemente 1 und 11 die gleiche radiale Ausweitung oder Verengung gleichzeitig erfahren. Die Nase 12 hat in der Praxis am Ende des zylindrischen Teiles eine Abrundung, weil scharfe Kanten bei den hohen Kraefte zu Rissen im Material fuehren, die die konischen Ringe zerbrechen wuerden; am achsial aeusserem Teile aber ist die Nase 12 als zylindrisches Ringteil ausgebildet mit zylindrischer Innenflaechen, sodass radial in sie hinein der Zentrierungsring 20 eingelegt werden kann, der die Ringteile 12 aufeinander zentriert. Wegen der Abrundung an der Wurzel der Nasen 12 muss der Zentrierungsring 20 an seiner Aussenflaechen angepasst geformt sein oder Abschraegungen an den Enden eines zylindrischen Mittelteiles seiner Aussenflaechen haben. Radial innerhalb des Zentrierungsrings 20 kann der plastische Dichtering 26 abgeordnet sein, um die Pumpkammer 50 abzudichten.

Damit die beschriebene Reibung auch an der radial inneren Auflage 3 verhindert wird, ist achsial der achsialen Enden des konischen Ringpaares 1,11 jeweils ein radial stellenweise nachgiebiger oder federbarer, im wesentlichen zylindrischer, Ring 2 angeordnet;—einer am konischem Ring 1 und der andere am konischem Ringe 11. Bei der Zusammendrueckung der konischen Ringe 1,11 wird infolge der radialen Einwaertsbewegung 17 der Figur 2 der zylindrische Ring 2 am am konischem Ringe anliegendem Ende radial nach innen gedruickt, wie die Figur 3 das durch strichliert gezeichnete Linien in uebertriebenem Masse darstellt.. Das andere achsiale Ende des Ringes 2 bleibt ruhig auf der betreffenden Platte 6,8 aufliegen. Die Verformung des Ringes 2 erfolgt im plastischem Materialbereiche, sodass der Ring gleichzeitig als achsiale Stuetze und als radiale Feder wirkt.

Die zur plastischen Verformung des betreffenden Teiles des federbaren, im Wesentlichen zylindrischen, Ringes 2 erforderlichen Kraefte sind geringer, als die fuer die Zusammendruckung der konischen Ringe 1,11 erforderlichen und um ein Vielfaches geringer, als die zur Ueberwindung der Reibung der herkoemmlichen Bauart in der Ringlinie 9 erforderlich gewesen.

In der Figur 5 zeigt die Kurve E die gemessenen Kraefte zur Zusammendruckung der konischen Ringe 1,11 bei der Ringpaaranordnung nach der Figur 17 der EP OS 0 102 441, jedoch mit 7 mm Dicke der konischen Ringe, wie in der Figur 6. Die Kurve A, also die strichpunktiert gezeichnete Linie in der Figur 5 zeigt die nach Almen und Lascio berechneten Kraefte zur Zusammendruckung des konischen Ringpaares. Die Linie C der Figur 5 zeigt die gemessenen Kraefte fuer die Zusammendruckung des konischen Ringpaares nach Figur 1, also mit einem planem Ring 8 zwischen den konischen Ringen 1 und 11. Die Kurve B der Figur 5 zeigt die gemessenen Kraefte fuer die Zusammendruckung des konischen Ringpaares nach der erfindungsgemaessen Anordnung der Figur 3 mit den Massen nach der Figur 7 und mit zylindrischen Ringen 2 von 3,6 mm Wanddicke und 20 mm Laenge. Man sieht, daß bei der Ausfuehrung nach der gegenwaertigen Erfindung nach Figuren 3 und 6,7 bei voller Zusammendruckung des Ringpaares 1,11 um zusammen 0,6 mm die zur Zusammendruckung erforderlich gewesen Kraefte fast zehnmal geringer sind, als bei der Anordnung nach der genannten Figur 17 der genannten EP OS und sich nur um etwa 30 Prozent von denen theoretisch berechneten Werten nach Almen Lascio unterscheiden. Diese etwa 30 Prozent Mehrkraft wird diejenige Kraft sein, die den betreffenden Teil des betreffenden zylindrischen Ringes 2 verformt. Von Bedeutung ist hier noch, dass diese Verformungskraft eine federnde ist, also so, wie die Verformungskraft fuer die konischen Ringe 1,11 beim Betrieb als Pumpe im Sinne der Figur 22 der genannten EP OS mit Geberkolben und Folgekolben teilweise beim Betrieb der Anlage zurueckgewonnen werden kann, weil die Spannung in den konischen Ringen und den zylindrischen Ringen 1,11,2

das Arbeitsfluid aus der Pumpkammer 50 auf den Hubantrieb des Geberkolbens der Kompressionspumpe pressen und so als Motor zum Antrieb der Geberstufe wirken, zum Antrieb des Hubringes 336, bzw. des Rotors 336 der Figur 22 der genannten EP OS. Die Kräfte nach Kurve B der Figur 5 sind also nicht immer voll Verluste, während die Reibung, die zwischen der Kurve A und der Kurve E in Figur 5 liegt, also die Ausführung der bisherigen Ringpaaranordnungen nach der EP OS, voll verloren waren und nicht zurückgewonnen werden können.

Bekannt ist aus der genannten EP OS bereits, dass für den superkritischen Bereich die radialen Aussenenden der konischen Ringe zusammengeklemmt werden müssen. Im Rahmen dieser Erfindung wurde zunächst versucht, die erforderlichen Klampenringe so zu bemessen, dass die Zwischenringe 8 und die Klampringe gleiche Radialausdehnung erleiden. Diese Gleichheit ist zwar herstellbar, sie hat aber keinen Sinn, weil die Figur 4, die im Wesentlichen dem Prinzip der Figur 25 der genannten EP OS entspricht, zeigt, dass die Radialveränderungen nicht gleichzeitig erfolgen. Denn nach Figur 4 zeigt die Kurve F den plötzlichen, frühen oder schnellen Druckanstieg in der Pumpkammer 50, der den Ring 8 ausdehnt und die Kurve G die sinusförmige allmähliche Zusammendrückung der konischen Ringe 1 und 11 über dem Umlaufwinkel α der Geberstufe. Das bedeutet, dass der Ring 8 sich schnell radial ausdehnt, während die Radialenden oder Auflagen 13 sich langsam ausdehnen im Vergleich zur Zeit der Ausdehnung des Ringes 8, (wenn die Platte 8 ein Ring 320 der Figur 22 der genannten EP OS ist). Wenn die gleiche radiale Ausdehnung aber nicht zur gleichen Zeit erfolgt, dann bleibt ja die Reibung an den Auflagen 13 vorhanden. Also müssen erfindungsgemäss andere Wege beschritten werden.

Die Figur 8 zeigt daher weitere erfindungsgemässe Anordnungen am konischem Ringpaar 1,11. Danach sind die Klampringe oder Spannringe 27,28, die durch die Schrauben 30 zusammengehalten sind - es können auch Niete sein - mit radial federbaren im wesentlichen zylindrischen Ringteilen oder Ringstücken 42 oder 52 und 42 versehen, die die Halterungen für die Auflagen 33 der konischen

Ringe 1,11 fuer den superkritischen Arbeitsbereich der Pumpe, des Motors, Kompressors oder Entspanners bilden. Diese Ringteile oder Ringstuecke 32 oder 32 und 42 sind in der gleichen Weise radial federbar, wie die Ringe 2 der Figuren 3,7 und 8. Da die Kraft an den Auflagen 33 hoeher ist, als die zur radialen Federung oder Durchbiegung der Ringteile 32 oder 32,42 erforderliche Kraft ist, folgen die Spitzen der Ringteile oder Ringstuecke 32, die die Auflagen 33 beruehren, der Radialbewegung der Auflagen 33 und damit der radial aeusseren Enden der konischen Ringe 1 und 11. Auch diese Federkraft ist teilweise im Geber-Folger Betrieb der Figur 22 der genannten EP OS wieder zurueck zu gewinnen, da sie als Motorantrieb auf die Geberstufe wirken kann. Zu beachten ist noch, dass die Kraefte auf die Auflagen 13 der gemeinsamen Auflage 23 nicht so hoch sind, wie die der Auflagen 3, weil der Fluiddruck in der Arbeitskammer 50 die Kompressionskraefte der Feder aufhebt. Auf die Auflagen 23 ist also nur der Vorspanndruck der konischen Ringe wirkend und die daraus wirksame Kraft auf die Auflagen 13 hebt sich schnell beim Pumpenbetriebe durch den schnell aufbauenden Fluiddruck in der Kammer 50 auf. Auf die Auflagen 33 wirkt der Fluiddruck aus der Kammer 50 vermindert um die Spannkraft der konischen Ringe 1 und 11. Also, im Zahlenbeispiel wirken 22 000 Kg minus der betreffende Teile der 3 200 Kg Spannkraft der konischen Ringe 1 und 11 plus der Spannkraft der Haltemittel 30,27,28,32 und 42.

Um die federbaren Ringteile oder Ringstuecke bzw. Zylinder oder Zylinderteile bzw. Zylinderstuecke 32,42 zu verwirklichen, ist es praktisch die Ringnuten 29 und eventuell die Ringnuten 36 und 37 in den Klampringen 27 und 28 anzuordnen. Das ist herstellungsmaessig einfach und billig, zum Beispiel billiger, als das Teilen der Ringe in Segmente nach der genannten EP OS. Praktischerweise wird auch die Ausnehmung 38 in mindestens einem der Spannringe 27,28 angeordnet, um ein einfaches Spannen mittels der Schrauben 30 zu ermoeeglichen und um achsiale Toleranzen fuer billige Herstellung zulassen zu koennen. Radial innerhalb der Zylinder oder Ringe 2 der Figur 8 ist vorteilhafterweise ein Raum oder eine Ausnehmung 47 anzuordnen, damit die Ringe 2 der radialen Einwaertsbewegung der Auflagen 3 auch folgen koennen und nicht durch solide Koerper daran gehindert werden.

Erfindungsmaess ist auch die Dichtungsanordnung 22,49 innerhalb des konischen Ringpaares der Radialbewegung der zylind-

drischen Innenflaeche 60 des betreffenden konischen Ringes 1 oder 11 anzupassen. Der plastische Dichtring 49 wird fuer diesen Zweck erfindungsgemaess in ein teilweise radial federbares Zylinderstueck oder Ringteil 22 eingesetzt. Um dieses Ringteil in einem Koerper herstellen zu koennen, ist es zweckdienlich, die Ausnehmungen 48 radial innerhalb der Lippen oder Ringteile 22 achsial erstreckt anzuordnen, damit die zylindrischen Ringteile 22 radial auch nach innen federn koennen, wenn die zylindrischen Innenflaechen 60 der konischen Ringe radial einwaerts federn. Diese Ausbildung hat ausserdem den Vorteil, dass der Fluiddruck aus der Pumpkammer 50 radial von innen her aus den Ausnehmungen 48 heraus auf die Ringteile 22 wirken und diese an die Innenflaeche 60 der konischen Ringe 1,11 anpressen kann, denn die Dichtringe 49 verhindern ja das Eindringen von Druckfluid zwischen die Innenflaechen 60 und die Ringteile 22. Zweckdienlich ist auch, die Leitung oder Bohrung 77 am oberem Ende der Ausnehmung(en) 48 anzuordnen und zur Lieferleitung 70 zu leiten, damit sich keine Luftpolster in der Nut 48 ausbilden koennen, beziehungsweise die Luft durch die Leitung 77 und das Auslassventil 70 entweicht. Ebenso wird im Rahmen der Erfindung eine Luftableitung 76 vom oberem Ende des Einlassventils 69 zum Auslassventil 70 angeordnet.

Um die Uebersichtlichkeit der Figuren nicht einzuschraenken sind in ihnen radial nach innen gerichtete Linien von Kanten nicht eingezeichnet, obwohl das in technischen Zeichnungen ueblich ist. In den Patsntzeichnungen wuerden sie die Uebersichtlichkeit der Figuren stoeren. Aus dem gleichem Grunde sind auch die in Fluidraeumen nach der genannten EP OS erforderlichen Fuehlteile nicht eingezeichnet, in der praktischen Ausfuehrung aber verwendet, wie das aus der genannten EP OS bekannt ist. In Figur 8 sieht man noch den Hubkolben 66 zum Antrieb der Zusammendruckung der konischen Ringe 1,11 im Zylinder 67 angeordnet, dessen Druckkammer 68 ihr Druckfluid ueber die Leitung 46 erhaelt und durch sie abgibt von und zur Geberstufe der genannten EP OS. Die Leitung 46 entpricht also der Verbindungsleitung 303 der EP OS, z.B. derer Figur 22.

Fuer noch besseren Wirkungsgrad einer Hochdruckpumpe ist es zweckmaessig, die Anordnung der Klampringe der Figur 8 durch den Klampring 80 der Figur 9 zu ersetzen. Denn dieser Ring 80 der Figur 9 ist gewichtsmaessig leichter und setzt der Achsialbewegung weniger Massenkraefte entgegen, die ja bei der Kompression und Expansion der konischen Ringe in achsialer Richtung beschleunigt werden muessen. Ausserdem ist die Ausfuehrung nach der Figur 9 in der Massenproduktion billiger. Die untere Halterung 86 des Klampringes 80 mag von anfang an an den Ring 80 ange-
10 arbeiteten werden. Die obere Halterung 87 bleibt aber zunaechst naechst zylindrisch gerade nach oben erstreckt. Das konische Ringpaar 1,11 wird nach Einlegen des Zentrierringes 20 in es herein in den Klampring 80 eingeschoben bis es auf der Halterung 86 liegt. Das sollte maschinell gemacht werden, denn der Klampring 80 ist stark vorgewaermt. Nach dem sekundenschnellem automatischem Einlegen des konischen Ringpaares wird die obere Halterung 87 des gewaermtten Klampringes 80 zu der umgreifenden Form der Halterung 87 der
20 Figur 9 schnell und automatisch umgeboerdelt und danach wird der Zusammenbau automatisch ins Kuehlfluid geworfen. Dabei zieht sich der Ring 80 achsial zusammen und verklampt die konischen Ringe 1 und 11 fest miteinander. Da diese Arbeit in so kurzer Zeit erfolgen muss, dass die Hitze des Klampringes 80 sich nicht auf die vergueteten konischen Ringe 1 und 11 uebertraegt, ist es zweckmaessig fuer die Herstellung der Anordnung nach der Figur 9 eine automatische Maschine zu bauen und, solange die nicht vorhanden ist, die Anordnung nach der Figur 8 zu verwenden. Die Anordnung nach
30 Figur 9 ist nicht loesbar, ohne den Ring 80 zu zerstoeren. Sie muss aber auch nicht loesbar sein, weil man ja den plastischen Dichtring 26, der die Hitze des Ringes 80 nicht vertragen kann, nachtraeglich, nachdem das Aggregat gekuehlt worden ist, radial von innen her in seinen Platz radial innerhalb des Zentrierungsrings 20 einlegen kann.

In der Figur 10 ist das Ringpaar 1,11 durch einen einteiligen Federkoerper 111 ersetzt, indem die konischen Ringe 1 und 11 Teile dieses einteiligen Federkoerpers bilden. Die Ringteile 1 und 11 sind durch ihre Verbindung 112 miteinander verbunden, sodass die Teile 1,112 und 11 den gemeinsamen hohlen Federkoerper 111 bilden. Im Federkoerper 111 ist die Radialkammer 550 zwischen den konischen Innenflaechen 4 der konischen Ringteile 1 und 111 ausgebildet, denn ohne diese Ringkammer koennte der Koerper kein Federkoerper sein. Die zylindrischen Ringteile 2 koennen ebenfalls mit dem Federkoerper 111 einteilig ausgebildet sein oder sie koennen auf seine Auflagen 3 aufgelegt werden. Da die Verbindung 112 zwischen den konischen Teilen 1 und 11 elastisch ist und da die konischen Ringteile 1 und 11 ebenfalls elastisch, also federbar sind, kann der Federkoerper 111 in achsialer Richtung zusammengedrueckt werden und danch wieder expandieren. Der Federkoerper 111 kann also als eine die Pumpkammer 50 mit 550 enthaltende Pumpe, insbesondere Hochdruckpumpe verwendet werden. Bei duenneren Waenden oder plastischerem Material ist diese Ausfuehrung auch als Niederdruck Pumpe oder Motor geeignet. Dieser Federkoerper kann auch aus festem Federstahl hergestellt werden, da man bei Pump- oder Motor Anordnungen nach dieser Schrift und nach denen der genannten EP OS relativ kurze Radialabmessungen im Vergleich zum Innendurchmesser hat. Es ist also leicht moeglich, mit einem starkem Drehstahl von innen her an den Innenflaechen 60 vorbei, die konischen Innenenden 4 und die radiale Ringnut 550 in den Federkoerper 111 herein zu drehen. Bei Plastikausfuehrung ist die Herstellung noch einfacher und bei Verwendung von Faser-Klebeittel Material, wie Glasfieber, Kohlefaser Fieber, Carbon Fiber usw. kann man einen noch weichen Zylinder in eine Aussenform herein legen und das Material fuer den Federkoerper mittels Fluiddruck oder Pressluftdruck in die Form herein druecken, wodurch dann die Form des Koerpers 111 der Figur 10 in einfacher und billiger Weise durch Trocknen des Werkstoffes entsteht.

Die Figur 9 ist etwa mass-staeblich fuer etwa 1500 Bar Fluiddruck in der Kammer 50 gezeichnet. Denn der Klampring 80 darf nicht zu duenn sein, damit er in achsialer Richtung nicht zu weit dehnt, er darf aber auch nicht so dick sein, dass er radial nicht ausreichend federt, oder die Federungskraftsumme der Gesamtanordnung unnuetz hoch macht. Denn, die Kraefte sind ja nicht voll, sondern nur teilweise als Motorantrieb der Pumpe der Geberstufe zurueck zu gewinnen, sondern nur teilweise, weil ja Pumpe und Motoreffekt der Geberstufe auch einen Wirkungsgrad mit einigen Prozenten Verlusten haben.

Weitere Einzelheiten der Erfindung sind teilweise in den Patentanspruechen beschrieben, sodass die Patentansprueche, die ja Bezugszeichen enthalten, mit als zur Beschreibung der Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung gehoerend, angesehen werden sollen.

Die Zahlenangaben und Diagramme beziehen sich nur auf eine einzige Groesse der Teile der Erfindung. Anhand der Zahlenbeispiele und Diagramme der einzigen Groessenabmessung werden die Wirkungen der Erfindung deutlich sichtbar. Die Erfindung betrifft aber nicht nur diese einzige Abmessungsgroesse und Formgebung, sondern alle anderen kleinern und groesseren auch. Die Verwendung der Erfindung ist in dieser Schrift nicht weiter erlaeutert, weil die Verwendung in der industriellen Praxis aus der genannten EP OS hinreichend bekannt ist, deren Anordnungen durch die gegenwaertige Erfindung teilweise verbessert werden.

Die Erfindung betrifft auch ein Hochdruck Aggregat mit in achsialer Richtung federbaren oder deformierbaren Elementen fuer besonders hohe Drucke von bis zu etwa 5000 Bar, wobei das gepumpte oder mit verwendete Fluid eine nicht schmierende Fluessigkeit, wie zum Beispiel Wasser, sein kann.

10 In den bisherigen Figuren sind konische Ringelemente durch Klampenringe zusammengehalten, die radial federnde Haltelippen haben. Diese Ringe und Elemente sind zwar fuer Drucke von ueber tausend Bar geeignet, doch erlauben sie keine unbegrenzt hoeheren Drucke. Daher werden die Ringanordnungen in einem starkem Gehaeuse untergebracht und das Gehaeuse zeitlich parallel zum Druck in der Arbeitskammer in der Ringanordnung gesteuert. Die Ringanordnung wird so von einem Fluiddruck umgeben, der etwa die halbe Hohe des Druckes in der Arbeitskammer hat. Folglich kann der Druck in der Anlage etwa verdoppelt werden und mehrere tausend Bar erreichen. Nach einem weiterem Ausfuehrungsbeispiel wird eine Pumpe fuer 20 zum Beispiel Wasser mit unbegrenzter Lebensdauer und mehrere tausend Bar Druck geschaffen, indem der Pumpkolben in eine oberhalb des Wassers angeordnete Fluessigkeit mit schmierenden und nicht rostenden Eigenschaften pumpend eintaucht.

Aus den bisherigen Figuren und frueheren Veroeffentlichungen des Anmelders oder des Erfinders sind Pumpen mit konischen Ringelementen fuer hohe Drucke bekannt geworden. Derartige Aggregate sind mit Drucken von ueber tausend Bar gebaut worden und noch weiter in der Entwicklung fuer noch hoehere Drucke. Doch kann man die Drucke nicht unbegrenzt hoch steigern, da auch die Ringelemente dabei immer dicker und die Pumphuebe immer kleiner wuerden, je mehr der Druck gesteigert wird. Bei den bei so hohen Drucken nat/urgemaess kleinen Foerdermengen der Pumpe bewirkt jede kleine Formveraenderung bereits erhebliche Foerderverluste.

Die bekannte Technik ist daher mit Grenzen belastet, die keine weiteren Drucksteigerungen bei ausreichendem Wirkungsgrade mehr zulassen, sodass ein Bedarf an neuen Loesungen besteht, um den Druck der Hochdruck Aggregate, insbesondere der Hochdruckpumpen fuer nicht schmierende Fluessigkeiten noch weiter erhoehen zu koennen.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, den Druckbereich der Pumpen und Motoren ueber tausend Bar hinaus bei tragbar gutem Wirkungsgrade zu steigern und dabei den Betrieb des Aggregates auch fuer Wasser zu ermoeglichen sowie nach Moeglichkeit auch einen Pumpe oder einen Motor fuer nicht schmierende oder Rost verursachende Fluessigkeiten moeglichst fuer unbegrenzte Lebensdauer mit einfachen und betriebssicheren technischen Mitteln zu schaffen.

tigen Anmeldung fortgelassen. Denn sie sind schwer herstellbar, weil die Fuellkloetze 5 bei Wasseraggregaten ja aus nicht rostendem Material hergestellt werden muessen. Solches Material aber ist zaehe und die Drehstaehle brechen leicht beim Drehen schmaler tiefer Nuten in solchem Material. Stattdessen ist in der Figur 11 erfindungsgemaess das Dichtringtragrohr 3 angeordnet. Es umgibt den Fuellklotz '5 derart, dass ein enger Spalt 4 von einigen hundertstel Milimetern zwischen dem Aussendurchmesser und dem Innendurchmesser des Rohres 3 entsteht, der jedenfalls 0,1 bis 0,2 mm moeglichst nicht ueberschreiten soll. Denn bei dieser Spaltweite dringen ausreichende Druckfluidmengen aus der Arbeitskammer in den Spalt ein, um ihn zu fuellen und so das Tragrohr 3 radial von inner her zu belasten. Das betreffende Dichtringtragrohr 3 hat die Dichtringnut 93 zur Aufnahme des nicht eingezeichneten plastischen Dichtringes aus Gummi, Teflon oder dergleichen. Dieser Dichtring in Nut 93 dichtet zwischen dem Element 1 und dem Tragrohr 3. Radial ausserhalb des Tragrohres 3 herrscht daher geringerer Druck, als radial innerhalb des Tragrohres 3. Ausserdem ist das Tragrohr 3 radial duenner, als es die Pumpelemente 1, die konischen Ringteile 1, sind. Das Dichtringtragrohr 3 weitet sich daher unter dem Innendruck leichter radial nach aussen auf, als die Element 1 es tun. Das sichert automatisch eine zu allen Zeiten wirkende gute Dichtung, gleichgueltig, wie weit sich die Elemente 1 auch radial unter dem Arbeitsdruck in der Arbeitskammer ausdehnen moegen. Das ist sehr wichtig und eine neue Erkenntnis der Erfindung, denn nach japanischen Berechnungen dehnen sich die Elemente 1 weiter radial aus, als das nach der deutschen Fachliteratur zu erwarten waere.

Ein weiteres Merkmal der Erfindung ist in Figur 11, dass die Anordnung in einem staerkem Gehaeuse 6, zum Beispiel in einem dickwandigem Rohre 6 angebracht wird und dieses Gehaeuse 6 mit einer zeitlich steuerbaren Druckfluidleitung 7 versehen wird. Das Gehaeuse 6 wird voellig verschlossen und durch die Leitung 7 wird in den Innenraum im Gehaeuse 6 zeitlich parallel zum Druckanstieg und Abstieg in der

Arbeitskammer zwischen den Elementen 1 ein im Vergleich zum Arbeitskammerdruck etwa halb hohen Fluiddruck gefüllt. Dadurch koennen die Elemente 1 und alle anderen Teile der Anordnung zwischen dem Kammerndruck der Arbeitskammer und dem Drucke innerhalb des Gehaeuses 6 arbeiten. Die Teile der Anordnung sind dadurch nur halb so hoch belastet unter Arbeitskammer Innendruck, als in der Ausfuehrung der Hauptanmeldung. Folglich kann man, um gleich belastete Teile mit der Hauptanmeldung zu erhalten, im Vergleich zur Hauptanmeldung der Arbeitskammerndruck verdoppeln. Dadurch erreicht man eine Verdoppelung des Druckes, ohne eine Doppelstufenanordnung verwenden zu muessen. Allerdings muss das Gehaeuserohr 6 entsprechend dickwandig sein, um nicht zu sehr radial aufzubiegen, wenn es mit dem Halbdruk gefuellt ist.

Figur 12 zeigt den Laengs-Schnitt durch das einfachste Aggregat der Erfindung. Die Arbeitskammer 17 befindet sich im Gehaeuse 11 und hat ein Einlass und ein Auslass Ventil 20 und 21, wobei entsprechende Verbindungskanaele 22 und 23 angeordnet sein koennen. Wichtig ist, dass die Achse der Arbeitskammer senkrecht steht. Denn unten in der Kammer 17 soll das zu pumpende nicht schmierende oder rostverursachende Medium, zum Beispiel, das Wasser, gepumpt werden. Oberhalb des Kammernteiles 17 befindet sich der Kammernteil 16, der erfindungsgemaess mit einem schmierfaehigem Fluid gefuellt ist, das im Vergleich zum Fluid in Kammernteil 17 eine geringere Dichte bzw. ein geringeres spezifisches Gewicht hat. Diese Fluessigkeit des geringeren spezifischen Gewichts wird die erste Fluessigkeit genannt und die Fluessigkeit in dem Kammernteil 17 mit dem hoeherem spezifischem Gewicht wird die zweite Fluessigkeit genannt. Die erste ist die schmierende, die zweite die nicht schmierende Fkluessigkeit. Infolge des Unterschiedes der spezifischen Gewichte der Fluessigkeiten schwimmt die erste immer oben im Kammernteil 16 auf der zweiten darunter im Kammernteil 17. Die beiden unterschiedlichen Fluessigkeiten trennen sich also immer automatisch voneinander durch ihr unterschiedliches spezifisches Gewicht.

Daher kann der Betrieb des Motors oder der Pumpe in den Bereich der schmierenden, oberen, ersten Flüssigkeit im Kammernteile 16 verlagert werden. Teile 16 und 17 sind Teile einer einzigen, gemeinsamen Kammer in dieser Figur. Oberhalb des Kammernteiles 16 kann daher der Pumpkolben 15 angeordnet und reziprokiert werden. Seine Reziprokatonsbewegung mag man von Hand oder motorisch betreiben. Motorisch zum Beispiel durch die Anordnung der Umlaufwelle 12 mit einem Exzenterhubteil 13, dessen Aussenflaeche dann ueber einen im Kolben schwenkbar gelagerten Kolbenschuh 14 den Kolbenn treiben kann. Man drueckt nun das Wasser oder ein anderes Fluid unter leichtem Vordruck durch das Einlassventil 20 in die Kammer 17, wodurch der Kolben 15 in seine Ausgangslage zurueck gedrueckt wird. Stattdessen koennte man den Kolben 15 auch durch eine Gleitfuehrung oder durch ein Federmittel in seine Ursprungslage zurueckziehen. Zweckdienlicherweise werden Einlaesse oder Kontroll - Oeffnungen 18 und 19 angeordnet, um sicherzustellen, dass sich die richtigen Fluidmengen des ersten und des zweiten Fluids in den Kammernteilen 16 und 17 befinden.

In der Figur 13 ist das gleiche System gezeigt, doch wird durch die mehreren Hubexzenter 13,23 und 24 angedeutet, dass mehrere Arbeitsaggregate hintereinander liegen und durch die Welle 12 mit ihren Hubteilen 13,23 und 24 zeitlich nacheinander betrieben werden. Durch den Anschluss 27 kann auch der Hubexzenterraum 25 mit Vordruckfluid gefuehrt werden, das dann zeitweilig, wenn die Steuernut 26 beim Umlauf der Welle 12 die Bohrung oder den Kanal 28 im Kolbenschuh trifft, durch Nut 26, Kanal 28 und den den Kolben 15 durchdringenden Kanal 30 in die Mittelleitung 31 geleitet werden kann, um diese mit der richtigen Fluidmenge zu fuehlen.

Der Mittelkanal 30 fuehrt von dem Zylinder, in dem der Kolben 15 laeuft, und zwar von dessen Zylinderboden aus, zu der ebenfalls im Gehaeuse 11 angeordneten Arbeitskammer 32. In ihrem Oberteil ist der Folgekolben 33 dichtend reziprokierbar gelagert. Der Kolben 15 ist der Erstkolben, waehrend der Kolben 33 der Zweitkolben ist. Zwischen den beiden Kolben befindet sich die den Mittelkanal 31' fuellende Fluidsaeuule 31, die die Bewegung des einen der Kolben auf den anderen Kolben uebertraegt. Im Beispiel der Figur 3 ist, wenn das Aggregat als Pumpe verwendet wird, der Erstkolben 15 der Geberkolben und der Zweitkolben 33 der Folgekolben. Die Kolben koennen unterschiedliche Durchmesser zwecks Erzielung einer Kr tuebersetzung haben. Der Erstkolben kleineren Durchmessers aber laengeren Hubes bewirkt so eine groessere Kraft kuerzeren Hubes des Folgekolbens oder Zweitkolbens 33. Unterhalb des Folgekolbens 33 ist die Fluidkammer 33 ausgebildet, in die der Folgekolben 33 ggf. eintauchen kann und die den ersten Kammernteil bildet, der mit dem erstem Fluid gefuehlt ist, also mit dem schmierendem Fluid gefuehlt ist, damit der Kolben 33 und dessen Einpassung in der Laufbuchse 45 nicht durch nichtschmierendes oder rostverursachendes Fluid beschaedigt werden kann. Unterhalb des Kammernteils 33, das dem Kammernteil 16 der Figur 2 entspricht, befindet sich der Kammernteil 37, der dem Kammernteil 17 der Figur 2 entspricht und das nicht schmierende zu pumpende zweite Fluid enthaelt. Der Kammernteil 37 ist entsprechend wieder mit Einlassventil 38 und Auslassventil 39 - ggf. federbelastet- versehen. Diese Ventile sind in dieser Figur zu Sammelleitungen 41 und 42 fuer den Einlass und Auslass aller Arbeitsaggregate verbunden. Als Besonderheit im Vergleich zur Grundfigur 2 ist in Figur 3 ein Trennmittel 36 zwischen den Kammernteilen 35 und 37 angeordnet, um Vermischen durch Planschen der ersten und der zweiten Fluessigkeit zu vermeiden. Das Trennmittel 36, das eine Scheibe sein mag, kann mit Dichtringnutmitteln 43 zur Aufnahme nicht eingezeichneter plastischer Dichtringmittel versehen sein. Solche Dichtringe sind in den Figuren nicht schraffiert eingezeichnet, weil sie im Querschnitt klein sind und die Uebersicht der Figuren beeintraechtigen wuerden.

Da es bei den Ausfuehrungen der Erfindung nach den Figuren 12 bis 14 sehr wichtig ist, dass die betreffenden Kammernteile 16,17,35,37 und der Mittelkanal 31 immer genau die richtigen Fluidmengen enthalten, ist es zweckmaessig, die Oeffnungen oder Anschluesse 34,44,46 und / oder 47 oder einige oder einen derselben verschliessbar anzuordnen. Zum Beispiel den Anschluss 34 zum Mittelkanal 31, dazu ebenfalls den Anschluss 44, den Anschluss 46 zum Erstfluid Kammernteil 33,16 und den Anschluss 47 zum Zweitfluid Kammernteil 37,17. Zweck dieser Anschluesse ist es einmal die betreffenden Kammernteile oder den Mittelkanal zu fuellen, oder deren Inhalt an Fluidmenge zu kontrollieren oder zu berichtigen. Besonders zweckdienlich ist diese Kontrolle oder Fuellung automatisch zu gestalten, zum Beispiel mittels elektronischer Senser und entsprechend gesteuerter Fuell - oder Kontroll - Aggregate. Die Anordnung der Teile 12,13,23,24 bewirkt regulierte Foerderung ueber den Umlaufwinkel der Welle 12, die Anordnung des Teiles 36 bewirkt Vermeidung der Mischung des ersten mit dem zweitem Fluid und die Anordnung des Teiles 33 ermoeoglicht eine entsprechende Kraftverstaerkung.

In der Figur 14 ist die Ausfuehrung fuer hoechste Drucke als Pumpe und fuer praktisch unbegrenzte Lebensdauer gezeigt. Die Kolbenantriebsteile 12,13 usw. fuer den Geberteile koennen mit den Mitteln der hydrostatischen Aggregate des Anmelders fuer unbegrenzte Lebensdauer gebaut werden, weil sie kein nicht schmierendes oder Rosten verursachendes Fluid beruehren. Der bereits aus der Figur 13 bekannte Trennkoerper 36 hat deshalb unbegrenzte Lebensdauer, weil er keinen Belastungen ausgesetzt ist. Er schwimmt ja nur zwischen zwei Fluiden gleichen Druckes. Die Ventile und Kanaele, wie die Kammernteile 35 und 37 sind angeordnet und wirken sinngemaess, wie in Figur 13. Ebenso die Anschluesse.

Der Geberkolben 15 hat einen relativ kleinen Durchmesser im Vergleich zu dem von ihm ueber die Fluidsaule in dem Mittelkanal 31 angetriebenem Folgekolben 49. Dadurch wird erreicht, dass der Folgekolben 49 wegen seiner groesseren Querschnittsflaeche mit einer vielfachen Kraft relativ zur Kraft des Geberkolbens 15 bewegt wird und zwar in der Figur nach unten bewegt wird. Das vordere oder untere Ende des Folgekolbens 49 muendet in die bevorzugterweise drucklose Zwischenkammer 50. Sie mag drucklos gehalten sein durch den Anschluss 51, der mit der Atmosphaere oder besser mit einer druckarmen Kammer des Aggregates verbunden sein mag. Die Besonderheit der Figur 14 im Vergleich zur Figur 13 besteht darin, dass in der Figur 14 der Folgekolben 49 auf einen Hochdruck Pumpkolben 52 kleineren Durchmessers wirkt. Der Hochdruck Pumpkolben 52 ist in der Figur achsgleich unter dem Folgekolben 49 angeordnet und in der Laufbuchse 45 aus nicht rostendem Material dicht reziprokierbar gefuehrt. Er taucht mit seinem vorderem, unterem Ende in den Kammernteil 35 mit dem erstem Fluid darin ein und sein rueckwaertiges, oberes Ende lagert auf der Stirnflaeche des Folgekolbens 49. Die uebrigen Teile der Figur 14 entsprechen im Prinzip denen der Figur 13 und brauchen daher hier nicht noch einmal neu beschrieben werden. Durch die Anordnung des Hochdruck Pumpkolbens 52 mit im Vergleich zum Folgekolben 49 kleinem Durchmesser wird erreicht, dass der Folgekolben 49 einen grossen Querschnitt hat, waehrend der Hochdruck Pumpkolben 52 einen kleinen Querschnitt hat. Dadurch erreicht der Hochdruck Pumpkolben 52 einen wesentlich hoeheren Druck in der Kammer 35-37, als der Folgekolben darin erreichen koennte, weil ja infolge der Querschnittsunterschiede eine Kraftuebersetzung zwischen dem Folgekolben 49 und dem Hochdruck Pumpkolben 52 angeordnet ist. Die hydrostatische Geberstufe des Erstkolbens 15 arbeitet rationell, wenn die Aggregate und Teile nach Patentschriften des Erfinders eingebaut sind, mit 500 bis 1000 Bar Oeldruck. Macht man nun den Querschnitt des Hochdruck Pumpkolbens 52 etwa viermal kleiner, als den des Folgekolbens 49, dann hat man eine vierfache Druckuebersetzung, was zur Folge hat, dass der Hochdruck Pumpkolben 52 dann mit 2000 oder 4000 Bar arbeitet, also in den Kammernteilen 35

und 37 ein Druck von 2000 bzw. 4000 Bar erzeugt wird, wenn der Geberkolben 15 einen Druck von 500 bzw. 1000 Bar erzeugt. Andere Druckbereiche und Uebersetzungen koennen beliebig gewaehlt werden, soweit die Anlage ausreichend stabil gebaut ist.

Die Figuren sind so gezeichnet, dass man die erforderlichen Teile gut erkennen kann, aber nicht immer mass-staeblich. Etwa mass-staeblich sind die Klampenringe und Elemente mit ihren Innenteilen, sowie das Gehaeuserohr 6 der Figur 11. Auch die Kolben und Wandstaerken der rechten Seite der Figur 14 kann man noch als grob mass-staeblich ansehen. Demgegenueber sind die Wellen und Exzenter Hubteile der Figuren 12 bis 14 voellig unmass-staeblich gezeichnet. In der Praxis sind die Wellen 12 viel dicker und sie sind fuer die hohen Drucke wenn sie unbegrenzte Lebensdauer erreichen sollen, in Lagern nach dem USA Patent 4,310,203 des Erfinders gelagert. Die Laufbuchsen sind fuer Wasserbetrieb in dem Kammernteil 37 bevorzugterweise aus VEW Edelstahl und in starkwandige Gehaeuse eingesetzt, doch koennen auch die Gehaeuse aus dem genannten Edelstahle sein.

In der Figur 17 ist der Trennkoerper 36 der Figuren 13 und 14 durch eine eingespannte Membrane 61 ersetzt. Diese ist mittels des Einsatzes 91 im Gehaeuse 1 in Sitzen fuer ihren Bord 62 fest gehalten, wobei die Schraeben 92 zur Befestigung des Halteeinsatzes 91 verwendet sein moegen. Zu beachten ist hier, dass es sich nicht um eine pumpende Membrane des herkoemmlichen Einsatzes, sondern um eine Fluid Trennmembrane handelt. Uebliche Membranen wuerden als Pumpen bei den hohen Druecken, die die Erfindung verwenden will, laengst brechen, bevor der Druck erreicht waere. Als Trennmembrane fuer die Verhinderung der Vermischung des ersten Fluids mit dem zweitem Fluid in den Kammernteilen 35 und 37 aber ist die Membrane von beiden Enden her mit gleichen Drucken belastet. Sie traegt also keine Pumplast und ist keiner Pumpbelastung ausgesetzt. Doch ist ihr Durchmesser ausreichend gross zu wahlen und ist ihre Dicke ausreichend duenn zu halten, damit sie ohne hohe innere Spannungen durchbie-

-30-

gen und den Auf und Ab - Bewegungen der beiden Fluide in den Kammern 35 und 37 folgen kann. Man baut diese Membrane 61 vorteilhafterweise aus Stainless-Stahl oder Carbonfiber, wenn man mit Wasser in dem Kammernteile 37 fahren will. Carbonfiber hat den Vorteil, dass man durch Wahl der Hitzen bei der Herstellung des Fibers einen hohen Auswahlbereich fuer den Elastizitaetsmodul der Membrane .61 zur Verfuegung hat.

In der Figur 18 ist gezeigt, dass der Trennkoerper 36 der Figuren 3 und 4 durch einen Trennkoerper 136 der Figur 8 ersetzt werden kann. Die Besonderheit des Trennkoerpers 136 ist, dass er zwei Nuten 82 und 83 fuer den Einsatz von

plastischen Dichtringen hat, die achsial voneinander distanziert an geordnet sind. Zwischen ihnen befindet sich die Leckage Sammelnut 80 zur Sammlung von eventueller Leckage ueber undicht gewordene plastische Dichtringe der Nuten 82 oder 83. Zur Sammelkammer 80 ist die Leitung oder Muendung, bzw. der Anschluss 81 gesetzt, um eventuelle Leckage aus der Sammelkammer 80 ableiten zu koennen. Es ist empfehlenswert, zur Leitung 81 automatische, zum Beispiel, elektronische, Senser zu setzen, die die Aufgabe haben die betreffenden Menschen darauf hinzuweisen, dass Dichtringe undicht geworden sind und ausgetauscht werden sollen, oder die die Aufgabe haben, die Gesamtanlage automatisch still zu setzen, wenn Leckage auftritt, die eine Vermischung des ersten mit dem zweiten Fluide in den Kammernteilen 35 und 37 bewirken koennte.

In Figur 14 ist schliesslich noch angedeutet, dass die Anlage dreiteilig aus Mittelgehaeuse 11, Boden 111 und Deckel 1111 gebaut werden kann, um alle Einzelheiten sauber produzieren und montieren zu koennen.

Die Figuren 15 und 16 bringen fuer den Bau der Aggregate der Erfindung wichtiges " know - how " .

In der Europa Offenlegungsschrift EP O 102 441 sind in den Figuren 23,25 und 29-A genaue Berechnungen fuer die achsialen Belastungen, Durchbiegungen und Spannungen der konischen Ringelemente 1 angegeben. Bei den spaeteren Bauten und Erprobungen wurde erkannt, dass die Schutzhauben darunter gelegentlich aufzuweiten und undicht zu werden scheinen. Vermutet wurde bei 1000 Bar eine Aufweitung um etwa 0,1 mm; doch kann das nicht genau gemessen werden. Die weiteren, jetzigen, neuen Untersuchungen aber zeigen, dass die Ursache dieser Unzuverlaessigkeit wo anders zu liegen scheint. Es ist naemlich so, dass die radialen Aufweitungen der Innendurchmesser der Rohre unter Innendruck entsprechend der deutschen Literatur und nach den deutschen DIN Normen aufgrund der von Profesor E.Siebel angegebenen und im Buche von Juergensonn "Elastizitaet und Festigkeit im Rohrleitungsbau" veroeffentlichten Formel $\sigma = pd / 2s$ berechnet wurden. Das Buch gibt zwar keine Berechnung der radialen Aufweitungen, doch nimmt der Erfinder an, dass die radiale Aufweitung des Rohres sich durch Multiplikation der Spannung mit dem Innendurchmesser des Rohres und Teilung durch den Elastizitaetsmodul E errechnet werden soll. Fuer die Aufweitung des Rohres wird in deutschsprachigen Hydraulikfachbuechern, zum Beispiel in dem Buche "Oelhydraulik" von Dr. Jean Thoma, zur Zeit Professor an der Waterloo Universitaet in Canada, auf Seite 211 angegeben, dass die Aufweitung = $pR / E s$ sein soll mit $s =$ Wanddicke. Anscheinend sind die radialen Durchmessererweiterungen des dickwandigen Rohres aber wesentlich groesser. Bei einem Verhaeltnis Aussendurchmesser D zu Innendurchmesser d von 2 zum Beispiel scheint die radiale Aufweitung mehr als doppelt so hoch zu sein, als sie nach der Formel von Professor Dr.Jean Thoma sein wuerde. Das ergibt sich aus der Formel des Herrn H.Igarashi (Riken Seiki) , die dieser aus der japanischsprachigen Literatur weiter entwickelt hat. Daher sind in der Figur 5 diese Formeln verglichen worden. Dazu ist der Faktor "fR" eingefuehrt, der diejenige Formel gibt, die nach Pd/E zu folgen hat, um die radiale Aufweitung des Innendurchmessers des Rohres,

des Pumpelemetes 1, der Dichtringtragrohe 3 oder des Gehäuserohres 1 undsoweiter zu berechnen. Man sieht aus Figur 6, dass der "fR" Faktor nach Herrn Igarashi, naemlich

$$f_R = \left[\frac{1.3 n^2 + 0.7}{n^2 - 1} \right]$$

mit $n = D/d = \text{Aussendurchmesser/Innendurchmesser}$ bei $n=2$ mehr als doppelt so hohe Aufweitungen gibt, als die einfache Formel nach J. Thoma. Die hoeheren Aufweitungen werden umso bedeutender, je dicker die Wand relativ zum Innendurchmesser wird. Da bei den hohen Drucken, die in dem Aggregat der Erfindung auftreten, Radialaufweitungen von einigen hundertstel oder Zehntel Millimeter bereits Foerderverluste der Pumpe von vielen Prozent bringen, kann es passieren, dass die Foerdermenge null wird, wenn man nach den beiden Formeln oder einer der beiden Formeln der oben diskutierten deutschsprachigen Literatur rechnet. Um wirklich Foedererung des Aggregates bei den angestrebten hohen Drucken zu erreichen, sollte also nach der Igarashi Formel gerechnet werden.

Ferner ist aus der Literatur kaum bekannt, wieviel die plastischen Dichtringe aus Gummi usw. unter Druck ihr Volumen komprimieren. Die umfangreichen Kataloge der vielen Fachfirmen geben den Elastizitaetsmodul und viele andere Einzelheiten des Dichtringmaterials an, aber sie bringen nichts ueber die Volumenverminderung des Materials bei hohem Druck. Fragt man bei ihnen an, dann antworten sie oft, dass man das nicht wisse und auch nicht brauche, weil in der Praxis der Oelhydraulik die Dichtringe, zum Beispiel die O-Ringe, sich etwa verhaeltnisgleich zum Oele verhielten. Waere das aber so, dann wuerde jeder Dichtring, zum Beispiel den Nuten 93,43 usw., aehnliche innere Kompression unter Druck erleiden, wie das Oel oder das Wasser. Da diese Nuten trotz ihrer Enge und Duenne erhebliche Volumen in der Gesamtanlage heben, wuerden durch diese plastischen Dichtungen, wie z.B. O-Ringe aus gummiaehnlichen Stoffen Foerderverluste des Aggregates von 5 bis 30 Prozent bei den hohen Drucken des Aggregates bringen. Nach langem Suchen ist es nun gelungen, die Kompressionsverhaeltnisse der Gummi - aehnlichen Stoffe

teilweise zu erfahren. Die Figur 16 bringt diese und zwar in Kurve 1 die Volumenabnahme des O-Ringes Code 90 nach der japanischen Normung JIS B 2401 nach Messungen von T. Makita; S. Matsuo und K. Inoue. Die Kurve 2 bringt die Volumenabnahme des Gummistoffes Duprene nach Messungen des Herrn Bridgman am Massachusetts Institute of Technology. Die Kurve soll andeuten, dass der Stoff bei etwa 5000 Bar sproede und unstetig wird. Herr Bridgman hat die Kompressionen (Volumenabnahmen) vieler Stoffe, einschliesslich Metallen und vieler Gummi-
10 Arten gemessen, jedoch nur in Intervallen von 5000, 10000 Atmospheren usw. bis 25000 Bar. Im fuer das Aggregat der Erfindung wichtigem Bereiche von 1000 bis 5000 Bar kann man vermuten, dass ueber 1000 Bar plastische Dichtstoffe etwa halb so viel an Volumen verlieren, wie Wasser oder Del, wenn man die richtigen Stoffe auswaehlt und einsetzt. Die Dichtringnuten sollte man daher im Querschnitt so gering halten, dass sie noch gut dichtende Dichtringe halten koennen und die duennen Dichtringe in der Fabrikation nicht zu duenn oder zu teuer werden.

20 Man erkennt aus den Betrachtungen, dass zum Beispiel in der Figur 11 unter dem hohem Druck im Aggregat praktisch alle Teile federn. Zum Beispiel radial ausdehnen und bei Entspannung zusammen ziehen. Es ist zweckdienlich, den Effekt der federnden radialen Zusammenziehung und der achsialen Entspannung dem Wirkungsgrade des Aggregates nutzbar zu machen. Das erreicht man, indem man die Fluidsaerule in dem Mittelkanal 31 auf den Geberkolben 15 wirken laesst, um diesen in seinem Rueckhube gegen den Fuehrungsflaeche des Hubantriebes, z.B. 13, 23, 24 druecken zu lassen. Der Erstkolben
30 15 wirkt dann bei seinem Rueckhube auf die Welle 12 als Hydromotor treibender Hydromotor Druock - Kolben. Ohne diesen Effekt auszunutzen, waere der Wirkungsgrad des Aggregates der Erfindung bei sehr hohen Drucken von ueber 1000 Bar sehr gering. Die Grundlagen der Figuren 15 und 16 geben dafuer die Berechnungsmoeglichkeiten. Um einen guten Hydromotorenwirkungsgrad des Kolbens 15 beim Rueckhube zu verwirklichen, ist es zweckdienlich die aus den Patentschriften des Erfinders

bekanntem System zu verwenden.

10 Bezueglich der Figur 12 ist zu bedenken, dass diese so gezeichnet ist, dass man das System aus der Figur leicht erkennen kann. Das soll aber nicht heissen, dass man sie einfach mass-staeblich kopieren kann, um ein wirkungsgradhohes Aggregat zu erhalten. Nimmt man folgende Masse in Figur 12 an: Kolbendurchmesser (15) = 10 mm; Innendurchmesser des Gehaeuses (11) = Durchmesser der Kammer (16,17) = 24 mm; Kolbenhub des Kolbens (15) = 4 mm; Volumen der Leitungen 22,23 = 4,25 cc. Dann erhaelt man Volumen der Fluessigkeiten bei Atmospheredruck = 16 cc; Foerderung des Kolbens 15 = 0,312 cc. Das gibt $0,312/16 = 0,019$; also 1,9 Prozent des Fluessigkeitsvolumens als Foerdermenge durch den Kolben 15. Da Wasser, siehe Figur 16, aber bereits bei 1000 Bar um mehr als 1,9 Prozent komprimiert, kann die Pumpe im Massstabe der Figur 12 nicht einmal 1000 Bar Druck erreichen. Sie wuerde nur bis etwa 700 Bar foerdern und dann wuerde die Foerdermenge zu null. In Wirklichkeit wird sie schon frueher, bei noch geringerem Drucke zu null, weil die Wand des Gehaeuses 1 sich unter dem Innendrucke radial nach aussen aufweitet.

20 Folglich ist es so, dass die Kammern 16,17; 35,37 so klein bemessen werden muessen, dass beim Ende des Pumphubes fast kein Totraum mit Fluessigkeit darin verbleibt. Die Menge des ersten Fluids muss so klein gehalten werden, dass der betreffende Kolben gerade noch im erstem Fluid laeuft, ohne das zweite Fluid zu beruehren. Die Leitungen 22,23 usw. bis zu den Einlass und Auslass Ventilen muessen so wenig wie moeglich Volumen haben. In der Praxis sind die Ventile direkt an die Kammern 17,37 angebaut, um Totraum zu vermeiden. Ausserdem muessen die Wandstaerken der Zylinder sehr dick sein. Kurzum, in der Praxis werden die Bauteile in hundertstel Millimetern toleriert, weil sonst die gewuenschten Drucke nie mit ausreichendem Wirkungsgrade erreicht werden koennen.

30

-35-

Im Folgendem

werden neue konische Ringelemente vorgestellt, die achsialgerichte Nasen an ihren radial inneren und aeusseren Endteilen haben. Radial innerhalb und ausserhalb der Nasen sind Dichtringbetten ausgebildet, in die plastische Dichtringe eingesetzt werden. Durch die Innendurchmesser und Ausendurchmesser der Nasen wird eine Querschnittsflaeche der Nasen geschaffen und die Radialabmessung der Fluidkammern radial innerhalb und ausserhalb der Nasen scharf begrenzt. Die Elemente werden in eine Bohrung eines Koerpers eingesetzt, die oben durch einen Kopfdeckel verschlossen ist, der ein Einlass und ein Auslass Ventil enthaelt. Unterhalb der Bohrung ist ein Geberkolben angeordnet, der Fluid in die verschlossene Bohrung pumpt. Das obere Element einer Elementensaeule liegt dichtend am Kopfdeckel an. Dadurch ist eine zu den Ventilen verbundene Innenkammer geschaffen und eine zu dem Geberkolben verbundene Aussenkammer. Die Bauweise der Elemente garantiert, dass der Druck in den Kammern die Elemente der Elementensaeule nicht voneinander abhebt, sondern sie selbstdichtend zusammendrueckt. Dadurch gelingt es der Erfindung eine Pumpe fuer nicht schmierende Medien mit bis zu rund 4000 Bar wirkungsgradhoch und betriebssicher zu schaffen. Weitere Alternativbeispiele zeigen moegliche verwandte Ausfuhrungsformen der Erfindung.

In dem *bisherigen Figuren* ist ein Hochdruckfluid Aggregat beschrieben, das zwei verschiedene Medien, von denen das eine ein nicht schmierendes Fluid sein kann, *durch* ein in achsialer Richtung dehnbares Ringelement *trennt*, das die beiden Medien voneinander getrennt *haelt*, wenn das eine Fluid am einem Ende des Elementes einen Pumphub auf das Element ausuebt und dadurch das andere Fluid am anderem Ende des Elementes aus seiner Pumpkammer herausgedrueckt wird. Im Hauptpatent konnte das Element auch eine Membrane sein, weil die Drucke an beiden achsialen Enden des Elements nach dem Hauptpatent im Prinzip gleich sind und sich nur durch den Widerstand des Elements bei dessen Verformung unterscheiden.

Die Ausfuehrung des Elementes des *bisherigen Figuren* hat aber den Nachteil, dass der Hub des Elementes relativ kurz ist, weil die Membrane bei langem Hube infolge Ueberspannung reissen wuerde. Ausserdem ist die Membrane des Hauptpatents eine schwache ohne besondere eigene Staerke und Widerstandsfahigkeit. Dadurch ist dem Aggregat des Hauptpatents eine Leistungsgrenze durch dessen Element, also durch dessen Membrane gegeben.

Die Erfindung *hat daher auch die* Aufgabe, ein widerstandfahiges Element und dazu zweckdienliche Teile eines Aggregates mit hoher Haltbarkeit und langem Achsialhub des Elementes betriessicher und mit einfachen Mitteln zu schaffen, um Lebensdauer und Leistung von Hochdruckaggregaten zu vergroessern.

Diese Aufgabe wird nach dem kennzeichnendem Teile des Patentanspruchs 33 geloest. Weitere vorteilhafte Loesungen der Aufgabe ergeben sich aus den Anspruechen 34 bis 62.

Die Figuren 19 bis 32 zeigen Laengsschnitte durch 14 verschiedene Ausfuehrungsbeispiele eines Hochdruck Aggregates nach der Erfindung *oder durch Teile des Aggregates.*

Figur 19 zeigt in einem Deckel 1,11 die zweite Pumpkammer 37 mit einem Einlassventil 38 und einem Auslassventil 39. Zu den Ventilen fuehren die Leitungen 41 und 42. Die Ventile koennen durch Federn 40 gespannt sein. In den Deckel 1 ist ein Einsatz 91 eingespannt und zum Beispiel mittels Schrauben 92 gehalten, der im Deckel 1 das Fluid- Trenn- Element 61 einspannt, indem es die Befestigung 104 des Elements bildet. Im Einsatz 91 befindet sich der Zylinder 35, der mit der ersten Pumpkammer 35 zwischen dem Element 61 und dem Einsatz 91 verbunden ist und in dem sich der Hubkolben 52 auf und abn bewegt. Die Befestigung 104 bildet mit ihrem Innendurchmesser den Aussendurchmesser der ersten und der zweiten Pumpkammern 35 und 37. In Figur 19 ist die Kammer 35 nicht sichtbar, weil das Element 61 mit seinem Boden auf der Bodenauflage 101 aufliegt, die das obere Ende des Einsatzes 91 bildet. Die genannte Befestigung 104 ist vorteilhafterweise mit Dichtnuten 102 und 103 im Deckel 1 und Einsatz 91 zur Einlage von Dichtringen versehen, die die Abdichtung des Elements und der beiden Kammern 35 und 37 voneinander bewirken. Die zweite Pumpkammer 37 ist zwischen der oberen Stirnflaeche des Elements 61 und der Kopfanlage 100 ausgebildet, wobei die Kopfanlage 100 an dem Deckel 1 ausgeformt ist. In den Figuren 19 und 20 ist die Kopfanlage ein schwachwinkliger Hohlkegel, dessen achsiale Tiefe nicht laenger sein darf, als der maximal zulaessige Hubweg des Elements 61 ist. Presst der Hubkolben 52 nach oben, dann wird Fluid aus dem Zylinder 35 gegen den Boden des Elements 61 gedruickt und das Element hebt sich nach oben, dabei ueber Ventil 38 eingetretenes Fluid ueber Ventil 39 aus der zweiten kammer 37 herauspumpend, bis die obere Stirnflaeche des Elements 61 an der Kopfanlage 100 anliegt. In diesem Zustande ist unter dem Element 61 die erste Pumpkammer 37 voll ausgebildet. Der Hubkolben 52 hat seinen vollen Hubweg getan.

Während im *bisherigem* die Membrane frei zwischen den beiden Medien der Kammern 35 und 37 schwang, ohne mechanische Endauflagen zu beruehren, hat das Element 61 der Erfindung jetzt Endanlagen 100 und 101 zwischen denen es sich achsial bewegt. Das hat den Vorteil, dass die Anlagen 100 und 101 so platziert werden koennen, dass der zulaessige Hubweg des Elements 61 nie ueberschritten werden kann. Das Element 61 erhaelt so eine lange Lebensdauer und Betriebssicherheit. Die Formgebung der Anlagen 100 und 101 werden so bemessen, dass das Element in allen Teilen zulaessige Spannungen behalt. Die Kopfanlage ist daher radial in der Mitte weiter ausgebaucht, als an den radialen Aussen Enden. Die Auflage des Elements 61 an der Bodenauflage 101 verhindert toten Raum und dadurch Kompressionsverluste im Fluid. Diese werden ebenfalls durch das Anstossen des Elements 61 an die Kopfanlage 100 verhindert. Der Winkel des Hohlkonus unter der Kopfanlage 100 ist in den Figuren stark vergroessert gezeichnet. In der Praxis ist das Element in dem Masstab der Figuren etwa 2 mm dick (plus minus 1,5 mm) und besteht aus flexiblem Material, fuer Hochdruck Wasserpumpen von bis zu 5000 Bar aber oft aus dem japanischem SUS 630 Stahl oder aus Edelstahl von VEW. In den Figuren 1 und 2 ist dabei ein Hubweg des Elements von 0,3 bis 0,4 mm zulaessig, wenn die genannten Staehle verwendet sind.

Erwuenscht ist aber oft ein noch groesserer Hubweg des Elements.

Daher zeigt die Figur 2/ im Mass-Stabe 1:1 ein Hochdruck Aggregat fuer bis zu 5000 Bar Wasserdruck aus der zweiten Pumpkammer 37 fuer etwa 10 Cubiccentimeter Foerdermenge pro Hub. Das Element 61 macht dabei in der radialen Mitte etwa 4 mm Hub bei einer Dicke von 3 mm. Die Berechnung der Foerdermenge erfolgt nach den Formeln der Figur 29-A der Europa Offenlegungsschrift 0102441.

Der lange Hubweg des Elements 61 und damit die grosse Foerdermenge der Kammer 37 bei dem hohem Druck ist nach der Figur 2/ dadurch erreicht, dass das Element 61 mit Ringwellen (16, 16, 36)

geformt ist, die Wellen Taeler und Berge bilden. Diese sind in der Figur sehr stark ausgepraegt und bilden zwischen den Wellenhoeehen 161,261 und den Wellentiefen 461 fast achsparallele oder nur schwach geneigte Elementenstuecke 361. In Radialrichtung ist durch diese Ausformung der Wellenteile eine Laenge des Elements 61 geschaffen, die die Radialabmessung der Kammern 35,37 bei weitem uebersteigt. Das Element 61 ist daher besonders elastisch, obwohl es aus Teflon, anderen Werkstoffen oder aus Edelstahl besteht. Die Wellenhoeehen und Wellentiefen gehen in guten Boegen in die Zwischenstuecke 361 ueber. Die radial aeusseren Wellenberge und Wellentaeler sind praktischerweise achsial kuerzer, als die radial inneren. So erreicht man eine automatische Entlueftung, indem man das Auslassventil 39 an die hoechste Stelle der zweiten Pumpkammer 37 setzt, wo sich der hoechte Wellenberg 161 befindet. Die Figur ist etwa mass-staeblich gezeichnet. Der Deckel 1 ist entsprechend mit der Kopfanlage 112 geformt, wobei diese den Hubweg des Elements 61 begrenzt und die obere Stirnflaeche des Elements 61 nach Beendigung des Hubweges des Elements 61 an der Kopfanlage 112 anliegt. Die Kopfanlage hat also zum Element komplementaere Wellenformen, wobei diese sich jedoch um die betreffenden oertlichen Achsialmasse von der ungespannten Lage des Elements 61 entfernen. Der Einsatz 91 hat an seinem oberem Ende die Bodenauflage 111, die komplementaer zum Boden des Elementes 61 geformt ist, also auch die Wellen Taeler und Berge 191 und 192 hat und auf der die Grundflaeche des Elements 61 in dessen ungespanntem Zustande aufliegt. Man sieht in der Figur deutlich, dass die Berge des Deckels 1 und die Berge des Einsatzes 91, zum Beispiel die Teile 191 und 212 tief in die betreffenden Wellentaeler des Elements 61 eintreten. Totraum ist dabei vermieden, um hohen Wirkungsgrad der Foerderung zu erreichen. Die Ventile sind in der Figur so ausgebildet, dass nur wenig Totraum entsteht und die Ventile trotzdem gut wirken. Die Bohrungen 105 und 106 dienen zur Ableitung von Luft, die sich in den Hoeehen sonst sammeln und das Pumpen verhindern wuerde. Die Bohrungen 105 und 106 verbinden die Hoeehen der Kammer 37 mit dem Auslassventil. Die Hoeehen um 191 unter dem Element 61, also in der Kammer 35, koennen durch die Entlueftungs

Bohrung 120, die dafuer angeordnet ist, entlueftet werden. Sie soll an der hoechsten Stelle unter dem Element 61 muenden, wie gezeichnet, um ihre Entlueftungswirkung erfuellen zu koennen.

Die Positionen 461,312,291 zeigen weitere Taeler, Hoehen oder Auflageflaechen im Zusammenhang mit der Formgebung des Elementes oder der Anlage- bzw. Auflage-Flaechen. Die Federbarkeit des Elementes 61 ergibt sich auch durch die langen Achsialstege 361, die in radialer Richtung federn koennen.

10 Der Deckel 1 und der Einsatz 91 sind durch die Verbindungen 92 zusammen gehalten. Das Einlassventil 38 kann mit den Federn 40 gespannt sein und die Anschluesse sind durch 41 und 42 gezeigt, wobei 32 der Einlass und 41 der Auslass Anschluss sind. Das Element 61 ist mit dem Flansch 104 versehen, mit dem es zwischen dem Deckel 1 und dem Einmsatz 91 gespannt ist, wobei die Abdichtung durch Dichtringe - nicht eingezeichnet- in den Dichtring Nuten 102 und 103 erfolgen kann. Fuer die Entlueftung der Wellen Berge sorgen die Entlueftungsbohrungen 105 und 106. Die Ringnase 110 zeigt den tiefen Eingriff in das Wellental oberhalb des Talbodens 291.

20 Im Zylinder 35 der Hubdruck Kammer 35 laeuft der Kolben 52, der die Kammer 35 periodisch fuehlt und entleert. Der Antrieb des Kolbens 52 erfolgt zum Beispiel nach der genannten Europa Offenlegungs Schrift oder mittels einem Druck Kolben 124 in einem Zylinder 125 mit Einlass 123. Statt dem Druckkolben 124 zu benutzen kann man auch einen mechanisch angetriebenen Druck Kolben 128 verwenden, der dazu einen Kolbenschuh 127 im Kolben 128 schwenkbar enthaelt, waehrend der Kolbenschuh auf einer Laufflaechen eines Exzenters 126 angetrieben ist. Der Kolbenschuh mag hydrostatische Lagertaschen 130 und Verbindungsleitungen 129 enthalten. Ein Mass Stab ist links in der Figur eingezeichnet, um die Groesse fuer die benannte Foerdermenge in etwa zu zeigen. Wenn der Kolben 124 im Zylinder 125 angeordnet ist, wird am 30 oberem Zylinderende eine Entlueftungsbohrung 122 angeordnet. Von besonderer Bedeutung fuer die Praxis ist die Fuehl - Kontrol Bohrung 121, die sich in der unteren Totpunktlage des Kolbens 52 befindet und dort in den Zylinder 35 muendet. In der unteren Totpunktlage gibt der Kolben 52 diese Bohrung frei, damit die Kammer 35 voll mit Fluid von aussen her durch die Bohrung 121 gefuehlt werden kann. Nach kurzem Hubweg verschliesst der Kolben 52 die Bohrung 121 und beginnt damit die Hubfoerderung des betreffenden Druckfluids aus dem Zylinder 35 in die

Kammer 35 unter das Element 61 hinein, um das Element 61 nach oben zu druecken und dadurch das andere Fluid aus der Kammer 37 durch das Auslass Ventil 39 und den Auslass 41 zu foerdern. Das Element 61 haelt dabei die beiden unterschiedlichen Fluiden in den Kammermn 35 und 37 voneinander getrennt, damit sie nicht vermischen koennen.

Figur 22 entspricht im Wesentlichen der Figur 20, doch ist das Auslassventil 39 nahe dem Einlassventil 38 angeordnet, was eine einfache Herstellung bringt, aber wirkungsgradmaessig der Figur 20 nachstehen kann, weil die Entlueftung in Figur 22 nicht so gut automatisch erfolgt, wie in Figur 20 denn der Anschluss des Ventils 39 liegt in Figur 22 nicht an der oberen Stelle, an der sich die Luft sammelt. Verdreht man die Figur 22 um 90 Grad nach links, dann ist die automatische Entlueftung jedoch wieder gesichert.

In Figur 23 ist eines der effektivsten Ausfuehrungsbeispiele der *Erfindung* fuer grosse Foerdermenge gezeigt. Die Besonderheit dieses Ausfuehrungsbeispiels ist die Anordnung des Multi - Axial Elementes der Figur 24. Es ist in Figur 24 separiert dargestellt. Mit dem Flansch 210,284 ist das Element 210 zwischen den Dichtungen 209 und 211 zwischen dem Deckel 201 und dem Gehaeuse 222 eingespannt. An den Flansch schliesst sich ein konisches Ringteil radial nach innen an, das in den Talboden 281 einbiegt, von wo aus ein konisches Ringteil radial nach aussen in entgegengesetzter Richtung konisch erstreckt, bis es in einem Aussenringbogen 280 endet, an den sich wieder ein radial nach innen erstrecktes konisch Ringteil, wie das erstgenannte, anschliesst. Das ganze Element 284,210 ist in dem Ausfuehrungsbeispiel aus einem einzigem Teile geformt. Zum Beispiel ist es aus dem japanischem Edelstahl SUS 630 oder aus einem VEW Edlestahle gedreht. Die inneren und ausseren Boegen sind keine scharfen Spitzen, damit sie nicht brechen. Ein Boden 218 mag das andere Ende des Elementes bilden. Die Herstellung mittels Drehen aus dem einem Werkstueck ist relativ einfach und kann auch automatisch erfolgen. Doch wuerde das Element hohe Foerderverluste durch innere Kompression haben, denn die doppelkonischen Innenraeume 282 lassen sich nicht mit nicht komprimierbaren Fuellstoffen ausfuellen und bilden toten Raum, in dem das Fluid komprimieren und dadurch an Foerdermenge verlieren wuerde. Dieser Nachteil ist jedoch durch die gegenwaertige Erfindung ueberwunden. Zum Beispiel giesst man danach das Element, bzw. die Elementensaule 210 innen voll mit Aluminium

oder einem anderem geeigneten Stoffe aus. Aluminium ist gut geeignet, weil es eine so geringe Schmelztemperatur hat, dass beim Ausgiessen mit der Aluminium Schmelztemperatur der Edelstahl, aus dem das Element meistens besteht, noch nicht beschadigt wird und ausserdem weil das Aluminium unter Druck (Zusammendruckung) wenig an Volumen verliert. Es verliert etwas weniger, als das 16 t^{el} des Volumens, das Wasser unter gleichem Druck verlieren wuerde. Wasser verliert bei 5000 Bar schon fast 20 Prozent an Volumen, Blei etwa 2,3 Prozent, Aluminium aber nur etwa 0,55 Prozent. Der Foerdermengenverlust des Aggregates bei Ausfuellung der Innenraeume mit Aluminium verringert also die Kompressionsverluste im Vergleich zu Wasser fast um das dreissig bis 40 fache. Nachdem die Innenraeume des Elementes mit dem Blei oder Aluminium ausgegossen sind, wird aus dem Element der Fuellstoff, also zum Beispiel das Aluminium auf den Innendurchmesser der Innenboegen 281 ausgedreht. Dann wird das Element auf die Knettemperatur des Ausfuellstoffes erhitzt, nachdem auch die auesseren Zwischenraeume 283 mit dem Fuellstoff ausgegossen waren. Bei Erreichen der Knettemperatur wird das Element unter einer Presse auf die gewollte Hublaenge axial zusammengedruickt, wobei sich der Fuellstoff entsprechend auch zusammendruickt. Nach dem Erkalten wird erneut ausgedreht und zwar wieder auf den Innendurchmesser der Innenboegen 281 und radial aussen auf den Aussendurchmesser der Aussenboegen 280. Dabei haben sich dann infolge der Zusammendruckung des Fullstoffes die Zwischenraeume zwischen Fuellstoff und konischen Teilen des Elementes gebildet, die nunmehr einen teil der Arbeitskammer bilden. Das Element arbeitet dann zwischen dem entspanntem Zustande der Figuren 5 und 6, und dem gespanntem Zustande, in dem die genannten Zwischenraeume verschwunden sind, weil Elementenwaende und Fuellstoffwaende dann aneinander anliegen. Der Innenraum des Elementes erhaelt dann einen Innenraum - Fuellklotz, z.B. 216 und die genannten Zwischenraume stehen mit der ersten Arbeitskammer 212 in Verbindung und bilden Teile dieser. Man kann auch einen Zylinderkolben 217 einsetzen und mit den Bolzen 221 am Elementenboden befestigen. Das hat naemlich den Vorteil, dass man dann den Hubkolben 227 in den Zylinderraum 220 des Fuellkolbens 217,219 eintauchen lassen kann, um eine kurze Baulaenge des Aggregates zu bekommen. Der mittels der Befestigungsschrauben am Gehaeuse 222 gehaltene Kopfdeckel enthaelt die Einlass- und Auslass- Ventile 202,204,

206 und 2087, die auch die Spannfedern 203 haben koennen. Die aeusseren der Doppelventile sind aus Herstellungsgrueden in Einsaetzen 205,207 im Kopfdeckel 201 untergebracht. Im Aggregat befinden sich die erste Arbeitskammer 212 fuer das zu pumpende, nicht schmierende Fluid, z.B. das Wasser und die zweite Arbeitskammer oder Hubkammer 213, wobei die letztere mit dem Zylinderraum 220 verbunden ist. Die Hubkammer wird mittels des Hubkolbens 227 mit dem Hubdruckfluid gefuellert was meistens eine schmierende Fluessigkeit ist, zum Beispiel : Oel. Der Hubkolben 227 mag hydraulisch oder pneumatisch angetrieben sein, wie aus der Europa Offenlegungsschrift oder aus der Hauptanmeldung bzw. aus anderen Figuren bekannt. Der Antrieb kann aber auch mechanisch ueber eine Kurbelwelle mit Pleueln oder ueber einen Kolben 226 mit Kolbenschuh 230 und einem Langhubexzenter 232 mit Hubflaeche 233 an einer Welle 231 nach der DE OS 33 30 983, z.B. Fig. 30, erfolgen, wobei dem Kolbenschuh Druckfluidtaschen 228,229 zugeordnet sein moegen. Der im Kolbenbett schwenkbare Kolbenschuh 230 laeuft mit der Gleitflaeche 234 an den Kolbenhub Fuehrungsflaechen 233 des Exzenter 232. Wichtig ist wieder die Fuell-Kontroll Bohrung 223, die auf die innerste Totpunktlage des Hubkolbens 227 muenden soll, damit die Hubkammer 213 rationell ohne Stoerung und Verluste ghefuellt werden kann. Beim Druckhub des Hubkolbens 227 wird die Elementenanordnung 210 unter dem Fluiddruck in Hubkammer 213 nach oben zusammen gedrueckt, wodurch die erste Arbeitskammer 212 komprimiert und das nicht schmierende Fluid aus der Kammer 212 ueber die Auslass Ventile 206 und 208 aus dem Aggregat heraus foerdert. Des hohen Druckes in der Kammer 212 wegen hat der Hubkolben 227 im Vergleich zum Elementensatz 210 relativ kleinen Durchmesser, dafuer aber langen Hub. Es ist daher gelegentlich zweckdienlich, dem Hubkolben einen Fuehrungskolben 226 im Fuehrungszyylinder 224 zu ordnen, der durch Federn 225 jeweils in der Mitte zwischen dem Kolben 226 und dem oberem Ende des Zylinders 224 gehalten wird. Der Kolben 226 hat meistens die Druckfluid Taschen 227 zum Lauf an der Zylinderwand des Zylinders 224. Dieses Aggregat ist in der Abmessung des Mass Stabes ebenfalls fuer die Foerderung von etwa 10 Cubiccentimeter bei etwa 4000 Bar. Man beachte des hohen Druckes wegen die Dicke der Wand des Gehaeuses 222, damit es nicht radial ausdehnt, was Foerderverluste bringen wuerde.

Die Figur 24 ist zusammen mit der Figur 23 bereits beschrieben worden.

In Figur 25 ist eine Alternative zum Element der Figur 6 dargestellt. In dieser Figur ist das Element aus faserverstärktem Kunststoff, zum Beispiel aus Carbon Fiber hergestellt. An den Flansch 250 schliesst sich wieder ein konisches Ringelement an. Am radial innerem Ende ist dieses erste Element mit einem zweitem symmetrisch konischem Ringelement 252 zusammen geklebt, das heisst, unter Druck zusammen gefuegt, zum Beispiel mit Epoxy Resin, dem Bindestoff im Carbon Fiber. Am radial aeusserem Ende ist bei 253 dem zweitem Element wieder ein erstes Element angeklebt undsoweiter, bis zum Boden 256. Von Bedeutung ist, dass die inneren Verbindestellen 254 leicht herstellbar sind, indem man jeweils ein Element 251 und ein Element 252 unter der Presse zusammen klebt. Danach koennen dann die Aussenverbindungen 263 dadurch hergestellt werden, dass man einen radial geteilten Ring 255 radial von aussen her zwischen zwei benachbarte Ringelemente 252 legt. Der Ring 255 bildet dann die Unterlage fuer das Zusammenpressen beim Verkleben der benachbarten Elemente 252 in der Verbindung 253.

In der Figur 26 ist ein eingemeassener Elementensatz aus rein mechanischen Einzelteilen hergestellt. Er besteht aus symmetrisch gegeneinander gelegten konischen Ringen, wie Tellerfedern, 260 und 266 mit Distanzringen 263 und 270 zwischen den benachbarten radial inneren und aeusseren Enden der Elemente. Jeweils radial innerhalb und radial aussserhalb der Distanzringe befinden sich die plastischen Dichtringe 264 und 268 bzw. 269 und 271. Die radial inneren und aeusseren Enden der konischen Ringe 260 und 266 sind mit Bordringen 264 bzw. 272 axial umgriffen und zusammen gehalten. Dabei moegen die Bordringe radial kleiner oder gressser gedreht werden und radial nach innen oder aussen aufgerollt werden, um die betreffenden Enden der konischen Elemente zu umgreifen. Es ist hier wichtig, dass die Distanzringe 263 und 270 radial von innen und radial von aussen von plastischen Dichtringen umgeben sein muessen. Die Dichtringe 271 und 264 muessen dabei jeweils einen Distanzring und zwei konische Ringelemente radial umgreifen, um die benoetigte Dichtwirkung fuer das Aggregat zu erreichen.

Die Figur 28 zeigt in grossem Masstabe ein entsprechendes konisches Ringelement der Erfindung und die ihm zugeordneten wichtigen Teile dieses Ausfuehrungsbeispiels der Erfindung. Das Element 301 hat

die Ausdrehung 371 zur Aufnahme des Zentrierungsrings und des Dicht-
ringes der Figur 27 oder einer der bisherigen Figuren. Radial nach
innen erstreckt sich davon die konische Abschraegung 370, die den
Pumpraum bildet und an die sich die zylindrische Innenflaeche 379 an-
schliesst, die am jenseitigem Ende im Ausfuehrungsbeispiel den Konus
378 sehr kleinen Winkels hat. Diese Abschraegung (der Konus) ist des-
halb wichtig, weil das Element axial zusammen gedrueckt wird und
diese Axialdruetzung eine Innendurchmesser Verringerung bringt, die
am rueckwaertigem Ende staerker ist, als am vorderem Ende des Ele-
mentes. Nach der Zusammendruetzung wuerde die Innenflaeche daher
nicht mehr zylindrisch sein. Als naechstes folgt die rueckwaertige
Auflageflaeche, an die sich die Verstaerkungsausbauchung 374 anschliesst
und schliesslich hat das Element 301 noch die Halteflaeche 373 zum
Ansatz der Klampenringe der Hauptanmeldung und der Figur 27 zum Zu-
sammenbau zweier benachbarter, symmetrisch angeordneter Elemente
301 zu einem Elementen Paare. Die Elemente liegen auf den Stuetzringen
375 des Distanz Stueckes 376 auf. Gemaess diesem Ausfuehrungsbeispiel
der Erfindung ist das Distanzstueck einteilig mit dem Dichtlip-pentraeger
386 und zwar deshalb, damit die Dichtlippen 380 keine achsiale Relativ
Verschiebung relativ zum Element 301 erleiden koennen, weil solche
Verschiebung die Dichtlippen 380 und die Dichtringe 387 beschaedigen
bzw. abnutzen koennten.

Wichtiges Erfindungsmerkmal ist in diesem
Ausfuehrungsbeispiel noch der Dichtlippentraeger 381 mit seinen Ergaen-
zungsteilen. Der Dichtlippentraeger hat die an der Innenflaeche
379 des Elementes anliegende Dichtkante (den Dichtsteg) 380, vor dem,
der Arbeitskammer zu gerichtet, der Dichtringsitz (die Dichtringnut)
zur Aufnahme des plastischen Dichtrings 387 angeordnet ist. Die Dicht-
lippe 380 ist eng in die Innenflaeche 379 des Elementes angepasst.
Die Dichtringnut ist nahe der Arbeitskammer, also ganz vorne im Element
301 angeordnet, um die radiale Aufweitung des Elementes 301 unter
hohem Innendruck zu vermeiden, weil solche Radialaufweitung des Elemen-
tes 301 einmal die Lebensdauer beschraenkt, dann auch die Dichtwirkung
der Dichtlippe und des Dichtringes 387 unsicher macht und schliesslich
die Foerdermenge des Pumpaggregates abnimmt, wenn das Element 301
radial aufweitet.

10 Aus den gleichen Gruenden ist die Dichtringnut mit dem Dichtring 387 in achsialer Richtung kurz gehalten, denn der plastisch verformbare Dichtring 387 wuerde den Druck radial von innen her auf die radiale Innenflaeche 380 des Elementes 301 uebertragen. Der Dichtring 387, der in die Dichtringnut eingelegt ist, kann durch den Flansch der Halterung 383 gehalten werden. Die Halterung 383 ist gleichzeitig als Totraum Fuellklotz ausgebildet, denn der Dichtlippentraeger 381 muss radial von innen her mit Druck beaufschlagt werden, damit die Dichtlippe 380 den Radialbewegungen der Innenflaeche 380 des Elementes 301 folgen kann, indem der Innendruck sie jeweils an die Innenflaeche 380 andrueckt und angepresst haelt, wenn das Element 301 sich radial im Durchmesser veraendert. Der Dichtlippentraeger 381 ist daher in diesem Ausfuehrungsbeispiel ein vom Koerper 386 aus achsial erstrecktes duennes rohrfoermiges Teil 381, dass am Koerper 386 dadurch ausgebildet ist, dass der Koerper 386 die Ausnehmung 382 hat, in die der Fuellklotz 383 eingelegt ist. Zwischen dem Fuellklotz 383 und dem Dichtlippen traeger 381 bleibt ein enger Ringspalt 382, zu dem die Bohrung(en) 388 durch den Halteflaeche des Klotzes 383 fuehren, um die Arbeitskammer mit dem Ringspalt 382 verbunden zu halten, damit der Druck der Arbeitskammer auch allezeit in dem Ringspalt 382 wirkt. Rueckwaertig der Dichtlippe 380 hat der Dichtlippentraeger oft die Durchmesser Verringerung 377, die dafuer dient, das Anstossen des ruc kwaertigen Teiles des Innendurchmessers 379 des Elementes 301 an den Dichtlippen traeger 381, 386 zu verhindern. Die Dichtlippe 380 des Dichtlippentraegers 381 ist in achsialer Richtung wieder sehr kurz, weil achsiale Laenge bei der Federung des Elementes 301, die die zylindrische Innenflaeche 379 nach der Erfindungserkenntnis periodisch in eine konische verwandelt, die Dichtlippe 380 entweder am vorderen oder am hinterem achsialem Ende periodisch um einige tausendstel oder hundertstel Millimeter von der Innenflaeche 379 abhebt, was zu einem Spalte fuehrt, in den Teile des plastischen Dichtrings 387 eintreten, wodurch der Dichtring 387 abgeschabt und nach einigen Stunden Betrieb bei mehreren tausend Bar in der Arbeitskammer unbrauchbar macht.

30 Die Dichtlippen Ausbildung, wie die Ausbildung des Elementes und der Umgebungsteile erfordert hohe Aufmerksamkeit, weil ohne Harmonie aller Einzelheiten das Aggregat keinen Wirkungsgrad oder keine Lebensdauer erreicht. Die Tiefe der Ringnut 382 bewirkt die Aneinander Presskraft zwischen der Dichtlippe 380 und der Innenflaeche 379. Ist

sie zu tief, also der Dichtlippentraeger 381 zu lang, dann nutzt die Dichtlippe 380 infolge zu hoher Flaechenpressung zu schnell ab. Ist sie aber zu kurz, dann reicht der Fluiddruck im Spalt 382 nicht aus, um die Dichtlippe 380 ausreichend stark an die Innenflaeche 379 des Elementes 301 zu druecken. Der Fuellklotz 383 kann zum Beispiel mittels der Rohrniete 384 im und am Koerper 386 gehalten werden, wobei die Rohrform der Niete die Bohrung 385 zur Verbindung mehrerer Arbeitskammern enthaelt.

In der Figur 27 befinden sich unter dem nicht eingezeichnetem Kopfdeckel mit den Einlass und Auslass Ventilen die Pumpelemente 301 als Elementenpaare mit ihren Klampenringen 327 und 328. Die Klampenringe haben die Ringnuten 329, durch die die radial federbaren Halte ungen 332 zum Angriff an den Spannflaechen der Elemente 301 ausgebildet werden, damit die Elementen Paare 301 symmetrisch zueinander zusammengehalten sind, um die Pumpkammer(n) zu bilden. Die Bolzen halten die Klampenringe zusammen. Die Totraum Ausfuellkloetze einschliesslich der Kloetze 359 sind angeordnet und so die Dichtringe 393, die Fluidnuten 361, die Dichtringtraeger 360 und die Distanzringe 302. Die Besonderheit dieses Ausfuehrungsbeispiels der Erfindung besteht darin, dass eine Beaufschlagung des Innenraumes 350 des Gehaeuses automatisch und parallel zum Druckanstieg und Abfall in der Hauptpumpkammer (den Hauptpumpkammern) zwischen den Elementen 301 mit einem geeignetem Druck erfolgt. Um dieses Erfindungsziel zu erreichen, durch das die Elemente 301 zwischen zwei Drucken federn und dadurch hoehere Drucke in der Hauptarbeitskammer zwischen den Elementen zulassen, wird der Druck aus dem Hubzylinder 352 unter dem Hubkolben 354 durch die Verbindungsbohrung 351 in den Gehaeuse Innenraum 350 geleitet. Diese Bohrung oder Fluidleitung 351 ist daher ein wichtiges Erfindungsmerkmal. Der Hubkolben 354 zum Zusammendruecken der Pumpelemente 301 und damit zur Foerderung aus der Hauptarbeitskammer, drueckt auf den Boden der Arbeitskammernanlage, ist im Zylinder 352 achsial beweglich und drueckt die Elemente 301 zusammen, wenn Druckfluid in den Hubzylinder 354 geleitet wird. Dazu hat der Zylinder 354 den Leitungsanschluss 355. Der Hubkolben 354 ist in diesem Ausfuehrungsbeispiel als Differentialkolben mit dem Hauptteil 354 und dem Kolbenteil 357 von geringerem Durchmesser ausgebildet. Der Kolbenteil 357 ist von einer Kammer 356 umgeben, die durch Bohrung

358 diese Kammer unter geringem Druck oder unter Atmospharendruck haelt. Damit der Differentialkolben 354-357 montiert werden kann, ist das Gehaeuse 306 mit einem abnehmbarem Boden 362 versehen, der mittels der Halterung 363 (z.B. Schrauben) am Gehaeuse 306 gehalten ist. Zusammen mit dem Durchmesser der Arbeitskammer innerhalb der Elemente 301 Der Unterschied der Durchmesser der Kolbenteile 354 und 357 bestimmt den Unterschied des Druckes in der Arbeitskammer zwischen den Elementen 301 und dem Druck im Hubzylinder 352 und dem dazu gleichem Drucke im Innenraum 350. Wird das Aggregat zum Beispiel als Pumpe mit 3200 Bar in der Arbeitskammer zwischen den Elementen 301 gefahren und ist der Kolbendurchmesser Unterschied so, dass die Haelfte dieses Druckes im Zylinder 352 mit Raum 350 herrscht, dann halten die Elemente 301 bei 3200 Bar genau so lange, wie sie bei 1600 Bar halten wuerden, wenn kein Druck im Innenraum 350 waere. Denn die Elemente unterliegen bei 3200 Bar in der Arbeitskammer und 1600 Bar im Innenraum 350 den gleichen Belastungen wie bei 1600 Bar in der Arbeitskammer und Atmospharendruck im Innenraum 350. Auf diese Weise, also mittels Anordnung des Differentialkolbens 354-357 und der Leitung 351 ist es also moeglich geworden, das Aggregat mit hoeheren Drucken, zum Beispiel, mit doppeltem Drucke zu fahren, als in den Aggregaten nach der genannten Europa Offenlegungsschrift. Gleichzeitig ist bei dieser Ausfuehrung sichergestellt, dass der Druckanstieg und Abfall in der Arbeitskammer und im Innenraum 350 parallel zueinander erfolgt, sodass zu den betreffenden Zeiten, von Spannungen in den Elementen 301 abgesehen, der Druck im Innenraum 350 immer einen bestimmten, durch das Durchmesserverhaeltnis 354-357 bestimmten Prozentsatz des Druckes in der Arbeitskammer hat. Ausfuellkloetze 362 zwischen Teilen innerhalb 306 reduzieren den Totraum in Raum 350 auf ein Minimum. 363 ist ein Dichttring. In Figur 29 ist eine andere Dichtlippen Anordnung gezeigt. Die Dichtlippen 408 liegen hierbei nicht radial innerhalb der Innenflaeche des betreffenden Elementes 401, sondern sie bilden eine Achsial Auflagedichtung an den achsial inneren Waenden der Elemente 401. Die Dichtlippentraeger 408 bilden daher die Dichtlippen 408 und die radial davon angeordneten Dichtringnuten 406 zur Aufnahme der plastischen Dichtringe, wobei noch Halteborde 407 zur Halterung der Dichtringe, die in die Nuten 406 eingesetzt werden, angeordnet sein koennen. Bei dieser Ausbildung nach diesem Ausfuehrungsbeispiel faellt die Radialaufweitung der Elemente 301 der Figur 28 und damit deren Problematik fort. Die Elemente 401 liegen mit Flaechen 402 aneinander und sie sind durch den Zentrierring 403 zuein-

ander zentriert. Mehrere Elementenpaare sind wieder durch die Distanzringe 405 aneinander gelegt. Die Dichtlippentraeger 409 bilden also in diesem Ausfuehrungsbeispiel Radialfortsaetze 417 als Dichtlippenteile aus, die die Auflageflaechen 415 bilden, die dann gleichzeitig die Dichtlippen sind und an den Radialplanflaechen Innen-Teilflaechen 416 der Elemente 401 anliegen und die Achsialauflage und Dichtung 408 bilden. Die Dichtlippentraeger 409 koennen nicht einteilig fuer zwei Elemente 401 sein bei dieser Ausfuehrung. Daher hat jedes Element 401 einen eigenen Dichtlippentraeger 409 in Ringform. In zwei dieser ringfoermigen Dichtlippentraeger 409 ist ein Ausfuellklotz 410 mit Fluidleitungsbohrung 412 eingesetzt. Die Traeger 409 haben praezise zylindrische Innenflaechen, damit Dichtringe in Dichtringnuten 411 zwischen Klotz 410 und Trager 409 die Abdichtung von einem Trager 409 zum beachbartem herstellen und somit die Arbeitskammern zwischen den Elementen 401 abdichten koennen. Die Elementenpaare 401 werden wieder durch die Klampenringe 327,328 der Figur 27 zusammen gehalten. Halteborde 413 koennen zwei benachbarte Dichtlippentraeger 409 durch den Fuellteil 410 zusammen halten.

Figur 30 zeigt ein U-Element nach einer der Voranmeldungen. Es hat das Pumpelement aus zwei symmetrisch zueinander ausgebildeten konischen Ringteilen, die radial aussen miteinander den Aussenbogen 423 bilden. Radial innen haben sie die Auflageansaeetze oder Anlageflaechen 424,425. Bei diesen Elementen bestand das Problem, dass der Innenraum 426 im U-Ring mit Fluid gefuellt war und einen Totraum bildete, in dem beim Pumpvorgang das Fluid unter Druck komprimierte, wodurch ein Foerdermengenverlust entstand. Nach der Erfindung wird das Element jetzt mit einem Fuellstoff, zum Beispiel Aluminium, Blei, oder dergleichen ausgefuellt. Die Ausfuellung erfolgt dabei so, wie anhand der Figur 24 beschrieben wurde. Durch Ausgiessen, dann abdrehen, Erwaermen auf Knettemperatur und Zusammenpressen, bis der Hubraum 426 ausgebildet ist. Die Ausfuellung ist in der Figur mit 427 bezeichnet. Das U-Element kann zylindrische Innenflaechen zum Einsatz von Dichtlippentraegern erhalten, oder die Planflaechen 424 und 425 koennen aneinander abdichten, wenn mehrere U-Elemente aneinander gelegt sind, so dass jeweils eine Auflageflaeche 425 and der Auflageflaeche 424 des benachbarten U-Elementes aufliegt und unter Druck durch Vorspannung des Elementes oder unter Hubkolbendruck dichtet.

In Figur 31 ist gezeigt, dass die Pumpelemente der Figur 26 auch aus einem einzigem Stueck zusammenhaengend hergestellt werden koennen. Sie entsprechen dann etwa dem Elementensatz der Figur 24, haben dann jedoch Kanten statt der Bogen zwischen den konischen Ringelementen. An den Flansch 250 schliesst sich das erste konische Element 266 an, um in die innere Verbindung 270 zum naechstem, zum erstem symmetrischem konischem Ringelement 260 uebergeht. Dieses verbindet mittels der Aussenverbindung zum naechstem Element 266 und so fort.

10 Figur 32 zeigt einen Ringelementensatz der Figur 24 in Verbindung mit einer Zugvorrichtung nach der Erfindung. Am Boden 440 des Elementensatzes 210, 284, 280, 281 mit konischen Ringteilen 510, 610, ist ein Zugbolzen 441 mit dem Kopf 442 befestigt. Der Zugbolzen ragt durch den Zylinderverschluss in einen Zylinder 444 hinein und traegt darin einen Kolben 443, der zusammen mit dem Bolzen 441 in dem Zylinder 444 abgedichtet achsial beweglich ist. Zum Zylinder 444 fuehrt die Druckfluidleitung 445. Das jenseits des Kolbens 443 ausgebildete Zylinderstueck ist durch die Entlastungsbohrung 446 von Druck befreit. Wenn das Element 210 durch den durch den Kolben 227 im Zylinder 213 gelieferte Druckfluid das Element 210 gespannt hat, wobei das erste Fluid aus dem Innerem 710, des Elementes 210, also aus der Arbeitskammer 710
20 gefoerdert war, wird Druckfluid durch Bohrung 445 in den Zylinder 444 geleitet und drueckt darin den Kolben 443 nach unten. Dabei wird durch den Kopf 442 des Bolzens 441 der Elementenboden 440 nach unten gezogen und so das Element 210 entspannt, bis es die in der Figur dargestellte Lage erreicht hat. Dadurch wird erreicht, das Fluid durch das Einlassventil (der anderen Figuren) in die Arbeitskammer 710 eingesaugt werden kann. Das ist besonders bei duennwandigen Elementen zweckdienlich, weil diese keine so grosse Spannung haben, um mit Sicherheit neues Fluid schnell genug durch das Ansaugventil anzusaugen,
30 weil ja das Herausdruecken des Fluids in der Kammer um das Element herum Kraft benoetigt, vor allem dann, wenn die Neueinleitung von Fluid in die Arbeitskammer 710 schnell erfolgen soll. Diese Anordnung kann auch in anderen Figuren angewendet werden.

Aus einer der Figuren erkennbare Teile sind in anderen Figuren meistens nicht mehr eingezeichnet, weil sie bereits aus der einen Figur erkennbar sind. Es ist daher so, dass Teile einer der Figuren mindestens teilweise auch fuer andere gelten.

-51-

Schließlich werden

im Rahmen der Erfindung besonders von Fluid durchstroemte Aggregate fuer hohe Drucke von 400 bis 5000 Atmospheren untersucht. Der Vergleich der bekannten Technik und der mit dieser Erfindung zusammen haengenden Voranmeldungen zeigt, dass die bekannte Technik so hohe Drucke nicht ohne erheblichen Aufwand und nicht ohne erhebliche Wirkungsgradverluste verwirklichen kann. Diese Maengel lassen sich teilweise ueberwinden, wenn bei der Mitverwendung konischer Ringelemente *bei der Bildung der Arbeitskammer die Ringelemente besonderer Formgebung* unterworfen und ihnen weitere Mittel zugeordnet werden, die die Betriebs-Sicherheit, den Druck und den Wirkungsgrad erhoehen oder das Aggregat so vereinfachen, dass es auch fuer niedrigere Drucke wirtschaftlich rationell wird.

Aus der EP - OS - O 102 441 des Anmelders und Erfinders ist bekannt, dass man konische Ring Elemente zum Bilden von Pumpkammern verwenden kann. Diese Literaturstelle lehrt, dass die Elemente nur fuer den subkritischen Bereich geeignet sind, fuer den superkritischen Bereich aber Klampenringe angeordnet werden muessen, die die Aussenkanten benachbarter Elementenpaare mit einander fest verbinden, weil die Elemente sonst im superkritischen Bereich voneinander abheben und Fluid aus der Kammer innerhalb der Elemente entweicht. Inzwischen wurde durch die Hauptanmeldung erkannt, dass die Elemente nur fuer Drucke bis etwa 1500 Bar rationell sind, weil sie bei noch hoeheren Drucken zu dick werden und zu kurze Huebe geben wuerden. Die Hauptanmeldung hat dann einen Weg gezeigt, einen doppelten Druck dadurch zu erhalten, dass man einen ersten Druck radial aussen um die Elemente legt, der etwa halb so hoch, wie der Druck innerhalb der Elemente ist.

Beide Anordnungen nach den genannten Literaturstellen haben den Nachteil, dass sie hohen Bauaufwand erfordern und trotzdem im Druck auf einige tausend Bar beschraenkt bleiben. Noch schwerwiegender ist der Nachteil der Ausfuehrungen nach den genannten Patentanmeldungen, dass die Klampenringe schwer sind, weil sie haltbar sein muessen bei grossen Kraeften und daher der Achsialbewegung einen Widerstand bei der periodischen Achsialbeschleunigung entgegengesetzen, der einen Wirkungsgrad Verlust bringt. Die Ausfuehrungen der genannten Literaturstellen sind daher schwer, voluminoes, kompliziert und zeitraubend aufwendig in der Fabrikation und noch mit Maengeln behaftet, die ihren Wirkungsgrad und ihre Betriebssicherheit bzw. ihre Lebensdauer beschraenken. Die Technik der Hochdruck Aggregate bedarf daher noch einer Vervollkommnung und Vereinfachung.

Der Erfindung liegt daher noch die Aufgabe zugrunde, ein Hochdruck Aggregate in einfacher und billiger Bauweise mit hohem Wirkungsgrad und hoher betrieblicher Zuverlaessigkeit und Lebensdauer zu schaffen.

Diese Aufgabe wird in der Technik des Gattungsbegriffs des Patentanspruchs 63 nach dem kennzeichnendem Teil des Patentanspruchs 63 geloest.

Weitere vorteilhafte Vervollkommnungen und Vereinfachungen erhaelt man nach den Anspruechen 64 bis 87 oder weiteren Patentanspruechen.

In der Juni 1985 Ausgabe der US Zeitschrift "Popular Science" ist der heutige Stand der Technik des "water jet cutting", also des Schneidens von Materialien mit duennen Hochdruck Wasserstrahlen beschrieben. Danach wird heute noch der sogenannte "booster" verwendet, um den hohen Wasserdruck von circa 4000 Bar zu erzeugen. Mittels Elektromotoren werden eine Anzahl Hydropumpen getrieben, die Hochdruck Oel von einigen hundert Bar in einen doppelrichtungswirkenden Zylinder grossen Durchmessers leiten, worin dann ein Kolben grossen Durchmessers unter dem Oeldruck reziprokiert wird. An den Kolben schliessen sich Kolbenstangen kleinen Durchmessers an, die dann in Zylindern kleinen Durchmessers das Wasser auf den hohen Druck bringen und foerdern. Die Abdichtung der Achsialbewegung der Kolbenstangen bei Wasser unter dem hohem Druck ist sehr schwierig und teuer. Zwar sind in den letzten Jahren Loesungen gefunden worden, doch koennen die Kolbenstangen nur langsam laufen, weil die Abdichtungen keine hohen Geschwindigkeiten zulassen. Daher bauen diese Anlagen noch sehr gross und sie sind sehr schwer und teuer. Folglich bleibt die Anwendung des Wasserstrahlschneidens auf die Industrie begrenzt, die sich so teure und schwere Anlagen leisten kann. Der Handwerker kann die Anlagen nicht verwenden, weil sie fuer ihn viel zu teuer sind. Die eingangs erwaehte Europa Offenlegungsschrift des Anmelders und Erfinders schafft daher einfache Pumpe fuer hohe Drucke mittels der Verwendung von konischen Ringelementen ohne Abdichtung der Wasserstufe unter Bewegung und Reibung. Die Abdichtung ist rein stationaer. Dieser Vorteil ist aber mit dem Bauaufwand der Benutzung von Klampenringen verbunden, die die Elemente fuer den superkritischen Bereich verwendbar machen. Die starken Klampenringe setzen der Achsialbewegung einen Beschleunigungswiderstand entgegen und verringern damit den Wirkungsgrad. Ausserdem sind sie teuer. Trotz aller Bemuehungen und des Bedarfs von Wasserschnedanlagen fuer Handwerker, Fischer, Baecker, Fleischer, Tischler undsoweiter ist es also nicht nicht gelungen, ausreichend leichte, raumsparende und billige Wasserpumpen fuer Wasserstrahlschneiden mit etwa 4000 Bar zu schaffen. Der seit langem bestehende Bedarf, die lange ersehnte Hoffnung auf eine entsprechende Technik, konnte also bisher nicht erfuehrt werden. Daher ist die Aufgabe der Erfindung die beschriebene, denn eine einfache, billige und betriebssichere Pumpe dieses Bedarfs gibt es bisher nicht.

- 54 -

Durch die jetzige Erfindung wird eine solche Pumpe aber geschaffen. Das wird verstaendlich anhand der in den Ausfuehrungsbeispielen beschriebenen Techniken und Anordnungen.

In Figur 33 traegt der Hubkolben 103 die Tellerfeder 101, die ein konisches Ring Element im Sinne dieser Patentanmeldung ist. Die Feder 101 liegt oben am Kopfdeckel 1 dichtend an. Der Deckel hat das Einlass Ventil 38 und das Auslassventil 39. Derartige Ventile haben auch die Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung mit der gleichen Nummer 38 bzw. 39. Auch der Kopfdeckel ist in den Beispielen der Erfindung sowohl enthalten, wie auch der Koerper oder das Gehaeuse 91. Diese in allen Beispielen wiederkehrenden Teile werden daher im Folgenden bei der Beschreibung der anderen Figuren nicht mehr erwaeht. Wird dem Zylinder 102 Druckfluid zugeleitet, dann drueckt der Hubkolben 103 nach oben und drueckt das Element 101 zusammen, sodass aus der Kammer 37 innerhalb des Elements 101 Druckfluid aus dem Auslassventil 39 gefoerdert wird. Diese Sache funktioniert gut im subkritischem Bereich. Sobald aber der Druck in der kammer 37 so hoch wird, dass die Spannkraft der Feder 101 ihm nicht mehr unnachgiebig stand halten kann, drueckt der hohe Druck das Element 101 in Richtung der Pfeile in Figur 33 vom Kopfdeckel 1 weg. Das Fluid entweicht aus der Kammer 37 durch den dann entstehenden Spalt zwischen Deckel 1 und Element 101, statt durch das Auslassventil 39 zu foerdern. Das Aggregat foerdert also nicht mehr. Was geschah, ist dass vom subkritischem Bereich zum superkritischem Bereich uebergegangen wurde. Im superkritischem

Bereich muss daher die Aussenkante des Elements 101 am Deckel 1 befestigt werden. Wenn zwei Elemente 101 aneinander liegen, muessen Klampenringe der eingangs erwahnten Europa Ofenlegungsschrift verwendet werden, um die Elemente zusammen zu schrauben. Nachdem es eine der Aufgaben der Erfindung ist, die Klampenringe zu sparen, erhaelt man nach der Erfindung die Grundloesung der Erfindung nach Figur 34.

In Figur 34 hat das Element 501 der Erfindung die Ringnase 502 mit radial davon den Dichtringsitzen 503 und 504, sowie den verschlossenen Boden 505. Die Merkmale 502 bis 505 sind also entscheidende Erfindungsmerkmale der erfindungsgemaessen konischen Ring - Elements 501. Das Element 501 ist, wie in Figur 33 der bekannten Technik, an den Kopfdeckel 1 angelegt. Das Gehaeuse 91 bildet eine verschloessene erste Kammer 35 um das Element 501. Zu der ersten Kammer 35 fuehrt die Fluidleitung 506. Zwischen dem Element 501 und dem Deckel 1 ist die zweite Kammer 37 ausgebildet, solange das Element 501 mit der Nase 502 an der Planflaeche des Deckels 1 anliegt. Von Bedeutung ist nach der Erfindung, dass die Nase 502 den Innendurchmesser "d" = 519 und den Aussendurchmesser "D" = 518 hat. Die Nase hat daher die Querschnittsflaeche oder den Querschnitt 520. Dieser Querschnitt ist radial nach innen und nach aussen durch die plastischen Dichtringe in den Dichtringsitzen 503 und 504 abgedichtet. Die Kammer 37 ist drucklos mit Fluid gefuehrt. Leitet man jetzt Fluid unter Druck durch Leitung 506 in die erste Kammer 35, dann wird das Element 501 achsial zusammen gedruickt, wodurch das Volumen der zweiten Kammer 37 abnimmt und die Kammer 37 jetzt Fluid aus der Kammer 37 ueber das Auslassventil 39 nach aussen foert. Soweit geschieht das, wie im subkritischen Bereich der bekannten Technik nach Figur 33. Die erfindungsgemaess auftretende Ueberraschung ist, dass beim Uebergang zum Drucke des superkritischen Bereichs, das Element der Figur 33 der bekannten Technik abhob und die zweite Kammer oeffnete, das erfindungsgemaesse Element 501 der Figur 34 bei diesem Drucke des superkritischen Bereiches aber nicht abhebt und nicht oeffnet, also die zweite kammer 37 verschlossen haelt, weil es an der Lageflaeche des Deckels 1 dichtend liegen bleibt, auch im superkritischen Druckbereich.

Die Erfindung bringt also das ueberraschende Ergebnis, dass das Element 501 der Erfindung auch im superkritischen Druckbereich nicht mehr am Kopfdeckel 1 festgeschraubt werden braucht. Das ist aber gerade das Ergebnis, nach dem man sich immer sehnte, es aber nicht erfuellen konnte, weil man die Loesungsmoeglichkeit nicht kannte. Es ist daher zweckdienlich, nunmehr noch genau zu untersuchen, wodurch dieser ueberraschende Effekt der Erfindung erzielt wurde. Das geschieht anhand der naechsten Figuren.

10 Figur 35 zeigt das bevorzugte Element 501 der Erfindung im Laengs-schnitt. Das Element hat das konische Ringteil 501 mit dem radial innerem und aeusserem Endstueck, Nach achsial vorne ist das Element konisch hohl, nach achsial hinten hat es radial der Mitte zu die koni-sche Aufbauchung. Oben ist also in Figur 35 vorne, unten ist hinten. Das radial aeussere Stueck wird in Zukunft das Aussenstueck genannt und das radial innere das Innenstueck. Am Aussenstueck ist nach vorne die Nase 502 ausgebildet und am Innenstueck nach hinten die Nase 508. Diese Nasen bilden von dem Element achsial erstreckte Zylinder. Sie sind willkuerlich "Nasen" genannt, weil sie ja irgendwie benannt werden
20 muessen. An die Wurzeln der Nasen schliessen sich radial plane Flae-chenstuecken an, die auch etwas konisch oder gewoelbt sein koennen und die die Dichtringsitze 503,504,507 und 508 bilden.

In Figur 36 sind mehrere solcher Elemente mit ihren Nasen aufeinander achsial hintereinander gelegt, um um eine gemeinsame Achse eine Elemen-tensaeule zu bilden. Die Saeule hat das Bezugszeichen 526. Zwei einan-der vorne zugekehrte Elemente bilden ein Elementenpaar. Das letzte Element der Saeule traegt einen Verschluss 514, der ebenfalls eine Nase hat. Die Nasen 502 liegen mit der gemeinsamen Dichtung 509 aufein-ander, waehrend die inneren Nasen 508 mit der gemeinsamen Dichtung
30 511 aneinander liegen. Die bereits genannten Dichtsitze sind achsial in der Saeule zwischen benachbarten Elementen 501 so bemessen, dass sie zwischen zwei benachbarten Elementen gemeinsame Dichtsitze 510,513 oder 512 und 612 bilden.

In Figur 37 ist die linke Haelfte der Figur 36 in Vergraessierung gezeigt, wobei ein Elementenpaar an dem Kopfdeckel 1 mit seinen Ventilen anliegt. In die Dichtsitze sind die Dichtringe 516, 517 und 524,525 eingelegt. Die erstgenannten sind die kurzen Dichtringe fuer die Dich-

10 tzung am Deckel, waehrend die letztgenannten Dichtringe 524,525 die achsial laengeren fuer die gemeinsamen Dichtsitze zwische zwei jeweils benachbarten Elementen 501 sind. Diese Ausbildungen dienen der Erreichung des erfindungsgemaessen Effekts der Aufrechterhaltung der Dichtung der betreffenden Kammern im superkritischem Bereich ohne Bedarf an Halternngen oder Klampenringen. Warum dieser Effekt durch die Erfindung erzielt wird, ist anhand der Figur 38 erkluert.

20 In Figur 38 beruehrt das Element oben die innere oder zweite Pumpkammer 37 und unten die aeuessere oder erste Pumpkammer 35. Der Druck in der Innenkammer ist "Pi" genannt, der in der Aussenkammer ist "Po" genannt. Die innere Nase hat den Innendurchmesser 521 und den Aussendurchmesser 522 mit der dazwischen liegenden Querschnittsflaeche 523. Die aeuessere Nase hat den Innendurchmesser 519, der auch die Momentenachse 515 bildet, den Aussendurchmesser 518 und den dazwischen liegenden Querschnitt 520. Da die plastischen Dichtringe verformbar sind und folglich wie Fluid wirken (Siehe hierzu die Parallelpatentanmeldung P - 3446 107.8) sind die Druckbereiche "Pi" und "Po" radial scharf begrenzt. "Po" geht von 522 bis 518 und "Pi" geht von 521 bis 515,519. Die Durchmesser erhalten die Benennungen a,A,b und B nach der Figur. Der Querschnitt der "Po" Druckzone ist dann:

30
$$Q_0 = (B^2 - A^2) \pi/4 \quad \text{und der der "Pi" Druckzone ist: } Q_i = (b^2 - a^2) \pi/4.$$

Da die Durchmesser der "Pi" Zone kleiner, als die der "Po" Zone sind, erhaelt man die Gleichung (1) der Figur, naemlich :

$$(B^2 - A^2) \pi/4 = > (b^2 - a^2) \pi/4. \quad (1)$$

30 Zwischen "B" und "b" befindet sich die Differenzzone "F4 B" und sie ist nach Gleichung 2 berechenbar, waehrend man fuer die entsprechende innere Differenzzone "F4 A" die Gleichung (3) erhaelt.

Aus der Gleichung (1) erkennt man bereits, dass infolge des Abstandes der Durchmesser der betreffenden Nasen die aeuessere Druckzone das Element zu allen Zeiten gegen den Deckel druekt, oder von aussen her immer zwei benachbarte Elemente gegeneinander drueckt, auch dann, wenn die Drucke in der inneren und in der aeuesseren Kammer gleich sind, weil der Querschnitt, an dem der Druck angreift, in der Aussenkammer groesser ist, als in der Innenkammer.

Man erkennt also, dass in Figur 37 der gleiche Druck in der Aussenkammer zu allen Zeiten das obere Element gegen die Deckel 1 drueckt und ausserdem die beiden unteren Elemente in der Aussenauflage (509 der Figur 36) zusammen drueckt.

Dadurch koennte aber der Eindruck entstehen, dass der gleiche Druck in der Aussenkammer dann die innere Auflage (511 der Figur 36) auseinander druecken wuerde, also die beiden unteren Elemente der Figur 37 voneinander abheben und die innere Kammer oeffnen wuerde.

Die Untersuchung zeigt, dass das nicht eintreten kann, denn betrachtet man bei gleichem Druck in der Aussen und der Innen- Kammer die Momente um die Momenten Achse 515, dann erhaelt man das Moment der Innenkammer nach Gleichung (6) als : $M \text{ Pi (515)}$ groesser, als das Moment der Aussenkammer $M \text{ Po (515)}$. Das ist daraus erklaerlich, dass das Element ja radial ausserhalb von 515 fest aufliegt, also nicht entweichen kann. Folglich kann nur die Kraft $Po \times (b - A) \text{ pi/4}$ die innere Dichtung abzuheben versuchen, waehrend die Kraft: $(b - a) \text{ pi/4}$ die innere Dichtung zwischen den benachbarten Elementen zusammen drueckt. Da die Differenz $(b-A)$ kleiner ist, als die Differenz $(b-a)$ ist die die innere Dichtung susammen drueckende Draft bei gleichen Drucken in der Innenkammer und in der Aussenkammer groesser, als die sie auseinander zu druecken versuchende Kraft aus der Aussenkammer. Folglich bleibt bei der erfindungsgemaessen Ausbildung des Elementes 501 die Innenkammer und auch die Aussenkammer immer geschlossen, weil die inneren und die aeusseren Auflagen der Elemente immer anliegend bleiben und nie oeffnen, wenn die Drucke in der Innen und in der Aussen Kammer gleich sind.

Die Kraft, mit der die Elemente in ihren Auflagen 509 und 511 aneinander gepresst bleiben, ist bei gleichen Drucken in den Kammern abhaengig von der Groesse der Differenzquerschnitte "F4B" und "F4A". Je groesser die Abstaende B und b oder A und a voneinander sind, je groesser ist die Zusammenhaltekraft. Diesen Abstaenden ist aber eine bauliche Grenze gesetzt, weil radial zu weite Abstaende beim Durchbiegen der Elemente, also bei deren achsialer Kompression, zu konischen paltoeffnungen fuehren, in die Teile der Dichtringe eintreten wuerden. Das periodische Deffnen und Schliessen dieser konischen Spalte wuerde nach und nach mit der Zeit die Dichtringe abschaben und unbrauchbar machen.

Eine genaue Differentialgleichung der Momente um die Momentenachse 515 ist zur Zeit noch nicht aufgestellt. Sie waere analog der Momentenberechnung nach der eingangs erwaehten EP OS erstellbar, doch ist sie zur Zeit nicht unbedingt erforderlich, weil die obigen Erklaerungen bereits beweisen, dass sowohl die auesseren, als auch die inneren Auflagen 509 und 511 der Figur 36 nach der Erfindung bei gleichen Drucken in den benachbarten Kammern immer selbstandrueckend wirken und verschlossen bleiben, sodass durch diese gegenwaertige Erfindung die Klampenringe ueberfluessig geworden sind.

10 Figur 39 zeigt noch einen Laengsschnitt durch das erfindungsgemaesse "V-Element", bei dem zwei benachbarte Elemente einteilig aus einem Stueck Material hergestellt sind, sodass die Innenauflage 511 fortfaellt. Der innere Ruecken 529 traegt radial nach aussen konisch und symmetrisch zueinander die beiden Elementteile, die an ihren auesseren Teilen wieder die Nasen 502 mit den Dichtringsitzen 503, 504 bilden. Das "V-Element" hat das Bezugszeichen 527 und zwischen den Schenkeln des Elements befindet sich die aessere Ringkammer 528. Man kann sie mit einem Totraum reduzierendem Ausfuellklotz versehen, indem man einen in sie herein passenden, den Ringraum 528 im komprimiertem Zustande des Elements 527 fuellenden Fuellring 530 herstellt
20 und diesen in radialer Richtung aufsaegt (teilt), sodass man die beiden Halbringe radial von aussen her in die Ringnut 528 einlegen kann. Das V-Element der Erfindung ist besonders einfach, betriebssicher, spart die innere Auflage und die inneren Dichtringsitze mit den Dichtringen und mehrere dieser Elemente koennen zu einem V-Elementensatz achsial gleichachsig hintereinander zu einem V-Elementensatz zusammengelegt werden, indem man die Nasen 502 aneinander legt und die Dicht-
30 ringe 524 und 525 einsetzt. Schliesslich kann ein inner Fuellklotz 548 in das V-Element eingelet werden. Die Grundlagen der Erfindung sind damit im wesentlichem beschrieben. Die Figuren 40 und 41 zeigen eine Alternativ Loesung. Figur 41 zeigt ein Beispiel fuer die radiale Teilung eines Ringes. Es kann nun betrachtet werden, wie man die Elemente der Erfindung in einer Pumpe oder in einem Motor verwenden kann.

Figur 42 zeigt daher einen Laengsschnitt durch ein Aggregat der Erfindung unter Verwendung der Elemente 501 der Erfindung, wobei der Elementensatz auch durch einen V-Elementensatz ersetzt werden kann, die Elementenanordnung der Figuren 40, 41 eingesetzt werden kann oder ein entsprechender Elementen oder Membranensatz der Parallel Anmeldung P - 35 34 811.9 eingesetzt werden kann, wie er entsprechend bemessen ist. Das Gehaeuse (die Platte, der Ring) 91 traegt durch Schrauben 539 mit ihm verbunden, den Kopfdeckel 1 mit seinen Ventilen und unten das Antriebsgehaeuse 536. Im Gehaeuse 91 befindet sich die Bohrung 534, die die Aussenkammer oder erste Pumpkammer 35 bildet. Unten in der Bohrung 35 befindet sich der Hubkolben 549, der den Elementensatz traegt und schwach vorkomprimiert. Der Hubkolben ist in der Bohrung achsial beweglich. In einem Erstzylinder 538 ist der Geberkolben 535 achsial beweglich und dichtend angeordnet. Er ist mit einer Antriebsvorrichtung 540 bis 544 versehen, durch die er auf und ab reziprokiert wird. Durch die Fuellnut (Kontrollbohrung) 544 wird die erste, die aeussere Pumpkammer 35 in ihrem Zustande ihres groesstem Volumens (aeussere Totpunktlage oder nahe dazu) mit Fluid voll gefuehlt. Eine Entlueftungsbohrung mit Anschluss, 550, 551, kann benutzt werden, um Luft aus der aeusseren Kammer heraus zu lassen. Im aeusserem Potpunkt haben die Elemente sich infolge ihrer inneren Spannung entspannt, der zweiten, der inneren Pumpkammer 37 ihr groesstes Volumen gegeben und dabei Fluid durch das Einlassventil 38 herein gelassen und die innere Kammer 37 voll mit Fluid gefuehlt, wobei das zweite Fluid in der inneren Kammer 37 ein nicht schmierendes Fluid sein kann. Beginnt jetzt der Geberkolben 535 seinen Druckhub, dann drueckt er den Hubkolben 549 gegen den Elementensatz und komprimiert die Elementensauele. Die Geschwindigkeit des Hubkolbens und des letzten, des unteren Elementes, sind aber nicht gleich, denn es wird bei der Komprimierung der Elemente Fluid aus den Raumen radial ausserhalb der Elemente nach unten gedrueckt und bildet zwischen dem Hubkolben und dem unterem, dem nach unten verschlossenen, letztem Element, dem End Element, ein Fluidpolster das bei steigendem Hube in seiner Dicke zunimmt. Bei diesem Druckhub bis zu seinem Ende wird das zweite Fluid aus der zweiten, der inneren Kammer, 37, ueber das Auslassventil 39 heraus gedrueckt und von der Pumpe geliefert.

In der Praxis hat das Gehäuse meistens nicht nur eine Bohrung 534, sondern mehrere, zum Beispiel 5,7 oder 9 achsparallele Bohrungen 534, die in gleichen Winkeln um die Achse 545 des Gehäuses 91 angeordnet sind. Das hat den Vorteil, dass man in dem Antriebsgehäuse 536 eine Schraegscheibe 542 rotieren lassen kann, die dann bei einem ihrer Umläufe nacheinander die der Bohrungszahl entsprechende Anzahl der Geberkolben 535 zum Druckhub und Ruckhub antreibt bzw. steuert. Die Geberkolben 535 haben sehr kleine Durchmesser und Querschnitte, wobei die Querschnitte bei 4000 Bar Anlagen 10 etwa zehnmal kleiner, als die der Aussendurchmesser der Elemente sind, wenn man mit etwa 400 Bar Öldruck der Geberkolben fahren will. Die Führung der Geberkolben 535 ist lang, um die gute Abdichtung bei 4000 Bar zu sichern. Das Fluid in der ersten, der äusseren Kammer, ist bevorzugterweise Öl, um gute Schmier und Lauf Eigenschaften zu haben. In der Praxis hat meistens jeder Geberkolben einen radial stark erweiterten Kolbenfuss 540, der schwenkbar in seinem Schwenkbett einen Kolbenschuh 541 trägt, der auf der Hubfläche der Schraegscheibe 542 gleitet. Da fuer 4000 Bar keine Laufflächen, die gut gedichtet sind und wenig Verluste haben, bekannt sind, werden die Kolbenfüsse und Kolbenschuhe des grossen Durchmessers verwendet, um mit Drucken von unter 1000 Bar in der Antriebsvorrichtung im Antriebsgehäuse 536 arbeiten zu können. Die Ausführung der Antriebsanordnung ist aber nur beispielhaft und heute bevorzugt. Man könnte auch eine Radialkolben Bauweise oder einen Kurbelwellen Antrieb oder dergleichen verwenden. Die Schraegscheibe fuer den Geberkolbenhub mag an einem Antriebsschaft 553 ausgebildet und in Lagern 554,555 umlauffähig gelagert sein. Schmiernuten oder hydrostatische Druckfluidtaschen mögen im Kolbenfuss und dem Kolbenschuh angeordnet sein. Wenn oberhalb des Kolbenfusses eine Führungskammer fuer ihn ausgebildet ist, wird man durch einen Kanal 543 verhindern, dass sich zu hoher Druck in diesem Raume aufbaut. Von besonderer Wichtigkeit ist, dass die Fuell Kontroll Bohrung 544 den Geberzylinder 538 so trifft und in ihn mündet, dass der Geberkolben 535 ihre Mündung nur nahe seinem äusserem Totpunkte frei gibt, damit fuer den Kontroll-Fuellvorgang kein zu hoher Prozentsatz des Geberkolbenhubes verbraucht wird. Ohne Fuellbohrung (Kanal) 544 kann das Aggregat nicht dauerhaft zuverlässig sein, weil Ölmangel in Kammer 35 entstehen könnte.

Das beispielhafte Aggregat der Figur 42 ist im Wesentlichen massstäblich gezeichnet und foerdert pro Elementensaeule etwa 2 Cubiccentimeter pro Hub, bei 5 Elementensaeetzen in 5 Bohrungen 534 also pro Umdrehung der Welle 553 etwa 10 .CC pro Umdrehung. Bei 500 Upm also etwa 5 Liter Wasser aus den zweiten Kammern 37 oder 537 mit zum Beispiel 4000 Bar. Der Durchmesser des Aggregates ist dabei etwa 300 Millimeter, die achsiale Baulaenge etwa 450 mm. Man beachte, dass eine grosse Anzahl dicker Schrauben (z.B. 15 Stueck M 30) als Schrauben 539 erforderlich sind, um das Aggregat bei dem hohem Drucke von 4000 Bar zusammen zu halten. Die Wandstaerke des Gehaeuseringes 91 ist dicker, als der Durchmesser der jeweiligen Bohrung 534 und damit als der Aussendurchmesser der Elemente, um radiale Aufweitungen und Ausweitungen der ersten Kammer 35 zu verhindern, was zu Foerder- und Wirkungsgrad- Verlusten fuehren wuerde. Von Wichtigkeit ist ausserdem, dass der radiale Zwischenraum zwischen dem Aussendurchmesser der Elemente und dem Innendurchmesser der Bohrung 534 (der Kammer 35) sehr eng ist, zum Beispiel unter einem Millimeter, um Totraum mit innerer Kompression im Fluid zu vermeiden. Ebenso kann man beliebig mehr oder weniger Elemente in die Saeulen einbauen, wenn man das Aggregat verlaengert oder verkuerzt, sodass man bei gleichem Durchmesser und gleichen Abmessungen der Elemente der Erfindung auch andere Foerdermengen und Leistungen erhalten kann. Ebenso muss man nicht unbedingt 4000 Bar fahren, sondern man kann das Aggregat auch fuer niedrigere Drucke rationell verwenden. Bei 4000 Bar benoetigt es rund 50 PS Antrieb, z.B. durch Elektromotor und Keilriemen zur Welle 553, sodass das ganze Aggregat einschliesslich elektromotorischem Antrieb in einem Gehaeuse von etwa Schreibtischgrosse untergebracht werden kann. Man beachte, dass bei 4000 Bar und der beschriebenen Foerdermenge sehr dicke Schrauben zum Zusammenhalten der Teile 1,91 und 536 benoetigt werden. Zum Beispiel 15 Stueck M 30 Schrauben oder 5 Stueck M 42 Schrauben. Die Wandstaerke des Gehaeuses 91 ist dicker, als der Durchmesser der Bohrung 534 und der Elemente, um radiale Aufweitungen des Gehaeuses 91 zu vermeiden, was zu Foerderverlusten und damit zu Wirkungsgrad Verlusten fuehren wuerde.

Die Aussenkammer 35 wird durch Dichtringe 556 gegen den Kopfdeckel 1 und das Antriebsgehaeuse 536 abgedichtet. Ebenso die Steuerleitung 544, wenn sie durch mehrere Teile gesetzt ist. Der Innenraum zwischen den Elementen 501 der Elementensaeule 526 wird durch einen Fuellklotz 557 von Totraum befreit. Die Leitung 106 bewirkt die automatische Entlueftung des Einlassventilraumes, indem sie die Luft daraus zum Auslassventil 39 leitet.

10 In der Figur 43 ist ein Laengsschnitt durch ein Aggregat mit groesserer Foerdermenge gezeigt. Diejenigen Bezugszeichen in der Figur, die denen der Figur 42 gleich sind, zeigen gleiche oder sinngemaesse Teile, sodass sie in der Beschreibung der Figur 43 nicht wiederholt werden, weil sie aus der Beschreibung der Figur 42 bereits bekannt sind. Der Unterschied zu Figur 10 ist, dass die Elemente 501 in der Figur 43 groessere Durchmesser haben, was zu einem Gehaeusedurchmesser von etwa 350 mm fuehrt. Eingezeichnet sind in Figur 43 oben jeweils ein Ausfuellring 532 fuer die Zwischenraume aussen zwischen den benachbarten Elementen und ein Ausfuellring 531 in den Innenraeumen zwischen benachbarten Elementen 501. Derartige Ausfuellringe sind ueber-

20 all in die betreffenden Zwischenraeume in den Figuren 42 und 43 eingelegt, aber nicht eingezeichnet, weil die Figuren sonst zu unuebersichtlich wuerden. Ebenso sind nur die Dichtringsitze in diesen Figuren eingezeichnet, aber keine eingelegten Dichtringe. Die Dichtringe sind aber in allen Dichtsitzen der Figuren 42 und 43 eingebaut. Sie sind aber nicht mit Bezugszeichen versehen und nicht schraffiert, weil dafuer in den Figuren 42 und 43 kein Platz ist. Die Figur 43 zeigt noch, dass der Schaft 553 auch durch das Gehaeuse 91 erstreckt werden kann. Ferner zeigt die Figur 43, dass es moeglich ist, mehrere Geberkolben 535, 635 und 735 einer einzigen Aussenkammer 35, 535 zu zuordnen. Diese

30 erhalten dann entsprechende radial erweiterte Kolbenfuesse 540, 640, 740 mit ihren darin schwenkbaren Kolbenschuhen 541 zum Lauf auf der Hubflaeche der Schraegscheibe 542. Die Bohrung 543 zur Druckentleerung der Laufkammern der Kolbenfuesse ist wieder eingezeichnet und ebenso die wichtige Fuellungs-Steuerbohrung 544 zur richtigen Fuellung der Aussenkammer 35, 535. Gezeigt ist ferner ein Druckoelanschluss 558 zur Foerderung von Schmieroel unter Druck zu den Kolbenkanaelen 560, 561, 562 zur Speisung von Druckfluidtaschen 563 und 562 in Kolbenfuesen und Kolbenschuhen, damit hydrostatische Lager gebildet werden, die die grossen Achsial und Schraeg Kraefte tragen, die an den Kolbenschuhen

40 und an den Kolben bzw. Kolbenfuesen auftreten. Die Anordnung meherer

Hubkolben pro einzelner Aussenkammer 35 hat den Vorteil, dass das Aggregat kuerzer bauen kann, um bei Kolben kleinen Durchmessers trotzdem die benoetigte Foerdermenge zu erreichen. Darueber hinaus hat das den Vorteil, dass das Aggregat gleichmaessiger und leiser arbeitet, weil die Sinuskurvenfoerderung so angeordnet werden kann, dass einer der mehreren Hubkolben nach dem anderem zu arbeiten beginnt, sodass die fuenfkammerige Maschine die Foerdergleichheit der 15 kammerigen Maschine erhalten kann und folglich mit nur ganz geringen Fluktuationen arbeitet, wenn jede der 5 Kammern drei Hubkolben erhaelt. Entsprechend erhaelt man 21 Hubkolben fuer die 7 kammerige Maschine undso weiter. Von besonderer Wichtigkeit ist in Figur 43, dass die Geberkolben 535, 635 und 735 direkt in die erste, die aeusserere Kammer 35 arbeiten, ohne dass ein Hubkolben 549, wie in Figur 42, angeordnet ist. Es ist naemlich so, dass der Hubkolben 549 der Figur 42 sowieso waehrend dem Hube von dem Boden der Elemente abhebt, weil die Elementensaeule schneller komprimiert, als der Hubkolben nachfolgt, weil das Fluid aus den auesseren Zwischenraeumen zwischen den Elementen unter den Boden der Elementensaeule stroemt, wenn diese komprimiert. Die Figur 43 zeigt also, dass man ohne den Hubkolben 549 der Figur 42 auskommen kann. Das Aggregat der Figur 43 macht etwa 8 Kubiccentimeter Foerderung bei 4000 Bar Wasser, wenn 5 der Elementensaeulen eingebaut sind, erhaelt man bei 500 Upm rund $8 \text{ mal } 5 \text{ mal } 500 = 20$ Liter pro Minute oder 40 CC pro Umdrehung. Die Baulaenge ist etwa 450 mm und der Aussendurchmesser etwa 350 Millimeter.

Die beschriebenen Ausfuehrungsbeispiele der Erfindung zeigen, dass Loesungen fuer die folgenden Aufgaben der Erfindung gebracht wurden, die zur beschriebenen Aufgabe der Erfindung gehoeren :

- a) die Aufgabe, die schweren und teuren Achsialbooster der Wasserstrahl Schneidanlagen und deren schwere Druckspeicher durch kleine, leichte, billige Aggregate zu ersetzen;
- b) eine Hochdruckwasserpumpe zu schaffen, die den Bau billiger, leichter und raumsparender Wasserstrahlschneider ermöglicht und die die Verwendung solcher Aggregate in anderen Techniken, zum Beispiel beim Steinbohren usw. ermöglicht;
- c) eine Hochdruckpumpe zu schaffen, die die Wasserstrahlschneidanlagen so klein und billig macht, dass der Handwerker sie sich leisten kann;
- d) die Klampenringe der genannten Europa Patentanmeldung

einzusparen;

- e) die Wirkungsgradverluste durch Beschleunigungswiderstaende der schweren Klampenringe zu sparen;
- f) ein Aggregat zu schaffen, dass bei Verwendung einfacher Prinzipien die Niederdrucktechnik der plastischen Membranen der Aerzte, Niederdruck Techniker usw. fuer hohe Drucke von mehreren tausend Bar wirkungsgradhoch und billig bei einfacher Fabrikationsweise betriebssicher zu verwirklichen.
- g) diejenigen Aufgaben, deren Loesungen sich aus den Figuren und deren Beschreibung ergeben.

Die weiteren Figuren zeigen Alternativloesungen zu der Aufgabe (den Aufgaben) der Erfindung.

Figur 40 ist ein Laengsschnitt durch ein einteiliges Mehrkammern Element der Erfindung. Anstatt die Elemente achsial aneinander zu legen und abzudichten, sind sie in dieser Figur einteilig aus einem Stueck Material hergestellt. Das kann Plastik oder Edelstahl, bzw. Metall sein. Man sieht links den Flansch 583 zum Einspannen des Elements 582 zwischen Kopfdeckel 1 und Gehaeuse 91. Am anderem Ende sieht man den die erste und zweite Kammer trennenden Boden 584. Diese Figur zeigt ausserdem eine besondere Fabrikationsmethode fuer das Multikammern Element. Anstatt einzelne Ringkammern radial von innen und aussen einzudrehen, ist das Element wie ein Gewinde mit achsialer Steigung ausgefuehrt, wobei die Gewindegaenge jedoch nicht zylindrisch, sondern konisch sind. Das Element verengt sich nach hinten. Daher kann es mit einer Gewindedrehbank mit Koenseinrichtung hergetsellt oder in entsprechenden konischen Gewindeformen geformt werden. Der besondere Vorteil davon ist, dass auch die Ausfuellringe fuer die radial inneren und aeuesseren Zwischenraume zwischen den konischen Ringteilen einteilig hergestellt werden koennen, wie das Element selbst. Man kann dann die Ausfuellringe von innen und von aussen in das Element einschrauben. Entsprechende Teile der Innenfuellkloetze sind durch 586 gezeigt und 585 zeigt Aussenfuellkloetze. Die Fuellkloetze sind nur in eine der Zwischenkammern eingezeichnet, aber in allen eingebaut.

Figur 41 zeigt, dass die einteiligen Ausfuellkloetze 585 oder 586 durch radiale Schlitze 587 aufgeschnitten werden koennen, sodass sie zu mehreren passenden Ringteilen werden, die der achsialen Kompressions und Expansions Bewegung des Elementes 582 der Figur 40 mit ihren inne-

ren und aeusseren Zwischenraeumen folgen koennen.

In Figur 44 ist ein Teil einer Radialanordnung der Erfindung gezeigt. Der Kolben 568 foerdert in den Zylinder 535. Im *Befte des Kolbens* ist schwenkbar der Kolbenschuh 567 gelagert, der mit seiner Laufflaeche auf der Hubflaeche des Exzenters 565 der Welle 564 gleitet. Durch den Kolben und den Kolbenschuh gehen die Kanale 570 und 571 zur Fuellung der Erstkammer 35. Mit diesem System kann man die Zylinder von Radialpumpen durch die Kanale durch Kolben und Kolbenschuh mit Fluid fuellen. Es ist dann in dem Exzenter 565 eine Nut angebracht, die etwa den halben Umfang des Exzenters, naemlich die Haelfte des Einlasshubes erreicht. Dass hat sich auch gut bewaehrt, selbst bei 750 Bar Pumpen. Als diese Nuten jedoch zum Antrieb der Aussenkammer der Erfindung eingesetzt wurden, fuehrte das dazu, dass die Elemente sehr ploetzlich entspannten, sobald die Kanale die Nut erreichten. Unter dieser ploetzlichen Entspannung schiesst das Fluid aus der Aussenkammer wie aus einer Kanone heraus und es bilden sich Blasen, sodass anschliessend die Fuellung der Erstkammer mit gutem Fluid nicht schnell genug gelingt. Daher ist es erforderlich, um eine gute Wirkung sicher zu stellen, dass die Nut 566 im Exzenter 565, die Hubflaeche durchbrechend in den Exzenter eintritt, und sie daher als kurze Kontroll-Fuellnut auszubilden, die die aeussere oder erste Kammer 35 ueber die entsprechenden Leitungen nur zur Zeit der Lage des Geberkolbens in seinem aeusserem Totpunkt oder in dessen Nahe erreicht. Das ist in der Figur im Prinzip gezeigt.

Figur 45 zeigt, dass mehrere Geberkolben 569.669 und 769 auf eine einzige Aussenkammer 35 arbeiten koennen, auch in Radialkolbenpumpen oder Motoren. Sie arbeiten dann zeitlich nacheinander, indem sie ueber ihre Kolbenschuhe 567, die an der Hubflaeche des Exzenters 565 laufen, zeitlich nacheinander angetrieben werden und so die Foerdergleichheit des Aggregates bewirken und die kurzen Kolbenhube ermoeglichen.

Figur 46 zeigt eine Zugvorrichtung zum Zurueckziehen des Trennkolbens 572 zwischen der Erstkammer 35 und der Zweitkammer 37. Dadurch kann Fluid durch das Einlassventil 38 eingesaugt werden. Der Trennkolben 572 hat den Dichtring 588 zur Trennung des Fluids in der Erstkammer von dem in

der Zweitkammer. Wichtig ist dabei, dass der Druck in der Erstkammer gleich zu dem in der Zweitkammer ist, um Vermischung der unterschiedlichen Fluiden zu vermeiden. Wenn man nun aber eine Kolbenstange anordnet, um den Kolben nach unten zu ziehen, sind die Querschnitte der ersten und der zweiten K ammer nicht mehr gleich, sodass Druckdifferenzen auftreten muessten oder koennten. Daher ist in dieser Erfindungsfigur der Trennkolben 572 mit der Kolbenstange 573 derartig versehen, dass sie im Zugzylinder 574 den Zugkolben 575 hat, aber davon erstreckt die Kolbenstangenfortsetzung 578 in die Zusatzkammer 579 eintaucht. Zur Bewirkung des Zugs des Kolbens wird Druckfluid durch Kanal 576 in den Zugzylinder 574 geleitet und entsprechend wird die andere Kammer jenseits des Zugkolbens 575 durch den Entlastungskanal 577 von Druck entleert. Erfindungsgemaess wird die Fueilleitung 580 zur Fuehlung der Erstkammer jetzt nicht nur zur Erstkammer 35 verbunden, sondern durch Leitung 581 auch zur Zusatzkammer 579. Die Summe der Querschnitte der Erstkammer 35 plus der Zusatzkammer 579 ist dann gleich zum Querschnitt der Zweitkammer 37 und die gewuenschte Druckgleichheit und die gewuenschte Querschnittsgleichheit der Erstkammer und der Zweitkammer diesseits und jenseits des Trennkolbens 572 ist dann gegeben.

Figuren 47 und 48, wobei Figur 48 ein Querschnitt entlang XVI-XVI durch Figur 47 ist, zeigt eine bevorzugte Platzierung von drei Geberkolben zur gemeinsamen Erstkammer 35 einer Radialkolbenmaschine. Je nach Drehrichtung der Welle im Sinne des Pfeiles in Figur 16 oder entgegengesetzt gerichtet dazu, wirken dann zwei Kolben zuerst oder einer zuerst.

Figur 49, die ein Querschnitt zum Beispiel durch das Gehaeuse der Figuren 42 oder 43 sein kann, zeigt die entsprechende Platzierung von drei Geberkolben zu jeweils einer gemeinsamen Erstkammer. Die Bezugszeichen sind dabei wie in den Figuren 47 und 48. Die Anordnung von mehreren Geberkolben hat im Vergleich zu einem einzigem Geberkolben pro Erstkammer 35 noch den Vorteil, dass die Achsen der Geberkolben aussermittig liegen und folglich mehr Platz fuer groessere Kolbenschuhe geschaffen ist. Denn fuer die hohen Drucke in der Erst - und der Zweit - Kammer von mehreren tausend Bar benoetigt man grosse Laufflaechen der Kolben-

schuhe, um in der Schmierung der Laufflaechen mit einigen hundert Bar Druck auskommen zu koennen, oder, um ueberhaupt hydrodynamisch die Laufflaeche der Kolbenschuhe zu tragen und dadurch die hydrostatischen Druckfluid Aggregate fuer hydrostatische Lager hydrostatischen Tragens der Laufflaechen der Kolbenschuhe zu sparen.

Im Uebrigen zeigt die Figur 49 noch die Lager der mehreren Erstkammern 35 um Gehaeuse 91 um dessen Achse 545 winkelmaessig gleichmaessig platziert. Gezeigt ist, dass eine Welle 553 durch das Gehaeuse 91 erstreckt sein kann.

Fuer die praktische Verwendung der Erfindung mag noch folgendes von Interesse sein :

Fuer die Berechnung der Wandstaerken der Gehaeuse 91 sollte man nicht die ueblichen bekannten Formeln verwenden, weil diese fuer dickwandige Rohre nicht voll gueltig sind, sondern die von Herrn Igarashi von Riken Seiki erhaltene der DE Patentanmeldung P - 34 46 107.8 .

Der Druck "Pi" in der zweiten oder der inneren Kammer 37 entsteht durch das Komprimieren der Elemente infolge des Druckanstiegs in der aeusseren, der Erstkammer 35. Da die Elemente 501, die etwa 10 Prozent oder mehr vorgespannt eingebaut sind, der Kompression einen Widerstand entgegensetzen, der sich aus der inneren Spannung der Elemente ergibt (nachlesen in der eingangs erwahnten EP OS) bleibt der Zweitdruck "Pi" in der Innenkammer 37 etwas kleiner, als der Druck "Po" in der Aussenkammer 35. Der Druck "Pi" in der Innenkammer ist also der Druck der Aussenkammer vermindert um die Widerstandskraft der Elemente 501 unter deren innerer Spannung. Es gilt also : $P_i = (P_o \text{ minus } F_{\text{sigma}})$ mit F_{sigma} gleich der Widerstandskraft der Elemente gegen achsiale Zusammendruckung. Diese nimmt mit dem Ausmass der Zusammendruckung zu. In der Praxis ist diese Kraft viel geringer, als die beiden Drucke sind, sodass der Innendruck P_i in der Praxis fast immer ueber 90 Prozent des Aussendruckes P_o ist. Man muss diese Tatsache beachten, um Abheben der Innennasen 508 voneinander zu verhindern.

Da die Drucke P_o und P_i um ueber 90 Prozent gleich sind, in der Praxis, kann man duennwandige Elemente 501 in der Erfindung benutzen und somit die dickwandigen Elemente der eingangs erwahnten EP OS im Rahmen dieser gegenwaertigen Erfindung einsparen.

Die Verduennung der Wandstaerken der Elemente der Erfindung im Vergleich zu den dicken der EP OS hat ausserdem den Vorteil, dass die Elemente jetzt nach der gegenwaertigen Erfindung bei gleichen inneren Spannungen laengere Huebe machen koennen. Ausserdem sind die Elemente der Erfindung wesentlich einfacher, als die Elemente der EP OS. Insbesondere faellt das schwierige Problem der Verhinderung der Abnutzung der Dichtringe fort.

Durch die Erfindung ist also auch noch die weitere Aufgabe geloest worden, die teuren und praezisen dickwandigen Elemente der EP OS durch duennwandige mit groesserem Hube zu ersetzen.

Wenn die Elemente 501 zu dickwandig werden, besteht Gefahr, dass die inneren Nasen 508 voneinander abheben, weil dann die Druckdifferenz zwischen P_o und P_i so gross werden kann, dann die Selbstdichtung der inneren Nasen 508 zweier benachbarter Elemente fortfaellt. Dann muss man das V-Element der Figur 39 verwenden.

Die Aggregate der Erfindung werden meistens fuer Pumpen verwendet. Nach Motoren fuer 4000 Bar hat bisher noch niemand gefragt, denn die arbeiten in der Hydraulik meistens unter 400 Bar. Doch ist es moeglich, die Aggregate dieser Erfindung auch als Motoren einzusetzen, sie mit bis zu 4000 Bar zu betreiben und das auch mit nicht schmierenden Fluessigkeiten, zum Beispiel mit Wasser. Beim Motorbetrieb muessen die Einlass und Auslass Ventile 38 und 39 jedoch gesteuert werden, weil sie beim Motorbetriebe nicht automatisch oeffnen und schliessen. Es wird bevorzugt, das mit mechanischen Mitteln, wie zum Beispiel bei Verbrennungsmotoren, zu bewirken. Das nicht schmierende oder das Treibfluid wird so beim Motorbetrieb in die zweite, die innere Kammer 37 geleitet durch Oeffnung eines der Ventile und Schliessen des anderen und wieder herausgeleitet durch Oeffnen mindestens eines der Verntile 38 oder 39.

An der Entwicklung von Hochdruck boostern haben mehrere Dutzend Firmen in der Welt gearbeitet. Die EP OS ist schon seit einigen Jahren oeffentlich bekannt. Die Entwicklung der Pumpen mit den konischen Elementen nach der EP OS hat bisher etwa 30 000 Arbeits- und Maschinen- Stunden verschlungen.

Membran Pumpen fuer Arznei, zum Spritzen undsoweiter, mit niederen Drucken sind seit vielen Jahrzehnten bekannt und im Prinzip anscheinend schon seit Jahrhunderten. Trotz des Einsatzes von Dutzenden von Industriefirmen und trotz des Wunsches des Marktes ist es aber nicht gelungen, die gegenwaertige Erfindung zu machen, die theoretischen technischen Grundlagen zu erkennen, oder auch nur zu ahnen, mit wie einfachen Mitteln die Hochdruck Technik fuer nicht schmierende Medien verwirklicht werden kann, wenn eine erfinderische Taetigkeit erfolgt.

10 Durch die Erfindung ist auch noch die weitere Aufgabe geloest worden, einen selbsttaetigen Ansaughub zu verwirklichen, sodass im Falle der Verwendung ausreichend starker Elemente oder V-Elemente der Rueckzug der Kolben und eine erzwungene Erweiterung des Volumens der inneren Kammer ueberfluessig werden, weil die innere Spannung der starken Elemente diese Arbeit automatisch besorgt. Die bei der Kompression verlorene Spannungsarbeit wird in den Aggregaten der Figuren 42 und 43 beim Ansaughub *teilweise* zurueck gewonnen, indem sie teilweise auf die Schraegscheibe uebertragen wird und somit die Welle mit antreibt. Ueberwunden ist durch die Erfindung auch der moegliche
20 Irrtum, dass man einen Folgekolben oder Geberkolben mit einer Membrane oder einem Elementensatze verbinden koennte, denn die Erfindung lehrt, dass der Boden der Elementensaeule oder des Elementes schneller bewegt wird, als der Kolben folgen wuerde, weil das Fluid aus den Zwischenraeumen radial ausserhalb der Elemente sich in der Aussenkammer von den Zwischenraeumen unter den Boden des Elementes oder der Elementensaeule hin bewegt.

-7/-

Die Verwendung von Faltenbaelgen und Tellerfedern zur Schaffung einer ihr Volumen veraendernden Kammer innerhalb der Baelge, Membranen oder Tellerfedern bei der axialen Kompression und Expansion dieser Mittel ist seit langem bekannt. Die Baelge und Membranen sind dabei oft aus plastisch verformbaren Materialien, wie Gummi oder dergleichen, waehrend die Tellerfedern aus Metall sind. Oft sind auch duennwandige Metallteile als Membranen oder Baelge verwendet. Diese Aggregate sind jedoch meistens fuer Niederdruckpumpen oder fuer Kompressoren reaktiv niederen Druckes gebaut worden und meistens auch nur fuer niedere Drucke verwendbar gewesen, weil es ihnen vom Prinzip und von der Konstruktion her an der Faehigkeit, hohe Drucke zu beherrschen, mangelte. Derartige Aggregate sind zum Beispiel aus Patent - Dokumenten, Patenten, Offenlegungsschriften oder Auslegungsschriften bekannt.

Soweit die genannten Literaturstellen nicht direkt die Baelge, Membranen oder Tellerfedern zeigen, beinhalten sie in Pumpen verwendbare Teile, wie z.B. Kolben und Kolbenschuhe. Die genannten Literaturstellen sind jedoch fuer nur niedere bis mittlere Drucke, weil ihnen die Mittel fehlen, bei hohen Drucken von 400 bis 5000 Bar noch Fluid mit gutem Wirkungsgrade zu liefern oder weil ihnen die Mittel fehlen, nicht schmierende Mittel, wie zum Beispiel Wasser, foerdern zu koennen. Es ist auch bereits versucht worden, eine Oelsaeule zu verwenden, um ggf. ueber ein Trennmittel, eine andere Fluessigkeit zu foerdern. Solche Technologien findet man zum Beispiel in den US PS 1,473,924; 2,207,226; der Europa OS 0,036, 945 oder der DE OS 2,258,819. Fuer niedere Drucke wurde auch bereits Fluid in eine die Tellerfedern umgebende Kammer geleitet, um die Tellerfedernsaule zusammen zu druecken, wie zum Beispiel in der Gross

Jedoch ist auch das nur fuer niedrige Drucke gedacht, naemlich fuer die Kompression von Luft und fuer hohe Fluiddrucke von 400 bis 5000 Bar kann es nicht verwendet werden, weil die Mittel fehlen, derartig hohe Drucke zu verwirklichen. Auch wurde bereits Del zwischen einen Kolben und eine Membrane gefuellert, wobei jenseits der Membrane Luft verdichtet wird. Dabei ist die Membrane aber mit dem Kolben verbunden, schafft keine grosse Foerdermenge und ist fuer die genannten hohen Drucke betrieblich nicht einsetzbar, weil der Kolben dafuer von der Membrane getrennt sein muss.

Fuer sehr hohe Drucke geeignete Pumpen mit tellerfedern aehnlichen konischen Ringteilen, Elemente genannt, findet man zum erstem Male in der Europa Offenlegungsschrift E-OS 0,102,441 des Anmelders oder des Erfinders, der das DDR Patent 207,403 entspricht und in den analogen DE OS, sowie in Nachfolge Offenlegungsschriften des Anmelders oder Erfinders in der BRD oder Japan, die, soweit sie noch nicht offengelegt sind, voraussichtlich in den Jahren 1986 oder 1987 offengelegt werden.

Aus der E-OS (dem DDR Patent) ergeben sich konische Ringelemente als fuer hohe Drucke in der Innenkammer geeignet, wenn die Elemente mindestens etwa halb so dick sind, wie ihr Querschnitt in radialer Richtung ausgedehnt ist. Die zu erwartenden Veroeffentlichungen des Anmelders oder des Erfinders werden dazu die Erkenntnis bringen, dass bei Drucken von ueber 2000 Bar der Hub solcher Elemente so kurz wird, dass dem Betrieb durch den dann gering werdenden Wirkungsgrad und dem Bauaufwand durch die Kosten economische Anwendungsgrenzen gesetzt sind. Daher werden die genannten zu erwartenden Veroeffentlichungen auch lehren, dass die Drucke auf etwa 4000 Bar rationell gesteigert werden koennen, wenn man Druck in eine Kammer leitet, die die konischen Ringelemente umgibt.

Alle diese Loesungen aber haben noch technische Schwierigkeiten, die aus dem bekanntem Stande der Technik nicht ueberwindbar sind. Zum Beispiel bewirken die bekannten Dichtungen erhebliche Wirkungsgrad Verluste durch innere Kompression des plastischen Dichtringmaterials, durch immer noch verbleibende, nicht fuellbare Totraeume mit Fluid, die dann innere Kompressions Verluste im Fluid bringen, die den Wirkungsgrad verringern und vor allem entstehen winzige, sich oeffnende und schliessende Spalte in der Groessenordnung um 0,01 Millimeter oder weniger, die nach kurzer Zeit das Material der Dichtringe absche-

ben und das Aggregat unbrauchbar machen. Die bekannten Mittel, Tellerfedern an ihren radial inneren oder äusseren Ebnen zusammen zu kleben, loeten oder schweissen, loesen sich bei den benoetigten hohen Hubzahlen von etwa 10 Millionen Hueben pro erforderlicher Lebensdauer des Aggregates, oder sie brechen. Die Membranen aus plastischem Material sind ungeeignet, Wasser anzusaugen oder mit ausreichend geringem Vordruck in der Innenkammer schnell genug achsial zu entspannen und das trifft auch fuer die duennen konischen Ringteile aus Metallen fuer den Niederdruck Betrieb zu. Die Innenkammer innerhalb der Elemente muss mit geringem Vordruck fuellbar oder selbstansaugend wirksam sein, weil das Aggregat zu teuer wird, wenn eine Vordruckpumpe hoher Kosten fuer die Fuellung der inneren Foerderkammer verwendet werden muss. Es besteht daher ein dringender Bedarf an einer Hochdruckpumpe fuer 400 bis 4000 oder 5000 Bar, die einfach herstellbar ist, im Preis nicht zu teuer wird, nicht zu voluminoes baut und die im Betrieb fuer meherere Millionen Huebe mit ausreichend gutem Wirkungsgrade betriebs-sicher arbeiten kann.

Der Erfindung liegt daher auch die Aufgabe zugrunde, im Gattungsbegriff der Hochdruckpumpen mit in achsialer Richtung federbaren Elementen ein von Fluid durchstroemtes Aggregat zu schaffen, das auch mit hohen Drucken von ueber 400 Bar und bis zu etwa 4000 Bar bei geringem Bauaufwand und mit einfach herstellbaren Mitteln fuer mindestens etwa 1000 Stunden oder mindestens etwa 30 Millionen Huebe betriebs-sicher mit ausreichend hohem Wirkungsgrade arbeiten kann, oder dass das Aggregat von so einfacher und billiger Ausfuehrung mit so einfachen Mitteln herstellbar ist, dass es auch fuer niedere Drucke zu einem ausreichend niedrigem Preise erhaeltlich und verwendbar wird.

TECHNISCHE GRUNDLAGEN :

=====

In Figur 50 ist im Zylinder 601 ein Stoff 602 gelagert. Von oben ist er mit der Belastung "D" belastet. Die Hoehe des Volumens des Stoffes ist dann : "L". In Figur 51 ist der Stoff im gleichem Zylinder mit der Last "P" belastet. Diese Last drueckt den Stoff zusammen, sodass er im Zylinder an Hohe verliert und um die Hoehendifferenz "Delta L" auf die Hohe "l" zusammenschrumpft. Der Stoff hat unter der Last "P" eine innere Kompression erhalten. Diese ist bei Metallen gering, bei Gasen sehr hoch und bei Fluessigkeiten bis zu einigen hundert Bar zwar nur gering, doch von sehr hoher Bedeutung bei hohen Drucken um ueber 400 Bar. Auch plastische Dichtstoffe unterliegen dieser Zusammendruckung durch innere Kompression. Fuer Gummi ist diese in der Literatur des Erfinders gegeben. Fuer Oel und Wasser ist sie aus der allgemeinen Literatur entnehmbar. Im Folgen werden die Koeffizienten "F_w" fuer Wasser oder ein anderes zu foerderndes Fluid "F_o" fuer Oel oder ein anderes Fluid; "F_g" fuer Gummi oder einen anderen plastischen Dichtstoff und "F_m" fuer Fuellmetall oder ein anderes Metall oder einen anderen Stoff eingefuehrt. Fuer die genaue Berechnung muessen diese Werte durch Umrechnung aus den genannten Literaturstellen entnommen werden, wobei die Abhaengigkeit von Druck und Temperatur mit zu beruecksichtigen ist. Um jedoch grobe Ueberblicke ueber die Technik gewinnen zu koennen, werden folgende abgerundeten Koeffizienten fuer sehr grobe Berechnung zugrunde gelegt :

$$\begin{aligned} F_w &= 0,004 \\ F_o &= 0,0055 \\ F_g &= 0,0040 \\ F_m &= 0,00005 \end{aligned}$$

Bei der Zusammendruckung des Stoffes erleidet dieser eine Volumenverminderung um $V = \text{Ausgangsvolumen} \times \text{Koeffizienten } F_c$ (mit Index fuer den Stoff). Dieses Volumen ist ein Verlustvolumen, das bei Pumpen nicht gefoerdert werden kann, sondern als Teil des Restvolumens oder des Totraum Volumens in der Pumpe verbleibt. Dieses Verlust Volumen durch innere Kompression ist das Volumen des Querschnitts des Zylinderraumes mal der Hoehe "Delta L" der Figur 51;

naemlich: $\Delta V = \text{Querschnitt} \times \text{Druck "p"} \times \text{Koeffizient "Fc"}$.

In der Figur 52 oben ist der Zylinder mit dem Innenradius "r" mit einem Stoffe mit dem Druck "0" gefuehlt. Im unterem Teile der Figur 52 hat der Stoff den Druck "P", wodurch sich die Zylinderwand um den Differenzbetrag "Delta R" radial nach aussen zum groesse-rem Radius "Rp" aufweitet. Die Radiendifferenz " ΔR_p " wird auch " δ " genannt und nach der Formel (5) der Figur 59 berechnet.

Diese technischen Grundlagen sind einfaches Schulmaedchen Wissen das jeder Fachingenieur taeglich benutzt.

10
Trotzdem aber ist keine einzige Hochdruckpumpe mit ausreichend hohem Wirkungsgrade und baulicher Einfachheit auf dem Markt und daher nicht kaeuflich erhaeltlich. Daraus ergibt sich, dass es bisher nicht voll erkannt worden ist, wo diese Grundlagen in der obigen direkten oder in abgewandelten Formen in der Technik auftreten und richtig angewendet werden muessen. Es wird wohl so sein, dass man sie anwenden kann, wenn einmal erkannt worden ist, wo sie in Erscheinung treten. *Das Nichterkennen dessen, wo sie in der Technik fuer hochdruckfaehige, von Fluid durchstroemte, Aggregate unerwartet und unerkannt in Erscheinung treten,* wird wohl die Ursache dafuer sein, dass es heute noch keine Hochdruck Pumpe mit gutem Wirkungsgrade fuer 2000 bis 4000 Bar Druck gibt.

20
Verbreitet eingesetzt sind Kolbenpumpen, deren meistens drei Kolben durch Pleuel und exzentrische Kurbelwellenteile getrieben sind, betriebssicher fuer Wasser bis 800 Bar. Einige Sonderausfuehrungen erreichen 1500 Bar und ganz hoch gezuechtete erreichen 2100 Bar. Teilweise sind Saphier Kolben oder Hartkeramik Kolben eingesetzt. Prinzipiell ist der Drucksteigerung dieses Systems jedoch schon dadurch eine Grenze gesetzt, dass die hydrostatischen Kurbelwellen Lager der Eickmannschen Patentanmeldungen und die Tangentialbalanzierung der Kolben nicht eingesetzt ist.

30
Fuer die hohen Drucke bis zu etwa 4000 Bar werden im allgemeinem Achsial - Booster der Figur 54 eingesetzt. Im Gehaeuse 603 laeuft der Hydraulik Kolben 605 im Geberzylinder 604 und ist mit den Hubkolbenstangen kleineren Durchmessers versehen, die als Hubkolben in die Wasserzylinder 606 eingreifen, in ihnen laufen und Wasser ueber die Einlassventile 38 einlassen und ueber die Auslassventile 39 abliefern. Ein Motor "M" treibt eine Pumpe "PV" die entweder selber umsteuert, daher PV mit dem Regelpfeil ueber der Pumpe fuer die Umsteuerung, oder die ueber ein Umsteuerventil das Druckfluid

(Druckoel) abwechselnd ueber die Leitungen 607 und 608 in die betreffende Kammer des Zylinders 604 und dadurch wechselseitig auf den Kolben 605 leitet und anscheinend aus der betreffenden Kammer des Zylinders 604 wieder zurueck leiten. Obwohl diese Anlagen anfangs erhebliche Schwierigkeiten bei der Abdichtung der Hochdruck Wasserstufe hatten, wurden sie in dem letztem Jahrzehnt relativ betriebssicher und sind heute als betriebssicher anerkannt. Trotzdem, haben diese Anlagen aber einen erheblichen prinzipiellen Nachteil, der nicht ueberwindbar ist, weil er sich aus dem Prinzip ergibt. Dieser Nachteil ist, dass das Druckfluid im Zylinder 604 komprimiert, also der anhand der Figuren 1 und 2 erklarten Erscheinung unterworfen ist. Selbst wenn das Druckoel in der betreffenden Kammer des Zylinders 604 nur 350 Bar hat, erhaelt man bereits $350 \text{ Bar} \cdot F_{co} (= 0,0055) = 1,925$ Prozent Zusammendruckung des Fluidvolumens in der vom Druck beaufschlagten Kammer des Zylinders 604. Da der Druck in der Wasserstufe aber 4000 Bar sein soll, muss der Querschnitt durch den Zylinder 606 $= 4000/350 =$ mindestens 11 mal groesser sein, als der Querschnitt durch den Zylinder 606 der Hochdruckstufe. Das bedeutet, dass das Oelvolumen in der betreffenden Zylinderkammer 604 mindestens 11 mal groesser sein muss, als das gefoerderte oder maximal foerderbare Hochdruckvolumen des Zylinders 606. Der Verlust in der betreffenden Kammer des Zylinders 604 ist dann bereits die obigen 1,925 Prozent mal mindestens 11 = mindestens etwa 21 Prozent umgerechnet auf die aktuelle Hochdruckfoerderung aus dem Zylinder 606. Diese Art Hochdruck Anlagen haben also mindestens etwa 20 Prozent nicht rueckgewinnbare Verluste durch innere Kompression im Treibfluid im Geberzylinder 604. Dazu kommen noch die Verluste durch innere Kompression im Fluid in den relativ langen Leitungen von der Pumpe PV zum Geberzylinder 604. Selbst dann, wenn man die Verluste durch Reibung unberuecksichtigt laesst und auch die Verluste durch Totraum infolge der Ventilanordnung im Folgezylinder 606 auch unberuecksuechtigt laesst, muss jede dieser Anlagen also mindestens etwa 20 Prozent an Leistung infolge des Prinzips der Anordnung ergeben, sodass der Wirkungsgrad bei 4000 Bar niemals etwa 80 Prozent uebersteigen kann, in Wirklichkeit aber wegen der weiteren Verluste auf etwa 75 Prozent oder auf einen noch geringeren Wirkungsgrad absinkt.

In der Figur 55 ist ein Tellerfedernpaar achsial entgegengesetzt gerichtet, zusammen gelegt, dessen radial aeuessere Enden plangeschliffen sind. Die Feder 609 liegt in der Planflaeche 610 auf der Feder 611.

Der Anstellwinkel der Tellerfeder is "alpha". In dieser Figur ist die Tellerfeder in hrer Originalform, ungespannt.

Figur 56 zeigt das gleiche Teil der Tellerfeder, wie die Figur 55, jedoch ist die Tellerfeder jetzt in achsialer Richtung vollkommen zusammen gedruickt, sodass die bisher konischen Innenflaechen sich in der Flaeche 618 beruehren. Die bisherigen Flaechen 610 der Figur 55 bilden jetzt eine Gabel mit dem gleichem Winkel alpha, sodass ein konischer Ringspalt mit dem Winkel 2 mal alpha zwischen den Flaechenteilen 610 entsteht, Diese Tatsache ist eine wichtige Erkenntnis der Erfindung.

In Figur 57 ist in die radialen Aussenteile der Federn 609 und 611 die gemeinsame Ringnut 613 zur Aufnahme eines plastischen Dichtringes eingearbeitet, die wiederum ein Merkmal der gegenwaertigen Erfindung ist. In Figur 8 sind die Tellerfedern wieder ungespannt, sodass ein Teil der Flaechenteile 610 wieder aneinander liegt.

In Figur 58 ist das Tellerfedernpaar der Figur 57 in achsialer Richtung voll zusammen gedruickt, sodass die vorher konischen Innenflaechen 618 wieder aneinander liegen. Zwischen den Flaechenteilen 610 oeffnet sich daher wieder der konische Ringspalt 612. Der in die Ausnehmung 613 eingelegte plastische Dichtring tritt dabei unter dem Fluiddruck von aussen teilweise in den Ringspalt 612 ein. Beim Entspannen der Federn 609,611 klemmt dieser Spalt 612 sich aber wieder zusammen und frisst dabei einen Teil des Materials von dem plastischem Dichtringe in der Ausnehmung 613 weg. Das weggeklemmte Dichtringmaterial liegt spaeter als meistens schwarzes Pulver (O-Ring Pulver) in der Anlage und der plastische Dichtring ist meistens schon nach einer Stunde Betrieb der Federn voellig weggeschabt und in Pulver umgewandelt. Das Aggregat ist schon nach einer oder nach wenigen Stunden unbrauchbar. Daher wird nach der gegenwaertigen Erfindung ein "Back-up" Ring = Stuetzring 616 oder 617 in die Ausnehmung 613 eingelegt. Dieser Stuetzring, der der Stuetzung des Dichtringes dient und der das Eindringen von plastischen Dichtringteilen in die Ringnut 612 verhindert, ist in Hochdruckanlagen der Erfindung fuer 4000 Bar aus Metall hergestellt, wobei das Metall eine Festigkeit von ueber 45 Kg pro Quadratmillimeter hat, meistens um 60 bis 80 Kg pro Quadratmillimeter liegt. Bei der perfekten Ausfuehrung hat der Stuetzring 616 oder 617 innen der Radius "R" der Figur 58 um die Wurzel des Spaltes 612 und aussen der Radius "r" um seine radial innere Mitte

der radial inneren Auflageflaeche. In der Praxis mag der Stuetzring die kantige Querschnittsform des Ringes 617 haben, wenn die ideale Form des Stuetzringes 616 aus Preisgruenden nicht verwirklicht werden kann. Der plastische Dichtring, der in die Ausnehmung 613 eingeklegt ist, passt sich unter dem Fluiddruck von radial aussen her der jetzt vorhandenen Form der Ringteil-Lage 614 an und fuehlt die jetzige Raumform 615 der Ausnehmung 613 aus, ohne in den Spalt 612 eintreten zu koennen, weil dieser Spalt durch den Stuetzring 616 oder 617 verschlossen ist. Die so beschriebene Formgebung des Stuetzringes 616 mit den Radien "R" und "r" verhindert das Eintreten von Teilen des plastischen Dicht-
10 ringes (in den Figuren nicht eingezeichnet) in Spalte zwischen den Federn und dem Stuetzring, weil die Formgebung des Stuetzringes 616 das Entstehen solcher Spalte verhindert. Der Stuetzring der type 617 formt sich unter den Bewegungen und Drucken nach und nach zu dem Radius "R" angenaehert aus und ist daher eine Behelfsloesung billigerer Ausfuehrung fuer die Praxis des Maschinenbaues. Die Stuetzringe sind eine wichtige Ausfuehrungsart der gegenwaertigen Erfindung.

In den Figuren 59 und 60 sind die mathematischen Grundlagen fuer die Berechnung und Aenderung der Abmessungen der Tellerfedern dargestellt, waehrend man die Festigkeit und die Foer-
20 derung derartiger konischer Ringelemente aus den Figuren 23, 25 und 29a der Europa Offenlegungsschrift 0,102,441 des Anmelders und Erfinders entnimmt. Figur 59 zeigt die Berechnung der Masse "S", "Delta R" und "LR" des betreffenden Halbteils der als Linie dargestellten Tellerfeder. Figur 11 zeigt die Berechnung der Radialaufweitung der Tellerfeder oder eines Rohres unter Druck von radial innen her. Beim Flachdruecken der Feder der Figur 59 erhoehrt sich der Aussendurchmesser der Tellerfeder, dann, wenn der Innendurchmesser unveraendert bleibt, um die Differenz LR minus Delta R. Bei Innendruck und sonst gleichen Bedin-
30 gungen ueberlagern sich die Radialaenderungen, sodass maximal die Differenz "delta" = "Delta D" zum Ursprungs Aussendurchmesser "D" hinzu zu zaehlen ist plus der Differenz "LR" minus "Delta R" der Figur 59. Die Gleichung (5) zur Berechnung der Radialaufweitung "delta" unter Innendruck ist noch an anderer Stelle der Eickmannschen Patentliteratur naeher erlaeutert.

Die weiteren Ausfuhrungsbeispiele :

=====

Nachdem in der Beschreibung der Grundlagen der Erfindung nachgewiesen wurde, dass die bisherigen Systeme unueberwindbare Wirkungsgrad- und damit Leistungs- Maengel haben, ergibt sich insbesondere unter Beruecksichtigung der Beschreibung der Figur 54, dass die Ausfuhrung nach der Figur 17 der genannten Europa Offenlegungsschrift (das genannte DDR Patent) die wirkungsgradbeste Loesung fuer eine 4000 Bar Hochdruck- Pumpe bringen muesste, wenn sie vollendbar waere. Um sie vollendbar zu machen, muesste der Kolben 52 praezise gefuehrt sein und ausserdem
10 muesste seine Querschnittsflaeche etwa 5 mal groesser sein, als die Querschnittsflaeche durch die Kammer zwischen den konischen Ringelementen 1. Dieser Querschnittsunterschied deshalb, weil die Hydraulischen hydrostatischen Lager, die unumgaenglich sind, bis etwa 750 oder 100 Bar betriebssicher sind, waehrend der Druck in der Wasser foerdernden Kammer 4000 Bar sein soll. Da die hydrostatische Lagerung des Hubkolbens und des Kolbens nur wenige Prozent Wirkungsgrad verschlingt und der Totraum in der Wasserstufe ein Minimum ist, sind in dieser Ausfuhrung nach der Grundfigur 17 der Europa OS bis zu 90 Prozent Wirkungsgrad erzielbar, wenn man ihr zur Vervollkommnung und zu ihrer Verwirklichung die betreffenden Merkmale der gegenwaertigen Erfindung zuordnet.
20 Diese Mittel sind vor allem die Abdichtung der sich oeffnenden Spalte, also die Verhinderung des Wegschabens der plastischen Dichtringe und die Anordnung der Figur 61 mit Figur 62. Es ist naemlich so, dass die Kraefte bei dem Exzenterantrieb nach der Figur 17 der Europa OS derartig hoch werden, dass die Waelzlager sie nicht mehr tragen koennen, ohne eine riesig voluminoese Bauweise zu ergeben. Ausserdem sind so starke Lager meistens nicht auf Lager und muessten speziell gebaut werden. Sie sind auch zu teuer. Nicht nur fuer die Figur 1 der E-OS, sondern auch generell fuer die gegenwaertige Erfindung ist
30 wichtig, dass ein Teil der inneren Kompressionsverluste der Gesamt-Anlage wieder zurueck gewonnen wird. Das wird moeglich durch den Exzenter Langhubantrieb der Figuren 61 und 62, bei denen die Exzenter Hubflaechen unter der Entspannung von Fluid unter innerer Kompression als Hydromotor wirken. Eine Anordnung, die die hohen Radialkraefte auf die Welle aufnehmen kann, ist daher in Figuren 61 und 62 gezeigt. Dabei ist Figur 62 ein Schnitt durch Figur 61 entlang der gepfeilten, strichpunktierten Linie durch Figur 61. Die Welle 619 ist in den Lagern

634 umlauffaehig gelagert, wobei das rechte Lager nur strichliert angedeutet ist, um die Schnittlinie deutlicher zu zeigen. Die Lager 634 koennen mit hydrostatischen Druckfluidtaschen 635 versehen sein. Die Welle hat zwei achsial aeussere Exzentrerscheiben 620,621 und dazwischen zwei achsial innere Exzentrerscheiben 622,623, die in Radial ichtung gegenueber den aeusseren um 180 Grad verdreht sind. Jede Exzentrerscheibe ist mit der mittleren Nut 628 zum Eintritt der Fuehrungsstege 628 fuer die Fuehrung der Kolben 631 daran versehen. Die Fuehrungsstege sind am Gehaeuse oder an den Zylindern ausgebildet, die die Kolben 631 fuer die Kompression der konischen Elemente in Radialrichtung fuehren. Durch den Eintritt der Kolbenfuehrungen 628 in die Ringuten 629 zwischen den Teilen der betreffenden Exzentrerscheibe wird der lange Kolbenhub erzielt, der wichtig ist, um das Aggregat zeitweise als Hydromotor zur Rueckgewinnung von innerer Kompression aus dem Fluid und in den konischen Ringelementen, Dichtlippen usw. ausnutzen zu koennen. Die Exzentrerscheiben bilden so die Hubflaechen 624 und 625 fuer den Kolbenhub, an denen die Laufflaechen der Kolbenschuhe 630 laufen. Die Kolbenschuhe 630 sind in den Kolben 631 schwenkbar und sie sind mit Druckfluidtaschen und Kanaelen 632 und 633 zur hydrostatischen Lagerung versehen. Die Speisung dieser Lager ergibt sich im Prinzip aus der Figur 17 der genannten Europa OS, die Welle mit den Exzentrern, der Kolbenfuehrung usw. ergibt sich im Prinzip, aus den DE-OS 35 02 220 und 33 30 589.

Die Anwendung dieser Langhubexzenter in der gegenwaertigen Erfindung ist deshalb zweckdienlich, weil ohne langen Kolbenhub bei kleinem Durchmesser der Kolbenhubfuehrungsflaechen eine Benutzung als Hydromotor zum Antrieb der Welle 619 bei der Entspannung der inneren Kompressionen nicht rationell moeglich ist. Aus diesem Grunde sind zum Beispiel Schraegscheiben Achsialkolben Aggregate nicht geeignet, weil sie zu kleine Anstellwinkel und zu kurzen Kolbenhub haben, um als Motor rationell zu sein. Bei solchen Schraegscheiben der Axialkolben Ausfuehrung ist eine lange Kolbenfuehrung, wie durch die Stege 629 bei Radialkolbenmaggregaten (Figuren 61 und 62) bisher nicht moeglich und folglich bei hohen Drucken, wie sie hier erforderlich sind, keine ausreichend langen Kolbenhuebe moeglich, um rationellen Motorbetrieb zur Rueckgewinnung von Energie, die fuer die innere Kompression verbraucht wurde, zu ermoeeglichen. Die Hochdruckfaehigkeit fuer 4000 Bar der Figuren 61 und 62 ergibt sich daraus, dass die benachbarten Kolbenhubflaechen

radial diametral gegeneber liegen, also die Hubflaechen 624 die Radiallasten der Hubflaechen 625 und vice versa, so aufheben, dass die Welle 619 keine radiale Durchbiegung erfahrt und die Radiallager 634 unter keiner oder unter nur geringer Last zeitweilig laufen. Jede der Exzenter Scheiben 620 bis 623 treibt mehrere Kolben, zum Beispiel 3 oder 5 in radialer Richtung an und fuehrt sie beim Rueckhub, bei dem sie zeitweilig die Expansionsarbeit aus der beschriebenen inneren Kompression als Hydromotor aufnimmt und als Drehantrieb an die Welle 619 deshalb mit gutem Wirkungsgrade abgibt, weil die Anstellwinkel der Kolbenschuhe an den Hubflaechen 624,625 infolge der Hubflaechenform mit langen Radien 626 um die Exzenterachsen 636 und 637 gross werden.

Figur 63 zeigt, dass im Vergleich zu der betreffenden frueheren Figur 12 der Innendurchmesser des Zylinders 638 nur wenig groesser, als der Aussendurchmesser des Kolbens 639 sein darf, um die geringste Oelmenge moeglich zu machen, die den geringsten inneren Kompressionsverlust bringt, um das Erfindungsziel zu verwirklichen. Ausserdem zeigt diese Figur, dass die Einlass und Auslassventile 38 und 39 so nahe an der Wasserfoerderkammer angeordnet sein muessen, dass der sich mit Fluid fuellende Totraum ein Minimum wird, um die inneren Kompressions Verluste bei einem Minimum zu halten.

Figur 64 zeigt dafuer noch bessere Einlass und Auslass Ventile 38 und 39, die noch weniger Totraum bilden, weil die Ventilflaechen direkt an der Zylinderwandflaechen liegen und den Totraum auf fast null reduzieren. Ausserdem zeigt diese Figur, dass ausser den hydrostatischen Druckfluidtaschen 632 und den Leitungen 633 im Kolbenschuh 630 und Kolben 631 auch noch die Tangential Balanzierungs Druckfluidtaschen 640 mit den Leitungen 641 angeordnet sein muessen, wenn ein hoher Wirkungsgrad und eine hohe Betriebssicherheit erreicht werden sollen. Im Uebrigen arbeiten die Figuren 14 und 15 wie die Figuren 12 und 13.

Figur 65 zeigt einen Laengsschnitt durch ein W - Element der Erfindung eingebaut in ein Aggregat mit den Klampenringen nach den Figuren 8 oder 11. Aus den Figuren 8,11 ergab sich, dass die Abdichtung der konischen Ringelemente gegeneber der Innenkammer zur Foerderung des Wassers oder Fluids deshalb Schwierigkeiten macht, weil sich kleine konische Ringspalte periodisch beim Komprimieren und Expandie-

ren der konischen Ringelemente bilden, die das Material der plastischen Dichtringe abschaben, wie auch anhand der Figuren 55 bis 58 erläutert wurde. Durch das W-Element der Erfindung nach der Figur 65 wird dieser Nachteil vollkommen ueberwunden und zwar dadurch, dass das Element 646 im Querschnitt etwa die Form eines "W" bildet. Das Element 646 der Erfindung hat daher ein Front-Element 643 der Figuren 6 und ein Rueckelement 644 der Figuren 6 einteilig zusammen mit den radial flexiblen Ringteilen 646 der Figuren 3,7,9 und der mittleren Radialverstaerkung 645, worin die Figuren frueher in dieser Anmeldung oder in einer oder mehreren der Voranmeldungen erscheinen und die genannten Teile darin andere Bezugszeichen haben. Die Front und Rueck Teile, also die eigentlichen konischen Ringteile 1, 643 und 644 haben die achsial vorstehenden Ringnasen 647, die denen der Bezugszeichen 13 der genannten Figuren 3,7,9 entsprechen und die wichtige Merkmale der in der Erfindung offenbarten Technik sind. Die Teile 646 ermoeglichen die radiale Deformation, das radiale Atmen beim Komprimieren und Expandieren der eigentlichen konischen Ringelemente 643 und 644. Die mittlere Radialstuetze 645 verhindert zu starkes radiales Aufweiten unter Innendruck und dadurch Lieferverluste.

Da das W-Element 642 ein einteiliges Element ist, ist es unmoeglich, die Klampenringe, die zum Zusammenhalten benachbarter konischer Ringteile erforderlich sind, einzubauen.

Daher zeigt Figur 66, die ein Schnitt durch Figur 65 entlang der strichpunktierter und gefeilter Linie durch Figur 65 ist, dass die Klampenringe dann doch verwendet und montiert werden koennen, wenn man sie erfindungsgemaess durch Radialschlitz 647 in mindestens zwei Teile zerlegt. Dabei ist es zweckdienlich den oberen Klampenring 27 um 90 Grad gegenueber dem unterem Klampenring 28 zu verdrehen und eine gerade Zahl fuer die Anzahl der Schraubensitze und Gewinde unter gleichen Winkeln in den oberen und unteren Klampenringen 27 und 28 einzuarbeiten. Auf diese Weise ist es moeglich, zwei achsial benachbarte W-Elemente der Erfindung zusammen zu schrauben, wie die Figur zeigt und so die Arbeitskammern zwischen zwei benachbarten konischen Ringteilen 1,643,644 zu bilden. Ein Ausfuellschaft 648 ist wieder eingebaut. Die Zentrierringe und Dichtringe 20 und 26 der Figur 66 muessen in die Kammer 50 eingepasst werden, doch sind sie der Uebersichtlichkeit halber in die Figur 65 nicht eingezeichnet.

Durch die Erfindung des W-Elementes wird es moeglich, ein Aggregat ohne sich oeffnende und schliessende konische Ringspalte zu bauen, also das Wegschaben der plastischen Dichtringe zu verhindern, wie die Figur 67 zeigt.

In Figur 67 ist ein Laengsschnitt durch eine Gehaeuse 91 mit eingebautem Folgehubkolben und einigen eingezeichneten W-Elementen der Erfindung gezeigt. Der Kopfdeckel 1001 enthaelt die Einlass- und Auslass - Ventile 38 und 39 und ist mit dem Gehaeuserohr, auch Aussenrohr genannt, 91 fest verschraubt oder einteilig. Im Boden des Gehaeuses oder in dessen Bodenplatte oder Bodendeckel befindet sich der Folgezylinder 650,651 mit dem darin reziprokierbarem Folgekolben oder Hubkolben 649,652. Diese Zylinder und Hubkolben sind in der Figur als Differentialzylinder und als Differentialkolben ausgebildet, um eine Fuehrung des Kolbens 649 durch seine Kolbenstange 652 zu erhalten, damit er nicht kantet. Beide Zylinderkammern 650 und 651 sind aber durch einen Kanal 660 miteinander verbunden, sodass sie als ein einziger Zylinder mit gleichem Druck wirken. Das Treibfluid vom Geberkolben wird durch die Leitung 659 in den Hubzylinder 650 geleitet, um den Folgekolben hoch zu druecken und so den W-Elementensatz zusammen zu druecken. Da die Elemente evnetuell nach langem Betrieb ermueden, wird erfindungsgemaess eine Rueckzugsvorrichtung in Figur 18 vorgesehen. Diese besteht aus dem Kolbenfortsatz 655 des Hubkolbens 649, wobei der Fortsatz 655 durch eine Abdichtung in den Rueckzugzylinder 656 hereinragt und darin den Rueckzugkolben 657 traegt. Wird Druckoel geringen Druckes durch die Leitung 658 in den Zugzylinder 656 geleitet, dann zieht der Kolben 657 den Kolben 649 in seine Ausgangslage, in der er eingezeichnet ist, zurueck. Als weitere besondere Erfindungsmerkmale sind die W-Elemente mittels Klampenringen zusammen geschraubt, wie in den Figuren 65 und 66. Nur die oberen und unteren W-Elemente sind in Figur 67 eingezeichnet. Als Besonderheit sind diese mittels der Bolzen 50 am Hubkolben 649 beziehungsweise am Kopfdeckel 1001 angeschraubt. Um die Montage zu ermoeeglichen, wird der obere Klampenring 28 mittels durch den Kopfdeckel erstreckter Schraubenbolzen 30 am Kopfdeckel 1001 festgeschraubt. Da alle W-Elemente so fest gehalten sind, koennen sie sich nicht voneinander loesen, sodass die Elementensaeule Hub- und Zug-fest miteinander verbunden ist.

Da die Anlageflaechen beim Zusammendruetzen konische Ringoeffnungen mit dem Winkel "alpha" wie in der Figur 56 bilden wuerden, sind metallische Stuetzringe mit Abschraegungen von etwa 45 Grad in die Kammern 50 eingebaut und mit 653 bezeichnet, um die plastischen Dicht-
ringe 654 dagegen zu schuetzen, dass sie in die sich oeffnenden konischen Ringspalte an den Ringnasen 13 bzw. zwischen diesen und dem Kopfdeckel 1001 oder dem Kolben 649 teilweise eintreten koennen und dort abschaben. Die sich oeffnenden konischen Ringspalte sind so eng, dass man sie mit dem Auge nicht sehen kann und sie nur durch die geometrisch-mathematischen Ueberlegungen der Erfindung erkannt werden konnten. Die plastischen Dichtringe in den Kammern 50 druecken unter dem Fluiddruck von innen her radial nach aussen gegen die Stuetz-
ringe 653 und infolge der Abschraegung der Stuetzringe werden diese dabei gleichzeitig achsial nach oben oder unter zum dichtem Anliegen an der Grundflaeche des Kopfdeckels 1001 oder der Kopfflaeche des Hubkolbens 649 gezwungen, um an ihnen eine wirksame Abdichtung gegen Einquetschen von plastischen Dichtringteilen zu bilden. In die Bohrungen in den W-Ringen sind wieder in der Figur nicht eingezeichnete Ausfuellkloetze eingesetzt.

In den Figurenbeschreibungen werden Teile, Wirkungen und Aufgaben, die bereits anhand einer fruerehen Figur besprochen wurden, in dieser Anmeldung nicht wiederholt besprochen, von einigen Ausnahmen abgesehen, weil sie bereits aus der voraufgegangenen Beschreibung der voraufgegangenen Figur verstanden sind.

In Figur 68 wird gezeigt, dass, insbesondere bei Aggregaten mit Beaufschlagung der Aussenkammer 35 und bei weichen konischen Ringelementen oder bei ermuedenden konischen Ringelementen, eine Zugstange durch den Hubkolben gesetzt werden kann oder muss. Die Zugstange 661 mag mit dem Kopf 670 einteilig sein, mit dem Kopf ein durch Dicht-
ring 681 abgedichtetes Grund Element oder ein Bodenelement 501 halten bzw. an ihm befestigt sein. Der Zugstangenkopf oder das Bodenelement 501 mag nach oben ein zentrales Gewinde 671 haben, um den mittleren Ausfuellklotz in Kammer 37 daran zu befestigen, oder um den ganzen Elementensatz mittels einer Schraube zusammen zu halten. Die Zugstange 661 erstreckt sich durch die Kammer 735, durch eine passende Bohrung 662 im Kolben 652, durch eine passende Bohrung 1062 im Kolben 649, durch die Kammer 651, durch die Abdichtung und Fuehrung 664 und

durch die Zugkammer 666, um in dert Zugkammer am Ende der Zugstange den Zugkolben 668 zu halten. Ein Federmittel 669 mag zwischen der Halterung 664 und dem Zugkolben 668 angeordnet sein, um den Zugkolben zuruack zu druecken und ueber die Kolbenstange 662 den Elementensatz 501 in die Ausgangslage zurueck zu ziehen. Ausserdem oder alleine mag die Zuleitung 667 angeordnet sein, um Druckfluid niederen Druckes in die Zugkammer 666 zu leiten und zur gegebenen Zeit dadurch den Zugkolben 668 zu beaufschlagen und die Kolbenstange mit den an ihr befestigten Elementen in die Ausgangslage der Elemente zurueck zu druecken.

In Figur 69 ist eine vorteilhafte Ausbildung fuer das obere, an der Stirnflaeche des Kopfdeckels 1001 anliegende Element gezeigt. Das obere Element 527 ist hier erfindungsgemaess mit einer Ringnase 684 versehen, deren Durchmesser unterschiedlich zu den anderen Elementen ist, um den Zweck der Auflage, Halterung und Abdichtung relativ zum Kopfdeckel 1001 zu erfuellen. Das Gehaeuse hat eine Ringausnehmung, in die der Ringflansch 684 des Elements 527 hereinragt und darin passt und darin fest eingeklemmt ist. Eine Ringnut 683 fuer die Aufnahme eines Dichtringes ist ausserdem angeordnet. Gezeigt ist in dieser Figur auch der Ringraum 820 zwischen dem Aussendurchmesser des betreffenden Elementes 527 oder dessen Umgreifung 682. Diese Ringnut 820 ist erfindungsgemaess von hoher Bedeutung fuer den Wirkungsgrad des Aggregates. Sie muss nach der Erfindung radial so eng sein, dass beim Spannen des Elements kaum noch ein Abstand zwischen dem Aussendurchmesser der Elementenanordnung und dem Innendurchmesser des Gehaeuses 91 verbleibt, weil dieser Ringspalt otraum ist, in dem das Fluid zu innerer Kompression komprimiert und Verluste erheblichen Ausmasses verursacht. Eine Zehntel Millimeter soll das Radialmass der Ringnut 820 aber trotzdem haben, damit etwas Fluid hindurchfliessen kann.

Figur 69 wiederholt im Prinzip ein Beispiel fuer den Antrieb der Hubkolben und zeigt ausserdem die Anordnung einer kurzen zentralen Rueckzugvorrichtung. Die Zugstange 1003 hat wieder den Kopf 670 mit dem Dichtringsitz 681, um das Grundelement 514 dichtend zu halten, bzw. an ihm befestigt zu sein. Die Zugstange 1003 erstreckt sich dann um die zentrale Achse 1002 herum durch einen Teil des Gehaeuses 91 oder dessen Bodendeckel 91, um in die Zugkammer 672 einzutreten und in ihr am Zugstangendende den Zugkolben 673 zu halten. Das Federmittel

699 zwischen dem Teile des Gehaeuses 91 und dem Zugkolben 673 drueckt die Zugstange und damit die Elemente 527,501,1 usw. in die Ausgangslage zurueck. Die Bohrung 1004 dient der Entleerung der Kammer 672 von Druck. Da die Rueckzuanordnung in dieser Figur zentrisch um die Kammernachse 1002 angeordnet ist und das meistens so sein muss, weil die Elemente ja zentrisch in der Kammer 35 angeordnet sind, sind in dieser Figur die Hubkolben 535,735 radial relative zur Achse 1002 versetzt angeordnet und laufen mit enger Passung in entsprechenden Bohrungen im Grunddeckel oder im Gehaeuse 91. Da es schwierig ist fuer so hohe Drucke, die Kolben direkt anzutreiben, ohne sie als Differentialkolben 535,735 auszubilden, werden meistens besondere Treibkolben 540,740 angeordnet, die auf die Boeden der Hubkolben 535,735 wirken. Die Treibkolben haben im Vergleich zu den Hubkolben groessere Durchmesser, um eine Kraftuebersetzung zwischen dem Schmierfluid von unter 1000 Bar und dem Hubfluid in der Aussenkammer von mehreren 1000 Bar zu erreichen. Die Treibkolben haben in der Figur die Kolbenschuhe 741 mit hydrostatischen Lagertaschen 632,678 und Druckfluid Leitungen 633, waehrend sie durch einen Hubantrieb 677,542 angetrieben und zurueck gelassen werden. Der Hubantrieb mag mit dem zentralem Schaft 553 um die Zentralachse 674 verbunden oder zusammen wirkend sein und auf eine Anzahl von Kammern 35 wirken, die um die Zentralachse verteilt angeordnet sein koennen. Lager oder Druckfluid Mittel 676,554, 675.1005,555,685 oder dergleichen moegen angeordnet sein.

Figuren 70 und 71 zeigen sehr wichtige Merkmale der Erfindung, naemlich Abdichtanordnungen radial der Auflagen der Elemente aneinander. Wie bereits beschrieben, offenen sich beim Komprimieren und Expandieren der konischen Ringelemente enge konische Ringspalte, die zwar nur Abmessungen von wenigen hundertstel oder unter einem hundertstel Millimeter maximale Oeffnungsweite erreichen, aber die plastischen Dichtringe schnell abschaben. Die Figur zeigt daher eine Aussenabdichtung und die Figur 22 eine Innenabdichtung zum Einsatz in die entsprechenden Dichtringsitze 615,50,3,4,503,504 usw. der betreffenden Elemente 1,501,527 usw.. Die Aussenabdichtung der Figur 70 hat einen festen Stuetzring 686, der fuer 4000 Bar aus festem Metall von ueber 45 Kg pro Quadratmillimeter festigkeit, sonst aber weicher ist und einen ihn radial nach innen und achsial nach beiden Richtungen umgebenden plastischen Dichtring 687, dessen Teile 688 und 689 die achsiale

Umgreifung des Stuetzringes 686 bilden. In radialer Richtung umgekehrt hat die Anordnung der Figur 71 den festen Stuetzring 690 mit dem plastischem Dichtring 691 und dessen Achsialumgreifteilen 692 und 693. Die Dichtringteile dehnen sich radial aus und ziehen sich radial zusammen parallel zur Radialaenderung der Elemente beim Komprimieren und Expandieren der Elemente. Die achsialen Umgreifteile 688, 689, 692 und 693 sind erfindungsgemaess wichtig, weil ohne sie die Abdichtung nicht so gut ist, wie sie fuer die Anwendung in Aggregaten der Erfindung sein muss. Herkoemmlische zylindrische Dichtringe sind nicht geeignet, weil sich an deren Achsialenden wiederum konische Spalte, mit dem Auge nicht sichtbar, oeffnen und schliessen und den plastischen Dichtring abschaben wuerden. Das ist durch die Ausbildung nach den Figuren 70, 71 und den nachfolgenden verwandten Figuren verhindert, weil nun das plastische Dichtringmaterial der Ringe 686 und 691 keine sich oeffnenden konischen Spalte mehr beruehren kann. Der Druck radial innerhalb oder radial ausserhalb der Ringe drueckt diese Dichtanordnungsringe jeweils fest an die radialen Endteile des betreffenden Elementes und die metallischen Ringe, die fester sind, als der Druck im Fluid, verschliessen die sich oeffnenden konischen Ringspalte zwischen den Elementen oder zwischen einem Element und einem Nachbarteile.

Die Figur 72 zeigt wichtige Anordnungen fuer die Betriebssicherheit und das Wirken des betreffenden Aggregates der Erfindung.

Damit die Aussenkammer 35 effektiv wirken kann, ist es ausserordentlich wichtig, dass sie immer mit der richtigen Menge an Oel (Fluid) gefuehlt und frei von Luftblasen ist. Daher wird eine Fluidzuleitung 709 zur Kammer 35 geleitet, in die, nahe der kammer 35, ein Rueckschlagventil (Einwegventil) 706 eingeschaltet ist. Dazu kann man aus konstruktiven und aus Baugruenden die Bohrung 705 im Gehaeuse 91 anordnen und in sie den Ventilhalter 707 mit Dichtungen 708 einsetzen, wobei man diese Teile mit dem Anschluss 710 im Gehaeuse 91 halten kann. Die Druckleitung 709 wird von aussen her oder aus dem Aggregate heraus mit Druckfluid gespeist. Ferner wird an einer Stelle im Kopfdeckel 1001, die durch die Abdichtungen 694, 696 frei gelassen ist und ueber dem Spalt 697 liegen mag, die Auslassbohrung 795 angeordnet und zu einem bei einem bestimmtem Druck selbst schliessendem Ventil geleitet. Das selbstschliessende Ventil sitzt in der Ausnehmung 1006 und besteht zum Beispiel aus einer Huelse 1012 und einem Ventilkoeper

696 mit einer Belastung, zum Beispiel einer Feder, 701. Der Ventilkörper 703 hat ausserdem den dickeren Kopf 696 und das dünnere Ende 703. Beide Teile sind axial beweglich in den sie umgebenden zylindrischen Wänden eingepasst und die Belastung 701 drückt den Ventilkörper in der Figur nach unten. Bei Druckanstieg in der Aussenkammer 35 über die Belastung 701 hinaus hebt der Fluiddruck das Ventil nach oben. Ist der Druck in der Kammer 35 noch geringer, dann fliesst Fluid durch die Drosselbohrung 1013 geringen Durchmessers über Bohrungen 699 und 702, sowie 704 aus der Kammer 35 ab. Die Drosselung mittels geringen Querschnitts der Bohrungen verhindert Abfluss einer zu grossen Fluidmenge aus der Kammer 35 heraus. Jedenfalls wird dadurch die Kammer 35 von Luftblasen entleert, da die Anordnung sich am oberem Ende der Kammer 35 befindet. Bei stärkerem Druckanstieg in der Kammer 35 kann nicht mehr viel mehr Fluid entweichen, infolge der Drosselwirkung, sodass der Ventilkörper 703 sich gegen die Belastung 701 nach oben hebt, wobei die Bohrung 702 in die zylindrische Wand der Hülse 1012 eintritt und durch diese verschlossen wird, sodass kein Fluid mehr entweichen kann. Diese Anordnung hält also die Kammer bei geringem Drucke offen und verschliesst sie bei hohem Druck. Das bedeutet, dass beim Rückhub der Elemente, bei dem niedrigerer Druck in der Aussenkammer 35 ist, die Kammer mit etwas Frischfluid aus der Leitung 709 gefüllt wird, Luft und übermässige Fluidmengen bei diesem Zustande durch das Ventil 703 entweichen, die Kammer 35 aber solide verschlossen ist, sobald der Druckhub zum Komprimieren der Elemente zu wirken beginnt. Es wird bevorzugt, die Drucke so einzustellen, dass die Innenkammer 37 nie höheren Druck, als die Aussenkammer 35 hat, damit die Elemente sich selber ohne Klampenringe zusammen drücken können. Meistens werden die Ventile so eingestellt, dass der Druck in der Innenkammer beim Rückhub der Elemente 2 Bar (plus minus 5 Bar) unter dem der Aussenkammer 35 liegt. Um die Bohrung 795 so anordnen zu können, dass sie die Kammer 35 trifft, erhält das obere Element 527 oft eine Ringnase 695 mit etwas kleinerem Durchmesser, als die Ringnase 502 der übrigen Elemente 501, 527 ist. Das ist erwünscht, damit der Dichtringsitz 696 aussen ausreichend geringen Durchmesser hat, um die Bohrung 696 nicht durch den Dichtring zu verschliessen.

Die Figur 73 zeigt eine Rueckzugvorrichtung fuer die Elementensaeule in der Kammer 35. Der Hubkolben 712, der eng in der Zylinderwand 711 eingepasst, abgedichtet, in achsialer Richtung laeuft und vom Treibkolben 649 zum Druckhube angetrieben ist, hat in achsialer Richtung die Kolbenstange 713 eng eingepasst in die Zylinderwand der Bohrung im Treibkolben 649. Die Kolbenstange erstreckt sich also durch den Treibkolben 649 hindurch und ausserdem durch eine Abdichtung 715 hindurch in die Zugkammer 716 hinein, innerhalb der sie an ihrem Ende den Zugkolben 717 traegt. Wird Druckfluid geringeren Druckes durch Bohrung 718 in die Zugkammer 716 geleitet, wenn die Aussenkammer 35 unter Niederdruck steht, zieht der Zugkolben 717 ueber die Kolbenstange 713 die Elemente in ihre Ausgangslage zurueck. Die Bohrungen 665 und 659 sind Zufluss und Abflussbohrungen fuer die Kammern 663 und 650,651, wobei die Kammer 650,651 die Druckkammer fuer den Antrieb des auf den Hubkolben 712 drueckenden Treibkolbens 649 ist.

In Figur 74 ist das V-Element der Figur 133, 34 gezeigt, jedoch mit einer erfindungsgemaessen Modifikation. Das BV-Element hat in Figur 74 am einem achsialen Ende eine Nase mit radial planer Flaechen 723 und am anderem achsialen Ende eine gewoelbte Flaechen mit einer Ringlinienspitze 719. Dadurch liegt beim achsialen Aufeinanderlegen zweier V-Elemente eine metallische Linie auf einer metallischen Ebene und wenn die Linie unter Last auf der Ebene liegt, bildet sie eine metallische Dichtung, sodass plastische Dichtringe vermeidbar werden. Diese Art Dichtung funktioniert aber bei den hohenm Drucken nur dann, wenn die Linie und die Flaechen einwandfrei beschaffen sind, sodass zwischen ihnen keine Luecke entsteht.

In Figur 75 ist die Nase durch eine radial sehr kurze Planflaechen 720 gebildet, von der aus konische Flaechenteile nach radial aussen und innen verlaufen, die durch 721 und 722 gezeigt sind. Die Nase 719 besteht also in Figur 75 aus mehreren, winkelmassig zueinander angestellten Flaechenteilen, waehrend die Nase 719 in Figur 74 mit einer Flaechen mit konstantem Radius um die Nasenmitte gebildet ist, sodass der Querschnitt der Nase eine Halbkreisflaechen bildet.

In Figur 76 ist eine der elegantesten Loesungen der Auflage der benachbarten Elemente aufeinander gezeigt, die aber nur dann angenehm ist, wenn man einen metallischen Ring, der die Form eines handels-ueblichen Rundschnurringes hat, zur Verfuegung gestellt bekommt oder den billig kaufen kann. Denn der Ring muss einwandfrei runden Querschnitt oder mindestens einen Querschnitt mit gleichem Radius um die Rundachse des Ringes haben; zumindestens in dem Bereich, indem er zur Auflage der benachbarten Elemente heran gezogen ist. Ausserdem muss er aus so festem Metall oder Material sein, dass er die auftretenden Kraefte, die bei 4000 Bar weit ueber 50 Kilogramm pro Quadratmillimeter liegen, tragen kann, ohne seine Figur des gleichen Radius um die Ringachse zu verformen. Das Problem heutzutage ist, dass derartige Rundringe 727 nicht wie Sand am Meer zu finden sind und auch nicht billig am Markte kaeuflich erhaeltlich zu sein scheinen. Sie sind aber prinzipiell praezise herstellbar, insbesondere dann, wenn man sie radial innerhalb und ausserhalb der Masse $b \varnothing$ und $B \varnothing$ zylindrisch ausbildet, weil man dann den verbleibenden Ringrest einspannen und mit Schleifmaschinen mit Schwenkanordnungen praezise schleifen kann. Die Durchmesser $b \varnothing$ und $B \varnothing$ mit deren Abstand "delta B" bewirken dann das Selbstzusammenpressen der Elemente nach den Figuren 33, 34. undsoweiter. Die Abdichtung, obwohl eine rein metallische, sollte dann praezise und absolut sein, weil eine ausreichend ausgedehnte Flaechenauflage gebildet ist, vorausgesetzt, dass spiegelbildliche Ringnuten mit Radien um die gemeinsame Ringachse 1016 des Ringes 727 in die benachbarten Elemente 724 und 725 eingearbeitet sind. Da sich bei dieser Ausfuehrung keinerlei konische Ringspalte oeffnen, ist diese Ausfuehrung die Ideal-Ausfuehrung wenn sie praezise und fest genug heregestellt ist. Trotzdem kann man hier plastische Dichtringe radial aussen und innen in die Spalte 1014 und 1015 einlegen. Dabei besteht keine Gefahr, dass diese plastischen Dichtringe abschaben wuerde, weil sich bei dieser Ausbildung keine sich oeffnenden und schliessenden Spalte bilden.

Die Ringachse ist durch die Linie 1016 gezeigt. Zu bemerken ist noch, dass bei der Ausfuehrung nach den Figuren 74 bis 76 mit metallischer Dichtung immer gesichert sein muss, dass der Druck in der Innenkammer 37 plus der Spannkraft der Elemente niemals den Druck in der Aussenkammer 35 erreicht oder diesen ueberschreitet.

Figur 77 zeigt einmal benachbarte Elemente 501,527 in das Gehäuse 91 eingebaut, wobei diese Elemente in ihren Dichtringsitzen die Dichtanordnung der Figur 71 eingebaut zeigen. Die Anordnung nach Figur 70 ist hier fortgelassen, weil stattdessen die Nasen 502 mit konischen Abschrägungen 738 radial nach innen versehen sind, sodass eine metallische Auflage geringer Radialabmessung, im Extremfalle einer kreisrunden Linie, ausgebildet ist, die dann selber dichtet, wenn der Druck in der Aussenkammer 35 immer den Innendruck in der Innenkammer 37 zuzueglich dem Spanndruck der Elemente ueberschreitet. Die Innenabdichtung ist unter diesen Umstaenden in der Figur 77 fortgelassen, also eingespart.

Da es wichtig ist, dass der Druck in der Aussenkammer 35 immer die Summe des Druckes in der Innenkammer 37 plus dem Spanndruck der Elemente ueberschreitet, ist ein entsprechendes selbstregelndes Differenzdruckventil in der Figur 77 eingebaut, das sich im Regelzylinder 729 achsial beweglich befindet und mit 731 bezeichnet ist. Von der Innenkammer 37 fuehrt die Leitung (Bohrung) 728 zum Beispiel durch den Kopfdeckel 1001 zum einem Ende des Zylinders 729, waehrend vom anderem Ende des Zylinders 729 die Leitung (Bohrung) 730 zur Aussenkammer 35 fuehrt. Der Regelkolben 731 ist also von oben mit dem Druck der Innenkammer 37 und von unten mit dem Druck der Aussenkammer 35 beaufschlagt. Er hat ein oberes duenneres Kolbenteil 735 und ein unten dickeres Kolbenteil 734 in entsprechende Bemessung der Durchmessererteile des Zylinders 729 eingepasst, worin er achsial beweglich ist und wobei die Durchmesser Differenz der Teile 734 und 735 die Hoehe der Differenz des Druckunterschiedes in der Innenkammer 37 und in der Aussenkammer 35 bestimmt. Wird der Druck in der Innenkammer 37 so gross, dass die Drucksumme aus Innenkammerdruck plus Spanndruck der Elemente sich dem Druck in der Aussenkammer 35 zu sehr naehert, dann wird das Ventil 731 nach unten gedrueckt und gibt die Ueberlaufschlitze 736 zur Ablaufbohrung 733 und der Ringkammer 732 frei. Dann entweicht Fluid aus der Innenkammer 37 durch die Ringkammer 732 und den Abfluss 733 bis der Druck in der Innenkammer ausreichend abgesunken ist. Ist das erreicht, dann drueckt der Druck in der Aussenkammer 35 den Kolben 731 wieder nach oben und schliesst das Ventil, sodass die Anlage betriebssicher weiter arbeiten kann.

Figur 78 zeigt einen Querschnitt durch die gleichen Elemente wie die, die in Figur 76 eingebaut sind, jedoch mit dem Unterschied, dass Umklampungsringe 739 zum Zusammenhalten benachbarter Elemente eingebaut sind. Dabei sind die radial ausseren Enden der Elemente verdünnert, damit die Ringumgreifung in die durch die Verdünnung entstandenen Ausnehmungen der Elemente eingreifen kann. Das ist erwünscht deshalb, dass die äusseren Ausfüllkloetze plane Ringe werden können und der Totraum radial ausserhalb der konischen Ringteile der Elemente einwandfrei ausgefüllt werden kann. Das ist nach dieser Erfindungsfigur auch möglich, da die volle Spannkraft der Elemente zur radial nach aussen bis zur Auflagen Nase 502 benötigt wird. Die der Dichtringnut benachbarten Teile, in der die Ringanordnung 690,691 eingebaut ist, kann also in axialer Richtung dünner, als die sonstige Wandstärke der Elemente gehalten werden, um die Umgreifung mittels der betreffenden Teile des Umgreifringes 739 verwirklichen zu können.

Figur 79 zeigt im Längsschnitt die bevorzugte Ausbildung der Anlage des oberen Elementes 501,527 an die radial plane Stirnfläche des Kopfdeckels 1001. Die Elemente 1,501,527,642 usw. haben die Ringnase 502,695. Der Kopfdeckel hat wieder die Bohrung 795 und die Dichtung 694 ist zwischen dem Kopfdeckel und dem Gehäuse 91 eingebaut. Der Durchmesser der Kammer 35 ist wieder so klein, dass der Spalt 762, 780 zwischen den Elementen und dem Gehäuse so eng ist, dass jeder unerwünschte Totraum vermieden wird. Da auch hier an den Planflächen der Nasen sich öffnende und schliessende konische Ringspalte entstehen; wenn die Elemente komprimieren und expandieren, muss eine geeignete Dichtung vorgesehen werden, um das Abschaben der plastischen Dichtringe 654 und 761 zu vermeiden. Dabei ist die Dichtung nach den Figuren 21 und 22 aber hier nicht geeignet. Stattdessen müssen metallische Dichtringe 760,653 eingebaut werden, die etwa 45 gradige Abschraegungen gegen die plastischen Dichtringe haben, damit die plastischen Dichtringe unter dem Fluiddruck die metallischen Dichtringe 653 und 760 einmal gegen die Nase 502,695 und zum anderen auch gegen die Stirnfläche des Kopfdeckels 1001 pressen, um die volle Abdichtung und das Verschliessen der sich öffnenden und schliessenden konischen Ringspalte zwischen der Nase 502,695 und dem Kopfdeckel 1001 zu sichern, bzw. zu verhindern.

Figur 80 zeigt eine Ausfuehrung von Elementen Radialenden, in die wieder ein Rundring 763 oder eine radiale Haelfte desselben eingelegt ist, wobei die Haelfte durch die Linie 764 gebildet ist. Man erhaelt so die Dichtauflagen 766 des Elements mit den Dichtflaechenteilen 769 zwischen dem Element und dem Rundring 763,764, die die Radialabmessung der Durchmesser "b Ø" und "B Ø" mit deren Differenz "delta B" nach der Erfindung bilden. Radial ausserhalb dieser befinden sich die Radialenden 768 der Elemente, die in der Flaeche 770 aneinander liegen und dort auch verklebt oder verschweisst sein koennen.

10 Figur 81 zeigt die entsprechende Ausfuehrung fuer die radial inneren Enden der Elemente mit den Teilen 771,772,773,774,775 und 776, die den entsprechenden der Figur 80 in radial umgekehrter Richtung entsprechen und so die Radialabdichtungs Abmessungen "a Ø" und "A Ø" mit der Durchmesser Differenz "delta A" der Erfindung bilden. Dadurch wird der Nachteil der Vortechnik ueberwunden, dass die zusammengeklebten oder verschweissten Elementenenden unter dem Innendruck loesen oder brechen. Denn die scharfen Oeffnungen zwischen benachbarten Elementen der Vortechnik sind durch die Ausfuehrungen nach diesen Figuren vermieden und die Auflageflaechen sind vergroessert. Diese Ausfuehrung
20 eignet sich daher auch zum Verkleben oder Verschweissen der benachbarten Elemente fuer hoehere Druেকে, als das in der Vortechnik des Niderdruckes moeglich war.

Figur 82 vereinigt die Figuren 80 und 81, setzt aber zusaetzlich den Umgreifring 784 mit den Achsial Umgreifungen 785 um die Aussenteile 783 der Elemente. In die Raeume 782 und 779 koennen plastische Dichtringe eingelegt werden, doch ist das dann nicht erforderlich, wenn die Teile 727,1780 und 1781 einwandfrei und dauerhaft in der Ausfuehrung sind. Auch am Innendurchmesser koennen Umgreifringe eingesetzt werden, die aber in dieser Figur nicht eingezeichnet sind.

30 Figur 83 zeigt die Ausbildung benachbarter Elementenenden in vergroesserter Darstellung, um die Einzelheiten deutlicher, als in den bisherigen Figuren sichtbar zu machen. Man sieht die radial verkuerzte Auflage der Nasen, die Abschraegungen 794 und 795 fuer den hier gewollt erzeugten konischen Ringspalt 612 radial nach innen erweitert, die eingesetzten metallischen und plastischen Dichtanordnungsringe 690, 790,691,791,692,792,693,793 und die Umgreifanordnung 783,784 und 785.

790,691,791,692,792,693,793 und die Umgreifanordnung 783,784 und 785. Dabei ist hier noch die wichtige Bohrung 796 ausgebildet, die Fluid und dessen Druck aus der Aussenkammer 35 gegen die Dichtungsanordnung leitet, wobei die Bohrung durch die Umgreifung 784 gesetzt ist. Radial umgekehrte Anordnungen sind auch an den radial inneren Enden der Elemente zweckdienlich der erforderlichlich in radial umgekehrter Richtung doch sind diese in der Figur nicht eingezeichnet, weil sie in radial umgekehrter Richtung nach der gezeichneten Ausfuehrung fuer die radialen Aussenden der Elemente auch fuer die radialen Innenden der Elemente gebaut werden koennen.

Figur 84 zeigt die bevorzugte Ausfuehrung benachbarter Elemente aus faserverstaerkter Plastik, zum Beispiel aus Carbon Fiber, also aus Kohlenfaser Werkstoff. Der Rundring oder Halbrundring 801 ist dabei bevorzugterweise aus dem gleichem Werkstoff hergestellt. Die Ausformung entspricht im Wesentlichen der der Figuren 80 und 81 fuer die Aussen- und die Innenenden der Elemente, wobei in Figur 84 nur die Aussenden- den gezeichnet sind. Die Faserschichten werden uebereinander mit dem Klebstoff, zum Beispiel Epoxy Resin, versehen und zusammen geklebt und getrocknet. Dabei ist es so, dass Stoffteile 812 bis 815 oder 802 bis 805 nicht an gleichen Stellen aufhoeren, sondern radial voneinander vesezt, in 806 bis 809 enden, damit immer unabgeschnittene Fasern in benachbarten Faserschichten uebereinander liegen und verklebt sind. Die Schichten 816 bis 819 zeigen die Verklebnaechte zwischen den Fasern, wobei die Gesamte Klebstoffmasse, zum Beispiel das Epoxy Resin nach dem Erkalten einen einteiligen festen Plastikstoff bildet, der dann die festen und starken Kohlefasern enthaelt.

Figur 85 verdeutlicht die Ausbildung der Abschraegungen an den Nasen. Die Nase ginge nach den Figuren 33 bis 37 vom Durchmesser "d1" bis zum Durchmesser "d3". In der Figur 85 der Erfindung hat sie aber von "d1" bis "d2" die konischen Abschraegungen 794 und 795, sodass die plane Auflage nur vom Durchmesser "d2" bis zum Durchmesser "d3" geht. Durch diese Auflagenverkuerzung in Radialrichtung wird die Oeffnungsweite des konischen Spaltes bei "d3" geringer, als in den Figuren 33 bis 37. Die Abdichtung wird dadurch erleichtert. In der Figur ist der zylindrische Spalt 820 zwischen dem Aussendurchmesser der Elemente und dem Innendurchmesser der Kammer 35 im Gehae- se 91 so eng, dass die Elementenaussenflaechen im zusammengedrucktem

Zustand der Elemente die Wand des Gehäuses 91 fast beruehren, um jeden schaedlichen Totraum zu vermeiden. Daher ist noch die Figur 86 zusammen mit der Figur 85 zu lesen, wobei Figur 86 einen Querschnitt durch das Gehaeuse 91 der Figur 85 zeigt. Man sieht in Figur 86 den Durchmesser $D = 821$ des Gehaeuses 91 und durch den Vergleich der Figuren erkennt man, dass erfindungsgemaess die Laengsnuten 822 geringen Querschnitts radial von innen her in das Gehaeuse 91 eingearbeitet sind, um den Fluidstrom achsial entlang der Elemente in der Aussenkammer 35 mit dem geringstem Totraum in der Aussenkammer 35 zu verwirklichen.

Figur 88 zeigt, dass der abgeschraegte metallische Stuetzring 838 am Achsialende eine konmische Abschraegung 841 haben soll, um mit der Kante zwischen den konischen Flaechen 840 und 841 an einer radialen Planflaeche zu dichten, wenn die Planflaeche einer Durchbiegung beim Komprimieren und Expandieren unterworfen ist, wobei die zylindrische Flaeche 839 an einer benachbarten zylindrischen Flaeche liegt, jedoch dann auch konisch ausgebildet ist, wenn die benachbarte Flaeche des benachbarten Teiles entsprechenden Verformungen beim Betrieb der Anlage unterliegt.

Figur 87 zeigt eine Tellerfeder als Element, wobei das betreffende Achsialende der Tellerfeder 830 plan geschliffen ist, um die radial plane Auflageflaeche 831 zu bilden. Bei zwei benachbarten solcher Elemente, die herstellungsmaessig besonders einfach und billig sind, wird bei etwa gleichen Drucken in der Aussenkammer 35 und der Innenkammer 37, die nach dem entsprechenden Ausfuehrungsbeispiel der Erfindung nur um wenige Bar unterschiedlich sind, auch bei hohen Drucken in beiden Kammern von mehreren tausend Bar, der Ring 832 mit radial planen Flaechen oder konischen Flaechen an die Planflaechen 831 der Elemente gelegt. Dann muessen die abgeschraegten metallischen Ringe, zum Beispiel der Figur 39, eingelegt werden und zwar je einer in die vier Radial-Achsialkanten zwischen dem Ring 832 und den Elementen 830, wie in der Figur gezeigt, Radial innerhalb und ausserhalb bilden sich dann die Dichtringsitze 839 und 845 fuer das Einlegen der plastischen Dichtringe, die dann die angeschraegten Stuetzringe 833, 834 und 843, 844 gegen den Ring 832 und das betreffende der Element 830 bzw. dessen Planflaeche 831 druecken und so die sich beim Kompri-

mieren und Expandieren oeffnenden konischen Ringspalte achsial des Ringes 832 in Radialrichtung verschliessen.

Figur 89 zeigt, wie die Anordnung fuer rostende Fluessigkeit in der Innenkammer 37 betriebssicher gemacht werden kann. Zu dem Zwecke ist unter (ueber) das Element 830 aus Tellerfedernstahl ein weiteres, zum Beispiel duenners Element 846 oder 847, aus von der Fluessigkeit oder dem Gas in der Innenkammer 37 nicht angreifbarem Material gelegt. Es mag zum Beispiel aus dem japanischem Nichtroststahl SUS 630 oder aus VEW Edelstahl bzw. aus einem andern geeignetem Material bestehen. Dabei soll das Element 842 radial bis an den Ring 832 heran reichen und die konisch abgeschraegten Stuetzringe 843,844 sollen dann an dem betreffendem dieser Elemente 842 anliegen und den bekannten sich oeffnenden und schliessenden konischen Spalt zusammen mit den plastischen Dichtringen abdichten.

Figur 90 zeigt einen Laengsschnitt durch eine Alternative Ausfuehrung zur Figur 89. Die Schutzelemente 848 und 847 an den Tellerfederelementen 830 mit deren Planflaechen 831 gehen hier radial so weit ausgedehnt, dass sie die Nasen der 33 bis 37 Figuren ersetzen und direkt aneinander liegen. Dadurch bilden sie die Dichtringkammer 839, in die der Stuetzring 690 mit dem plastischem Dichtring 691, wie auch im rechtem Alternativteil der Figur 89, einsetzbar, einlegbar ist. Die radiale Innenabdichtung erfolgt durch Zwischenlegen des Ringes 849 zwiscchen Planflaechen benachbarter Elemente 830. Ein Stuetzring 851 aus Metall umgreift radial von innen her den Ring 849 und einen Teil der zylindrischen Innenflaechen 855 der benachbarten Elemente 830. Die radialen Planflaechen der benachbarten Elemente an deren radial inneren Endteilen sind mit 850 gezeigt. Die Schutzelemente 847, 846 umgreifen als Zylinderteile 848 ausgebildet einen Teil der zylindrischen oder schwach konischen Innenflaechen 855 der Elemente 830. Die Elementen Enden 848 sind durch die Enden 864 des Innenumgreifringes 853 achsial umboerdelt, also in achsialer Richtung zusammen geklemmt. Zwischen den Teilen 830,848,851 und 853 bildet sich dadurch die Dicht-ringkammer 852, in die ein plastischer Dichtring eingelegt, bzw. eingespannt ist. Die beiden unteren Elemente 830, die daher aus Tellerfedern Stahl sein koennen, sind auf diese Weise zu einem V-Element der Erfindung bzw. der Figuren 33 bis 37 verbunden, wobei die Schutzelemente 847,846 gegen angreifende Stoffe aus der Innenkammer 37 fest in

das so entstandene V-Element der gegenwaertigen Erfindung eingeschlossen sind.

Figur 91 zeigt eine Anordnung der Erfindung mit Tellerfedern Elementen mit radial plan geschliffenen achsialen Endflaechen der Elemente. Diese Teile, die hier eingebaut sind, sind im wesentlichen alle schon in den vorausgegangenen Figuren beschrieben. Diese Figur dient daher der Darstellung des gesamten Zusammenbaues benachbarter Elemente. Die Planflaechen 831 und 876 sind ausgebildet, die Ringe 832 und 849 sind dazwischen gelegt und so die Kammern 860, 861, 862 und 863 fuer das Einlegen oder Einbauen der Abdicht Anordnung gebildet. Die Umgreifringe 784 mit ihren Bohrungen 796 und 875, sowie mit ihren Umgreifungen 785 und 874 sind, die Elementenenden umgreifend, angeordnet. Um die gewuenschte Wirkung der Erfindung zu erzielen, naemlich um die Anlage fuer 4000 Bar betriebssicher bei ausreichendem Wirkungsgrade zu machen, muss nach dieser Figur noch Acht auf die Abmessungen der Umboerdelungen und der Fuellringe gegeben werden. Die Umboerdelungen erhalten daher die zylindrischen Endflaechen 869 und 872, waehrend die Fuellringe 865 und 904 die zylindrischen Radialenden, zum Beispiel 871 erhalten, sodass die Radialenden gerade in die Klampenenden 870, 872 hereinapssen, wenn die Elemente zusammen gedrueckt sind, ohne dass zwischen ihnen nennenswerter schaedlicher Totraum verbleibt. Die Dicke der Fuellkloetze 865 und 905 entspricht prinzipiell der Dicke der Ringe 832 und 849, damit kein Totraum zwischen den Fuellringen und den Elementen verbleibt, wenn die Elemente zusammen gedrueckt sind. Die Fuellringe 865, 904 werden jedoch konisch ausgebildet, wenn die Elemente aus Lebensdauer Gruenden ihrer inneren Spannung wegen, nicht voll komprimiert werden. Siehe zu den Spannungen die eingangs genannte Europa OS oder das genannte DDR Patent. Der Zwischenraum 820 muss eng gehalten werden, wie schon frueher beschrieben und zweckdienlicherwise werden die Laengsnuten 822 in das Gehaeuse 91 eingearbeitet.

In der Figur 92 sind die konischen Ringelemente durch achsial relativ zueinander verschiebbare, radial ineinandergeschachtelte im Prinzip zylindrische Rohre 1882, 883, 884, 885, 886 und 887 ersetzt. Das ist an sich bekannt, jedoch sind die bekannten Ausfuehrungen nicht betriebssicher, da sie auseinander fallen. Daher ist erfindungsgemaess das obere Ringelement 1882 mit einem Radialflansch 880 in eine Ausneh-

10 mung 881 zwischen den Kopfdeckel 1001 und das Gehäuse 91 eingespannt. Alle weiteren Ringelemente haben einen Kopf 894, bevorzugterweise mit einer Dichtringkammer mit Dichtring, 895 darin. Ausserdem haben alle Elemente eine aeussere Ausnehmung 892 und eine innere Ausnehmung 889 mit Hubbegrenzungsringen 893 bzw. 890 darin. Die Koepfe und die Begrenzungs Ringe begrenzen den Achsialhub der Elemente relativ gegeneinander und verhindern das achsiale Auseinanderfallen der Elemente. Ausserdem koennen Zusatzfuehrungen 900 angeordnet sein, um gute Fuehrung benachbarter Ringelemente durch die Kopfe 894 an Innenflaeche 882 und durch die Innenflaechen 901 der Zusatzfuehrung 900 an zylindrischen Aussenflaechen 899 zu erhalten. Die Begrenzungsringe koennen rund oder radial plan sein. Dieses Aggregat nach der *Figur* 43 ist auch fuer geringere und mittlere Drucke mit grossen Foerdermengen in der Innenkammer 37 geeignet. Erfindungsgemaess wird es entweder durch auf das untere Element 887 wirkenden Hubkolben angetrieben oder durch Druckbeaufschlagung der Aussenkammer 35 mit Druckfluid. Eine Rueckzugsanordnung 902, 656, 657 und Hubkolben 52 moegen im Rahmen der Erfindung angeordnet sein. Ein Fuellklotz 903 oder mehrere Fuellkloetze koennen in die Anlage zur Totraumfuellung eingebaut sein. Da die innere Kammer 37 hier zu praktisch null verkleinert werden kann, sind solche Fuellklotze fuer die Kammer 35 zweckdienlich, wenn sie eine Anordnung zulassen.

Bei den Figuren 74 bis 76 ist noch zu beachten, dass die Elemente zu allen Zeiten zusammengedrueckt bleiben muessen. Das kann durch alle Zeiten hoeheren Druck in der Aussenkammer 35 erreicht werden oder durch die Vorspannung der Elemente.

30 In Figur 72 ist von wichtiger Bedeutung, wie auch in den anderen einschlaegigen Figuren, dass der untere Verschlussdeckel der Elementen saeule oder der inneren Kammer 37 vom Hubkolben in achsialer Richtung getrennt sein muss, da bei mit achsial unterschiedlichen Geschwindigkeiten laufen. Das Fluid wird aus den Raeumen aussen zwischen den Elementen radial aussen um die Elemente herum in den Raumteil unterhalb der Elemente gedrueckt, wenn die Elemente komprimiert werden.

Die Elemente, zum Beispiel auch die der Figuren 82 bis 86 sollen im heissem Zustande radial gewalzt werden und die der Innenkammer 37 zugekehrten Flaechenteile sollen mit einer Schutzschicht gegen angreifendes Fluid in der Innenkammer versehen sein. Die Elemente solle kugelgestrahlt sein, um lange haltbar zu werden.

Figur 93 zeigt das aus der Tellerfeder oder wie die Tellerfeder hergestellte Element in separierter Darstellung. Es hat die Dichtring Ausnehmung 503 und die radial planen Auflageflaechen 831 und 850 an dem Element 830.

Figur 94 zeigt ein ebenfalls aus der Tellerfeder oder wie die Tellerfeder hergestelltes Element mit einer Ausbildung der Halterung fuer die Umgreifringe in solcher Weise, dass der Umgreifring achsial aussen das Element achsial der Auflage des Elementes auf dem benachbarten Element zum Angreifen am Element kommt. Diese Anordnung kann auch an anderen der Elemente ausgefuehrt werden und hat den Zweck, die achsiale Lockerung des Umgreifringes zu verhindern. In den vorauf beschriebenen Figuren koennen die Umgreifringe achsial auseinander gezogen werden, weil beim Zusammendruecken der Elemente die konischen Winkel entstehen, die auch dort das Element achsial gegen den Teil des Umgreifringes druecken und das Teil wegdruecken, wo der Umgreifring am Element angreift. Das wird durch die Ausbildung nach Figur 45 verhindert. Das Element 947 erhaelt daher die Ausnehmung 926 und oder 26 an solcher Stelle, dass sich genau achsial jenseits der Auflage des Elements auf dem nachbarelement eine Erhoehung 929 oder 927 bildet.

In Figur 95 sind meherere der Elemente 947 zusammengebaut und von den betreffenden inneren und aeusseren Umgreifringen 936 und 937 umgriffen. Diese beruehren die Elemente jetzt in den Erhoehungen 927 bzw. 929 der Figur 94. Da diese Erhoehungen in achsialer Richtung genau ueber der Auflage des einen Elements am anderem liegen, verschieben sich die Erhoehungen 927 und 927 bei der Zusammendrueckung und Expansion der Elemente nur in radialer Richtung, waehrend sie in achsialer Richtung praktisch die gleiche Hohe behalten, sodass die Erhoehungen 927,929 an den zugekehrten Innenflaechen der Umgreifringe 936 und 937 nur gleiten, die Umboerdelteile der Umgreifringe aber nicht achsial wegdruecken oder verformen.

In Figur 96 ist ein Alternativ Ventil fuer die Figur 77 gezeigt. Es dient der Geringerhaltung des Druckes in der Innenkammer

37 relativ zur Aussenkammer 35. Zwei Bohrungen, zum Beispiel unterschiedlichen Durchmessers, 938 und 939 sind durch mittels der Federn 942,943 belasteten Ventile 941 bzw. 942 verschlossen. Den Federn ist ein Druckpoerper 944 zugeordnet, der durch einen im Zylinder 946 gleitfaehigen Kolben 945 in Richtung auf die Ventile und in Richtung von ihnen fort bewegt werden kann. In den Zylinder 946 leitet man einen der Drucke, um den Kolben 945 entsprechend stark zu beaufschlagen. Eine der Bohrungen 938,939 wird mit der Innenkammer 37 und die andere mit der Aussenkammer 35 verbunden. Infolge der unterschiedlichen Durchmesser der Bohrungen 938,939 oeffnet sich das Ventil fuer die Innenkammer bei geringerem Druck als das der Aussenkammer. Statt unterschiedliche Durchmesser der Bohrungen zu verwenden, kann man auch verschieden starke Federn oder Ventile nehmen, bzw. andere Mittel benutzen, um zu sichern, dass das Ventil der Innenkammer bei geringerem Drucke oeffnet, als das Ventil der Aussenkammer.

Figur 97 zeigt, dass das Problem der Verluste der Druckuebersetzer der Figur 54, die bisher im Einsatz sind, durch die gegenwaertige Erfindung ueberwunden werden kann. Die Umsteuerung des Hubkolbens 605 erfolgt nun durch das Umsteuerventil 918. Die Pumpe 921 foerdert jetzt in nur einer Richtung. Erfindungsgemaess wird die Rueckleitung 922 von den Zylinderraeuemen (ueber das Umsteuerventil) zu der Zulaufleitung zur Pumpe verbunden. Jedoch wird vor dem Anschluss der Ruecklaufleitung an die Zulaufleitung zur Pumpe, also zwischen diesem Anschluss und dem Tank 920 ein Rueckschlagventil (Einwegventil) 919 eingebaut. Dadurch wird erreicht, dass das hoch komprimierte Fluid mit seiner hohen inneren Kompression nicht in den Tank entweichen kann, sondern gezwungen wird, in die Einlasseite der Pumpe 921 zu druecken, sodass deren Rotor als Hydromotor durch das komprimierte Fluid aus der Druckkammer 604 angetrieben wird, bis dieses Fluid voll entspannt ist.

Um die Energie des hoch komprimierten Fluids aus der Kammer 604 oder aus der Aussenkammer 35 der Erfindung teilweise fuer den Antrieb der Pumpe als Hydromotor zu gewinnen und so den Wirkungsgrad des Aggregates zu steigern, sind Langhubantriebe zweckdienlich, weil Kurzhubanordnungen zu viel Reibung dabei verbrauchen.

Die Figur 98 zeigt daher ein Langhubaggregat. Das Langhub-Aggregat der Radialkolbenbauweise war bereits in Figur 61 gezeigt. In Figur 98 ist der Langhub in das Gehäuse 91 der Erfindung eingebaut, doch kann das Prinzip der Figur 98 auch in der Pumpe 921 der Figur 97 verwendet werden. Die Treibkolben 949 sind nach dieser Erfindung nicht mit Kolbenschuhen, sondern mit Pleueln 904 versehen, die in einer nicht umlaufenden Taumelscheibe 907 gegen gelagert sind. Solche Pleuel und die Schraegstellung der Pfannen in einer unter einem Winkel angestellten Scheibe oder einem Triebflansch sind aus den Schraegachsenaggregaten der Achsialkolben Maschinen bekannt. Erfindungsgemaess laeuft die Schraegscheibe 907 aber nicht um, sondern sie ist am Umlauf durch eine Halterung 914, 915, 916, deren Laufkoerper 916 oder 915 in einer Nut 917 im Gehaeuse 91 beweglich ist, gehindert. Wenn der Schaft 910 des Aggregates umlaeuft, drueckt der Schraegstellteil 908 der Welle 910 die Schraegscheibe bei einem Winkel nach oben und laesst so beim gegenueber liegendem Winkel nach unten laufen. Wenn der Schaft einmal umlaeuft bewegt sich die Halterung 915, 916 in der Haltenut 917 einmal nach oben und einmal nach unten. So werden die Treibkolben 949 pro Umlauf der Welle periodisch nacheinander einmal nach oben gepresst und einmal nach unten zurueck gelassen. Die Schraegscheibe 907 mit der Haltescheibe 913 lauft also nicht um, sondern sie schwingt um ihre Mitte 925. Die Kolben 949 laufen in den Zylindern 905. Druckfluidleitungen und hydrostatische Druckfluid Taschen (Lagertaschen) 908, 912 koennen angeordnet sein. Infolge des grossen Anstellwinkels des Hubteils 909 zur Achse der Welle 910 entsteht der lange Kolbenhub der Kolben 949. Dieser ist deshalb wichtig, weil das hoch komprimierte Fluid aus der Aussenkammer 35 oder aus der Kammer 604 der Figur 97 nur bei einem Teil des Umlaufs der Welle 910 wirkt. Waere der Kolbenweg bei diesem Umlaufteil sehr kurz, dann staenden die Kolben fast senkrecht zur Kolbenhubfuehrung, die Reibung waere hoch und die innere Energie des hoch gespannten Fluids wuerde zum grossen Teil durch Reibung verbraucht, wie bei Kurzhub Aggregaten der Radialkolben Aggregate und der Schraegscheiben Achsialkolben Aggregate, die handelsueblich auf dem Markte sind. Demgegenueber erreichen die Figuren 61 und 98 dieser Erfindung eine bessere Ausnutzung der inneren Energie des hoch gespannten Fluids mit besserem Wirkungsgrad infolge ihres langen Kolbenhubes.

In Figur 58 sind die Stuetzringe 616,617, also die Alternativ Ausfuehrungen nicht schraffiert gezeichnet, damit man sie besser erkennen kann.

In der Figur 90 und entsprechenden Figuren oder Ausfuehrungen ist wichtig, dass in den Dichtringsitz drei Stuetzringe eingelegt sind, weil drei sich oeffnende und schliessende konische Ringspalte entstehen. Diese Stuetzringe 690,833 und 834 sind aber bereits, beschrieben, sodass man jetzt weiss, wie sie anzuordnen sind. Dabei koennen z.B. die ausseren Stuetzringe 833,834 so geformt sein, dass sie den mittleren Stuetzring 690 beruehren oder ueberlagern.

Die Fuellringe werden teilweise praezise gegossen, weil auch die Radien und die Abschraegungen der V-Elemente oder sonstiger Elemente der Erfindung mit ausgefuellt werden muessen, um hohen Wirkungsgrad bei den hohen Drucken zu erreichen. Diese Form mechanisch zu bearbeiten, ist oft schwierig oder zu teuer. Die Schutzschichten gegen Angriff durch Fluid in der Innenkammer 37 sollten nur dort angebracht werden, wo das Fluid das Element *zerstoerend beruehren kann*.

Vergleicht man die Ausfuehrungsbeispiele oder diese mit der bekannten Technik, dann erkennt man leicht, dass eine Hochdruck Pumpe fuer nicht schmierende Fluessigkeiten fuer mehrere tausend Bar nicht mit einem einzigem Erfindungsgegenstande verwirklicht werden kann, sondern eine Anzahl von neuen oder von bekannten Merkmalen in jeweils einer bestimmten, die Aufgabe der Erfindung loesenden Kombination angewendet werden muessen. Diese Kombination (diese Kombinationen), die die Aufgabe der Erfindung, eine einfache betriebssichere Hochdruck Pumpe fuer mehrere tausend Bar zu schaffen, ist (sind) in der bekannten Technik nicht zu finden und das ist der Grund dafuer, dass eine Pumpe, wie die Erfindungsaufgabe sie schafft, bisher nicht auf dem Markte erhaeltlich ist, Es hat also an der Erfindung und Kenntnis der richtigen Kombinationen bisher gemangelt, sodass die gegenwaertige Erfindung fuer den Fortschritt der Technik sehr notwendig war.

Pumpen mit Beaufschlagung der Aussenkammer und mit Tellerfedern koennen die Aufgabe der Erfindung nicht loesen, wenn die Aussenkammer nicht frei von schaedlichem Totraum ist und wenn die Gehaeusewand nicht dicker als der Radius der Aussenkammer ist.

nicht entsprechend dick im Vergleich zum Radius der Aussenkammer ist. Niederdruck Elemente koennen die Aussenkammer nicht schnell genug vom Druckfluid leeren, um den naechsten Druckhub folgen lassen zu koennen, wenn keine Rueckzugsvorrichtung angebracht ist. Parallel zusammen geklebt Elemente brechen unter dem ausserordentlich hohem Innendruck. Die Achsialbooster der Figur 54 haben unumgaengliche Verluste, die erst durch die gegenwaertige Erfindung ueberwindbar sind. Die Erfindung hat ausserdem den Vorteil dass Restenergie, gespannten nicht gefoerderten Fluids aus Totraeumen in der Innenkammer auf die Elemente drueckt und diese diese Energie auf das Fluid der Aussenkammer uebertragen, von wo die innere Energie dann zusammen mit der Aussenkammer erfindungsgemaess mindestens teilweise fuer den Motorantrieb der Pumpe zurueck gewonnen werden kann. Erfindungsgemaess foerdern nicht nur die konischen Teile der Elemente, sondern auch die Kammerteilausbildung radial innerhalb der Elemente. Dieser Teilraum aber ist in der Erfindung praktisch tottraumlos, also ohne verbleibende innere Kompressions Energie im Fluid ausnutzbar. Die Raumsumme in der Aussenkammer ist daher erfindungsgemaess kleiner als die Raumsumme der Innenkammer, was den Wirkungsgrad und die Leistung entsprechend erhoehrt. Grosser Innendurchmesser der Elemente erhoehrt also den Wirkungsgrad. Entsprechend haelt man den Radialquerschnitt der Elemente klein, um den hohen Wirkungsgrad zu erzielen. Alle diese Mittel sind in der bekannten Technik nicht zu finden. Ausfuellklotze koennen in die komprimierten Elementensaehlen heiss eingegossen werden, zum Beispiel aus Aluminium, Zink, Zinn usw., wenn man die staehlernen, gehaerteten Elemente sofort danach oder dabei von der anderen Seite her, zum Beispiel mittels Wasser, kuehlt. Verklebte oder verschweisste, bzw. verloetete Elemente brechen beim Versagen von Sicherheits Ventilen und auch schon bei Mitteldruck. Die Kompression der plastischen Dicht-
ringe ist in der bekannten Technik nicht beruecksichtigt und es sind keine Lehrer fuer deren Anwendung zu finden. Die sich oeffnenden und schliessenden konischen Dichtspalte wurden von der bisherigen Technik nicht erkannt und nicht verschlossen. Die Niederdruckanlagen, von denen es viele mit Membranen oder mit schwachen Tellerfedern gibt, komprimieren oft nur Luft und nur fuer geringe Drucke. Sie lehren keine Rueck Gewinnung der inneren Energien, die bei den hohen Drucken wichtig ist, wenn der Totraum nicht voellig abgeschafft ist. Die Tellerfedern oder Elementenausfuhrung nach den Figuren 85, 86 kann ohne Totraum

10

20

30

Fuellkloetze (Scheiben) zwischen den Elementen auskommen, weil die Elemente nach ihrem achsialen Zusammendruetzen keine Totraeume zwischen den Elementen belassen. Diese Anordnung kann aber nur durch die gegenwaertige Erfindung funktionieren, weil nur diese, zum Beispiel auch durch die Ausbildung der Auflagendifferenzen "Delta A" und "Delta B" oder die Durchmesser Differenz " d_3 minus d_2 " das Zusammenliegen der Elemente und damit die Abdichtung der Innenkammer 37 von der Aussenkammer 35 garantieren. Die Aggregate der Erfindung bringen im Vergleich zur bekannten Technik leichtere und billigere Aggregate, die einfacher herstellbar sind und die hoeheren Wirkungsgrad bieten koennen.

Die Ausfuehrung mit hoeherem Druck in der Aussenkammer ist die billigste Ausfuehrung mit der geringsten Aussenabmessung. Sie vermag auch hoeheren Wirkungsgrad zu erzielen, als die bekannten, heute verwendeten, achsialen Booster der Figur 54.

Leitet man halben Druck in die Aussenkammer und verwendet die W-Elemente oder die Elemente der V-Figuren, dann kann man noch hoehere Wirkungsgrade erreichen. Verwendet man das Aggregat der Figuren 65 bis 67 ohne Druck in der Aussenkammer dann erhaelt man fuer den Druckbereich bis mindestens 1500 Bar den hoechsten Wirkungsgrad, den man aber mit Bauaufwand, Gewicht, Abmessungsgroesse und Bauaufwand bezahlen muss. Das gleiche erreicht man durch die Elemente der V-Figuren.

Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus den Patentanspruechen, die daher Teil der Beschreibung der Erfindung sind.

Figur 99 schafft weitere Betriebssicherheit fuer die Elemente 1 der Figuren 8 und 11. Hier sind die Planflaechen 952 an den Ringnasen 12 deutlich gezeigt, die in die Boegen 954 uebergehen, bevor die zunaechst radial plane Flaechen der den konisch verlaufenden Innenflaechen 4 uebergeht. Deutlich gezeigt ist auch, dass der Zentrierungsring (meistens aus hartem Stainless Stahl) 20 eng in die Zylinderteilflaechen 952 eingepasst ist und zwar mit seiner in diesem Bereich zylindrischen Teilflaechen 953, wodurch er auch die Auflage 23 der beiden Elemente 1 und 11 verschliesst. Damit der Zentrierungsring 20 nirgendwo anstossen kann, insbesondere nicht an die Bogenflaechen 954 anstossen kann, hat er eine bevorzugterweise 45 graedige Abschraegflaechen 955. Damit der plastische Dichtring bei dem eventuellem Oeffnen sehr enger konischer Spalte nicht verletzt werden kann, sind radial innerhalb des Zentrierungsringes 20 die doppelt konischen Stuetzringe 959 mit ihren konischen Flaechen 958 und 960 eingelegt, die in ihrer prinzipiellen Form denen der Figur 88 entsprechen. Radial innerhalb dieser und des Zentrierungsringes 20 liegt der plastische Dichtring 26 und drueckt die Stuetzringe, der Bewegung der Teile des Elementes 1,11 folgend dicht gegen den Zentrierungsring 26 und gegen die Innenwaende 4 der Elemente 1 und 11. Durch diese Anpressung unter Fluiddruck von innen werden alle Spalte zu allen Zeiten geschlossen und die Anordnung ist dicht fuer die geforderten hohen Drucke. In der rechten Haelfte der Figur ist als Alternative ein Zentrierungsring 961 mit federbasren Dichtlippen eingezeichnet, die neben der 45 graedigen Abschraegung am seitlichem Ruecken noch die spitzere Abschraegung 963 haben sollen, damit die Spitze als angepresste Liniendichtung mit Flaechenstuezte an den Innenwaenden 4 der Elemente so fest angepresst liegen kann, dass keine plastischen Dichtringteile in Spalte gequetscht werden koennen.

Die Figur 100 zeigt ein stark federndes U-Element mit hoher federnder Spannkraft, das nur eine einzige Dichtung zum benachbartem U-Element benoetigt.

Seine federnde Spannkraft wird dadurch erreicht, dass der Nacken 12 des U-Elements 111 verstaerkt wird, indem seine Aussenflaeche nicht mit Radius um die gleiche Mitte gebildet wird, wie der Innenradius "Ri", sondern den Aussenradius "Ro" um einen Kreis erhaelt, dessen Mittellinie um die Radiendifferenz "Delta R" radial nach aussen verlegt ist, sodass sie den Abstand R2 von der Achse hat, waehrend der innere Radienkreis den Abstand R1 von der Achse des Elements hat. Dabei werden sich radial nach innen verjuengende konische Ringteile 966 zwischen den Flaechen 964 und 965 erzeugt, die in etwa diejenige Form bringen, die gut federt, gleiche Belastungen an allen Stellen hat und herstellungsmaessig einfach ist, wobei man kleine Abweichungen von der besten elastischen Linie aus Preisgruenden in Kauf nimmt. Zum Zwecke der Abdichtung dem benachbarten Element gegenueber erhaelt das U-Element an seinen radial inneren Aussenkanten die Ausnehmungen 967 mit den zylindrischen Flaechen 970 und den Planflaechen 969.

Figur 101 zeigt mehrere dieser Elemente zu einer Elementensaeule zusammen gesetzt und mit den Stuetzringen 790 und den plastischen Dichtringen 791 versehen. Man sieht hier eine sehr einfache Bauweise eines auf automatischen Drehbaenken herstellbaren Doppel Elements mit einfachsten Sitzen fuer die Abdichtung. Man beachte dabei, dass der Innenraum 50 teilweise ausgefuellt sein muss, wie in Figur 30 beschrieben wurde. Dieser Elementensatz ist einer der einfachsten und betriebssichersten, wenn man sich einmal an die Abdichtungsweise, das Ausdrehen des Innenraumes von innen her und die Methodik des Hereinbringens des Totraum Fuellklotzes gewoehnt hat.

Figur 102 zeigt, dass dieses U-Element auch einfach gegen die Aussenkammer abgedichtet werden kann, wenn man die Mittel der Erfindung einsetzt, naemlich die Dichtmittel 616,617,690,691 einsetzt. Meistens aber wird man dieses Element fuer Aggregate mit reiner Innenkammer Foerderung verwenden, sodass man die Ausendichtung nach Figur 102 dann nicht benoetigt.

Figur 103 zeigt das baumaessig einfache, aber trotzdem hoch federbare V-Element mit grosser Spannkraft in Annaehrung an die elastische Linie mit gleicher Spannung in allen Teilen. Daher hat das V-Element dieser Figur den Innenradius 976 um die Ringlinie 975 im Abstand R_1 von der Achse des Elements, waehrend der Nacken des Elements seine Aussenflaeche mit dem grosserem Radius 978 um die Kreislinie 977 mit geringerem Abstände R_1 von der Achse des Elements bildet. Der Nacken 972 ist dadurch verstaerkt und erhoehrt die Spannkraft des Elements. Rechts sieht man die Innen und Aussen Radien " R_i " und " R_o " eingezeichnet und den Radialabstand " ΔR " findet man zwischen den Radien R_1 und R_2 . Im Uebrigen ist das Element aus den voraufbeschriebenen Figuren bekannt. Zu beachten ist noch, dass beim achsialem Komprimieren der Aussendurchmesser von 981 um die Differenz 983 auf 982 waechst. Das Element muss so berechnet werden, dass es bei dieser Durchmesser Aenderung nicht an der Wand der Bohrung, in die es eingebaut ist, festklemmt. Infolge der Radienausbildung des Nackens 529 muss zwischen zwei benachbarte V-Elemente dieser Figur ein spezieller Ausfuellklotz eingesetzt werden.

Die Figur 104 mit 105 zeigt diese Ausbildung des Zusammenbaues zweier V-Element zu einer Elementensaeule. Der Fuellklotz erhaelt hier zur perfekten Totraum Ausfuellung radial innen vom Planteil 740 die Verdickung mit den Radien 985 um die Kreislinien 986. Fuer praezise Totraum Ausfuellung mag der Aussenfuellklotz 1530 mit seinen Waenden 987,988 entlang der Planflaeche 991 (Figur 105) radial plan geteilt sein. Mittels der Halterung 989 mag er zusammen gesetzt und gehalten sein. Fuer perfekte Totraumfuellung erthaelt der Fuellklotz 1530 den Aussendurchmesser 983 der Figur 104, sodass er beim ungespanntem Zustande des Elements um die Radial Distanz 990 radial ueber den Durchmesser des Elements hinausragt.

Die Figur 106 zeigt im Prinzip eine Wiederholung der Figuren 12 und 63, jedoch soll anhand dieser Figur gezeigt werden, dass fuer die hohen Drucke der Erfindung dieses System das Ziel der Erfindung nur dann voll erfuehlen kann, wenn es folgende Bedingung erfuehlt,

dadurch gekennzeichnet,

dass das Oelvolumen auf einen Bruchteil des Verdraengungsvolumens des Kolbens 15 begrenzt ist,

10 dass, falls ein Trennklotz zwischen dem Wasser und dem Oel angeordnet ist, das Material des Trennkolbens auf etwa das dreifache des spezifischen Gewichts des Wassers in seinem spezifischem Gewicht begrenzt ist,

dass die Ventile 38,39 konische Sitze entgegengesetzt gerichteter Konen relativ zur Achse des Kolbens 15 haben und ihre Stirnflaechen im verschlossenem Zustande in der Bodenebene des Zylinders 11 liegen;

20 dass die schwerere Fluessigkeit senkrecht unter der leichteren liegt und Boegen, Schraegen oder Beschleunigungsverluste verursachendes Fluid in Leitungen zwischen dem Kolben 15 und den Ventilen 38,39 vermieden sind,

und die Wandstaerke des Gehaeuses 11 dickert, als der Durchmesser des Kolbens 11 ist;

wobei ferner noch erwuenscht ist, dass gerade an dem unterem Niveau des Oels im unkomprimiertem Zustande die Leitungen 709 und 795, zum Beispiel der Figur 72 mit den diesen Leitungen zugeordneten Ventilmitteln angeordnet sind.

30 Die Figur 107 zeigt eine weitere Alternative fuer ein Ventil zur Kontrolle der Entlueftung und Fuellung der Aussenkammer 35. Es ist im Zylinder 993 angeordnet, mit 994 bezeichnet und im Zylinder achsial beweglich, wobei es durch die Feder 701 in die gezeichnete rechte Endlage gedrueckt wird. In dieser Lage stroemt Fluid aus der Aussenkammer 35 durch Bohrung 795 ueber die Steuernut 796 des Kolbens 994 in die Ausstroemleitung 1020 mit der Durchflussdrossel 704.

Nimmt der Druck in Kammer 35 zu, dann drueckt der Druck auf durch Bohrung 992 auf das rechte Kolbenende und dadurch den Steuerkolben 994 gegen die Feder 701 bis die Steuernut 796 die Auslass Steuernut 1020 ueberlaufen hatr und der Kolben 994 den Durchfluss von der Bohrung 795 zum Auslass 704 absperrt und die Kammer 35 verschliesst.

Figur 108 zeigt, dass an manchen Stellen in Aggregaten der Erfindung der Distanzring 832 nicht ganz plan sein darf, sondern angrenzend an die planen Endflaechen 1024 konische Abschraegungen 1022 und 1023 zweckdienlich sind, um die Oeffnungen konischer Ringspalte zu verringern. Die Konusrichtung wird umgekehrt, wenn an entsprechend anderer Stelle in der Erfindung eingebaut.

Figuren 109 und 110 zeigen stellenweise plan geschlossene Tellerfedern im geoeffnetem und im gespanntem Zustande. Man sieht dabei deutlich die sich oeffnenden konischen Ringspalte, weil die Anstellwinkel stark uebertrieben vergroessert gezeichnet sind. Man sieht auch, dass die Schraegen 1025 entstehen, die bei der Totraumverhinderung beruecksichtigt werden muessen.

Figur 110 zeigt die Ausbildung der im ungespanntem Zustand planen Flaechen 1026 und die Dichtringsitze 613.

Figur 112 zeigt die Lage dieser Teile nach dem Zusammendruecken der Elemente. Die Dichtringsitze sind jetzt durch die Lagen der Flaechen 1027 und 1028 gekennzeichnet. Dabei bilden sich die achsial auesseren Spitzen 129, die sich jetzt gut fuer die Umgreifung durch einen Haltering 1030 eignen.

Figur 113 zeigt diesen einfach auf der Drehbank (auch automatisch) herstellbaren Haltering 1030, wobei die Figur zeigt, dass man ihn entweder entlang der Linie 1033 radial plan teilt oder durch den Schlitz 1034 radial teilt, sodass er radial von aussen her um die Kanten 1029 der Figur 112 gelegt werden und mit seinem Aussendurchmesser an der Wand der Bohrung, in die die Anordnung eingebaut ist, also an der Wand der Aussenkammer 35 gehalten und an ihr gleiten kann.

In Figur 114 ist ein solcher Umgreifring nicht radial plan geteilt, sondern er bleibt rund, erhaelt ein Gewinde und darin eingeschraubt das andere Endteil 1036.

Figur 115 zeigt einen Elementensatz aus Tellerfedern im gespanntem Zustande mit Aussenabdichtungen zur Aussenkammer 35 und mit Innenabdichtungen zur Innenkammer 37. Dabei haben diese Tellerfedern dieses Erfindungsbeispiel keine Dichtringsitz Ausnehmungen, sondern die Dichtungen sind um die normale Tellerfeder herum gebaut. Man sieht entsprechend wieder die erfindungsgemaessen Stuetzringe 690 und 1043,1044, die plastischen Dichtringe 691 und 1040, sowie den Distanzring 849 mit Dichtring (plastisch) 861 und Totraumfuellklotz 865. Zu beachten ist hier, dass radial innen zwei Stuetzringe vorgesehen sein muessen, naemlich die Stuetzringe 1043 und 1044. Der innere Haltering ist dabei leicht herstellbar, weil er keine Elemente umgreift. Die Dicht- und Stuetz Ringe 1040,1042 und 1043 sind lediglich von aussen her in die Nut zwischen den Borden 1041,1046 des Innenhalteringes 1045 eingelegt. Als Aussen Haltering kann einer der bisher beschriebenen Ausfuehrungen angeordnet werden oder der Figur 115 angeordnet sein. Dieser hat hier einen dicken Teil 1037 unter dem Umgreifflansch, der zur oberen Halterung der Dichtungsanordnung dient. Von unten her ist unterer Begrenzungsring 1038 in den Ring 1037 eingesetzt, hat eine rueckwaertige Abschraegung und wird dort vom unterem Ende 1039 des Ringes 1037 fest umboerdelt.

Figur 116 zeigt den Druckverlauf des Aggregates mit Beaufschlagung der Aussenkammer 35 und der Innenkammer 37 ueber der Zeit "t". Der Druck ist mit "P" bezeichnet. Man sieht den ersten Lieferverlauf G, den Druckabfall F, die Fuellung der Aussenkammer 35 durch die beschriebenen Ventile, wozu auch deren Entleerung von Luft gehoert, wie beschrieben und den Druckanstieg zum naechstem Foederhub G, wobei der Druckanstieg H der in der Aussenkammer und K der in der Innenkammer ist. M ist der Verschluss des Sicherheitsventils 795 mit Zubehoer nach den Figuren 72, 107 usw.. Die Winkeldifferenz zwischen H und K ergibt sich aus dem automatischem Steuerventil der Figuren 77,96 oder dergleichen.

Figur 117 zeigt den volumetrischen Wirkungsgrad von Aggregaten mit den U-Elementen, W-Elementen oder denen der Figuren 8,11 usw., wie bei den Erprobungen gemessen.

Die Linie D zeigt den gemessenen volumetrischen Wirkungsgrad ueber dem Druck. Die strichlierte Linie E zeigt den nicht gemessenen, aber erwarteten Wirkungsgrad, wenn die Elemente und sonstigen Anordnungen fuer 2000 Bar statt fuer 1500 Bar ausgelegt wuerden.

Figur 118 zeigt den volumetrischen Wirkungsgrad von Aggregaten mit Oeldruck in der Aussenkammer 35 zur Komprimierung der Elemente und Foederung von Wasser aus der Innenkammer. Dabei zeigt die Kurve "C" die gemessenen Resultate, die etwa dem Stande der Technik entsprechen, weil das Versuchs Aggregat nur einen Teil der Erkenntnisse der Erfindung zur Verfuegung hatte. Die Kurve "B" zeigt die bisher besten gemessenen volumetrischen Wirkungsgrade mit Aggregaten, die nach dieser Erfindung gebaut wurden. Die Kurve "A" ist die erwartete Kurve, wenn das Aggregate noch weiter vbervollkommnet oder 100 prozentig exact nach den Lehren dieser Erfindung gebaut wuerde.

Figur 119 ist ein Laengsschnitt durch einen Teil des Gehaeuserohres 6, in das ein Satz von Elementen der Figuren 8,11 achsial uebereinander eingebaut ist. Die Teile dieser Figur werden hier nicht beschrieben, weil einmal eine genaue Beschreibung in Baelde vom japanischem Patentamt veroeffentlicht wird, in der man die Teile nachlesen kann und weil es zum anderem aus der eingangs erwaehten Europa - OS bereits bekannt ist, dass man die Elemente durch Druckoel zum Druckhub zusammenpresst. Daher sei hier nur erwaeht, dass die bisher gebauten Aggregate mit Beaufschlagung der Innenkammer und Elementen 1,11 mit einem Grundblock auf dem Hubkolben 1051 aufgesetzt sind, der im Hubzylinder 1050 gegen die Elemente gedrueckt wird, wenn durch die Zueleitung 1052 Druckoel in den Zylinder gedrueckt wird. Wird die Zueleitung frei gegeben, druecken die Elemente das Oel wieder aus dem XZylinder heraus und den Hubkolben in die Ausgangslage zurueck. Das obere Element ist unter dem Kopfdeckel (nicht eingezeichnet) des Gehaeuses 6 befestigt. Die uebrigen Teile innerhalb des Gehaeuses 6 zeigen erprobte oder geplant gewesene Steuerungsmittel.

Die Figuren 120 und 121 zeigen Ansichten, teilweise in Schnitten, Geber Aggregate zum Antrieb der Steuerungen im Gehäuse 6 der Figur 119. Diese sind aber durch die gegenwaertige Erfindung teilweise ueberholt und nur gebracht, um die Entwicklungsarbeiten einigermassen vollstaendig anzudeuten.

Blickt man auf die beschriebene Erfindung zurueck, dann sind noch folgende Merkmale wesentlich fuer die Erfindung :

10 dass die konischen Spalte zwischen Elementen in Richtung zur Aussenkammer oeffnen, aber gegen die Innenkammer 37 eine Auflage zur Begrenzung der Radialabmessung der Innenkammer mit dem radialem Differenzabstand "Delta A" vom Aussende des betreffenden konischen Spaltes bildet und die an den radial plan geschliffenen achsialen Aussenflaechen der radial inneren Enden der Tellerfedern Elemente eine benachbarte radial plane Flaechen (eines Ringes, einer Wand) beruehren, sodass dort beim Komprimieren der Tellerfeder (des Elements) eine Auflagenlinie "B" zur radialen Begrenzung der Aussenkammer besteht und die sich dabei oeffnenden konischen Spalte zwischen dem Element und der benachbarten Planflaechen der Innenkammer zu oeffnen;

20 und/oder dadurch gekennzeichnet,

dass die konischen Spalte durch Stuetzringe (bevorzugterweise metallischer Stuetzringe) ueberdeckt und mit plastischen Dichtringen jenseits der Stuetzringe abgedichtet sind,

und/oder

ein Koerper (Rohr) mit Dichtringnuten und plastischen Dichtringen radial innerhalb der Innendurchmesser der Elemente angeordnet sind.

Ferner;

dadurch gekennzeichnet,

30 dass die Innenkammer zur Aussenkammer und die Aussenkammer zur Innenkammer relativ zu den Radialdurchmesser Begrenzungen, den Stuetzringen, den Dichtringen wird, wenn Einlass und Auslass Ventile der Aussenkammer verbunden sind.

und dadurch gekennzeichnet,
dass das Volumen der Aussenkammer im unkomprimiertem Zustande kleiner, als das der Innenkammer ist.

Bei einem wesentlichen Teile der Erfindung ist noch wesentlich, dass das betreffende Aggregat der Erfindung raumsparend und preisguenstig ist. Dazu betrachte man zum Beispiel die Figuren 69, 35 und soweiter. Denn es nicht alleine damit getan, dass man 4000 Bar machen kann, weil das bei erheblichem Aufwande mit den Achsial Boostern auch geht. Das Prinzip der Figuren 12,63,106 laeuft zu langsam, wenn es keine leichten, haltbaren Trennkolben hat. Die schwachen Elemente der bekannten Techniuk koennen die Kolben nicht schnell genug zurueck druecken. Die Elemente mit Boegen innen und aussen koennen oft keine schnellen Hubfolgen zulassen, ohne zu brechen. Die richtigen Elemente, die im Rahmen der Erfindung offenbart werden, aber koennen mit 400 bis 1200 Upm. je nach Fall, laufen. Das ist sehr wichtig, um klein bauende, billige Aggregate zu bekommen. Die Aggregate sollen heute etwa 30 Millionen Huebe aushalten und mit mindestens 400 Hueben pro Minute arbeiten, um abmessungsmaewssig und gewichtsmaessig klein und leicht genug zu bauen und um die Kosten der Herstellung ausreichend zu senken.

Da die Teile der Ausfuehrungsbeispiele auch in den Patentanspruechen mindestens teilweise umfangreich beschrieben sind, sollen die Patentansprueche mit als Teil der Offenbarung und der Beschreibung der Erfindung gelten.

PATENTANSPRUECHE :

=====

- 10
- 1.) Von Fluid durchstroembares Aggregat mit mindestens einer ihr Volumen periodisch vergroessernden und verkleinernden Arbeitskammer mit Einlass und Auslassmitteln, insbesondere auch fuer hohe Drucke und gegebenenfalls nicht schmierendes Fluid, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel zur Steigerung der Leistung, des Wirkungsgrades, der Betriebssicherheit, der Gewichtssenkung, Platzbedarfs Verminderung, Kostensenkung oder der Lebensdauer angeordnet sind.
- 20
- 2.) Aggregat nach Anspruch 1 und dadurch gekennzeichnet, dass zur Abdichtung der genannten Kammer konische Ringelemente eingeschaltet sind, die der Abdichtung der teilweise radial innerhalb der Ringelemente angeordneten Innenkammer 37 dienen, und die genannten Elemente, 1 usw., mit Ringnasen 12, radial federbaren Klappenringteilen 32,29, Dichtlippen 22 an den Innenflaechen 60, Zentrierringen 20 und Dichtringanordnungen 49,26 oder Stuetzringen 616 usw. oder deren Equivalenten versehen bzw. solche angeordnet sind.
- 30
- 3.) Aggregat nach Anspruch 2, und dadurch gekennzeichnet, dass das Element als U-Element 1,11,111,112,1111 usw. mit innerem Raum 550 und achsialen Auflagen 3 ausgebildet bzw. als W-Element 642 ausgebildet oder angeordnet ist.
- 4.) Aggregat nach Anspruch 2 oder 3, und dadurch gekennzeichnet, dass mehrere der Elemente axial uebereinander zu einer Elementensauele zusammengesetzt sind und je zwei benachbarten Elementen gemeinsame, zeitweilig auftretende Spalte ueberde-

ckende, flexible, federbare Stuetzringe aus festen Stoffen fuer hohe Drucke im benachbartem Fluid oder plastischem Dichtring zugeordnet, bzw. solche angeordnet sind.

10 5.) Aggregat nach Anspruch 1,
und dadurch gekennzeichnet,
dass in einer Bohrung konische Ringteile 1,526,527,830 usw.
angeordnet und in die Trennung der Bohrung in eine Innen-
kammer 37 und eine Aussenkammer 35 eingeschaltet sind,
die Innenkammer genannte Kammer die Einlass und Auslass-
mittel 37,38 beruehrt und die Aussenkammer zu einem in
einem Zylinder (einer Kammer) reziprokierbarem Kolben
kommuniziert ist und der Druck in der Aussenkammer zusa-
mmen mit der Spannung der konischen Ringteile staerker
sind, als der Gegendruck aus der Innenkammer, sodass die
Ringteile die Trennung der Kammern voneinander wirkend,
angeordnet sind.

20 6.) Aggregat nach Anspruch 5,
und dadurch gekennzeichnet,
dass dem betreffendem konischem Ringteil oder Element bzw.
V-Element mindestens eine Auflage an einer Nachbarflaeche
zugeordnet ist, die eine radial innere und eine radial auesse-
Abdicht Begrenzung bildet und dadurch bei gleichem Druck
in der Innen- und Aussen-Kammer die durch die Auflage
bewirkte Flaechendifferenz benutzend, mindestens eines der
Elemente oder Ringe an ein anderes oder an eine Flaechen-
andrueckt und die Auflage verschlossen haltend ausgebildet
ist.

30 7.) Aggregat nach Anspruch 5
und dadurch gekennzeichnet,
dass das Volumen der Aussenkammer kleiner als die maximale
Volumenaenderung der Innenkammer ausgebildet ist und der
genannte Kolben zur Begrenzung des Volumens der Aussen-
kammer eingeschaltet ist.

- 8.) Aggregat nach Anspruch 1,
und dadurch gekennzeichnet,
dass Mittel zur teilweisen Rueckgewinnung der Energien von
sich entspannendem, komprimiert gewesenem fluessigem Fluid
im Aggregat des Anspruchs 1 oder in verwandten Aggregaten,
z.B. Axial Boostern, eingesetzt sind.
- 9.) Aggregat nach Anspruch 1 oder mindestens einem der An-
sprueche
und dadurch gekennzeichnet,
dass Mittel angeordnet sind, die in den Figuren gezeigt,
in der Beschreibung beschrieben sind, oder Ziele verwirk-
licht werden, die in der Aufgaben oder Loesungen zu den
Aufgaben der Erfindung beschrieben sind.
- 10.) Aggregat nach Anspruch 1 oder nach mindestens einem der
Ansprueche
und dadurch gekennzeichnet,
dass mindestens eine der folgenden 141 Ausfuehrungen ange-
ordnet ist oder mehrere der genannten Ausfuehrungen gemein-
sam in einem Aggregat oder in einem Aggregat nach mindestens
einem der Patentansprueche angeordnet ist oder sind.

10

20

- 117 -

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141 gilt/gelten als aufgegeben
--

- 1.) Achsial federbarer konischer Ring, der unter sich einen hohlkonischen Raum bildet, (wie eine Tellerfeder) dadurch gekennzeichnet, dass mindestens einem der radialen Enden 3,13,33 ein vom Ring 1,11 in im Wesentlichen achsialer Richtung erstreckter, teilweise radial federbarer, im wesentlichen zylinderischer Ringteil 2,12,32,42 zugeordnet ist.
- 2.) Ring nach Ausführung 1, dadurch erkennbar, dass der Ringteil 12 mit dem konischem Ring 1,11 einteilig ist.
- 3.) Ring nach Ausführung 1, dadurch erkennbar, dass der genannte zylindrische Ringteil 12 am radial aeusserem Ende (1,11,13,33) des konischen Ringes 1,11 mit dem konischem Ringe einteilig ausgebildet und vom hohlkonischem Achsialende 4 des konischen Ringes im Wesentlichen achsial gerichtet erstreckt ist.
- 4.) Ring nach Ausführung 1 und dadurch erkennbar, dass ein konisches Ringpaar 1 und 11 aus zwei konischen Ringen, 1,11, deren hohlkonische Achsialenden einander zugekehrt sind, gebildet ist.
- 5.) Ringpaar nach Ausführung 3 und 4, dadurch erkennbar, dass radial innerhalb der zylindrischen Ringteile 12 des Ringpaares, dessen zylindrische Ringteile 12 achsial und achsgleich mit ihren aeusseren Achsialenden 13 aneinander liegen, ein die Innenflaechen beider zylindrischen Ringteile 12 berührender Zentrierzylinder 20 angeordnet ist.
- 6.) Ringpaar nach Ausführung 5, dadurch erkennbar, dass das Ringpaar von Spannringen 27,28,80 umgeben und zusammen gehalten ist, die mit radial inneren Teilen 32 die achsial und radial aeusseren Enden 13 der konischen Ringe 1,11 des Ringpaares 1,11 umgreifen, die Ringe 1,11 des Ringpaares zusammen klemmen und die Spannringe insbesondere die genannten achsialen und radialen Enden der

konischen Ringe teilweise radial federbare, im wesentlichen zylindrische Ringteile 32,42 enthalten.

- 7.) Ringpaar nach Ausführung 6, dadurch erkennbar, dass die Spannringe 27,28 zusammengeschraubt sind und in der hohlkonischen Kammer 4,4,50 zwischen den konischen Ringen 1,11 des Ringpaares eine Pump - bzw. Motor - Kammer ausgebildet ist, bei deren Betrieb die genannten zylindrischen Ringteile 12 mit Stellen oder Teilen der genannten zylindrischen Ringteile 12 der Radial = bewegung der radial auesseren Enden der konischen Ringe 1 und 11 bei der Kompression und Expansion der konischen Ringe folgen und bevorzugterweise ein plastischer Dichtring 26 radial innerhalb des Zentroerzylinders 20 angeordnet ist.
- 8.) Ring nach Ausführung 1, dadurch erkennbar, dass dem radial innerem Ende 3 des konischen Ringes an dem dem hohlkonus abgekehrtem Ende 5 in in der dem Hohlkonus abgekehrten Richtung ein zylindrisches, teilweise radial federbares, im wesentlichen zylindrisches Ringteil 2 zugeordnet ist.
- 9.) Ringpaar nach Ausführungen 6 und 7, dadurch erkennbar, dass zwischen zwei der genannten Ringpaare ein die radial inneren Enden zweier der konischen Ringe des Ringpaares berührender, im wesentlichen zylindrischer Ring 2 teilweise radial federbar von im Vergleich zu seinem Durchmesser duenner Wand 2 angeordnet ist.
- 10.) Ring nach Ausführung 1, dadurch erkennbar, dass der genannte Ringteil 2,32,22 mittels Anordnung einer Ringnut 29,48 in einem Koerper oder Ring an einem Koerper 27,28,66 oder Ringe ausgebildet ist.

-119-

- 11.) Ringpaar nach *Ausführung 7*, dadurch *erkennbar*, dass der betreffende konische Ring mit einer zylindrischen Innenflaeche 60 versehen ist, in ihm ein Kammerdeckel 6,7,66 zum mindestens teilweisem Verschluss der genannten Kammer 50 angeordnet ist und an dem genannten Kammerdeckel ein radial mindestens stellenweise federbares Ringstueck 22 ausgebildet ist, das ggf. unter Einschaltung eines plastischen Dichtringes 49 an der genannten Innenflaeche 60 dichtet und das genannte Ringstueck mindestens stellenweise radial von innen her mit dem Druck aus dem Fluid in der genannten Kammer, die Dichtung zwischen dem genannten konischen Ring und dem genannten Ringstueck unterstuetzend, beaufschlagbar ist.
- 12.) Ringpaar nach *Ausführung 5* dadurch *erkennbar*, dass das Ringpaar von einem die beiden konischen Ringe des Ringpaares zusammenhaltendem, in radialer Richtung federbarem Klapnring 80 umgeben ist.
- 13.) *Ringpaar nach Ausführung 5 aber ohne den Zentralsylinder 20, dadurch erkennbar*, dass die beiden konischen Ringe 1,11 des Ringpaares zusammen mit ihren zugeordneten teilweise zylindrischen Ringteilen 12,13,23 einteilig als ein einziger Federkoerper ausgebildet sind, an dessen inneren Achsialenden auch noch die zylindrischen Ringteile 2 einteilig mit dem einteiligem Federkoerper 111, der in sich zwischen seinen konischen Innenflaechen 4, und ihrem Verbindungsteil 112 die in ihrem Volumen bei der Kompression und Exxpansion der konischen Teile 1,11 des Federkoerpers 111 volumenaendernde Kammer 50 bildet, *ausgebildet sein* oder zugeordnet sein koennen.

-5-

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

- 14.) Anordnung nach *Ausführung 1* oder
dadurch *erkennbar*,
dass die Anordnung als Pumpe oder Motor verwendet
wird.
- 10 15.) Anordnung nach *Ausführung 14*, dadurch *erkennbar*,
dass in die konischen Ringelemente *1* im Vergleich
zu ihnen duennere Dichtringtragrohre *3* eingesetzt
sind, während die Dichtringtragrohre *3* mit massiven
Kloetzen *5* gefuellte sind, die zwischen dem Innen=
Durchmesser der Dichtungsringtragrohre *3* und dem
Aussendurchmesser der Massivkloetze *5* einen engen
Ringspalt *4* bilden, in den aus der betreffenden Arbeits=
Kammer her Druckfluid eindringen kann, um das betreffen=
de Dichtringtragrohr radial nach aussen aufzubiegen
und mit dem betreffenden, eingesetztem Dichtring
3 auch bei Radialaufweitung des betreffenden konischen
Ringelementes *1* an dessen Innendurchmesser eine gute
Dichtung zu bilden.
- 20 16.) Anordnung nach *Ausführung 14*,
dadurch *erkennbar*,
dass die Anordnung in einem verschlossenem
Gehäuse *6* mit starker Wand *6* angeordnet
ist,
das Gehäuse mit einem Druckfluideinlass *7* versehen
ist und das Gehäuse mit Druckfluid zeitweilig
periodisch gefuellte wird.
- 30 17.) Anordnung nach *Ausführung 16*,
dadurch *erkennbar*,
dass die Druckfluidfuellung des genannten
Gehäuses zeitlich parallel zum Hube des Arbeits=
taktes der Pumpe oder des Motors gesteuert

-121--

ist und der Fluiddruck im Gehäuse 6 auf etwa der halben Höhe des Fluiddrucks in der betreffenden Arbeitskammer 11 der Pumpe oder des Motors gehalten wird und zwar zeitlich parallel zum Druck in der genannten Kammer gehalten wird.

- 18.) Aggregat nach Ausführung 14, dadurch erkennbar, oder Pumpe bzw. Motor, dadurch gekennzeichnet, dass in einem Behälter 11 zwei Flüssigkeiten unterschiedlichen spezifischen Gewichtes angeordnet sind oder die beiden Flüssigkeiten anderweitig voneinander getrennt gehalten sind und ein Arbeitskolben 15 ohne die zweite der Flüssigkeiten zu beruehren, in die eine der Flüssigkeiten eintauchend, angeordnet ist.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

- 19.) Aggregat nach Ausführung 18, dadurch erkennbar, dass die erste der Flüssigkeiten eine mit Schmiereigenschaften, zum Beispiel Öl, ist und die zweite der Flüssigkeiten eine nichtschmierende oder Rost verursachende Flüssigkeit, zum Beispiel Wasser, ist und die erste der Flüssigkeiten ein geringeres spezifisches Gewicht, als die zweite der Flüssigkeiten hat.

- 20.) Aggregat nach Ausführung 19, dadurch erkennbar, dass die genannten Flüssigkeiten in einem senkrechten Behälter, zum Beispiel in einem Rohre 11, angeordnet sind und der genannte Kolben von oben her in die genannte erste der Flüssigkeiten eintauchend angeordnet ist, wobei sein Eintauchen in die zweite der Flüssigkeiten dadurch ausgeschlossen ist, dass die zweite der Flüssigkeiten infolge ihres höheren spezifischen Gewichtes sich immer unterhalb der

ersten der Flüssigkeiten mit dem geringeren spezifischen Gewicht befindet und die Höhe des Kolbens und seines Hubweges entsprechend angeordnet sind.

10 21.) Aggregat nach Ausführung 20, dadurch erkennbar, dass der genannte Kolben 33,49.52 als Zweitkolben eines Kolbentriebes angeordnet ist, indem der genannte Zweitkolben 33,49.52 sich in einem Zylinder 6,11,1111 befindet und das obere Zylinderteil des den Zweitkolben beinhaltenen Zweitzylinders mittels einer Leitung 3/ mit dem Zylinderboden eines einen Erstkolben 15 beinhaltendem Erstzylinders verbunden ist.

22.) Aggregat nach Ausführung 21, dadurch erkennbar, dass der genannte Erstkolben ein durch einen Kolbenantrieb angetriebener Geberkolben 15 ist, wodurch der Geberkolben 15 eine Fluidsäule aus dem Erstzylinder durch die genannte Leitung 3/ in den Zweitzylinder drückt und der genannte Zweitkolben dadurch als Folgekolben parallel zu der Bewegung des Geberkolbens 15 getrieben wird.

20 23.) Aggregat nach Ausführung 22, dadurch erkennbar, dass der Folgekolben Mitteln zugeordnet ist, die ihn in seine Ausgangslage zurückdrücken und damit das Fluid in der genannten Leitung auch den Geberkolben in seine Ausgangslage zurückdrückt.

24.) Aggregat nach Ausführung 23, dadurch erkennbar, dass mehrere Geberkolben und Folgekolben durch einen gemeinsamen Antrieb zeitlich nacheinander betrieben angeordnet sind.

30 25.) Aggregat nach Ausführung 24, dadurch erkennbar, dass der genannten Leitung zwischen dem Geberkolben und dem Folgekolben Mittel zur rechtzeitigen vollen Füllung der Leitung mit Fluid und/oder zum Abfluss von in ihr enthaltenem Fluidüberschuss angeordnet sind.

26.) Aggregat nach *Ausführung* 25 und dadurch *erkennbar*,
oder nach einem der anderen der Ansprüche und
dadurch gekennzeichnet,
dass zwischen dem Geberkolben und dem Folgekolben
eine Uebersetzung derart angeordnet ist, dass der
Folgekolben mit grosserem Durchmesser als der
Geberkolben ausgebildet ist.

27.) Aggregat nach *Ausführung* 26, dadurch *erkennbar*,
dass zwischen den beiden genannten Flüssigkeiten
ein ihrer Bewegung folgendes Trennmittel, zum Beispiel
ein Trennkolben 36, oder eine Membrane 61 angeordnet
ist, wobei die Membrane fest eingespannt und der
Trennkolben mit einem Dichtring 43, 82, 83 versehen sein
kann.

28.) Aggregat nach *Ausführung* 26, dadurch *erkennbar*,
dass die beiden genannten Flüssigkeiten in Kammertei-
len angeordnet sind, beziehungsweise sich in ihnen
aufhalten, die eines von ihnen oder beide mit einem
entsprechenden Fuellanschluss versehen.

29.) Aggregat nach *Ausführung* 28, dadurch *erkennbar*,
dass der Kammerteil, der die zweite der Flüssigkeiten
enthält, mit einem Einlass und einem Auslass versehen
ist, wobei in den Einlass und oder in den Auslass
jeweils ein Ventil 38, 39 eingeordnet sein kann.

30.) Aggregat nach *Ausführung* 26, dadurch *erkennbar*,
dass unterhalb des Folgekolbens 49 des grosseren
Durchmessers ein Arbeitskolben 51 kleineren Durchmessers
angeordnet ist, zwischen dem Folgekolben und dem
Arbeitskolben ein bevorzugterweise druckloser Raum 50
angeordnet ist und der genannte Arbeitskolben
52 den in die genannte erste der Flüssigkeiten
eintauchenden Kolben bildet, sodass der genannte
Arbeitskolben ggf. mit wesentlich höherem Drucke

in die genannte erste der Flüssigkeiten eintaucht, als der genannte Geberkolben an Druck liefert, da der genannte Kolben mit grösserem Durchmesser (49) zwischen dem Geberkolben und dem Arbeitskolben die Kraft verstärkt, mit der der Arbeitskolben 52 in die Flüssigkeit hineingedrückt wird.

31.) Aggregat nach *Ausführung 30*, dadurch *erkennbar*,
oder nach einer der anderen *Ausführungen* dadurch
erkennbar,

10 dass die genannten Raumteile mit den in ihnen befindlichen ersten und zweiten Flüssigkeit so eng bemessen sind, dass das Volumen der Flüssigkeiten in ihnen gerade noch ausreicht, die ihnen gestellte Aufgabe zu erfüllen, jeder übrige Raum und jede übrige Flüssigkeit aber vermieden sind, um Lieferverluste an Fluid in der Pumpe durch innere Kompression des Fluids zu verringern oder zu vermeiden.

32.) Aggregat nach *Ausführung 14* oder nach einer der *Ausführungen*
15 bis 31, dadurch *erkennbar*,

20 dass die axialen und radialen Spannungen der Elemente, Rohre, Gehäuse, Ringe usw., sowie die mit Fluid gefüllten Kammern und Leitungs - Volumen bei der Entspannung der betreffenden Teile oder Fluiden über den Folgekolben, die Fluidsäule im Mittelkanal und den Geberkolben als Hydromotor auf den Geberkolbenantrieb wirkend, die Welle des Antriebes antreibend, in das Aggregat eingeschaltet sind.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als angegeben

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-14/
gilt/gelten als aufgegeben

-125-

33.)

Anordnung nach Ausführung 1, oder ein

Aggregat mit einer in einem Gehäuse angeordneten Pumpkammer, die zwischen einem Deckel und einem in achsialer Richtung nachgiebigem Element (Feder, Membrane) angeordnet ist und mit einer Vorrichtung zur periodischen Volumenaenderung der der Pumpkammer, nach dem Hauptpatent,

dadurch gekennzeichnet,

dass dem Element eine Bodenauflage (z.B. 101) und eine Kopfanlage (z.B. 100) zugeordnet sind, deren Abstand voneinander geringer ist, als die achsiale Durchbiegbarkeit des Elements, zwischen dem Element (z.B. 61) und der Bodenauflage eine erste Pumpkammer (z.B. 35), zwischen dem Element und der Kopfanlage eine zweite Pumpkammer (z.B. 37) ausgebildet sind, der ersten Kammer eine Pumpvorrichtung (z.B. 52) zum periodischem Fuellen und Entfuellen zugeordnet ist und der zweiten Pumpkammer Einlass- und Auslass- Mittel, zum Beispiel Ventile (38, 39) zugeordnet sind.

34.)

Aggregat nach Ausführung 33,

dadurch *erkennbar,*

dass das Element zwischen dem Deckel (1) und einer daran befestigten Halterung (Einsatz, Koerper) (9) eingespannt ist.

35.)

Aggregat nach Ausführung 34,

dadurch *erkennbar,*

dass die Bodenauflage eine ebene Flaechе ist, auf der das Element im ungespanntem Zustande aufliegt und die Kopfanlage zuegig nach innen zu ausgebaucht ist, zum Beispiel, einen flachen Hohlkegel bildend. (Figuren und ?)

- 36.) Aggregat nach *Ausführung* 34,
dadurch *erkennbar*,
dass das eingespanntsein die Befestigung des Elementes bildet und der Innendurchmesser der Befestigung den Aussendurchmesser der genannten Pumpkammern (35,37) bildet.
- 10 37.) Aggregat nach *Ausführung* 36,
dadurch *erkennbar*,
dass der ersten Pumpkammer (35) ein Hubkolben (52) von im Vergleich zu den Pumpkammern (35,37) kleinem Durchmesser, aber langen Hubes zugeordnet ist.
- 38.) Aggregat nach *Ausführung* 37,
dadurch *erkennbar*,
dass der Hubkolben (52) auf einem Druckkolben (124) aufliegend und von ihm getrieben angeordnet ist, wobei der Druckkolben einen grosseren Durchmesser als der Hubkolben hat und der in einem Zylinder angeordnete Druckkolben durch einen Pumpkolben kleineren Durchmessers *ueber* ein zwischengeschaltetes Druckfluid betrieben ausgebildet ist.
- 20 39.) Aggregat nach *Ausführung* 34,
dadurch *erkennbar*,
dass das Element eine duenne runde Scheibe ist, die radial nach der Mitte zu in ihrer achsialen Tiefe zunehmende Wellen in beiden achsialen Richtungen (261,461) zwischen schraegen oder fast achsial gerichteten Zwischenstuecken (361) formt und so als ein in achsialer Richtung mit besonders langem Hub verformbares, federbares Element Ringelement (61) ausbildend angeordnet ist.
- 30 40.) Aggregat nach *Ausführung* 39,
dadurch *erkennbar*,
dass die Bodenauflage (111, Figur) eine der Wellenform des Elements (61, Figur) angepasste Wellenformaufgabe bildet, die dem Element in dessen ungespanntem Zustande Zwischenraum vermeidend anliegend ausgebildet ist.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

41.) Aggregat nach *Ausführung 40*, dadurch *erkennbar*,
dass einem der Wellenberge der Bodenauflage eine durch
den Boden (den Einsatz 91, Figur) gehende Entlüftungs-
bohrung (120) zugeordnet ist.

10
42.) Aggregat nach *Ausführung 39*,
dadurch *erkennbar*,
dass die Kopfanlage (110, Figur) eine der Wellenform des
Elements (61, Figur) angepasste Wellenanlage (312) ausfor-
mend bildet, wobei der Abstand der Wellenanlage (312)
in achsialer Richtung von dem Element vom Aussendurch-
messer der Pumpkammern (35,37) und somit vom Innendurch-
messer der Befestigung aus radial nach innen zu zunehmend
angeordnet ist.

20
43.) Aggregat nach *Ausführung 42*,
dadurch *erkennbar*,
dass das Auslassventil (39) radial in der Mitte und somit
an der tiefsten Wellenstelle der Kopfanlage angeordnet
ist und die Achsen des Elements und der Pumpkammern
senkrecht stehend mit der Kopfanlage nach oben ausgerichtet
sind, sodass das Auslassventil eine automatische Entlüftung
bildet und die genannte Kopfanlage den Hubweg des genannten
Elements begrenzend angeordnet ist.

30
44.) Aggregat nach *Ausführung 37*,
dadurch *erkennbar*,
dass der genannte Hubkolben (52) in einem mit der genannten
ersten Pumpkammer (35) kommunizierendem Zylinder (35)
reziprozierend angeordnet ist, die erste Pumpkammer und
der genannte Zylinder mit Fluid gefüllt sind und dem Zylinder
eine Fluidfüll Bohrung (121) zugeführt ist, die durch
den Hubkolben in dessen äußerer Totpunktlage, bei der
das genannte Element (61) seinen ungespannten Zustand ein-
nimmt, öffnet und die Kammer-Zylinder Einheit (35) durch
ein Druckfluidlieferaggregat mit Fluid füllen lässt, solange
der genannte Hubkolben in dessen genannter äußerer Tot-
punktlage die genannte Bohrung offen hält.

- 45.) Aggregat nach mindestens einer der Ausführungen,
und dadurch *erkennbar*,
dass das Element aus mindestens zwei konischen Ringteilen besteht,
die symmetrisch zueinander angeordnet sind und ein Teil der
genannten zweiten Pumpkammer ausgebildet ist und die genannten
Bodenauflage und Kopfanlage fortgelassen sein koennen, weil die
genannte zweite Pumpkammer teilweise innerhalb des genannten
Elementes ausgebildet ist.
- 46.) Aggregat nach *Ausführung 45*,
und dadurch *erkennbar*,
dass das genannte Element (210) mit seinem Flansch (284) zwischen
dem Kopfdeckel (201) und dem Gehaeuse (222) dichtend eingespannt
ist und einen Boden (218,217,221) bildet, sodass das Element
(210,250 bis 254,260 bis 272,421 bis 427, usw.) und der Boden
(440,256,218 usw.) die Trennung der ersten Pumpkammer (213) von
der zweiten Pumpkammer (212) bilden. (z.B. Figur)
- 47.) Aggregat nach *Ausführung 46*,
und dadurch *erkennbar*,
dass dem Boden (z.B. 440) des Elements (z.B. 210,510,610,280,
281,284) eine Zuganordnung angeordnet ist, durch die das Element
in seinen ungespannten Zustand gezogen wird, wobei die Zugvorrich-
tung aus einem Bolzen (441) mit Kolben (443) in einem Zylinder
(444) bestehen mag und der den Bolzen umgebende Raum im Zylind-
er mittels Druckoel beaufschlagbar ist, um den Kolben und damit
ueber den Bolzen den Boden des Elementes in den ungespannten Zu-
stand des Elementes zu ziehen.
- 48.) Aggregat nach *Ausführung 47*,
und dadurch *erkennbar*,
dass die Zuganordnung benutzt wird, um durch die Entspannung
des Elementes Fluid durch das Einlassventil (z.B. 202,204) in
die genannte zweite Pumpkammer (212) einzunehmen.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-4/
gelten als angegeben

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141 gilt/gelten als aufgegeben
--

49.) Aggregat nach *Ausführung 45*,
und dadurch *erkennbar*,
dass das Element (210,250 usw. z.B. nach Figuren 6 und 13)
aus mehreren zueinander symmetrischen konischen Ringteilen (260,
266) besteht, die mittels innerer und aeusserer Teile (263,270)
oder mittels innerer und aeusserer Ringboegen (280,281) miteinan-
der verbunden sind und sich zwischen symmetrisch nach innen
offen angeordneten Ringteilen (266,260) eines konischen Ringteilpaa-
res Teile der zweiten Pumpkammer (212) ausgebildet sind.

50.) Aggregat nach *Ausführung 49*,
und dadurch *erkennbar*,
dass das Element aus faserverstaerkter Plastik zum Beispiel
nach der Figur 7 hergestellt ist und die genannten Teile oder
Ringboegen durch plane, aneinander geklebte (verbundene) innere
oder aeussere Planflaechen an den konischen Ringteilen (251,252)
ersetzt sind, sodass die Planverbindungen (253,254) die jeweilige
Verbindung benachbarter konischer Ringteile (251,252) bilden.

51.) Aggregat nach *Ausführungen 49 oder 50*,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Innenraum des Elementes mit einem Ausfuellklotz (216)
versehen ist, der den Innenraum im gespannten Zustande des Ele-
mentes ausfuellt.

52.) Aggregat nach *Ausführung 51*,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Ausfuellklotz mit einem der ersten Pumpkammer zu offenem
Raum (220) versehen ist (Figur 5) in den ein Pumpkolben (227)
zur Foerderung von Fluid in die erste Pumpkammer zeitweilig und
mindestens teilweise eintreten kann, um eine Baukuerze des Aggre-
gates zu erreichen.

53.) Aggregat nach *Ausführung 45*,
und dadurch *erkennbar*,
dass der ersten Pumpkammer ein Pumpkolben (227, Fig.5) zugeord-
net ist, der seines geringen Durchmessers und seiner Hublaenge

wegen an seinem aeußerem Ende in einem Zylinder (224) einen Endkolben (226) hat und in der Mittel zwischen dem Boden des Zylinders (224) und dem Endkolben (226) einen auf dem Kolben (227) verschiebbaren Fuehrungsring (226) hat, der mittels Federn (225) beiderends des Ringes (226) in der jeweiligen Mitte gehalten ist, waehrend der Hubkolben (227) selbst in einem Zylinder gleichem Durchmessers dichtend im Gehaeuse (222) laeuft und der Hubkolben (227) mit einem Antrieb (z.B. 226,230,231,232) fuer seinen Kolbenhub oder mit einer Kolbenhubfuehrung versehen ist.

10 54.) Aggregat nach *Ausfuehrungen* 33 oder 45 oder mindestens einer *Ausfuehrungen* dadurch *erkennbar*,

20 dass der genannten ersten Pumpkammer (35,213) ein in einem Druckzylinder (35,213) angeordneter Hubkolben (227,52) zugeordnet ist, dem durch eine Zuleitungsbohrung (223,121) periodisch Druckfluid zugefuehrt und abgefuehrt wird, wobei die genannte Bohrung (121,223) an derjenigen Stelle in den genannten Zylinder muedet, bei der das innere Ende des genannten Hubkolbens seine aeußere *Endlage* erreicht, damit der genannte Zylinder und die genannte Pumpkammer in dieser Lage des Hubkolbens voll mit Fluid gefuellt werden und der Fluiddruckhub nach dem kurzem Hubwege des genannten Hubkolbens beginnt, nach dessen Durchlauf die genannte Bohrung von dem genanntem Hubkolben verschlossen wird.

30 55.) Aggregat nach *Ausfuehrung* 45, oder einer der *Ausfuehrungen*, und dadurch *erkennbar*,

dass die Zwischenraume zwischen den benachbarten konischen Ringteilen (510,610) zwecks Vermeidung von Totraum mit Fuellstoff versehen sind, wobei der Fuellstoff z.B. Aluminium oder Blei ist, wenn das Element (210 usw.) aus Stahl oder dergl. besteht, oder dass der Fuellstoff in das Element eingegossen ist und nach Erwaermung auf die Knettemperatur des Fuellstoffs das Element auf den Maximalhub zusammengepresst wird, wobei der dann knetbare ueberfluessige Fuellstoff herausgequetscht wird, sodass nach Entspannen des Elements (210) Pumpraumteile (537,637) zwischen dem Fuellstoff (214) und den benachbarten konischen Ringteilen (510,610) ausgebildet sind, und/oder Zwischenraeume zwischen den genannten Ringteilen und den aeußeren Fuellstoffteilen (215) vorhanden sind.

56.) Aggregat nach *Ausführung 45* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass das Element (210 usw.) aus mit radial planen inneren und aeusseren Enden versehenen Tellerfedern (260,266) gebildet ist, wobei zwischen den radial planen Flaechen Distanzringe (263,270) angeordnet sind, die radial nach innen und radial nach aussen von Dichtringen (268,264,269,271) umgeben sind, wobei jeweils einer der Dichtringe den Distanzring und die Enden zweier Tellerfedern radial umgibt und die Tellerfedern durch Klampenringe (265,272) umgriffen und zusammen gehalten sind. (Figur)

57.) Aggregat nach *Ausführungen 33,45* oder einer *Ausführung* und dadurch *erkennbar*, dass das Element (301, Figur 10) mit einem Dichtringtraeger (381) versehen ist, dessen Dichtlippe (380) dichtend an der Innenflaeche (379) des Elementes anliegt, in einer Ringnut des Dichtringtraegers axial innerhalb der Dichtlippe ein plastischer Dichtring (387) angeordnet ist und der Dichtring am axial innerem Ende der Innenflaeche des Elements anliegt, die Dichtlippe und der Dichtring in achsialer Richtung im Vergleich zum Element kurz ausgebildet sind und/oder axial ausserhalb der Dichtlippe eine Ausnehmung (377) in dem Dichtringtraeger und/oder eine konische Ausweitung (378) in dem Element ausgebildet sind, um Quetschungen zwischen Element und Dichtringtraeger bei der Achsialspannung des Elements zu vermeiden und der Dichtringtraeger als zylindrisches Teil (381) ausgebildet ist, dessen Innenraum mit einem einen Spalt (382) freilassendem Fuellklotz (383) versehen ist, wobei die achsiale Laenge des Dichtringtraegers 381 so bemessen ist, dass seine Radialaufweitung unter Innendruck im Spalt 382 das Nachfolgen der Dichtlippe zur Radialaufweitung der Innenflaeche (379) des Elements bei dessen Spannen folgt und die Dichtwirkung und die Beruehrung zwischen der Dichtlippe und dem Element zu allen Zeiten der Arbeitsbewegung des Elements aufrecht erhaelt.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-14/
gilt/gelten als aufgegeben

58.) Aggregat nach *Ausführung 33* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass dem Element oder den Elementen (327,328) und dessen Zuordnungen (393,329,359,360,302 usw.) ein Hubkolben zugeordnet ist (Figur 9) der als Differentialkolben in einem Differentialzylinder mit einer Kolbenstange (357) an dem Hubkolben (354) ausgebildet ist, Kolben und Kolbenstange dichtend in Zylinderteilen axial beweglich angeordnet sind, der Ringraum (356) um die Kolbenstange (357) mittels einer Bohrung (358) druck entlastet ist und der Zylinder (352) mittels einer Bohrung oder Fluidleitung (351) zu dem Innenraum (350) im Gehäuse (306) des Aggregates verbunden ist, so dass der Unterschied der Durchmesser des Kolbens und der Kolbenstange den Unterschied des Druckes im Zylinder und der zweiten Pumpkammer (37) innerhalb oder oberhalb des Elementes bestimmt, sodass die Elemente zwischen dem Druckunterschiede in der ersten Pumpkammer (352,350) und der zweiten Pumpkammer (37) arbeiten, wobei der Druck in der zweiten Pumpkammer wesentlich ueber den Druck erhoeht werden kann, der in der zweiten Pumpkammer der Maximal zulaessige Druck waere, wenn der die Elemente umgebende Raum mit Athmosferendruck gefuellt waere, so dass zum Beispiel der Druck in der zweiten Pumpkammer das doppelte des Druckes in der ersten Pumpkammer ist und dadurch der Druck in der zweiten Pumpkammer bequem und mit einfachen Mitteln auf etwa das doppelte des betreffenden Druckes der Europa Offenlegungsschrift 064 563 erhoeht werden kann, ohne die Abmessungen der Elemente zu aendern.

59.) Aggregat nach *Ausführung 33* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass die Klampenringe (327,328, Figur 9) Ringnuten (329) haben, die an den Klampenringen radial federbare Halteteile (332) zum Zusammenhalten der Elemente des Elementenpaares (301,302) ausbilden.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

10
60.) Aggregat nach *Ausführung 45* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass die Elemente (401, Figur 11) eines Elementenpaares mit radial planen Flaechen an den achsialen Innenwaenden nahe dem radial innerem Ende versehen sind, die Elemente durch die Zentrierringe (403) aufeinander zentriert sind, radial innerhalb der Elemente Dichtlippentraeger (409) angeordnet sind, die Dichtlippentraeger Dichtlippen (416) mit radialen Planflaechen bilden und die radialen Planflaechen (415) der Dichtlippen and den radialen Planflaechen (416) der Elemente (401) die dichtende Auflage (408) bilden, wobei jeweils zwei benachbarte Elemente durch eine Anordnung (410,412,413,411) achsial miteinander gekuppelt sind und Distanzringe (405) zwischen den Elementen angeordnet sein koennen,

20
61.) Aggregat nach *Ausführung 45* oder einer der *Ausführungen*, und dadurch *erkennbar*, dass ein U-Element aus einem Verbindungsbogen (423) mit zwei davon radial einwaerts konisch erstreckten konischen Ringteilen (421,422) und axialen Endlauflagen (424,425) aus Stahl oder aehnlichem Stoff hergestellt ist und im Raume zwischen den konischen Ringteilen (421,422) Fuellstoffe (427) angeordnet sind, zwischen denen und den konischen Ringteilen Pumpkammernteile (426) ausgebildet sind, wobei der Fuellstoff Aluminium, Blei oder dergleichen sein kann und die Fabrikation des Elements mit dem Fuellstoff und den Pumpkammerteilen nach der Methode eines der Ansprueche hergestellt sein kann.

30
62.) Aggregat nach *Ausführung 33,45* oder einer der *Ausführungen*, und dadurch *erkennbar*, dass eine Anordnung nach einem Teile einer der Figuren oder einem Teile der Beschreibung ausgebildet ist, oder dass im die Elemente und/oder Klampenringe umgebenden Innenraum (350) des Gehaeuses, (z.B.306) Zwischenraeume zwischen Teilen fuellende, Totraum reduzierende Fuellstuecke (362) angeordnet sind.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

63.)

Anordnung nach Ausfuehrung 1, oder,

Aggregat mit in einem Gehaeuse angeordneter, Fluid beinhaltenen Arbeitskammer, die in ihrem Volumen periodisch veraenderbar ausgebildet und mit Einlass- und Auslass - Ventilen versehen ist und der eine erste Pumpkammer (Arbeitskammer) mit einem ihr zugeordnetem, die Form oder Lage der ersten Pumpkammer periodisch veraenderndem Kolben ueber eine Fluid-Trennflaeche, Membrane, konisches Ringelement, zugeordnet ist, nach dem Hauptpatent, dadurch gekennzeichnet,

dass die erste Pumpkammer (35) von der mit den Ventilen (38,39) versehenen zweiten Pumpkammer (37) durch ein konisches Ringelement (501) getrennt ist und das genannte Ringelement (501) mit einer durch einen Innendurchmesser und einen Aussendurchmesser begrenzten Lagernase (502) versehen ist, die radial innen und radial aussen der Nase einen Dichtring (516,517) halten kann und die die genannte erste und zweite Kammer voneinander derartig trennt, dass zwischen den genannten Durchmessern (518,519) ein Querschnitt (520) von solcher Groesse ausgebildet ist, dass die genannte Nase (502) bei Innendruck und Aussendruck an dem genannten Element (501) mit einer benachbarten Flaeche eines benachbarten Teiles (1,501) eine Dichtung bildet.

64.)

*Aggregat nach Ausfuehrung 63,*und dadurch *erkennbar,*

dass die Nase (502) radial nach aussen einen Dichtringsitz (503) begrenzt und radial nach innen einen Dichtringsitz (504) begrenzt, wobei die Dichtringsitze durch von der Nasenwurzel radial erstreckte radiale Planflaechen gebildet sind.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-14/ gilt/gelten als aufgegeben
--

- 65.) Aggregat nach *Ausführung 63*,
und dadurch *erkennbar*,
dass das Element (501) am radial innerem und axial rückwärtigem Teil des Elements eine innere Nase (508) mit einem Innendurchmesser (521) und einem Aussendurchmesser (522) bildet, die Differenz der Durchmesser eine Querschnittsfläche (523) bildet und von der Nasenwurzel aus erstreckte radiale Planflächen die rückwärtigen innen und äusseren Dichtsitze (509 und 507) bilden.
- 10
- 66.) Aggregat nach *Ausführung 65*,
und dadurch *erkennbar*,
dass zwei der Elemente (501) achsgleich, aber axial entgegengesetzt gerichtet, mit ihren äusseren Nasen (502) *in (509) symmetrisch* aufeinander gelegt, ein Elementenpaar bilden.
- 67.) Aggregat nach *Ausführung 66*,
und dadurch *erkennbar*,
dass innerhalb der Elemente des Elementenpaares ein Kammerteil (537) ausgebildet ist.
- 20
- 68.) Aggregat nach *Ausführung 67*,
und dadurch *erkennbar*,
dass mehrere der Elementenpaare achsgleich mit ihren inneren Nasen (508) *in (511) aufeinander* gelegt, eine Elementen - Hubsäule (526) bilden.
- 69.) Aggregat nach *Ausführungen 66, 67 oder 68*,
und dadurch *erkennbar*,
dass benachbarte der Dichtsitze zweier benachbarter Elemente (501) gemeinsame Dichtsitze (503, 504, 507, 509) zur Aufnahme eines gemeinsamen Dichtrings (524, 525) bilden.
- 30

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-191
gilt/gelten als aufgegeben

- 70.) Aggregat nach *Ausführungen 66,67,68 oder 69*,
und dadurch *erkennbar*,
dass des betreffende Element (501) am einen achsialen Ende
mit seiner Nase (502) auf einem die Ventile (38,39) enthaltendem
Teile (z.B.1) aufliegt und das betreffende Element am anderem
achsialen Ende einen achsialen Verschluss (505,514) bildet oder
traegt.
- 10 71.) Aggregat nach *Ausführungen 63 oder einer der Ausführungen*
und dadurch *erkennbar*,
dass ein einteiliges "V - Element" (527) *dadurch gebildet ist*, dass
ein radial inneres Stueck (529) die inneren Nasen (508)
zweier in (511) vereinten, benachbarten Elemente (501) ersetzt
und in davon radial konisch erstreckte symmetrisch angeordnete
konische Ring Elemententeile (501) uebergeht, die an ihren aeusse-
ren Stuecken achsial entgegengesetzt gerichtete Nasen (502) mit
von deren Wurzeln aus erstreckten Dichtsitzen (503,504) bilden.
- 20 72.) Aggregat nach *Ausführung 71*,
und dadurch *erkennbar*,
dass mehrere der V - Elemente (527) achsial achsgleich hinterein-
ander gesetzt, eine V-Elementen Hubsaeule (533) bilden.
- 73.) Aggregat nach *Ausführungen 71 oder 72*,
und dadurch *erkennbar*,
dass die radial ausserhalb des Mittelstuecks (529) ausgebildete
Ringnut (528) zwischen den Elemententeilen (501) des V-Elements
(527) mittels eines radial geteilten Ausfuellringes (530) zwecks
Totraum Verringerung mindestens teilweise ausgefuellt ist.
- 30 74.) Aggregat nach *Ausführung 63 oder mindestens einer der Ausführungen*
und dadurch *erkennbar*,
dass in den achsialen Zwischenraeumen zwischen benachbarten
Elementen (501) oder Elementen (501) benachbart, innere und/oder
aeussere Ringe (531,532) als Totraum verringernde Ausfuellringe
zugeordnet sind.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

75.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass ein Gehäuse (91) eine Bohrung (534) enthaelt, in die eine Elementensaeule (526,533) eingesetzt ist und der Innendurchmesser der genannten Bohrung nur wenig groesser, als der Aussendurchmesser der Elementen Hubsaeule ist, um eine erste Kammer (35) um die Hubsaeule mit geringstmoeglichem Rauminhalt zwecks Totraum Verminderung um die genannte Hubsaeule (526,533) zu bilden.

10 76.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass eine Platte (ein Ring) (91) mehrere achsparallele Bohrungen (534) radial unter gleichen Winkeln um die Achse (545) der Platte (91) verteilt mit gleichen Radien ausbildet, sodass die Platte mehrere erste Kammern (35) bildet, in die Elementensaeulen (526,533) eingesetzt sind, der Platte (91) ein Kopfdeckel (1) mit zu jeder der Bohrungen individuell fuehrende individuelle Einlass- und Auslass- Ventilen (38,39) zugeordnet ist, an den Kopfdeckel die betreffenden Elemente (501) mit Nasen (502) angelegt sind und die Ventilkanaele radial innerhalb der Nasen (502) in die zweite Kammer (37) innerhalb der Elemente (501) bzw. der Elementenpaare oder der Elementensaeulen (526,533) munden, das betreffende Element am dem Kopfdeckel abgekehrten Ende einen Verschluss (505,514) der genannten zweiten Kammer (37) bildet und dem anderem achsialen Ende der Platte (91) ein mindestens einen Teil der Antriebsanordnung zur Veraenderung der ersten Arbeitskammer(n) (35) beinhaltendes Antriebsgehaeuse (536) zugeordnet ist, wobei die drei Teile (1,91 und 533) durch Schrauben (539) oder andere Mittel miteinander verbunden und zusammen gehalten sind, wenn nicht die Teile (1,91,533) ganz oder teilweise als einteilige Anordnungen ausgebildet sind.

30 77.) Aggregat nach *Ausführungen 63, 75, 76* oder einer anderen der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass die genannte(n) erste Kammer(n) (35) zu einem Zylinder im Vergleich zum Durchmesser der ersten Kammer kleinem Durchmesser verbunden ist und in diesem Zylinder ein Geberkolben (535) reziprokiert wird.

78.) Aggregat nach Ausführung 77,

und dadurch erkennbar,

dass der Geberkolben (535) periodisch Fluid in die erste Kammer (35) presst und aus ihr aufnimmt, sodass die Volumenveraenderung der ersten Kammer mit dem Volumen des Zylinders (538) die zweite Kammer (537) innerhalb der Elemente zwingt, ihr Volumen parallel zu der Volumenaenderung der ersten Kammer mit dem Zylinder zu veraendern und so periodisch Fluid durch das Einlassventil einzunehmen und durch das Auslassventil abzugeben.

79.) Aggregat nach Ausführung 78,

und dadurch erkennbar,

dass mehrere erste und zweite Kammern in der Platte (91) anordnet sind, der Geberkolben (535) der ersten Kammern ein gemeinsamer Kolbenantrieb (z.B. 540 bis 544) zugeordnet ist und die Einlass-Ventile und/oder die Auslass-Ventile (38,39) gemeinsame Leitungen oder Anschlusse bilden.

80.) Aggregat nach Ausführung 63 oder einer der Ausführungen

und dadurch erkennbar,

dass der Aussenkammer 35 ein Geberkolben (535) zugeordnet ist, der nahe seiner aeusseren Totpunktlage eine Druckfluid Fuell Muendung einer Druckfluid Zuleitung (544,566) freigibt, damit die aeusserere Kammer 35 beim Betrieb voll mit Druckfluid gefuell ist und nicht an Fluidfuellung mangelt.

81.) Aggregat nach Ausführung 80,

und dadurch erkennbar,

dass der Aussenkammer (35) eine Entlueftungsleitung (550) mit oeffnungsfaehigem Verschluss (551) zugeordnet ist.

Anspruch/Ansprüche Nr. (-/4)
gilt/golten als aufgegeben.

-139-

- 82.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass der Aussenkammer mehrere Geberkolben (535,635,735) zugeordnet sind und gemeinsam auf sie Fluid gebend wirken.
- 10 83.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass eine einteilige Elementensaeule (582) konisch ausgebildet ist mit wie ein Gewinde in achsialer Richtung steigenden Aussen- und Innen- Raeumen um die konischen Ringelemententeile.
- 84.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass ein Geberkolben (535) direkt in eine Aussenkammer (35) foerdernd angeordnet ist.
- 20 85.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass ein Zugkolben (575) einem Trennkolben (572) zugeordnet ist und mit einem Kolbenstangenende (578) in eine mit der Aussenkammer verbundene Zusatzkammer (579) eintauchend angeordnet ist.
- 86.) Aggregat nach *Ausführung 63* oder einer der *Ausführungen* und dadurch *erkennbar*, dass eine eine Aussenkammer (35) steuernde Steuernut (566) in einer Hub/Flaeche einer Exzenter Hubscheibe (565) angeordnet ist.

Anspruch/Ansprüche Nr. /-14/
gilt/golten als aufgegeben

- 140 -

- 5 | 87.) Aggregat nach Ausführung 63 oder einer der Ausführungen
und dadurch erkennbar,
dass eine Ausführungsart, ein Teil, eine Fortlassung, eine Be-
richtigung, eine Verbesserung oder eine Berechnung angeordnet
oder ausgewertet ist, die in der Beschreibung oder den Figuren
dargestellt oder beschrieben wurde.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-14/
gilt/gelten als angegeben

88.)

Anordnung nach Ausfuehrung 1 oder ein

von Fluid durchstroemtes Aggregat fuer Druেকে bis zu mehreren tausend Bar auch fuer nicht schmierendes Fluid und mit konischen Ringteilen achsial federbarer Ausfuehrung zur Bildung der Foerderkammer fuer das zu foerdernde Fluid nach

dadurch *erkennbar*,

dass Mittel zur Steigerung des Wirkungsgrades oder zur Erhoehung der Betriebssicherheit angeordnet sind.

89.) Aggregat nach *Ausfuehrung 88*,

und dadurch *erkennbar*,

dass ein Mittel (z.B. 616, 617, 613, 614) zum Verschluss von sich periodisch offnenen und schliessenden konischen Spalten angeordnet ist.

90.) Aggregat nach *Ausfuehrung 88*,

und dadurch *erkennbar*,

dass eine Tellerfeder an beiden achsialen Enden plan gearbeitet ist und an einem radialem Ende eine Ausnehmung fuer einen Dicht-ring enthaelt.

91.) Aggregat nach *Ausfuehrung 90*,

und dadurch *erkennbar*,

dass die Dichtringausnehmung (z.B. 503) einen *rechteckigen* Querschnitt mit zur benachbarten Auflage - Planflaeche (831) senkrechten und parallelen Waenden (931) hat.

92.) Aggregat nach *Ausfuehrung 88*,

und dadurch *erkennbar*,

dass eine Aussenkammer (35) die die Innenkammer (37) bildenden Elemente (1, 527, 830 usw.) umgibt, deren Radius klein im Vergleich zur Wandstaerke des Gehaeuses (91) ist.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-141
gilt/gelten als aufgegeben

- 93.) Aggregat nach mindestens einer der *Ausführungen* oder daurch *erkenubar*,
dass Mittel zur Steigerung der Leistung, der Betriebssicherheit oder des Wirkungsgrades in Kombination mit anderen Merkmalen oder in Kombination mit bekannten Mitteln aus dem Stande der Technik angeordnet sind.
- 94.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkenntbar*,
dass zwischen einem Gehäuse (91) und einem oberem und unterem Verschluss (1001,91) ein Satz aus konischen Ringteilen (1,527,830) aneinander liegend angeordnet ist, wobei der genannte Satz eine Aussenkammer (35) und eine Innenkammer (37) voneinander trennt.
- 95.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkenntbar*,
dass der Innenkammer (37) Einlass und Auslass Mittel (38,39) zugeordnet sind und der Aussenkammer ein Hubkolben (52,515⁰⁰⁰) zugeordnet ist, der das Fluid in der Aussenkammer periodisch komprimierend und expandierend angeordnet ist.
- 96.) Aggregat nach *Ausführung* 95,
und dadurch *erkenntbar*,
dass dem Hubkolben ein Treibkolben (619⁰⁰⁰) grosseren Durchmessers zugeordnet ist, der in einem Zylinder (663⁰⁰⁰) grosseren Durchmessers laeuft.
- 97.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkenntbar*,
dass die Elemente (1,501,527,830 usw.) mit radial begrenzten Anlageflaechen versehen sind, die eine Durchmesser Differenz zwischen den benachbarten Teilen der Innenkammer (37) und der Aussenkammer (35) bilden.

Anspruch/Ansprüche Nr. 1-14/
gilt/gelten als aufgegeben

- 98.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkennbar*,
dass in dem Dichtringsitz (z.B. 613 der Figuren 9 usw.) ein
metallischer oder fester Stuetzring (z.B. 616 oder 617) eingelegt
ist und radial desselben ein plastischer Dichtring (z.B. 687, 691) ange-
ordnet ist.
- 99.) Aggregat nach *Ausführung* 98,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Stuetzring (616, 617) mit zylindrischer Innenflaeche oder
mit einer Innenflaeche mit dem Radius "R" um die Wurzel des
konischen Spaltes (612) ausgebildet ist.
- 100.) Aggregat nach Anspruch 98,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Stuetzring mit einer Aussenflaeche mit dem Radius "r"
um seine innere Mitte ausgebildet ist.
- 101.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkennbar*,
dass in dem Aggregat ein Langhubantrieb (619, 622, 623, 624, 625,
629, 628, 630, 631 und 634) der Figur 13 zusammen mit mindestens
einem weiterem Merkmal der Erfindung angeordnet ist.
- 102.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkennbar*,
dass in einen mit Oel und Wasser (nach Figuren 14 oder 15) ge-
fuehlten Zylinder ein Kolben (15, 639) periodisch eintaucht, dem
Zylinder ein Einlass und ein Auslass Ventile (38, 39) zugeordnet
sind und der Zylinder (16, 638) im Vergleich zum genannten Kol-
ben einen nur wenig groesseren Durchmesser hat, sowie die Oel-
menge im Zylinder ein solches Minimum ist, dass der Kolben
zu allen Zeiten vom Oel benetzt bleibt.
- 103.) Aggregat nach *Ausführung* 93,
und dadurch *erkennbar*,
dass ein W-Element (642) der Figur 16 mit einem Mittelstueck
(2, 646, 649) zwischen zwei Endteilen (643, 644) konischer Ringform
angeordnet ist.
- 104.) Aggregat nach *Ausführung* 103,
und dadurch *erkennbar*,
dass an den Endteilen (643, 644) zylindrische Ringnasen (13)

- achsial vorstehend angeordnet sind.
- 105.) Aggregat nach *Ausführung 100, 104 etc.*,
und dadurch *erkennbar*,
dass zwei benachbarte der W-Elemente durch Klampenringe (27, 28)
zusammengespannt sind, wobei die Klampenringe teilweise in
die W-Elemente eingreifend angeordnet sind.
- 106.) Aggregat nach *Ausführung 105*,
und dadurch *erkennbar*,
dass mehrere solcher zusammen geschraubten W-Elemente angeordnet
sind und das obere der W-Elemente an einem Kopfdeckel (1001)
und das untere der W-Elemente an einem Hubkolben (652) befestigt,
angeordnet sind. (Figur 67).
- 107.) Aggregat nach *Ausführung 93*,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Begrenzung zwischen der Innenkammer (37) und der Au-
ssenkammer (35), zum Beispiel den Elementen (1, 501, 527, 830, 642) eine
Rueckzugsvorrichtung (z.B. 655, 656, 657, 658,) zugeord-
net angeordnet ist.
- 108.) Aggregat nach *Ausführung 107*,
und dadurch *erkennbar*,
dass die Zugstange (662) abgedichtet durch innere Bohrungen
(692, 1062) eines Hubkolbens (52), eines Treibkolbens (649) oder
ein anderes Mittel angeordnet ist und/oder Federmittel (669) oder
Fluiddruck auf den Rueckholkolben (668) wirkend angeordnet ist.
(Figuren 67, 68, 73, 92).
- 109.) Aggregat nach *Ausführung 93*,
und dadurch *erkennbar*,
dass der Innenkammer (37) ein Bodenverschluss (501) ggf. in
Verbindung mit mindestens einem anderem Mittel der Erfindung
zugeordnet ist und/oder der Bodenverschluss mit einem der Mitte
der Innenkammer zu offenem Gewinde (671) und/oder einem Dicht-
ring (681) zur Abdichtung einer Zugstange (662) angeordnet ist.
- 110.) Aggregat nach *Ausführung 93*,
und dadurch *erkennbar*,
dass V-Elemente (527) mit Ringasen (502) aneinander liegen,
die radial nach innen und aussen durch Dichtringmittel (503, 512)
abgedichtet sind und die Aussenkanten der Elemente achsial um-
greifende Klampenringe (682) angeordnet sind.

111.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar, daß
eine Ruckzugsvorrichtung (1003,672,673) radial versetzt zu eingebauten Hubkolben (535 oder 735 usw.) angeordnet ist. (Fig. 69).

112.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar, daß
ein fester, zum Beispiel metallischer, Stuetzring (686,690) in eine Dichtnut eingesetzt, in achsialer Richtung und in einer der beiden radialen Richtungen von einem plastischem Dichtring (687, 688,689,691,692,693) umgeben angeordnet ist (Fig. 70, 71 usw.)

113.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar,
dass eine Einlass (709) zur Zufuehrung von Druckfluid zur Aussenkammer (35) ausgebildet und in die Einlassleitung nahe der Aussenkammer ein Rueckschlagventil (706) zur Verhinderung der Ausstroemung von Fluid aus der Aussenkammer angeordnet sind. (Figur 72).

115.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar, daß
der Aussenkammer (35) bevorzugt an dessen oberem Ende) ein selbsttaetiges Auslassventil (1006,696,699,1012,704,703,700,701, 702,703,704) zugeordnet und die Entleerung der Aussenkammer von ueberfluessigem Fluid und sachaedlicher Luft bewirkend und bei Hubdruck in der Aussenkammer selbsts schliessend angeordnet ist. (Figur 72)

116.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar, daß
ein V-Element (527) einendig mit einer planen Flaechе und anderen-ends mit einer achsial nach aussen gewoelbten Ringflaechе (719, 720,721,722) angeordnet ist. (Figuren 74 und 75).

117.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar,
dass ein Element mit einer mit einem Radius um einen Kreis achsial ausserhalb des Elements (724,725) gebildeten Ring-
nut (726) versehen ist und zwischen zwei benachbarte solcher Elemente ein Rundring (727) insbesondere metallischer Ausfuehrung in die beiden Ringnuten eingelegt angeordnet ist. Fig. 76)

- 118.) Aggregat nach Ausführung 93
und dadurch erkennbar, daß
ein automatisch wirkendes Differenzdruck Ventil (728 bis 736,
938 bis 946 oder ein entsprechend wirkendes anderer Ausführung)
zum Beispiel nach den Figuren 28 oder 47 der Innenkammer (37)
und der Aussenkammer (35) zugeordnet und so ausgebildet ist, dass
es einen geringen Druckunterschied von zum Beispiel nur einigen
Bar zwischen der Innenkammer und der Aussenkammer mit dem
Druck in der Innenkammer geringer als der Druck in der Aussen-
kammer bei allen Druckbereichen, die in den Kammern vorkommen,
aufrecht erhaltend, angeordnet ist.
- 119.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar,
dass in eine Dichtringausnehmung eines Elements mit etwa
45 Grad abgeschraegter, bevorzugt metallischer, Stuetzring (653,760
usw.) mit der Abschraegung einen plastischen Dichtring (761,654
usw.), mit einer seiner Flaechen das benachbarte Element (z.B.
502,527 usw.) und mit der erstlichen Flaechen die Stirnflaechen
eines benachbarten Teiles (zum Beispiel Kopfdeckel 1001, Hubkol-
ben 652 oder dergleichen) beruehrend, angeordnet ist. (Figuren
79, 67, 89, 90 usw.)
- 120.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar,
dass ein etwa gleichbleibend dickes Element (765) mit einem
Bogen (766) um einen Rundring (763) geformt und gelegt ist,
wobei die radialen Aussenteile Planteile (768) bilden, zwei be-
nachbarte gleiche Elemente symmetrisch achsial aneinander den
Rundring (763) umgreifend gelegt sind und die Radienflaechenteile
769 des Rundrings beruehrend, sowie die Planteile 768 in der
Flaechen 770 aneinander liegend, angeordnet sind. (Figuren
und 81).
- 121.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar, daß
zwischen den Elementen (777) Zwischenraeume (779 und/ oder 782)
ausgebildet sind, die in den Elementen ausgebildeten Radien -
Ringnuten den Rundring (727) in den Flaechen (780,781) radial
stellenweise innen und aussen beruehrend, die Abstandsdifferenz
"Delta B" bildend, angeordnet sind. (Figur 82).

- 122.) Aggregat nach Ausführung 93,
 und dadurch erkennbar,
 dass zwei benachbarte Elemente (501,527) radial aussen und achsial aussen zur Halterung (783) verjuengt sind, die Achsialenden (785) eines die Elemente stellenweise achsial und ausserdem radial umgreifenden Umgreifringes (784) die Halterungen achsial umgreifen und in die Verjuengungen eintreten, und/oder diese Ausbildung zwecks Verhinderung achsialen Vorstehens der Umgreifringteile ueber die Elemente angeordnet sind. (Z.B. Figuren 82, 83 usw.)
- 10 123.) Aggregat nach Ausführung 93
 und dadurch erkennbar,
 dass Faser Plastik Stoff (zum Beispiel Carbon Fiber) - Schichten ein um einen Rundring oder Halbrundring (801) elegtes Element bilden, indem die Faserschichten uebereinander, aber mit den Enden radial zueinander versetzt, angeordnet sind. (Figur 84)
- 20 124.) Aggregat nach Ausführung 93,
 und dadurch erkennbar,
 dass der Zwischenraum (820 usw.) zwischen dem Aussendurchmesser des Elements und dem Innendurchmesser des Gehaeuses (91) sehr eng (zum Beispiel einige Zehntel Millimeter weit) ausgebildet ist und in das Gehaeuse achsiale Fluidflussnuten (822) engen Querschnitts angeordnet sind. (Figuren 85, 86 usw.)
- 125.) Aggregat nach Ausführung 93,
 und dadurch erkennbar,
 dass zwischen achsial plangeschliffene Tellerfedern rechteckige oder quadratische Ringe (832,849) eingelegt sind und radial dieser, die Planflaechen (831,850) der Elemente und einen Teil der Flaechen des Ringes beruehrende Stuetzringe mit diese beruehrenden plastischen Dichtringen angeordnet sind. (Fig. 87 bis 89)
- 30 126.) Aggregat nach Ausführung 125,
 und dadurch erkennbar,
 dass der Stuetzring mit einer oder mehreren konischen Flaechen (841,840) ausgebildet ist. (Figur 88 usw.)
- 127.) Aggregat nach Ausführung 93,
 und dadurch erkennbar,
 dass ueber das Element (830), die Tellerfeder, (830) ein mit gleichgeformtem konischem Ringteil versehenes, von Fluid nicht

zerstoerbares Zweitelement (842,847) gelegt ist. (Figuren 89, 90).

128.) Aggregat nach Ausfuehrung 127,

und dadurch erkennbar,

dass das Zweitelement, radial innen vor dem Zwischenring (832) endet und dort von einem Stuetzring (z.B. nach Figur 89) und von einem eingelegtem plastischem Dichtring beruehrt, angeordnet ist. (Figur 90)

129.) Aggregat nach Ausfuehrung 127,

und dadurch erkennbar,

dass die Zweitelemente (846,847) zwischen zwei neachbarten Elementen (830) radial soweit ausgedehnt und begrenzt, sowie mit Planenden versehen sind, dass die Planenden die Auflage und den Dichtsitz bilden, Stuetzringe (690,833,834) beruehrend eingesetzt sind, ein plastischer Dichtring die Stuetzringe beruehrt und/oder radial innen an zwei Elementen eine Umgreif-Dichtanordnung, (848 bis 854) zum Beispiel nach Figur 90, angeordnet ist.

130.) Aggregat nach Ausfuehrung 93,

und dadurch erkennbar,

dass bei plangeschliffenen Tellerfedern mit achsial endwaertigen Planflaechen (831,850) als Elemente eingesetzt, die Umgreifringe mit im Prinzip zylindrischen Endflaechen versehen sind, deren Durchmesser gerade die eingesetzten Fuellringe (864,865) beruehrend angeordnet sind, oder die genannten Durchmesser (869,870, 871,872) soweit sie benachbart sind, entweder gerade einander beruehren, wenn die Elemente (830) komprimiert sind, oder zwischen ihnen nur sehr enge Zwischenraeume (von am besten wenigen Zehnteln oder hundertstel Millimter) angeordnet sind. (Fig. 91)

131.) Aggregat nach Ausfuehrung 93,

und dadurch erkennbar,

dass die Elemente aus radial ineinander geschachtelten Ringen (882 bis 887) gebildet sind, die achsial zueinander verschiebbar gelagert und mit Achsialbewegungs Begrenzern (889,890,893,897 usw.) versehen sind und/oder Doppelfuehrungen und Begrenzungen (894,890,899, usw.) und/oder Dichtungen (895) und/oder Befestigungen (880,881,657) an Endteilen der Aussenkammer (35) ausgebildet sind und die Elemente radial innen die mit den Einlass und Auslass Ventilen (38,39) versehene Innenkammer (37) bilden. (Fig. 92)

132.) Aggregat nach Ausfuehrung 131,

und dadurch erkennbar
dass eine Rueckzugsvorrichtung (902,656,657 oder dergl.) den
Elementen (1882, 882 bis 887) oder einem Teile dieser Elemente
zugeordnet angeordnet ist. (Figur 92.)

132) Aggregat nach *Ausfuehrung 93*

und dadurch erkennbar,
dass das Element (830) mit den Planflaechen (850,831) parallel
zueinander ausgebildet ist und am Element der Dichtringsitz, (503)
zum Beispiel nach Figur 93, angeordnet ist.

10 133.) Aggregat nach *Ausfuehrung 93*,

und dadurch erkennbar,
dass im Element (947) Vertiefungen (926 oder 928 oder beide)
zwecks Ausbildung von Angriffserhoenungen (927,929) ausgebildet
und achsial der jenseitigen Auflageflaechenteile (531,850) in glei-
cher Radialhoehe, angeordnet sind. (Figuren 94, 95)

134.) Aggregat nach *Ausfuehrung 133*,

und dadurch erkennbar,
dass bei achsial aneinander gelegten Elementen (947) Umgreifringe
(936,937) mit ihren achsialen Umgreifteilen die genannten An-
griffserhoenungen (927,929) beruehrend, (in 934,935) zum Beispiel
nach Figur 95, angeordnet sind.

20 135) Aggregat nach *Ausfuehrung 93*,

und dadurch erkennbar,
dass bei einem Achsialkolben Aggregat (Booster nach Figur)
die Rueckklauffleitung (922) in die Zuleitung zur Pumpe (921) ver-
bunden ist und ein jeden Ausfluss aus diesen Leitungen verhindern-
des Rueckschlagventil (919) zwischen dem Zusammenschluss der
genannten Leitungen und dem Fluid Tank angeordnet ist, um die
Spannungsenergie des komprimierten Fluids einer der Kammern
30 (604) in die Pumpe zu leiten, um in dieser eine den Rotor der
Pumpe antreibende Hydromotoren Wirkung aus zu ueben, bis das
komprimierte Ruecklaufffluid entspannt ist und/oder diese oder
eine aehnliche Anordnugn getroffen ist, um den Wirkungsgrad von
Achsialboostern durch Mitausnutzung des komprimierten Fluids
zu erhoehen.

136) Aggregat nach *Ausfuehrung 93*,

und dadurch erkennbar,
dass eine Taumelscheiben Anordnung (904 bis 910) mit einer Dreh-

verhinderung (914 bis 917) zum Beispiel nach Figur 96 angeordnet ist.

137.) Aggregat nach Ausführung 93,
und dadurch erkennbar,
dass ein Mittel, das in den Figuren dargestellt oder in dem Text
dieser Patentanmeldung beschrieben ist, angeordnet ist.

138.) *Anordnung, zum Beispiel nach einer der Ausführungen*

dadurch erkennbar,

10 dass das Oelvolumen auf einen Bruchteil des Verdraengungs-
Volumens des Kolbens 15 begrenzt ist,

dass, falls ein Trennklotz zwischen dem Wasser und dem Oel
angeordnet ist, das Material des Trennkolbens auf etwa das drei-
fache des spezifischen Gewichts des Wassers in seinem spezifi-
schem Gewicht begrenzt ist,

dass die Ventile 38,39 konische Sitze entgegengesetzt gerichteter
Konen relativ zur Achse des Kolbens 15 haben und ihre Stirnflae-
chen im verschlossenem Zustande in der Bodenebene des Zylinders
11 liegen;

20 dass die schwerere Fluessigkeit senkrecht unter der leichteren
liegt und Boegen, Schraegen oder Beschleunigungsverluste verursa-
chendes Fluid in Leitungen zwischen dem Kolben 15 und den Ventii-
len 38,39 vermieden sind,

und die Wandstaerke des Gehaeuses 11 dickert, als der Durchme-
sser des Kolbens 11 ist;

wobei ferner noch erwuenscht ist, dass gerade an dem unterem
Niveau des Oels im unkomprimiertem Zustande die Leitungen 709
und 795, zum Beispiel der Figur 72 mit den diesen Leitungen
zugeordneten Ventilmitteln angeordnet sind.

10 139.) *Aggregat nach einer der Ausfuehrungen und dadurch erkennbar,*
dass die konischen Spalte zwischen Elementen in Richtung zur Aussenkammer oeffnen, aber gegen die Innenkammer 37 eine Auflage zur Begrenzung der Radialabmessung der Innenkammer mit dem radialem Differenzabstand "Delta A" vom Aussende des betreffenden konischen Spaltes bildet und die an den radial plan geschliffenen achsialen Aussenflaechen der radial inneren Enden der Tellerfedern Elemente eine benachbarte radial plane Flaechen (eines Ringes, einer Wand) beruehren, sodass dort beim Komprimieren der Tellerfeder (des Elements) eine Auflagenlinie "B" zur radialen Begrenzung der Aussenkammer besteht und die sich dabei oeffnenden konischen Spalte zwischen dem Element und der benachbarten Planflaechen der Innenkammer zu oeffnen;

und/oder dadurch *erkennbar,*

dass die konischen Spalte durch Stuetzringe (bevorzugterweise metallischer Stuetzringe) ueberdeckt und mit plastischen Dichtringen jenseits der Stuetzringe abgedichtet sind,

und/oder

29 ein Koerper (Rohr) mit Dichtringnuten und plastischen Dichtringen radial innerhalb der Innendurchmesser der Elemente angeordnet sind.

140.) *Aggregat nach einer der Ausfuehrungen und dadurch erkennbar,*

dass die Innenkammer zur Aussenkammer und die Aussenkammer zur Innenkammer relativ zu den Radialdurchmesser Begrenzungen, den Stuetzringen, den Dichtringen wird, wenn Einlass und Auslass Ventile der Aussenkammer verbunden sind.

141.) *Aggregat nach einer der Ausfuehrungen und dadurch erkennbar,*

30 dass das Volumen der Aussenkammer im unkomprimiertem Zustande kleiner, als das der Innenkammer ist.

- 1 -

Karl Eickmann
Ellwangerstrasse 39
7180 CRAILSHEIM, BRD.

0216956

20. Maerz 1986.

An
Europaeisches Patentamt
Rijswijk

2ter Satz

Betr.: Patentanmeldung 85116394.9

ANTRAG auf FORMELLE BERICHTIGUNGEN :

=====
Der Anmelder beantragt, in Anspruch 10, Seite 116, Zeile 17, die Zahl "141" zu : --142-- zu berichtigen, auf Seite 117, Zeile 3, die Worte: "dadurch gekennzeichnet" zu: --dadurch erkennbar-- zu berichtigen, auf Seite 117, Zeile 7, das Wort: "ist." zu: -- ist, wodurch er die Ausfuehrung 1 bildet;-- zu berichtigen und auf Seite 149, Zeile 5, die Zahl : "132)" zu : --142)-- zu berichtigen.

Besten Dank;

Karl Eickmann
(Karl Eickmann, Anmelder.)

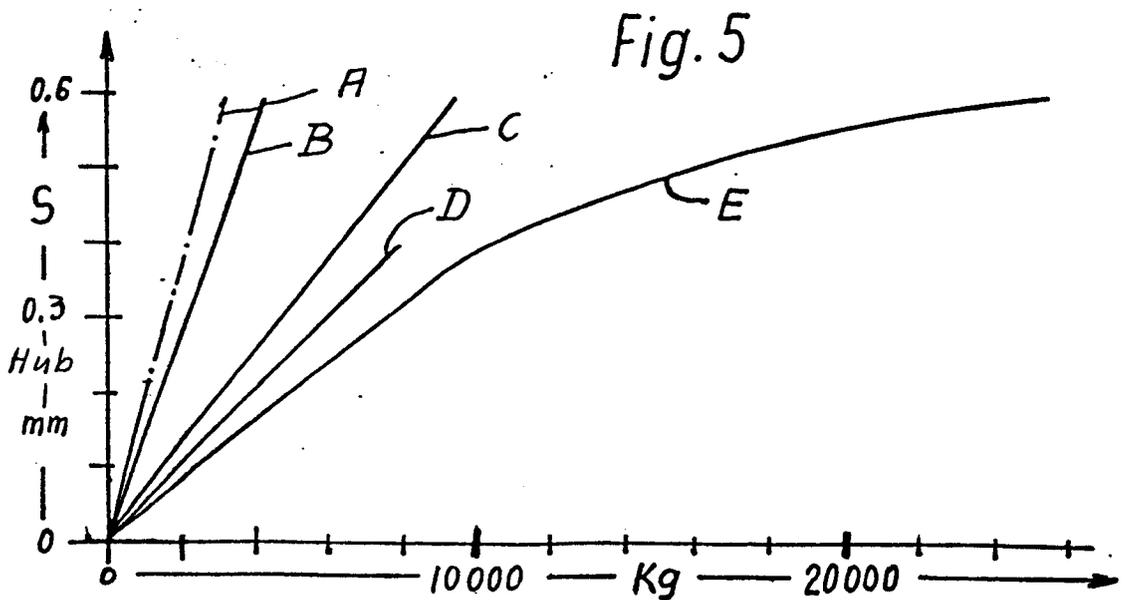
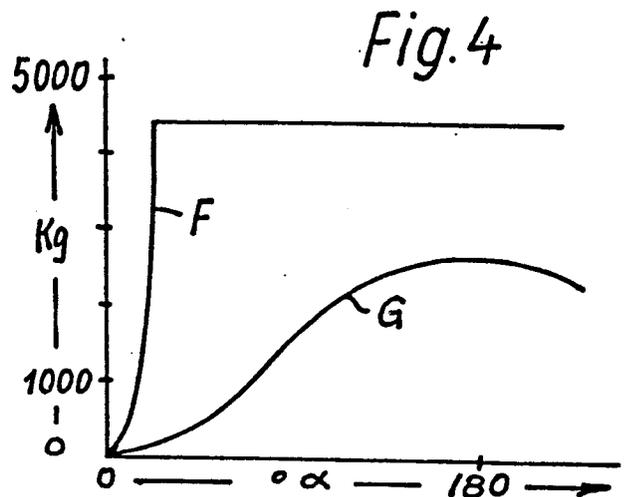
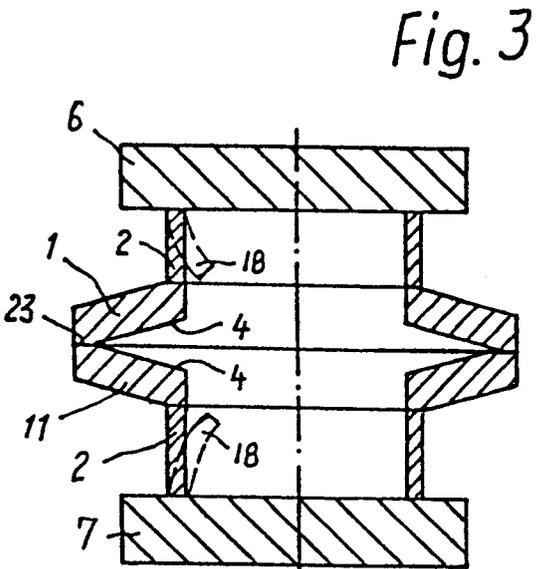
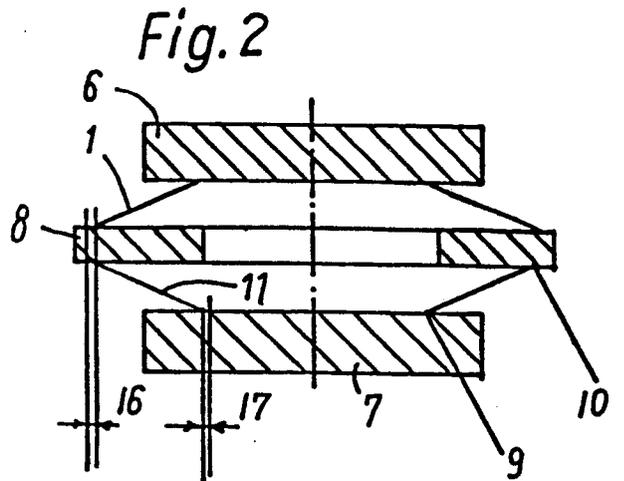
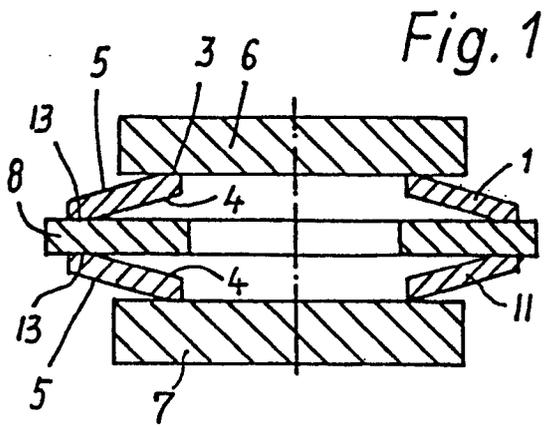


Fig. 6

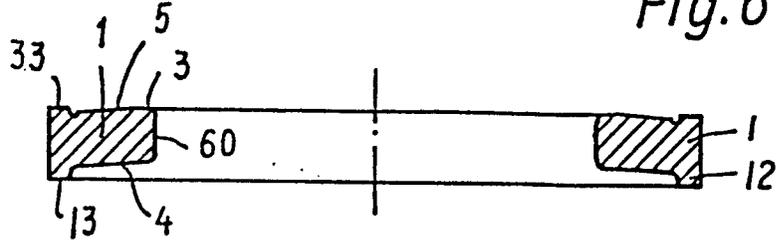


Fig. 7

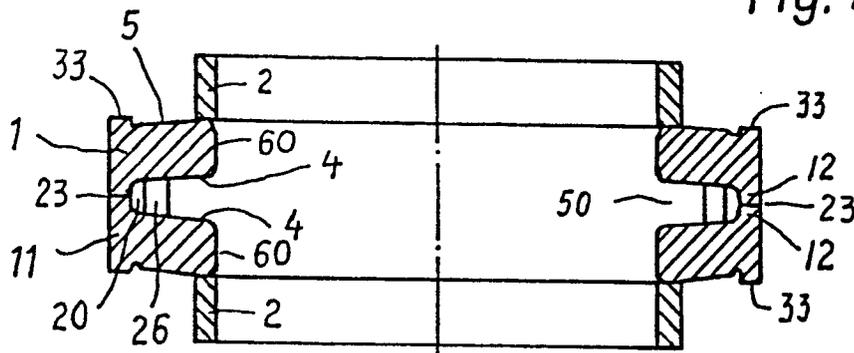


Fig. 8

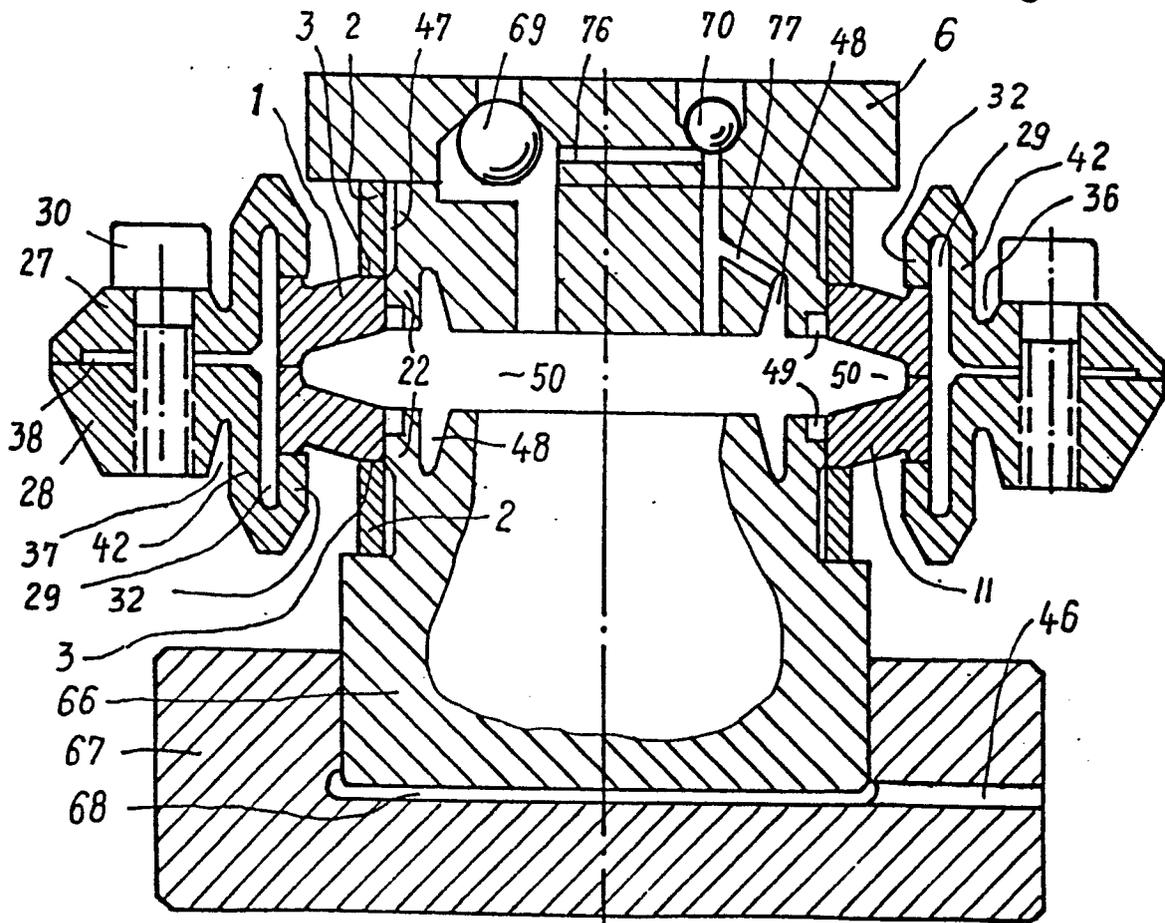


Fig. 9

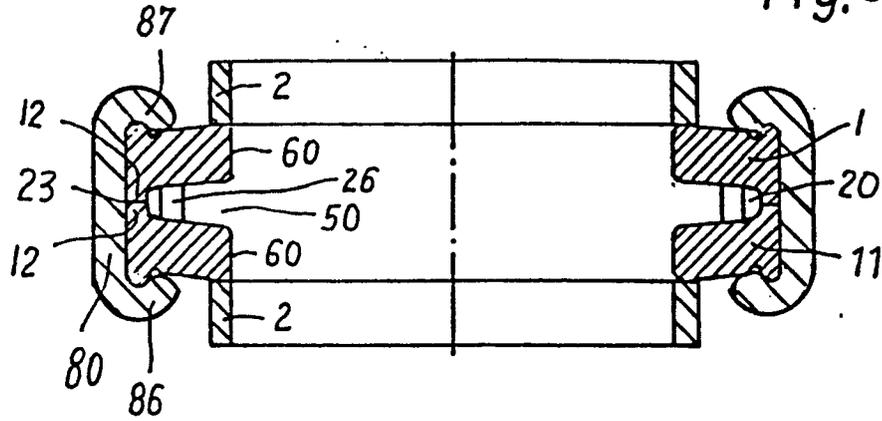
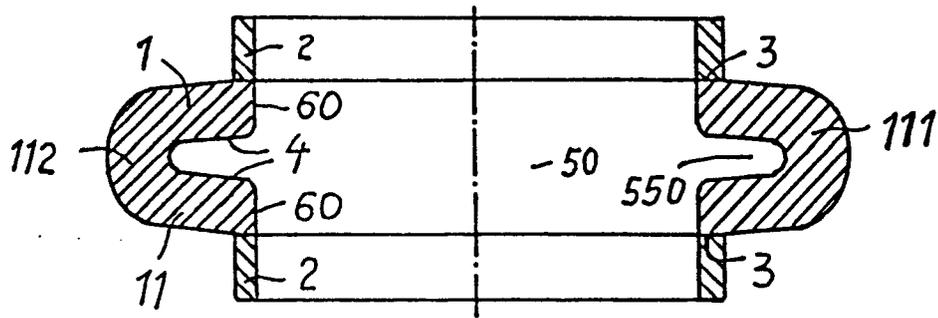


Fig. 10



4/37

0216956

Fig. 11

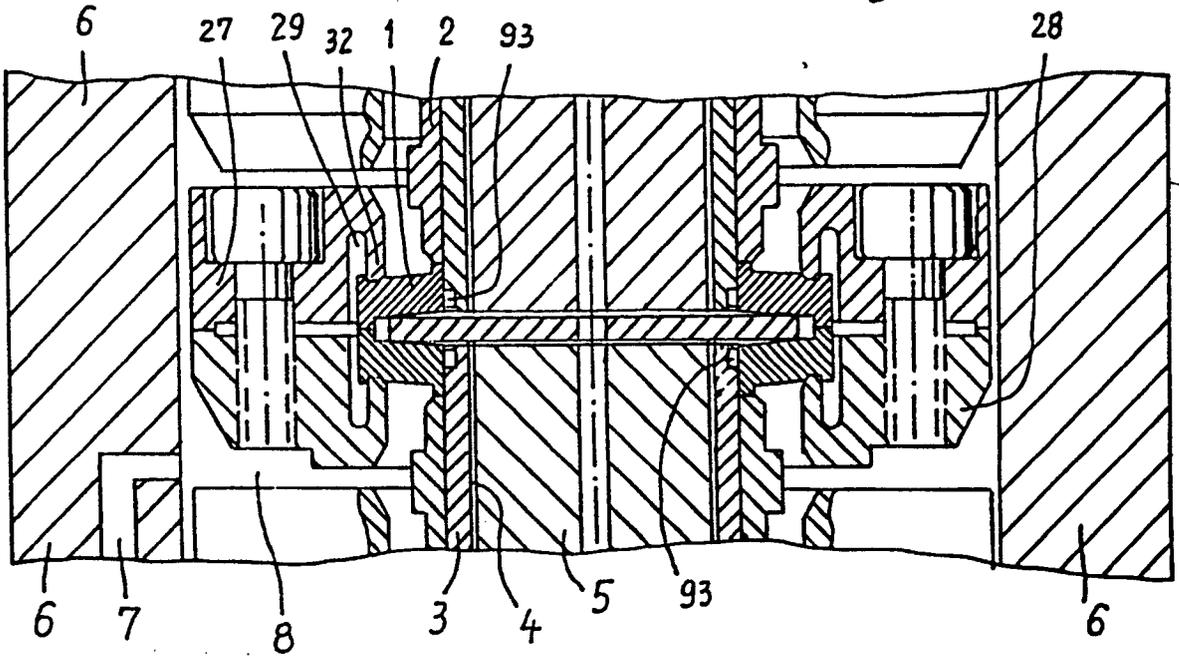


Fig. 17

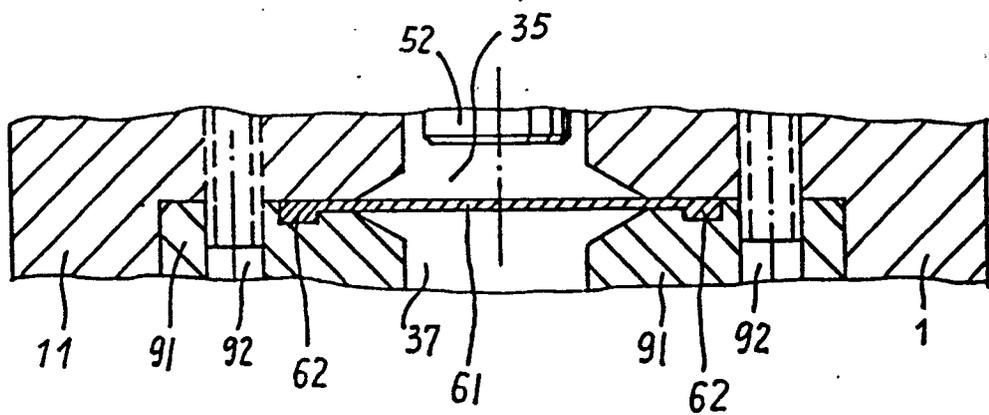


Fig.12

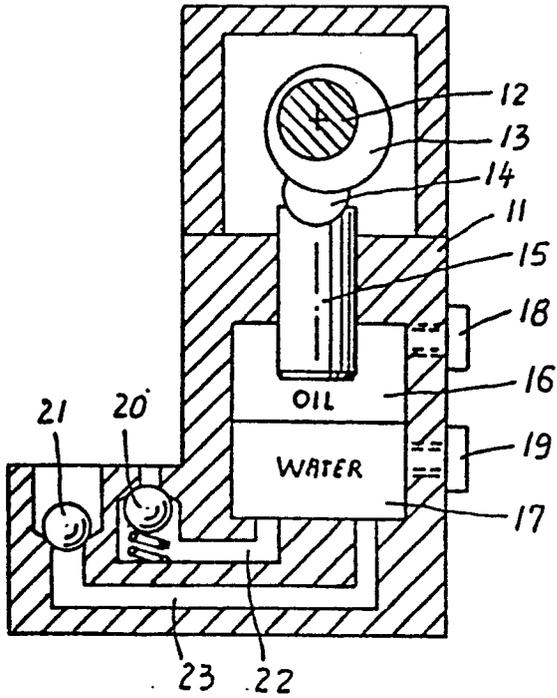


Fig.18

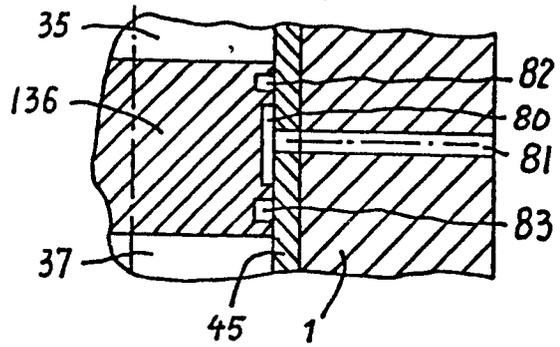
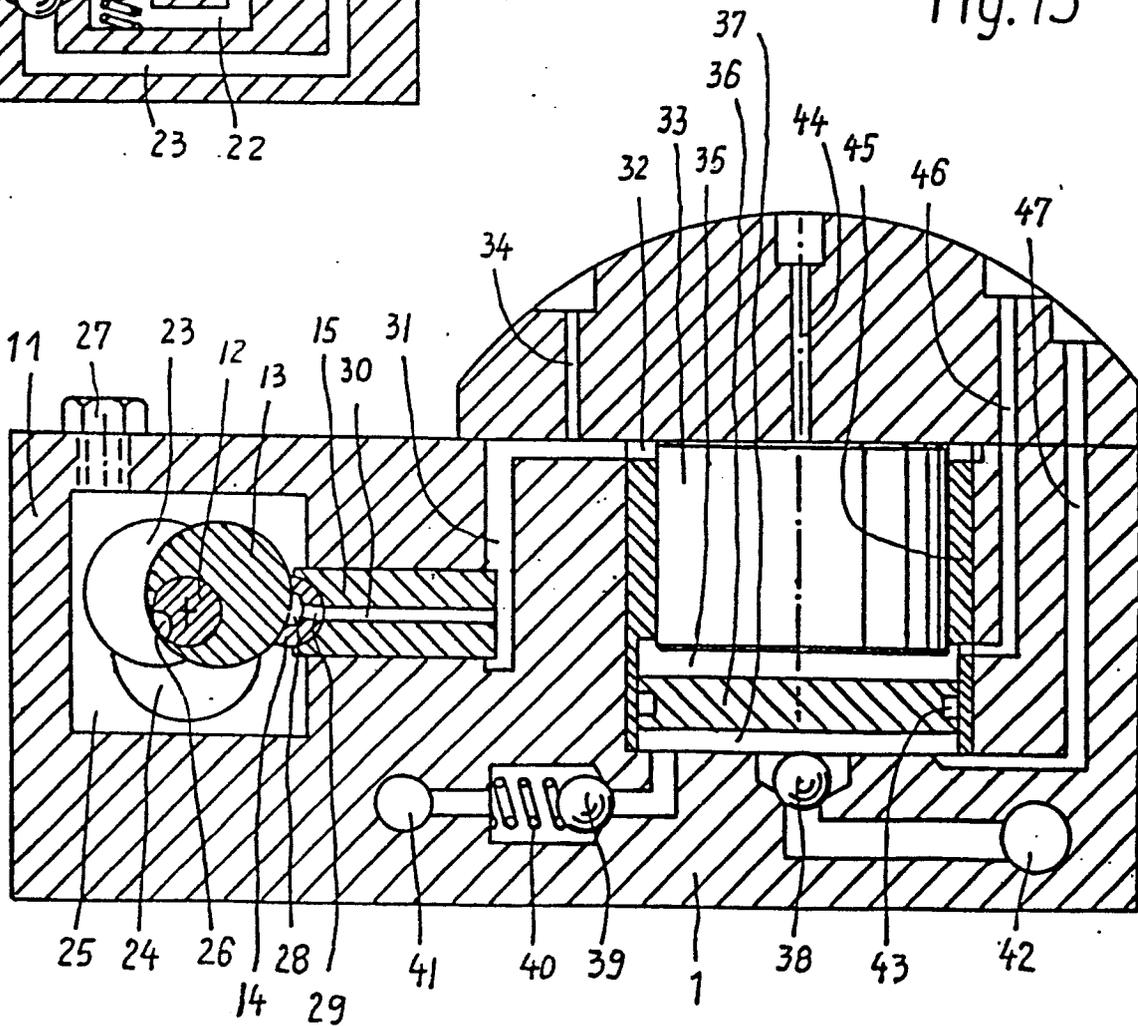


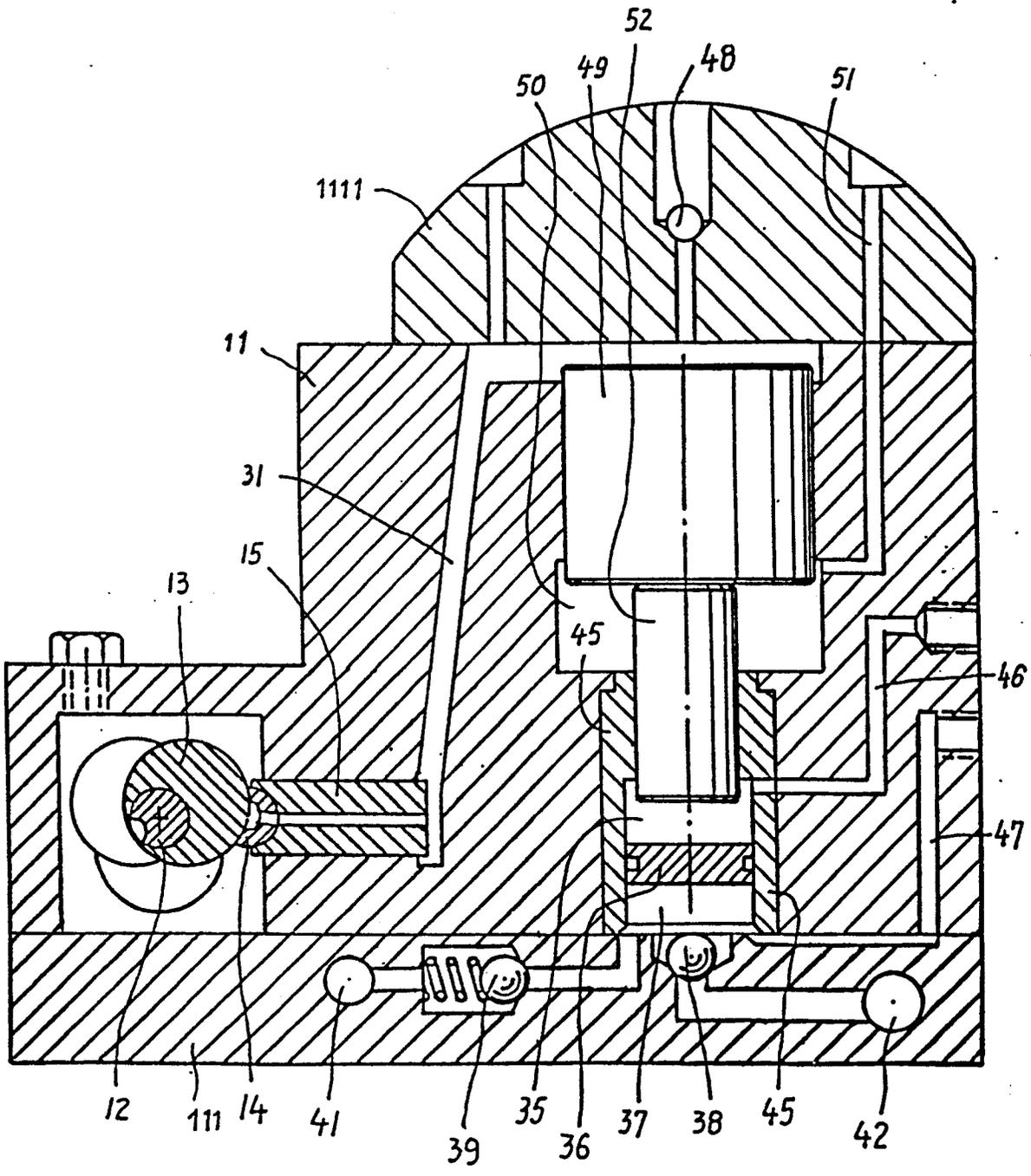
Fig.13



6/37

0216956

Fig.14



7/57

0216956

Fig.15

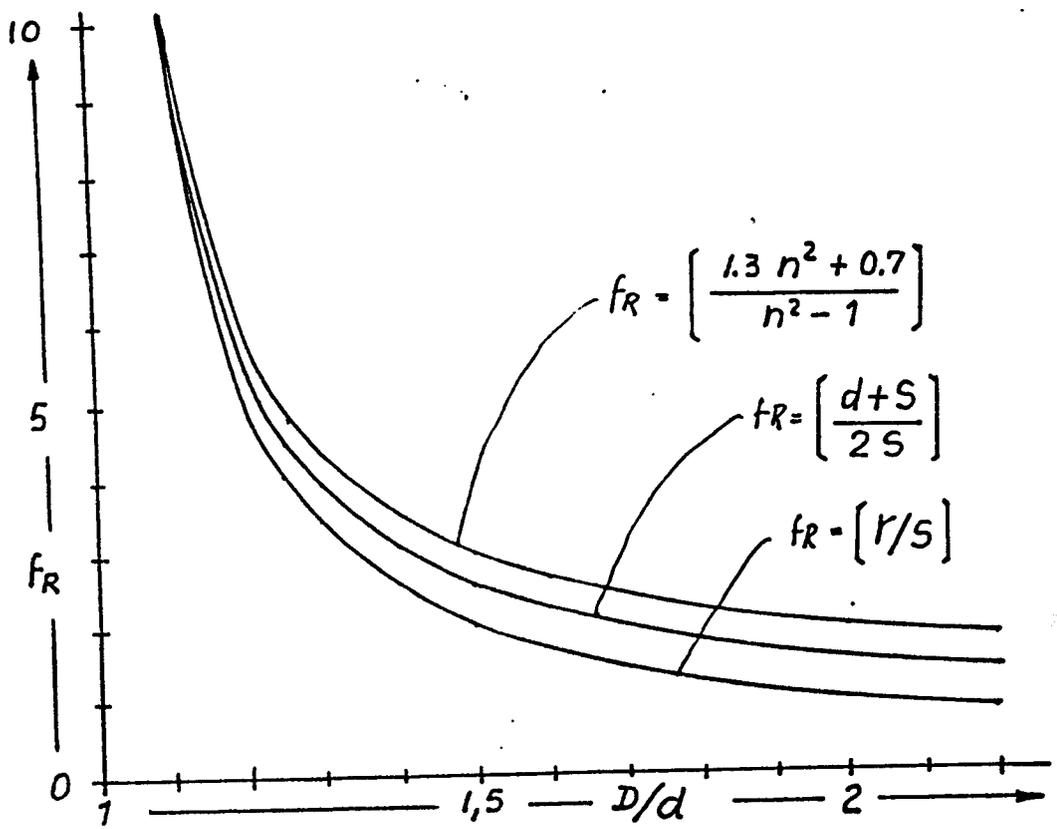
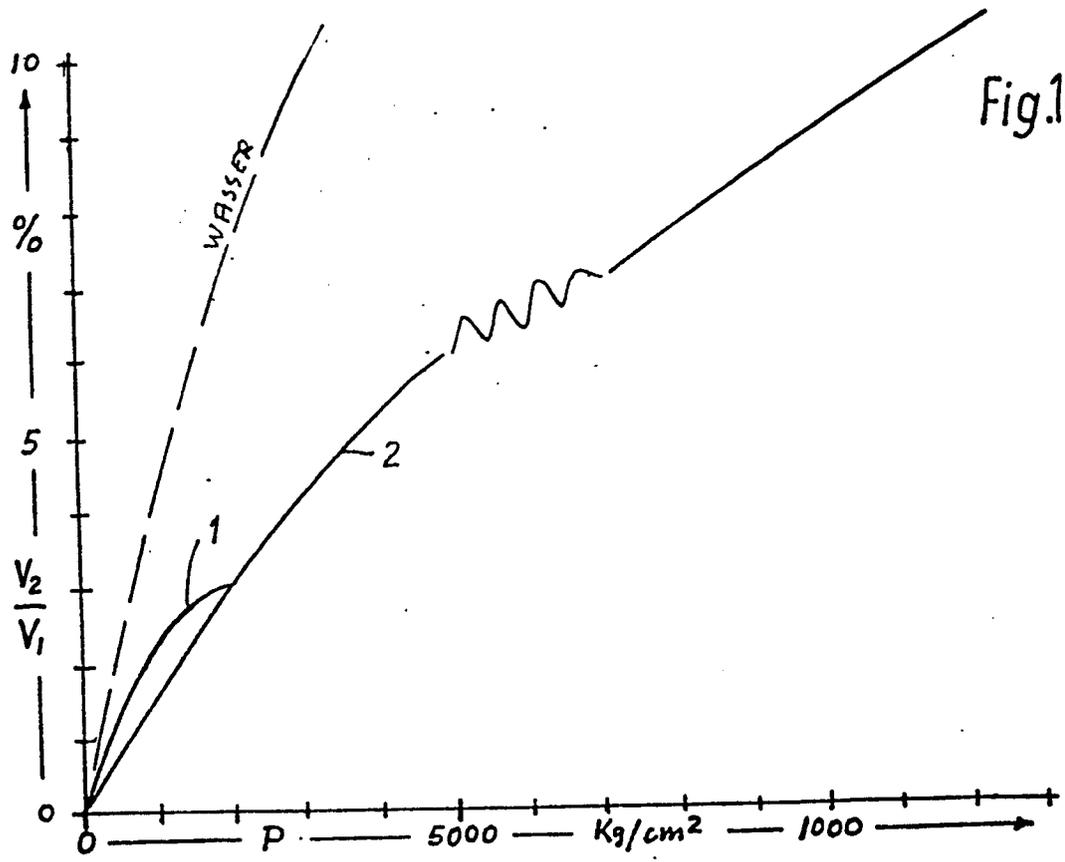


Fig.16



8/37

0216956

Fig. 19

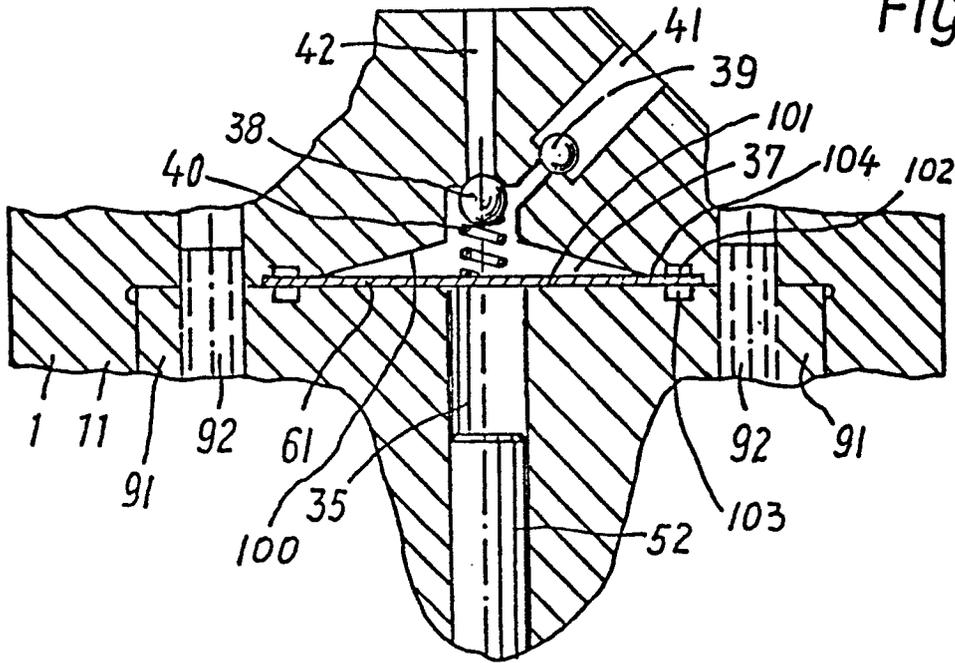
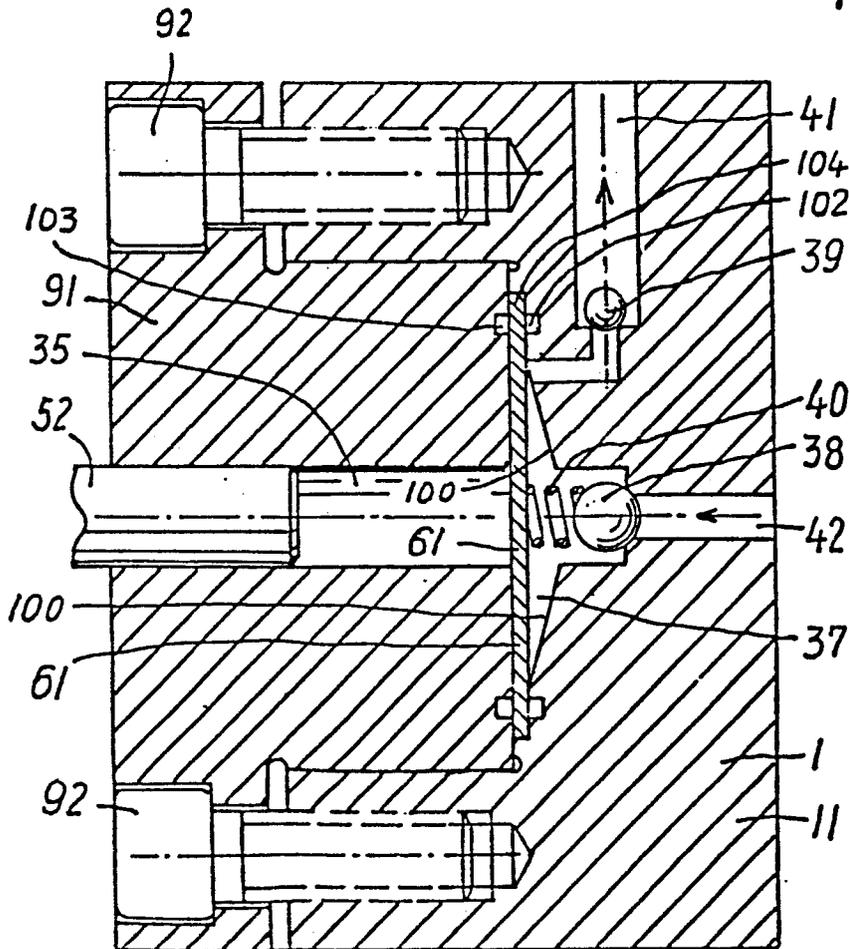


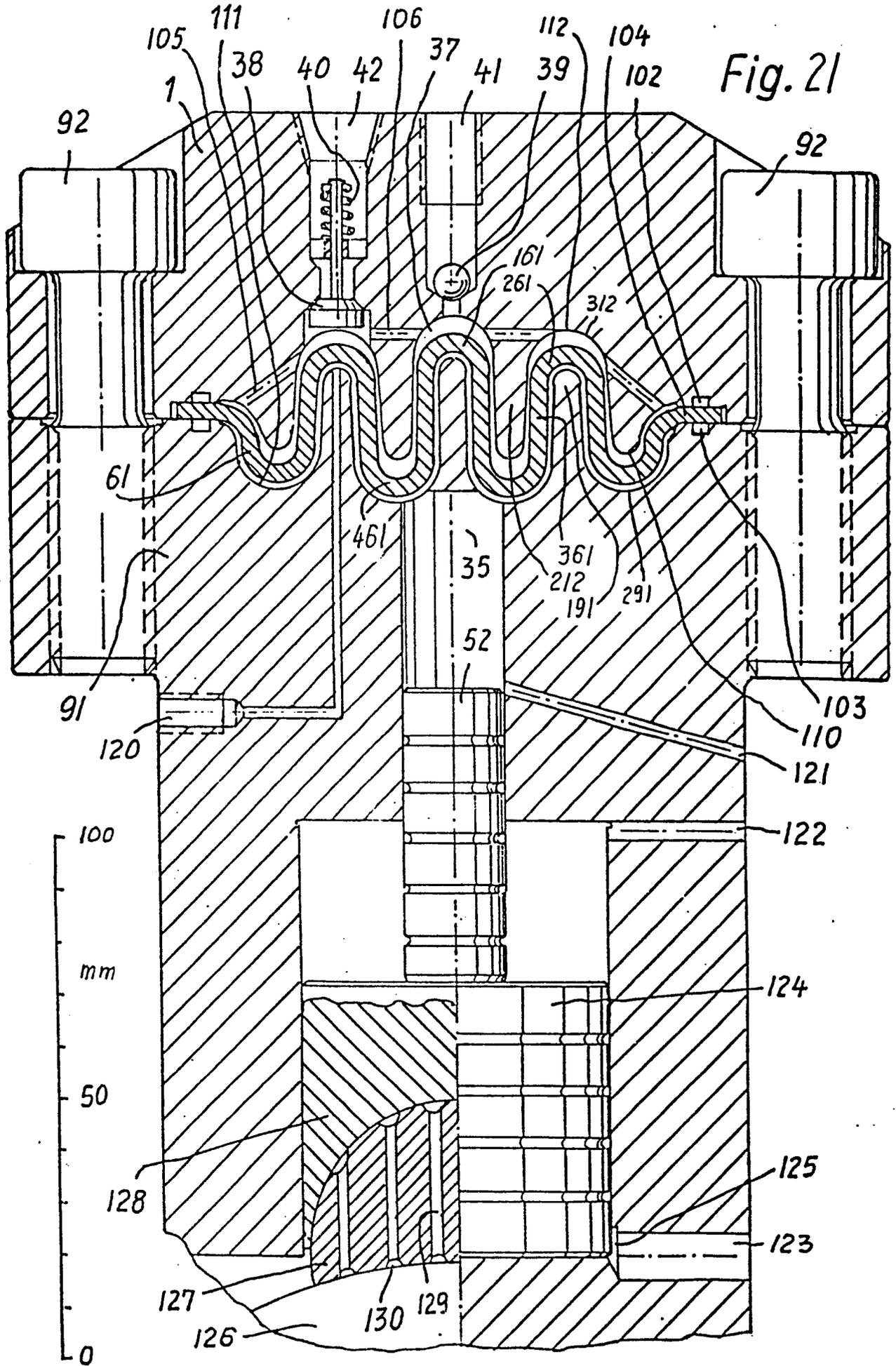
Fig. 20



9/37

0256956

Fig. 21



10/27

0216956

Fig. 24

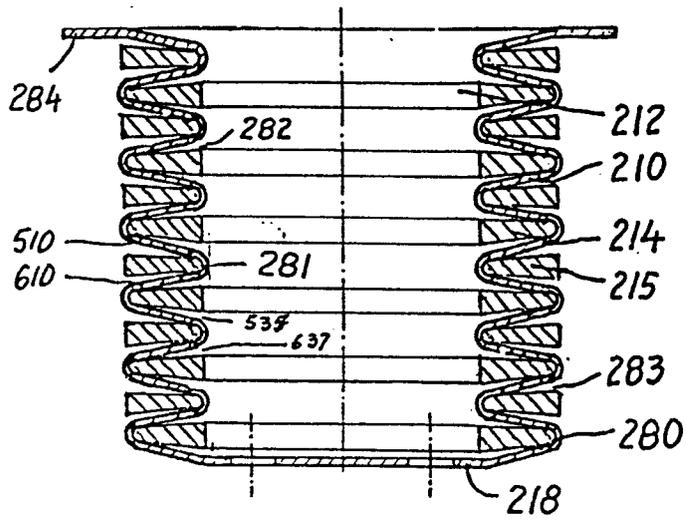
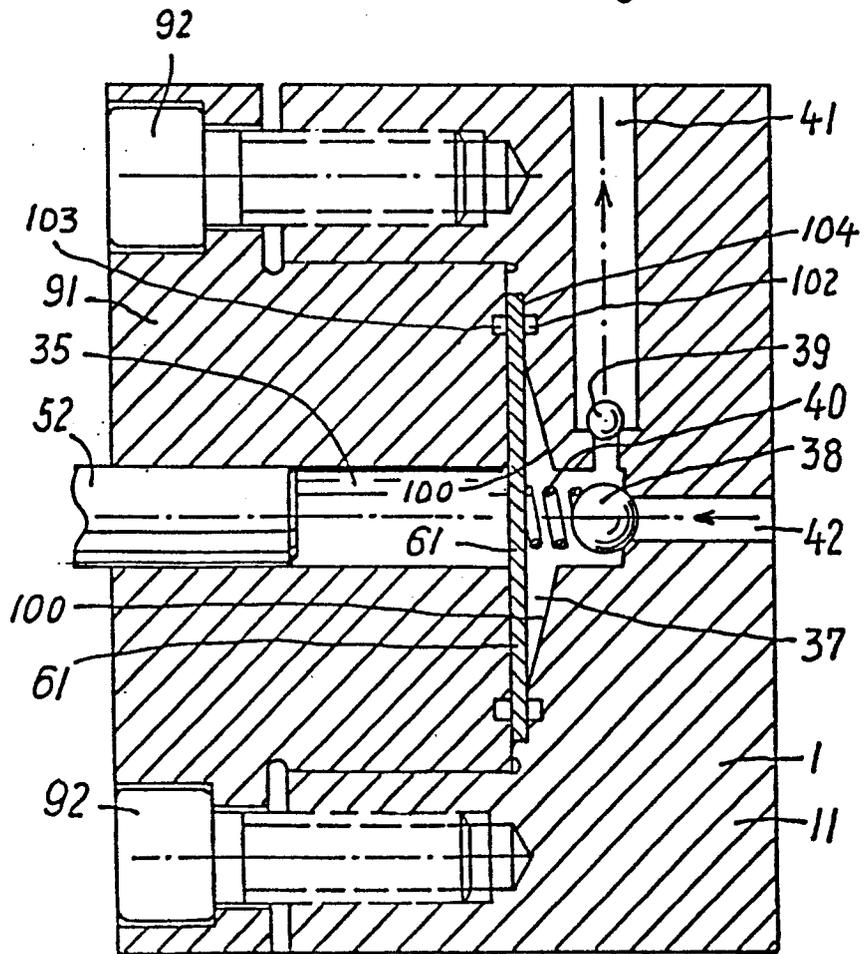


Fig. 22



11/37

0216956

Fig. 23

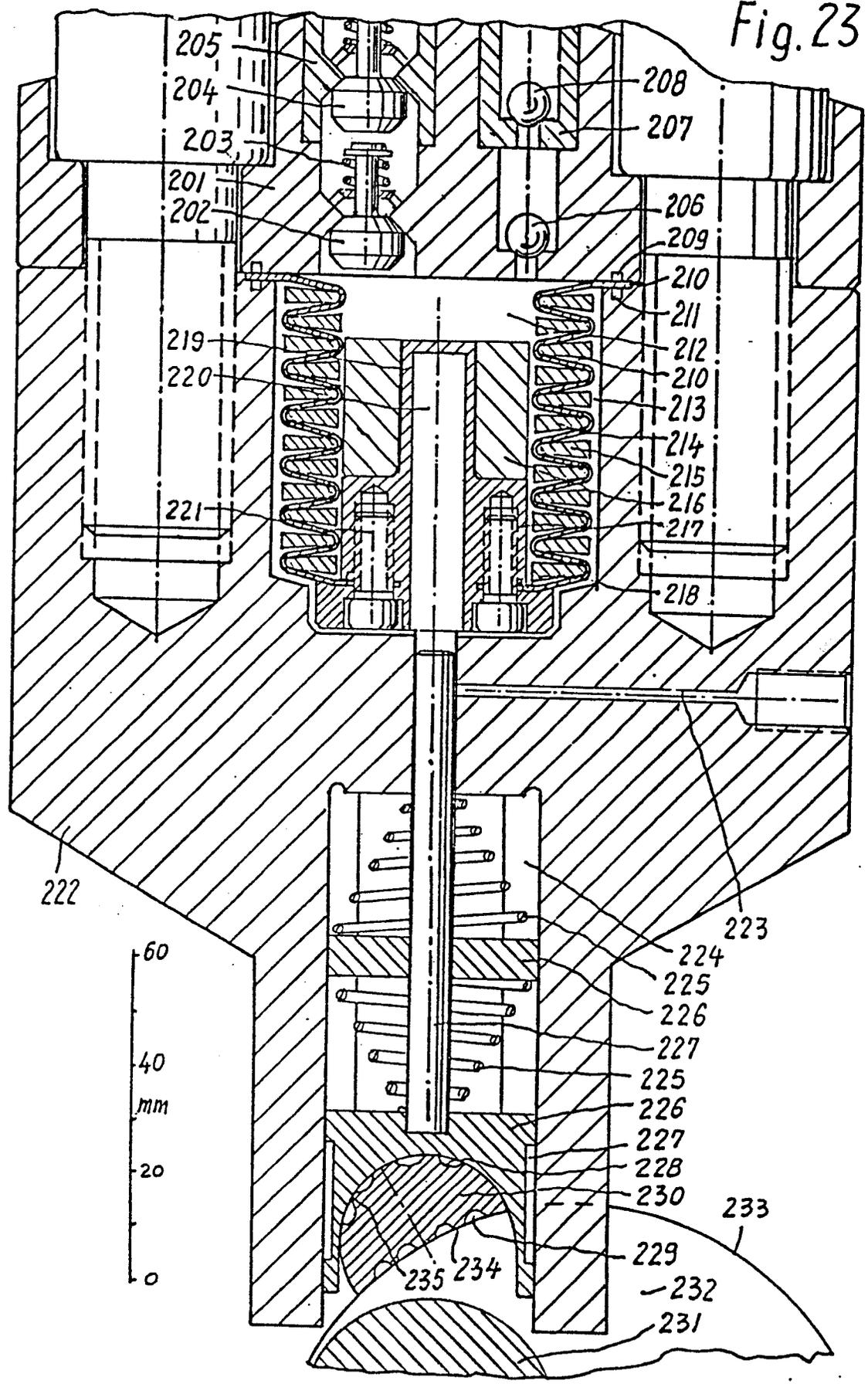


Fig. 25

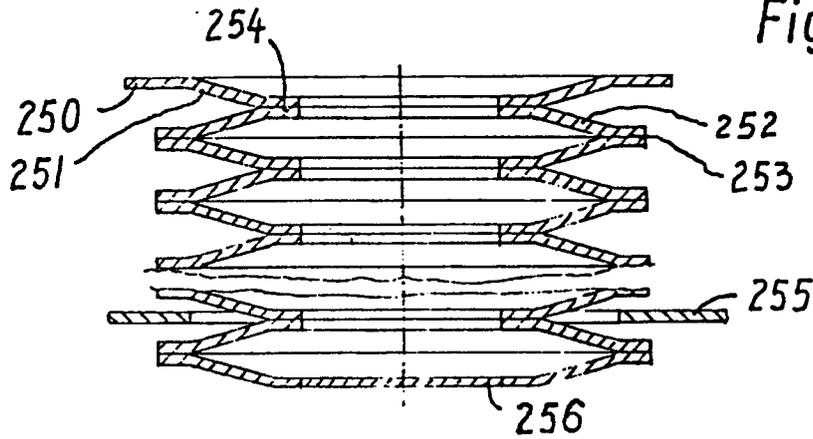


Fig. 26

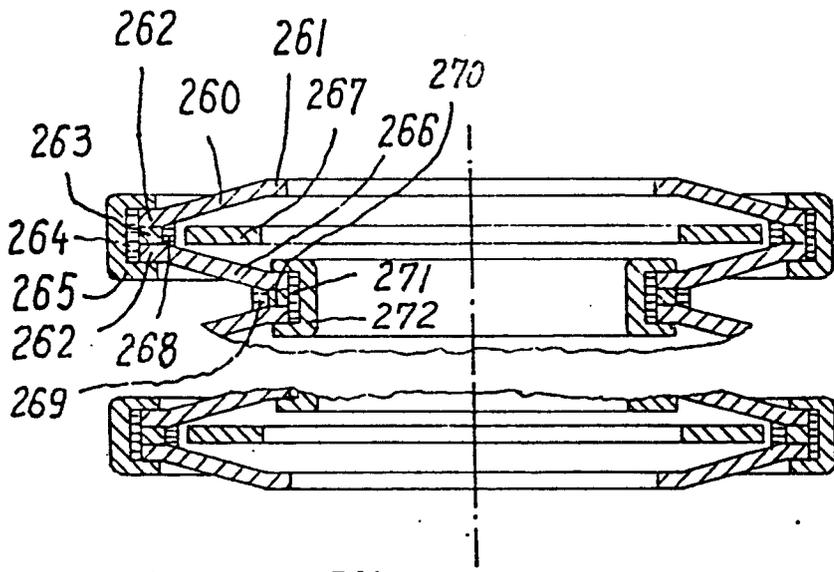


Fig. 28

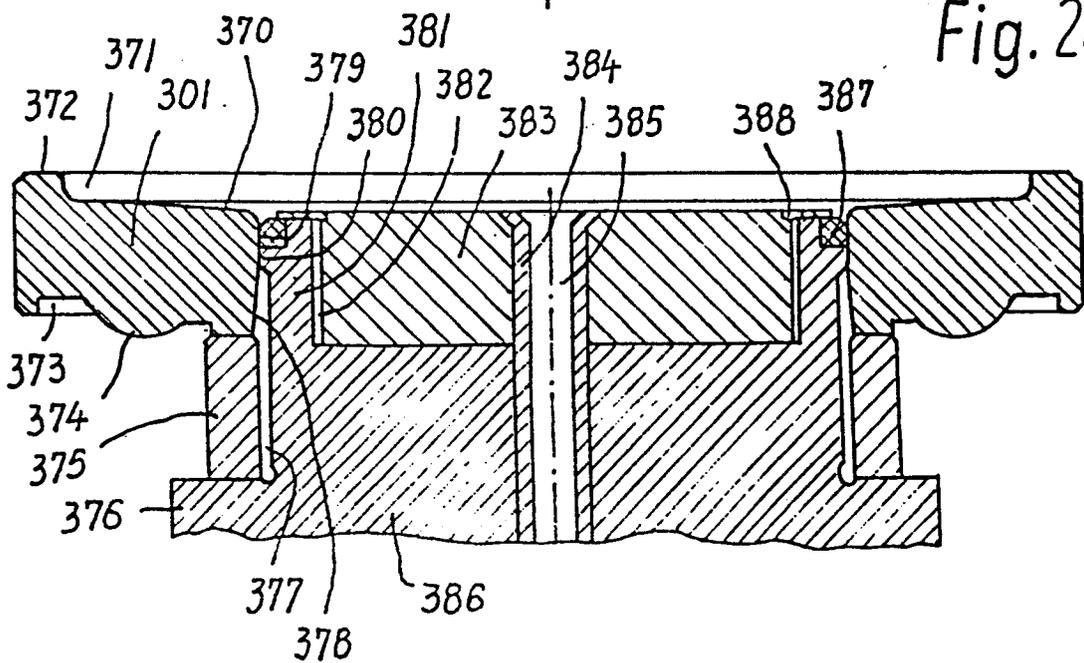
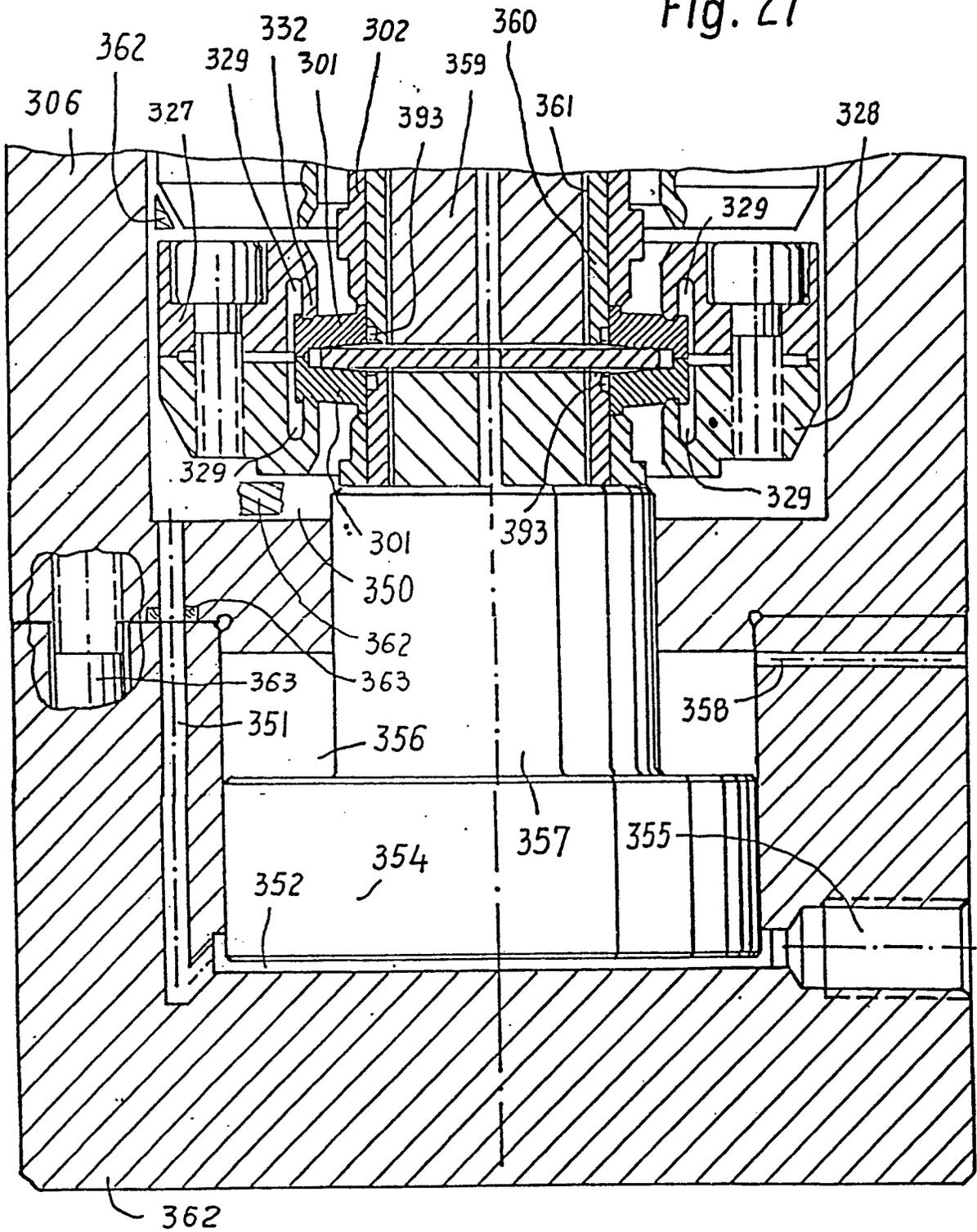
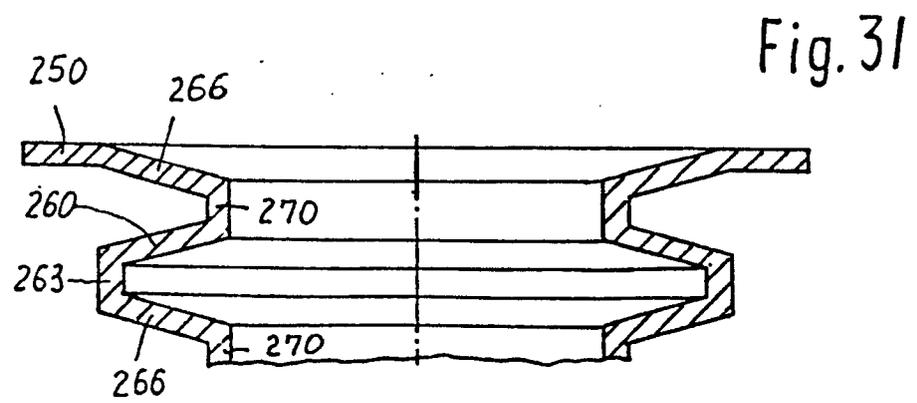
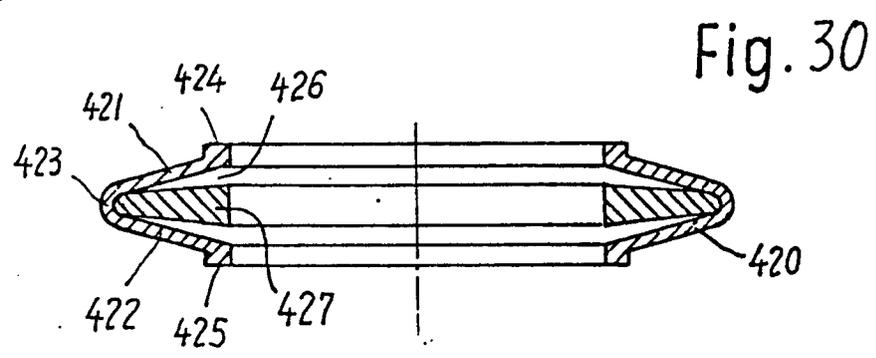
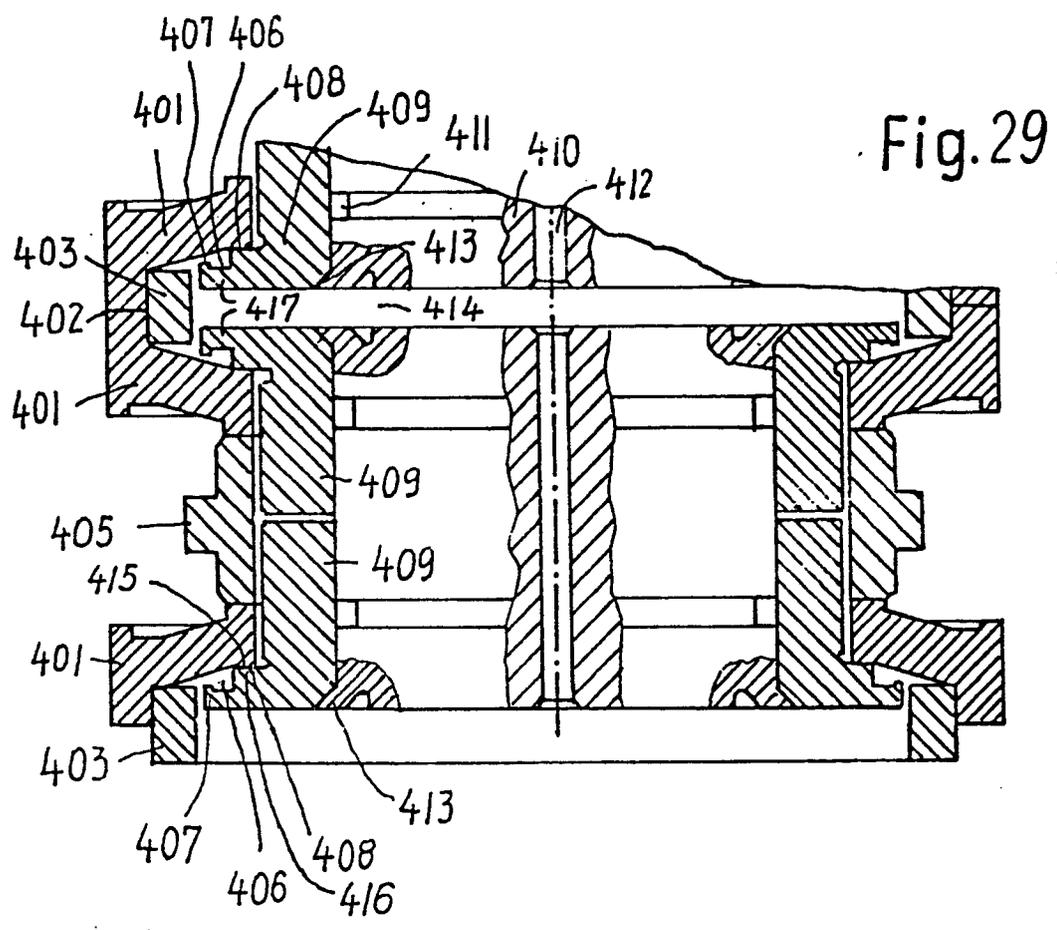


Fig. 27



14/37

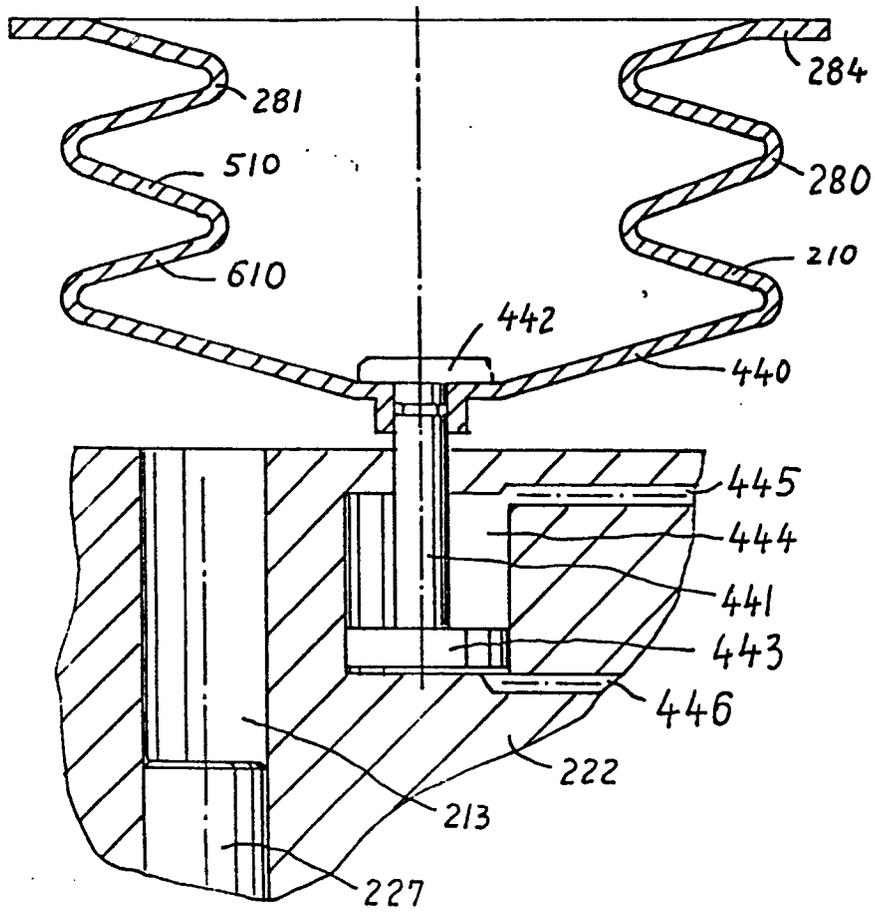
0216956



15/37

Fig. 32

0216956



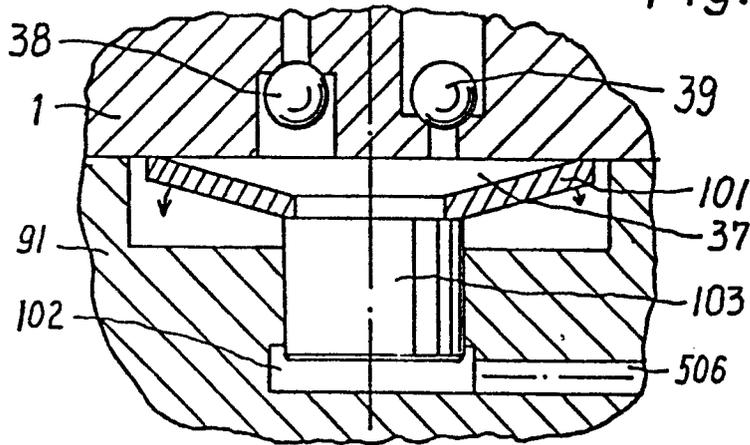


Fig. 34

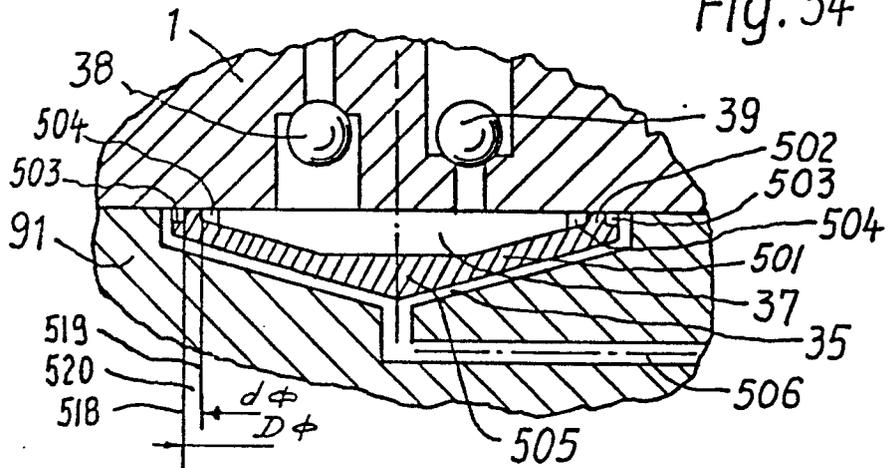


Fig. 35

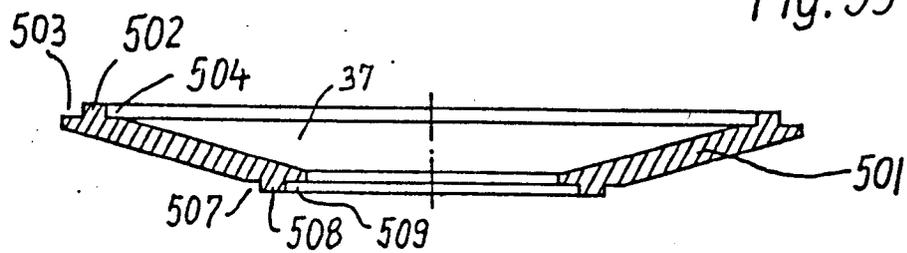


Fig. 36

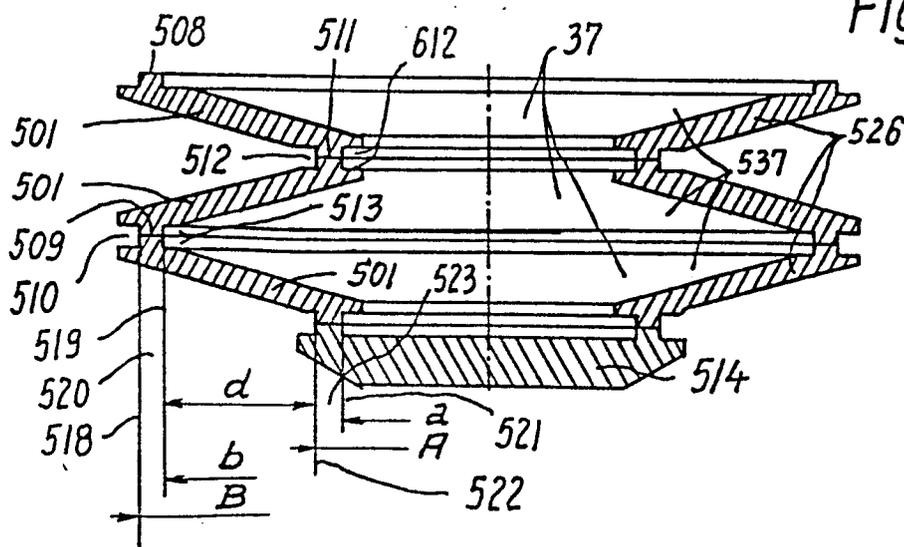


Fig. 37

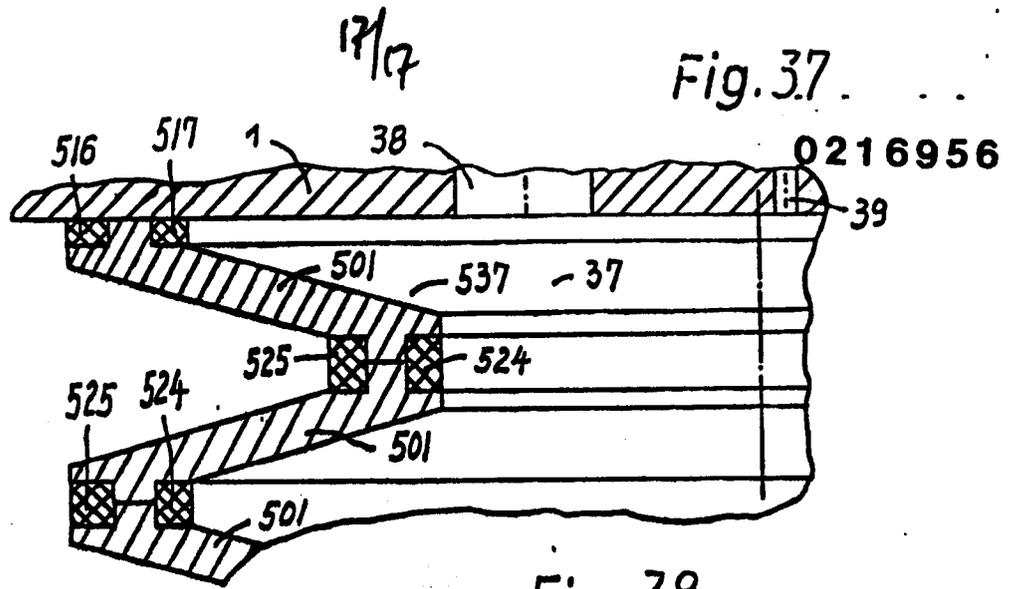
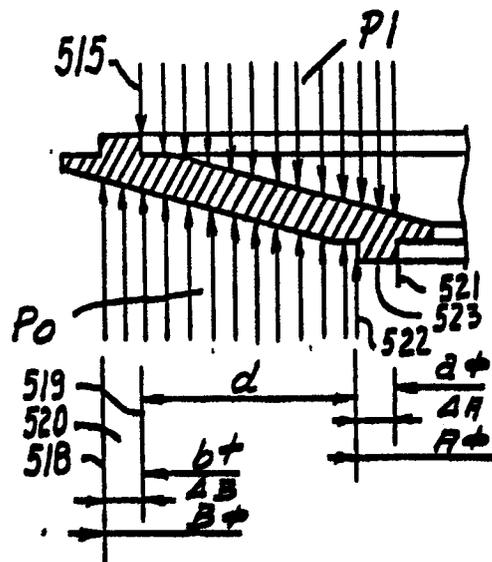


Fig. 38



(1) $(B^2 - A^2)^{3/4} > (b^2 - a^2)^{3/4}$

(2) $FAB = (B^2 - b^2)^{3/4}$

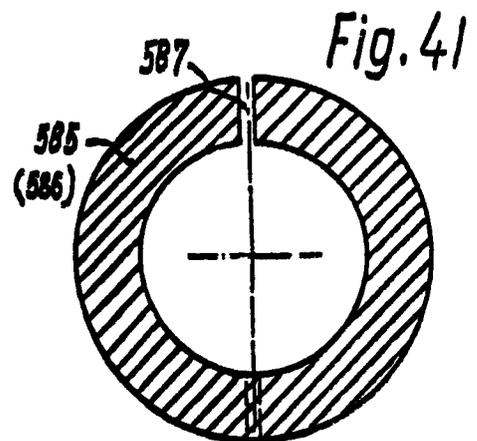
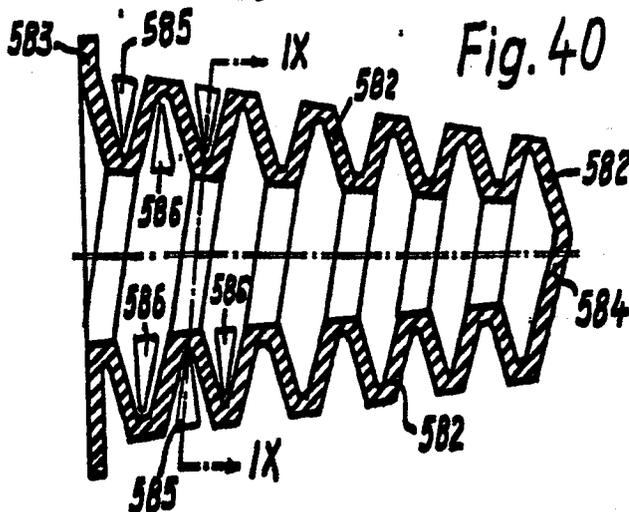
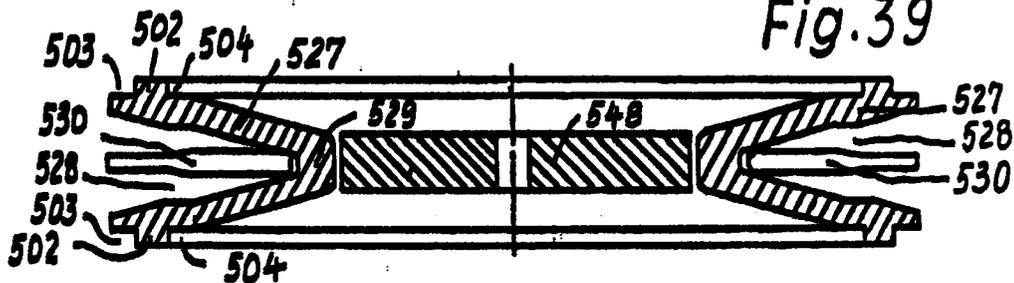
(3) $FAR = (A^2 - a^2)^{3/4}$

(4) $P_0 FAB = P_0 (B^2 - b^2)^{3/4} > 0$

(5) $P_i FAR = P_i (A^2 - a^2)^{3/4} > 0$

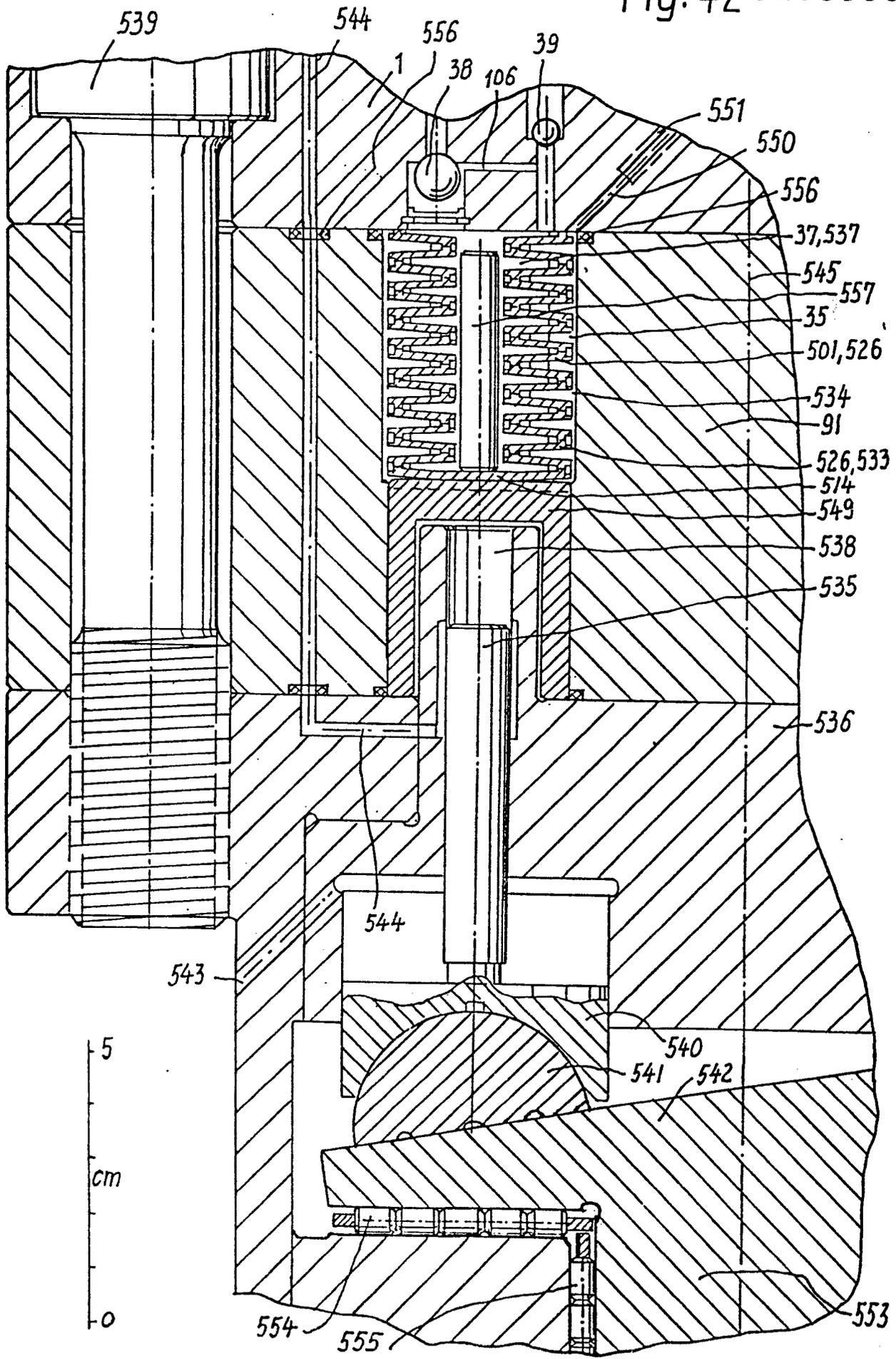
(6) $M P_i (515) > M P_0 (515)$

Fig. 39



18/37

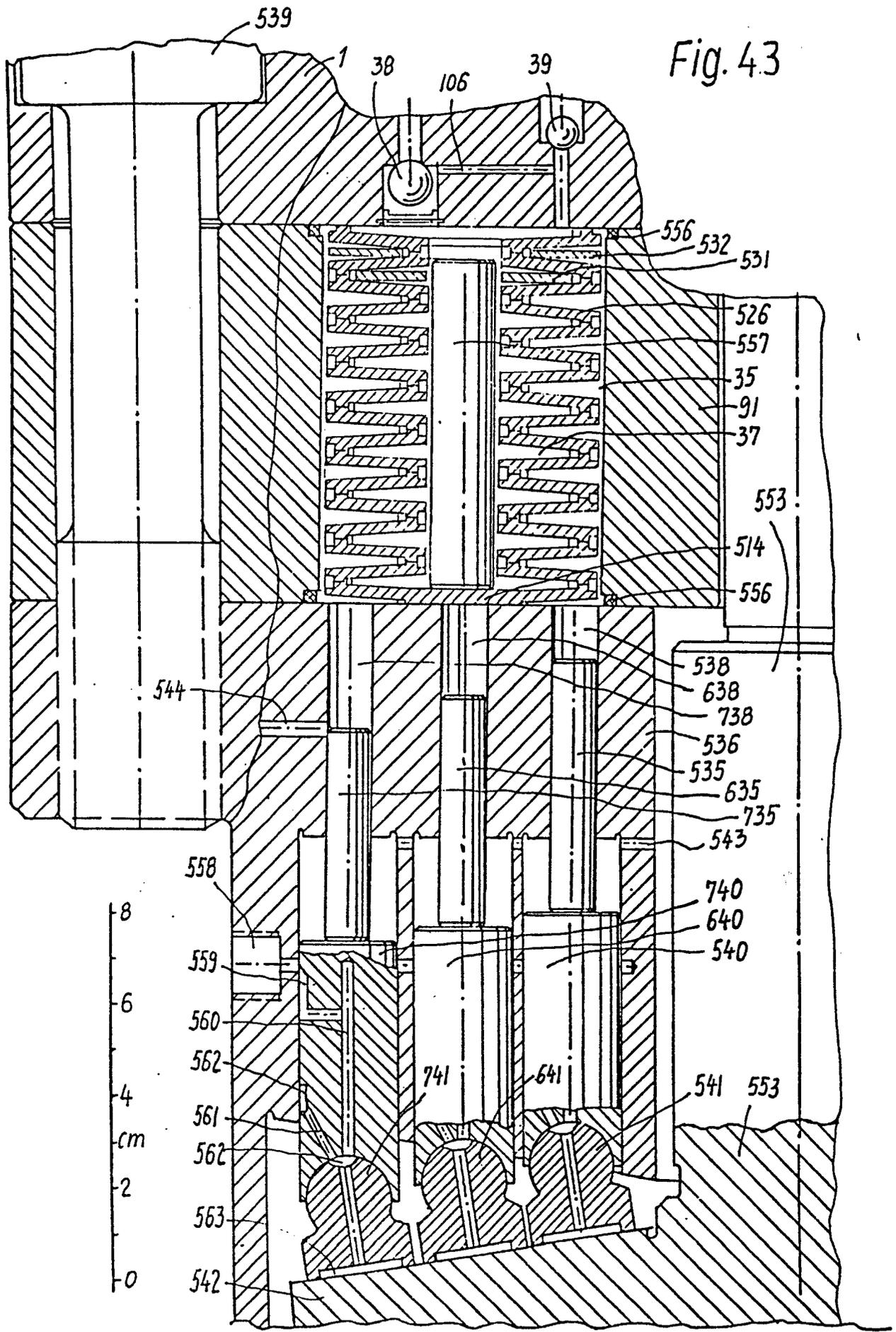
Fig. 42 0216958



19/37

0216956

Fig. 43



20/37

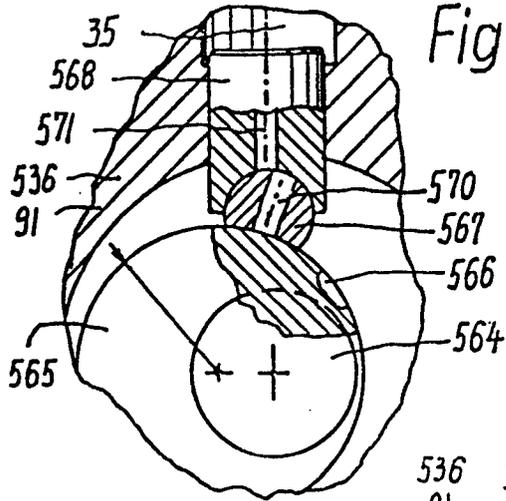


Fig. 44

Fig. 45

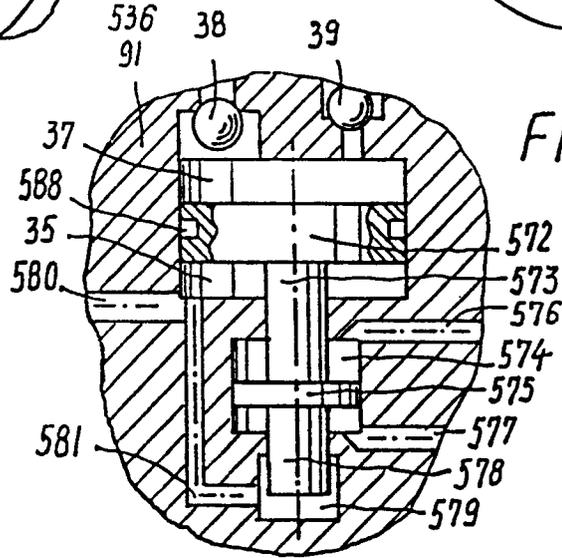
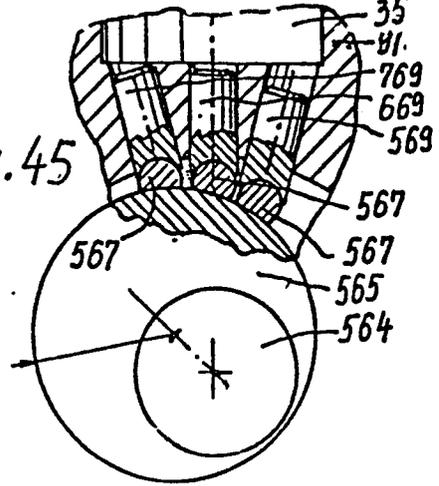


Fig. 46

Fig. 47

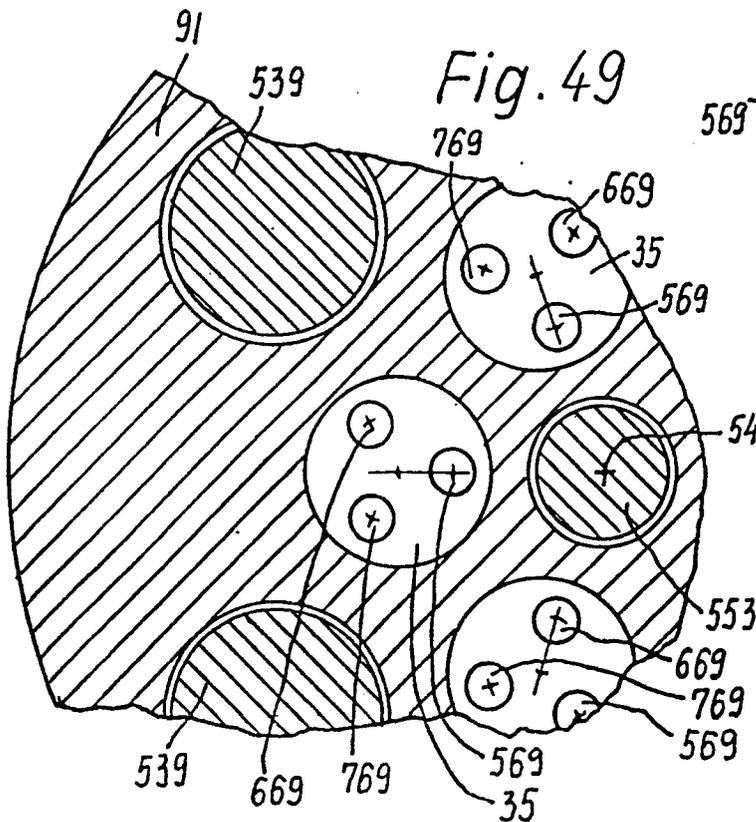
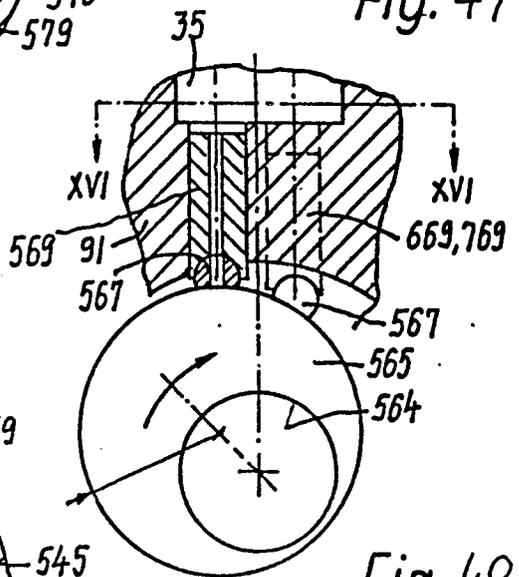


Fig. 49

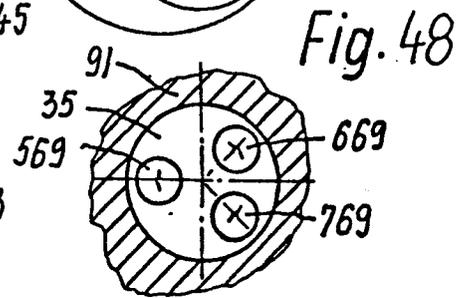


Fig. 48

21/37

621695E

Fig. 50 Fig. 51

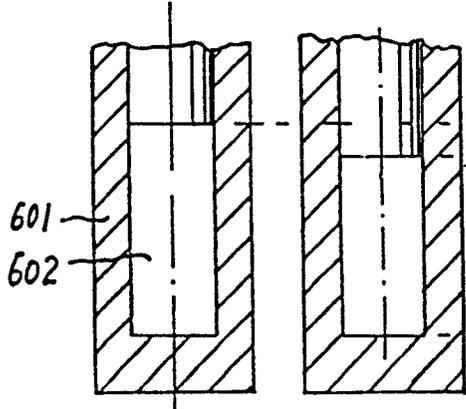


Fig. 52

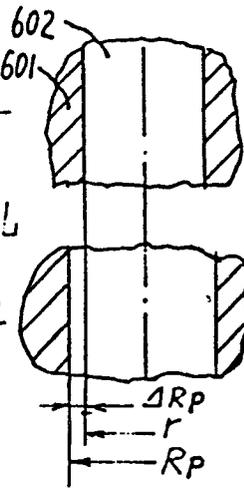


Fig. 53

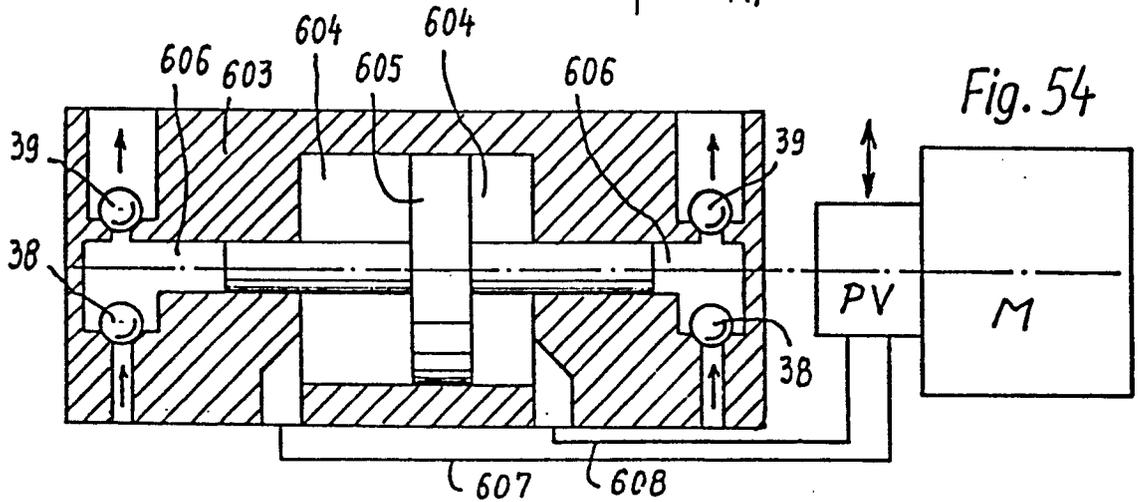
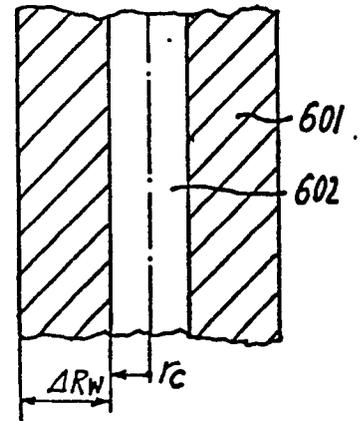


Fig. 55

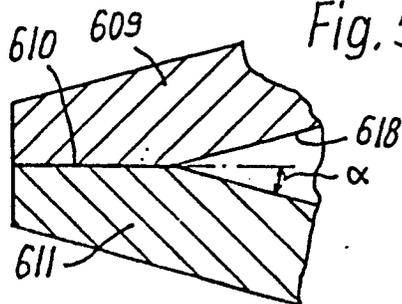


Fig. 56

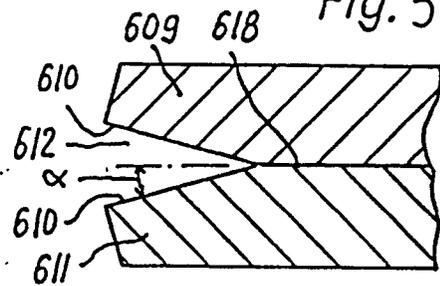


Fig. 57

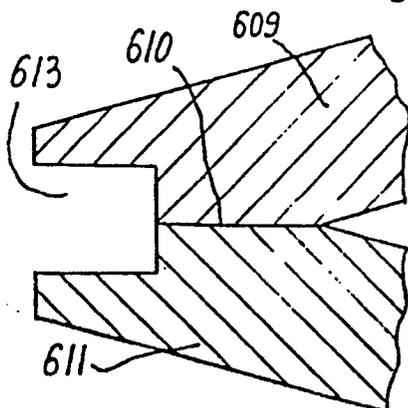
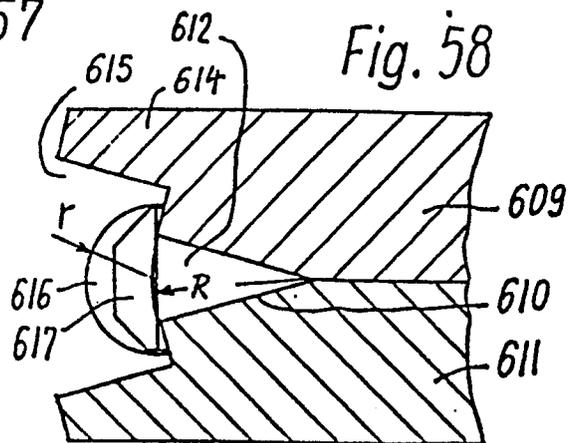


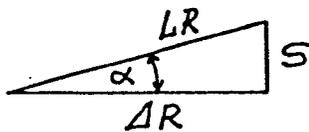
Fig. 58



22/37

0216956

Fig. 59



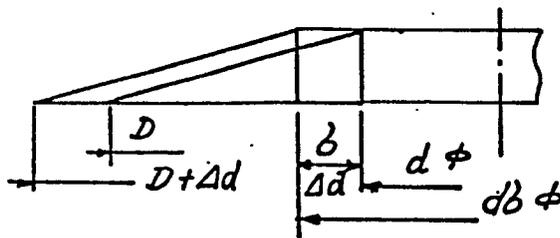
$$\operatorname{tg} \alpha = S / \Delta R \quad (1)$$

$$LR = \sqrt{S^2 + (\Delta R)^2} = 1 / \Delta R \cos \alpha \quad (2)$$

$$\Delta R = LR \cos \alpha \quad (3)$$

$$S = LR \sin \alpha \quad (4)$$

Fig. 60



$$\delta = \frac{P}{E} \frac{(D/d)^2 + 0,7}{(D/d)^2 - 1} d \quad (5)$$

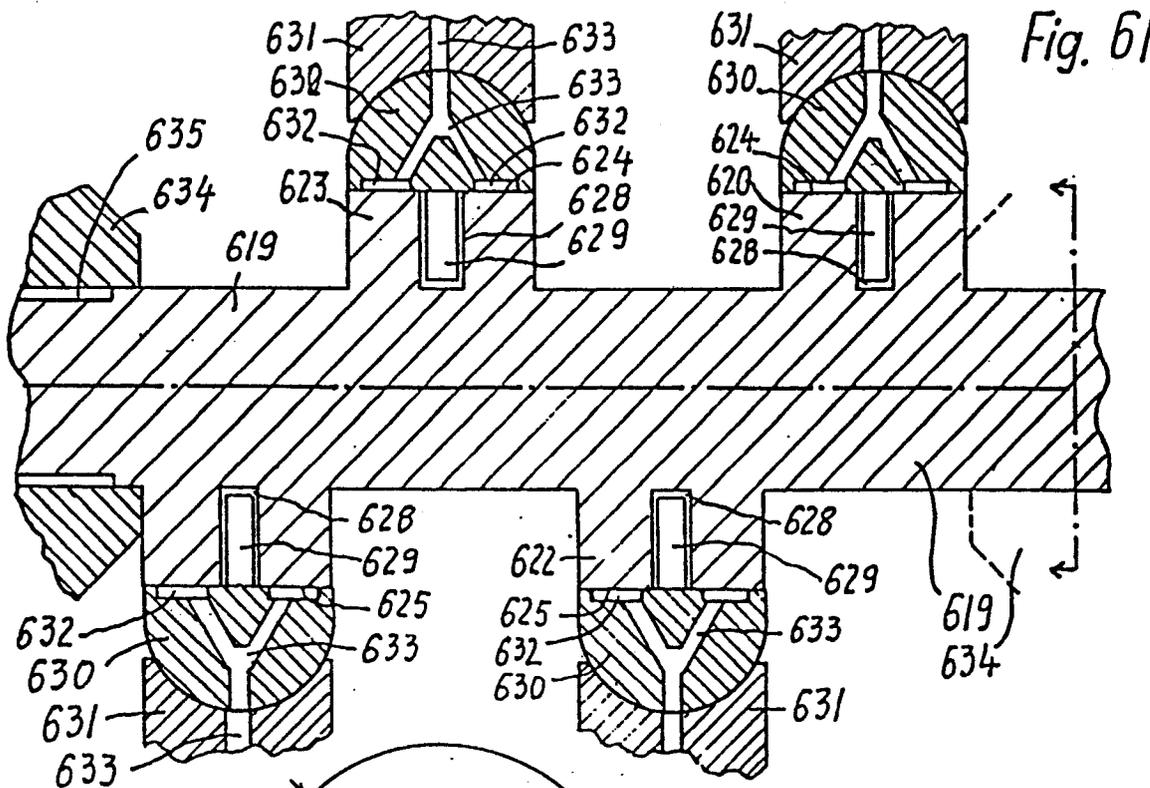


Fig. 61

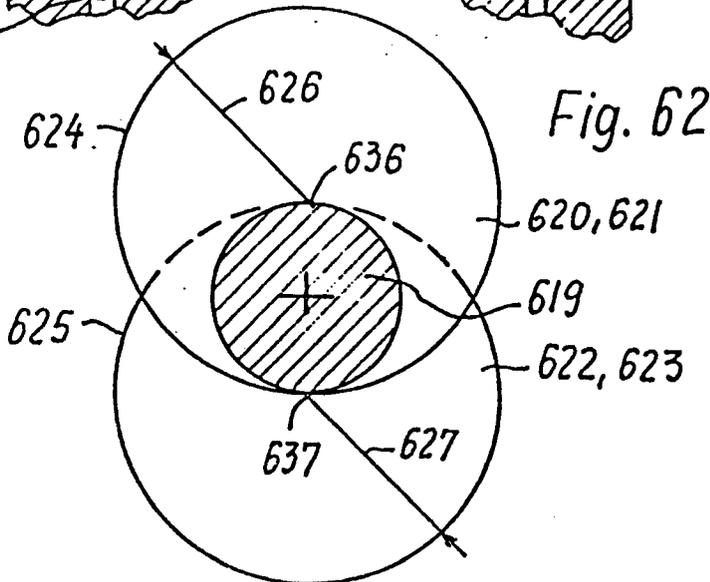


Fig. 62

Fig. 63

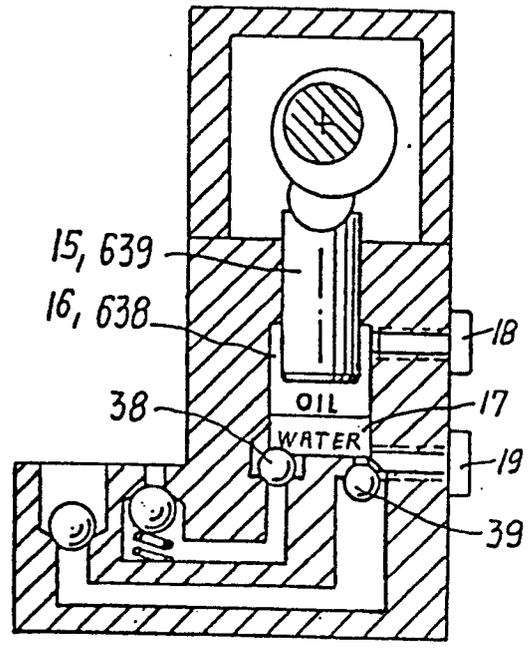
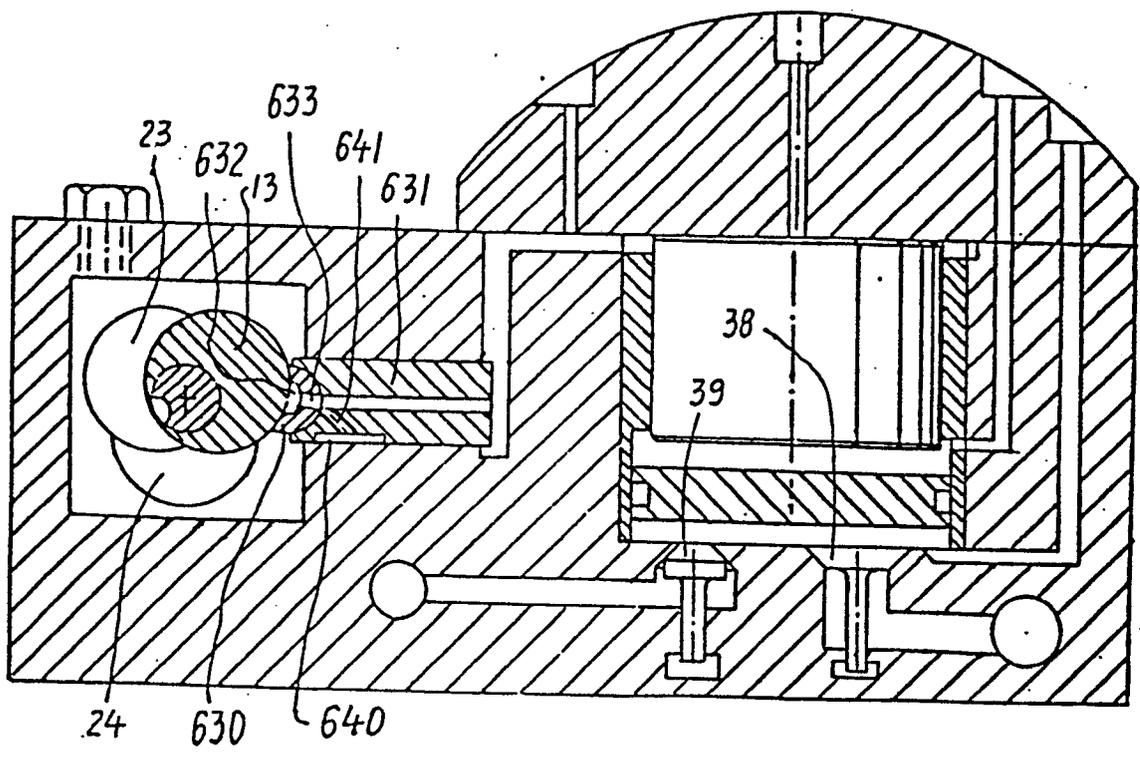


Fig. 64



24/37

0216956

Fig. 65

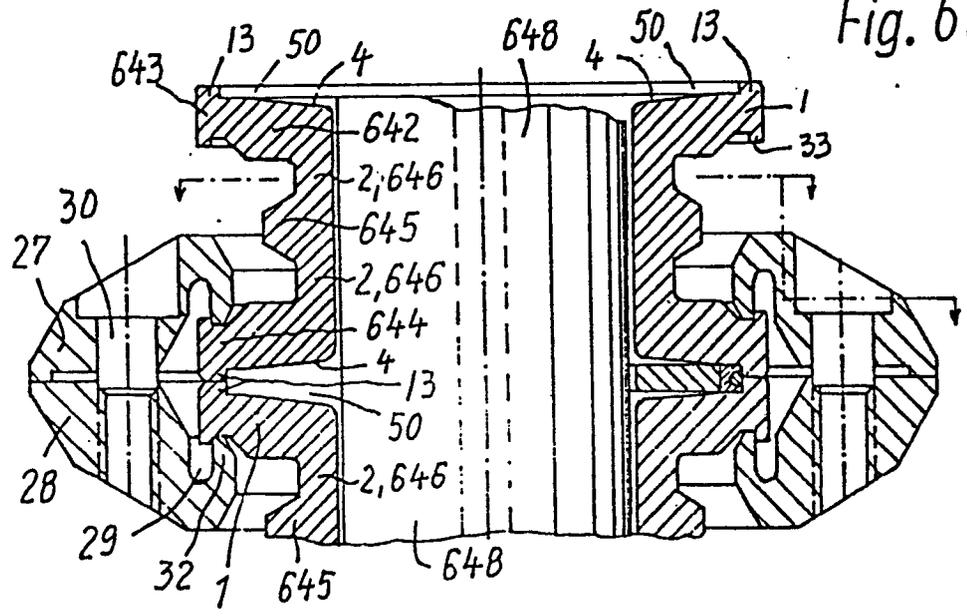
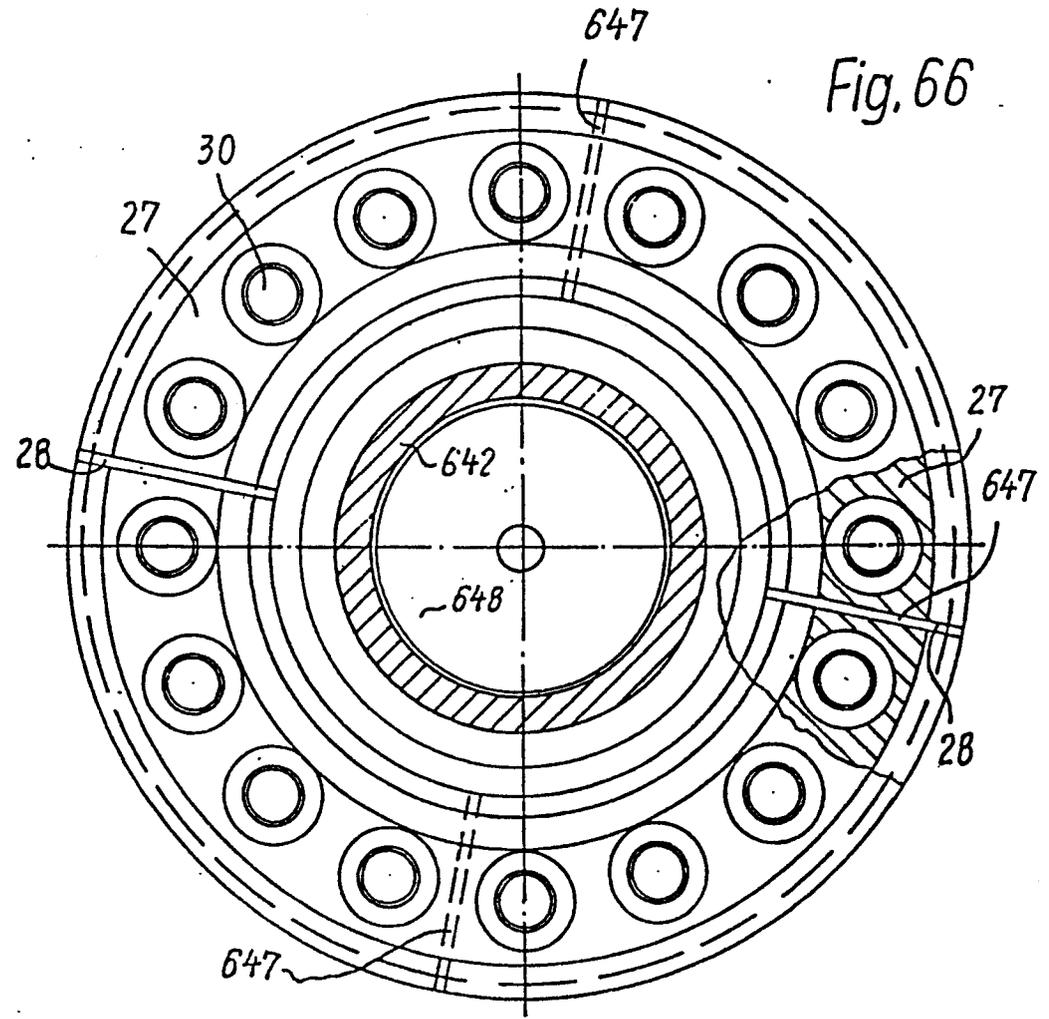


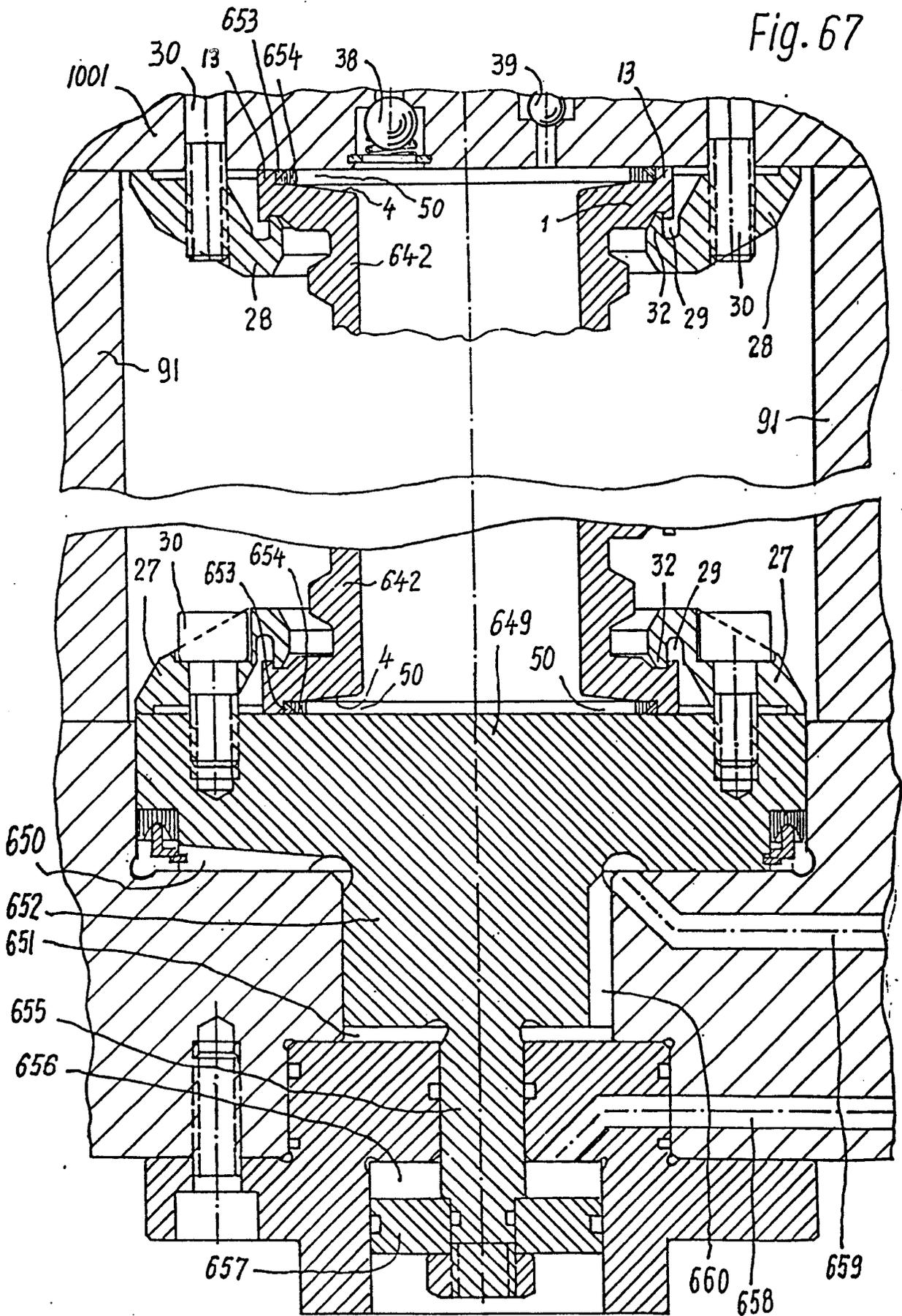
Fig. 66



25/37

0216956

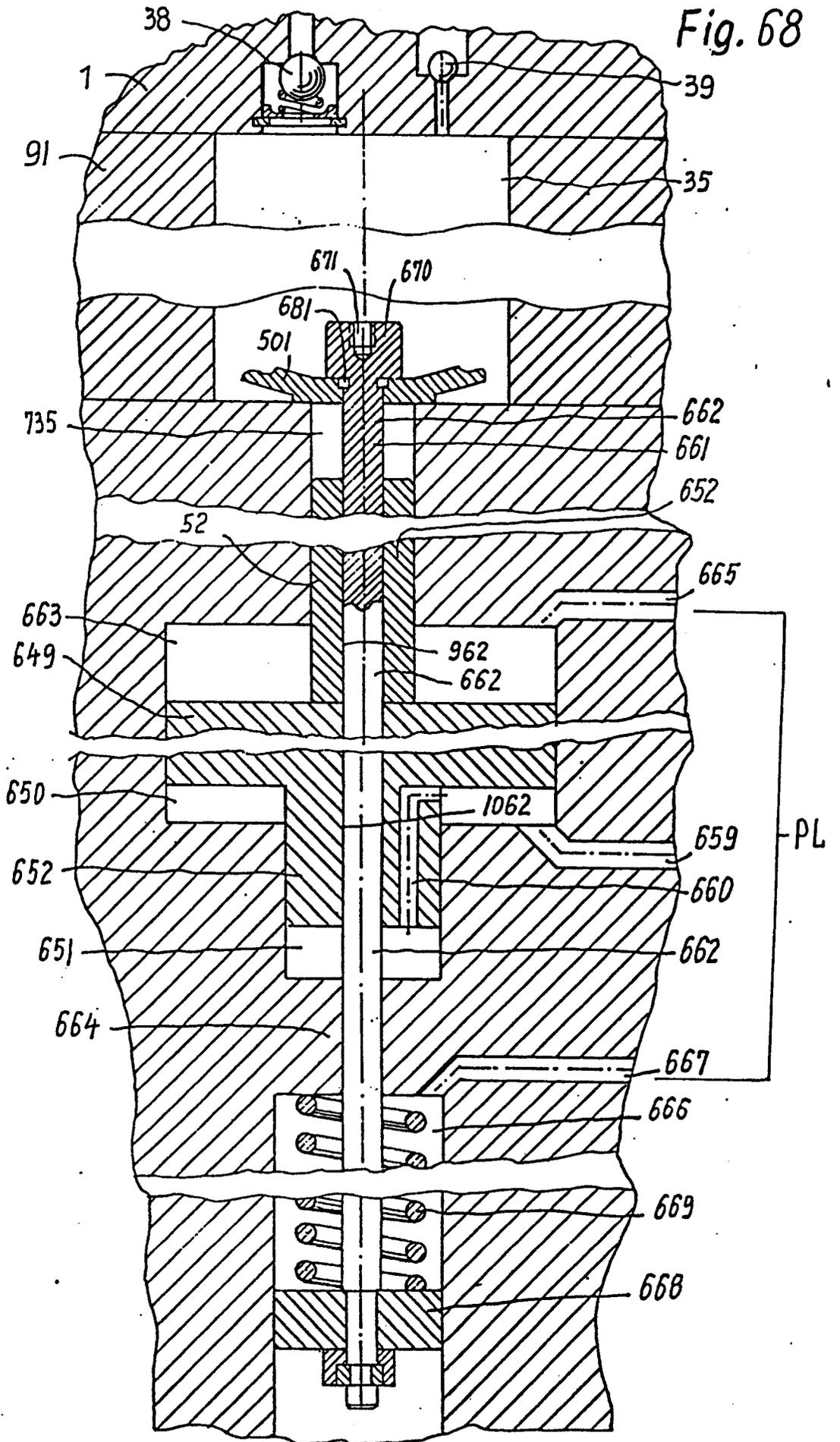
Fig. 67



26/57

0216956

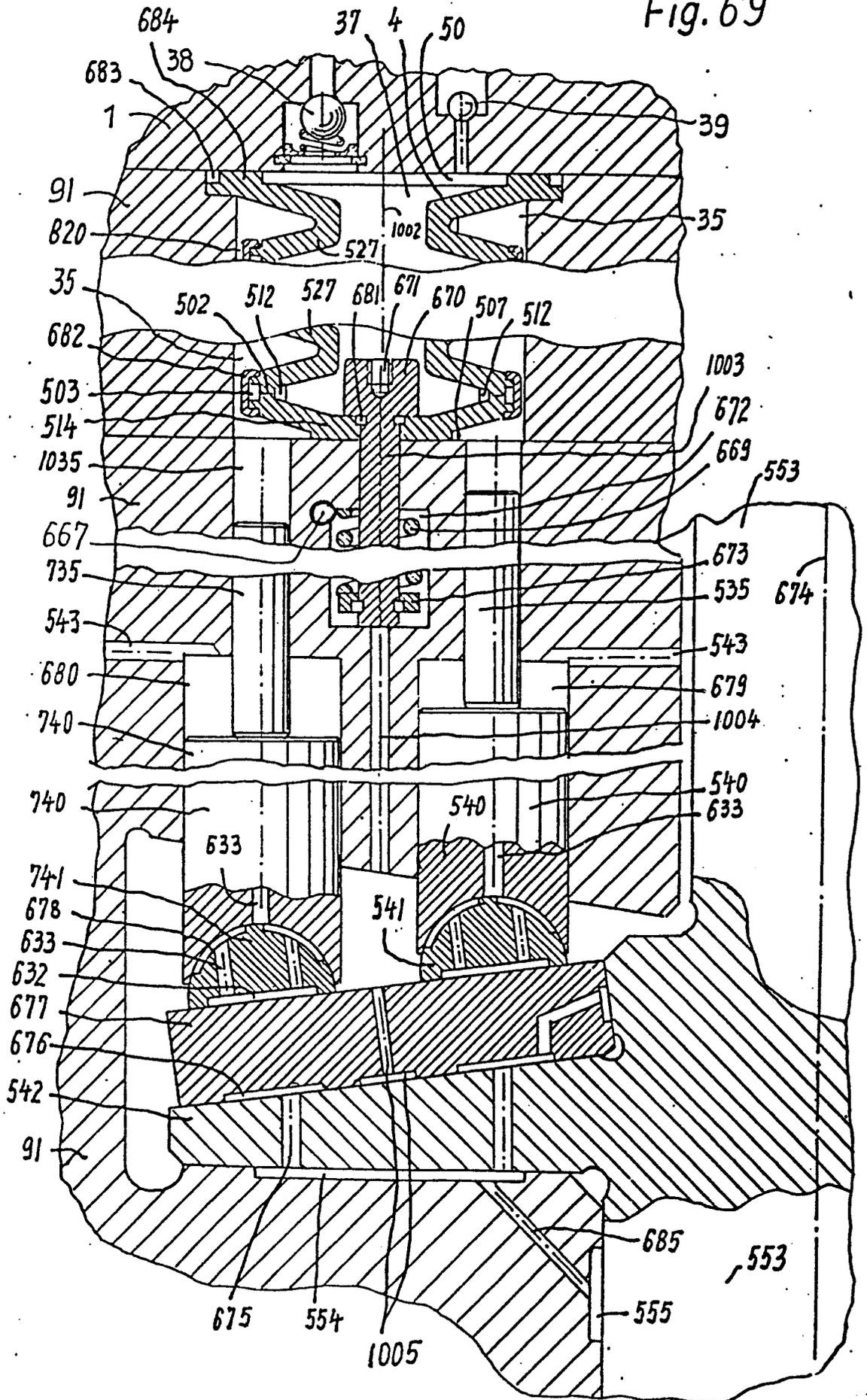
Fig. 68



27/37

0216956

Fig. 69



28/37

Fig. 70

0216956

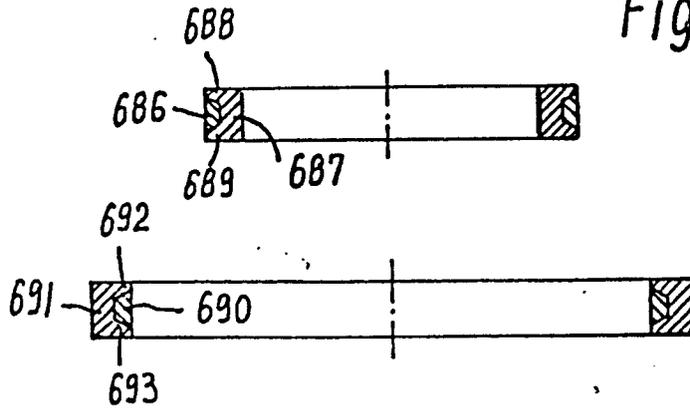


Fig. 71

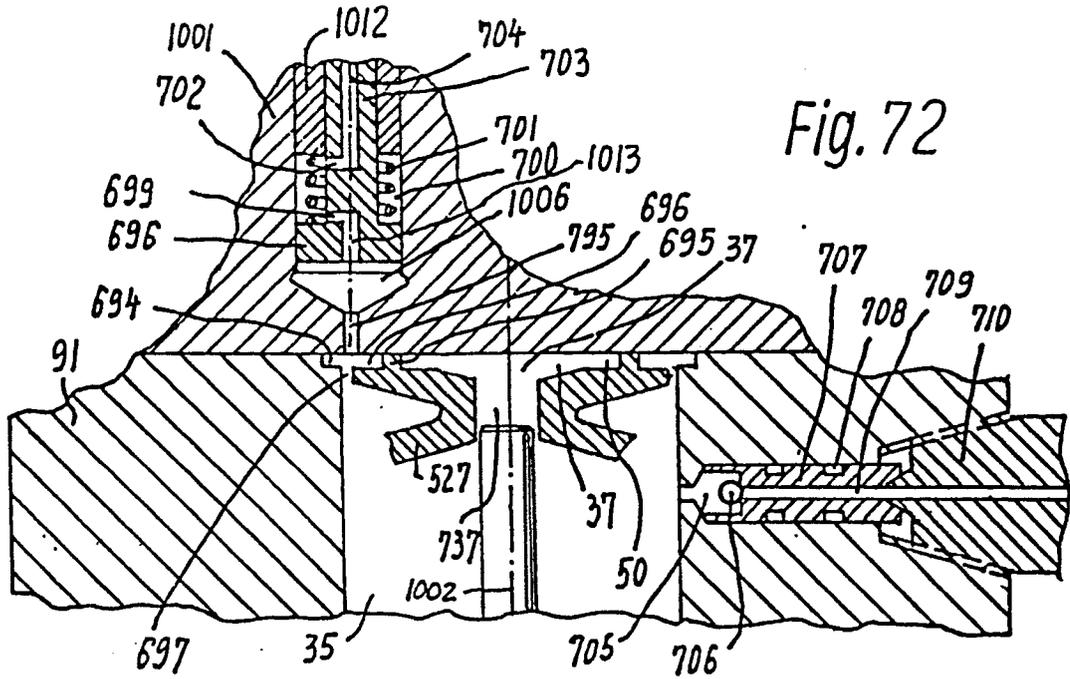


Fig. 72

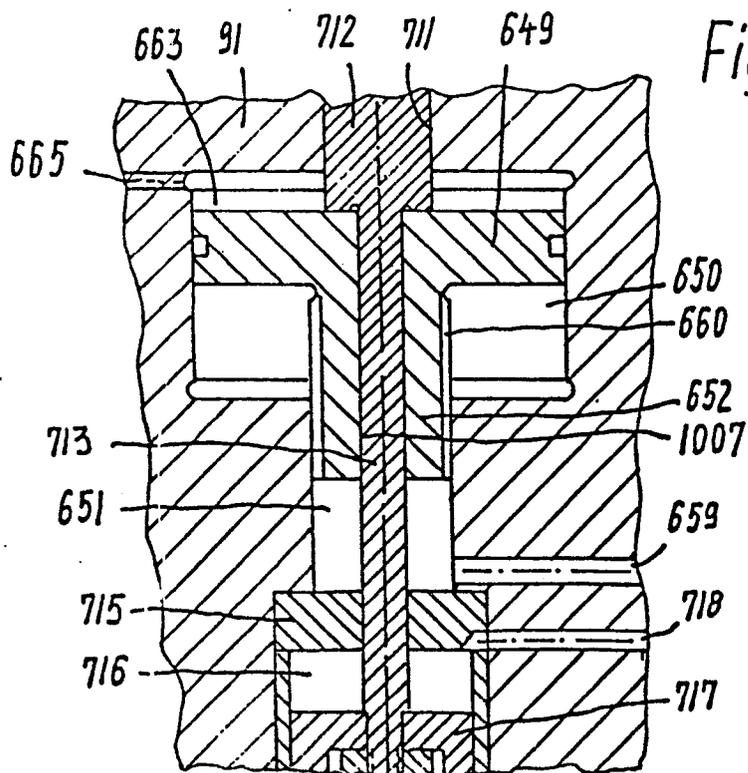


Fig. 73

Fig. 80 0216956

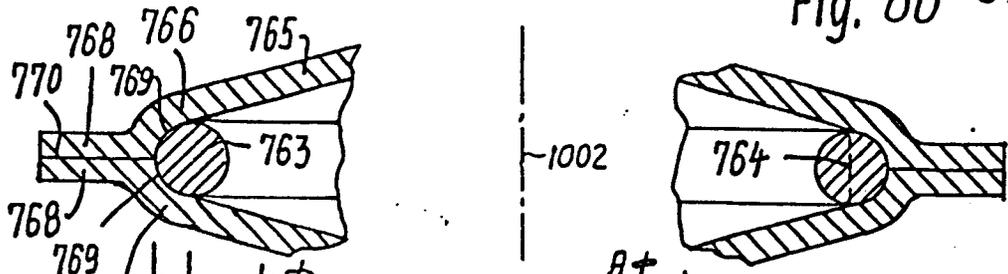


Fig. 81

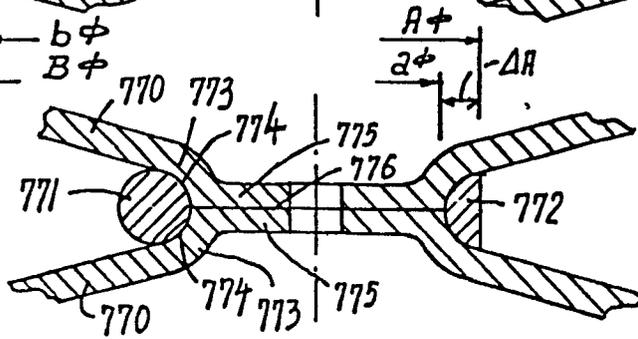


Fig. 82

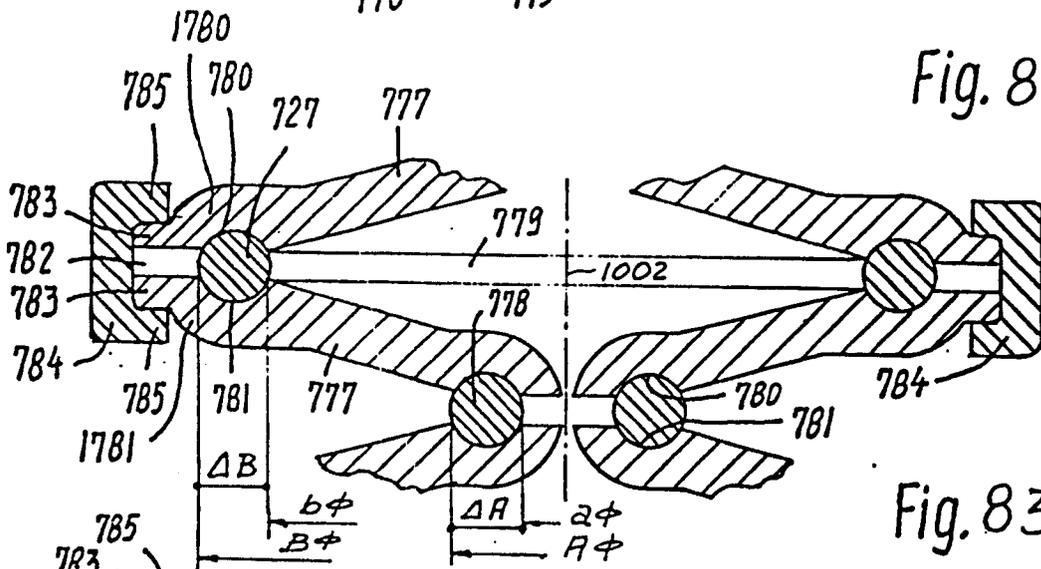


Fig. 83

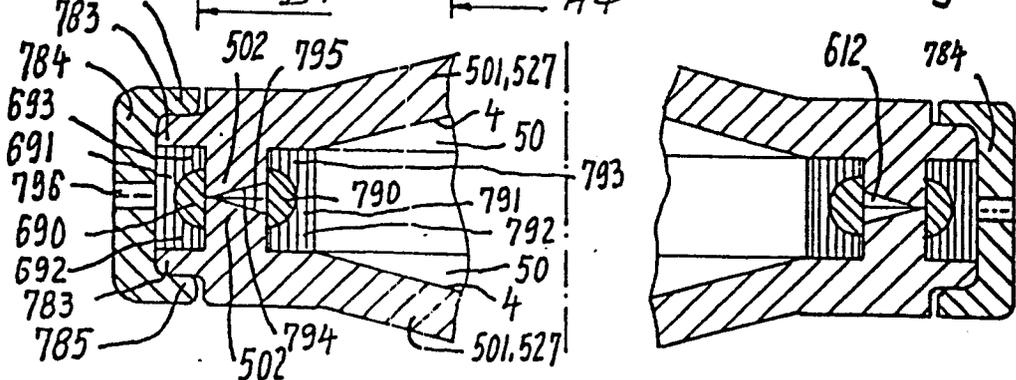
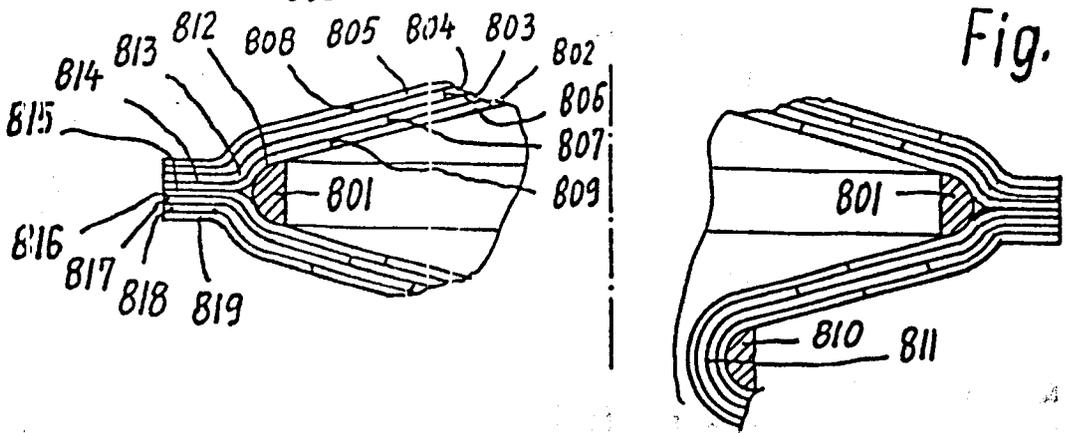
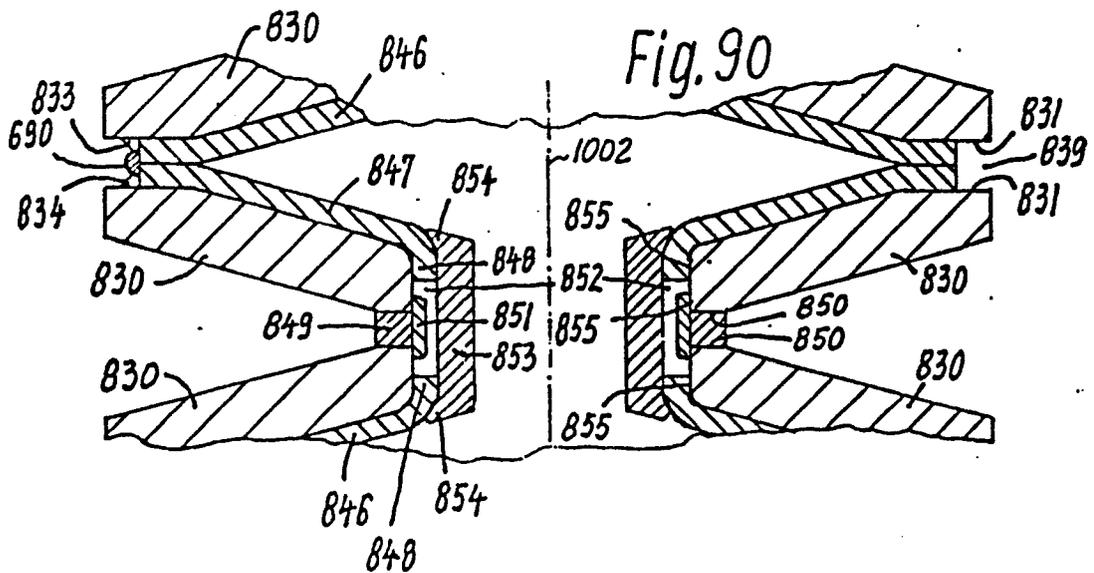
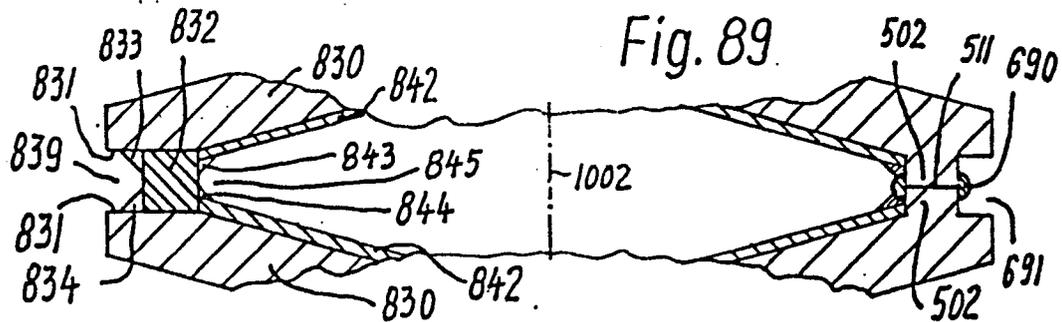
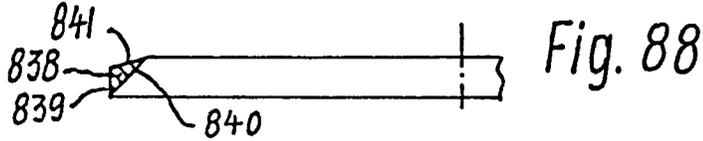
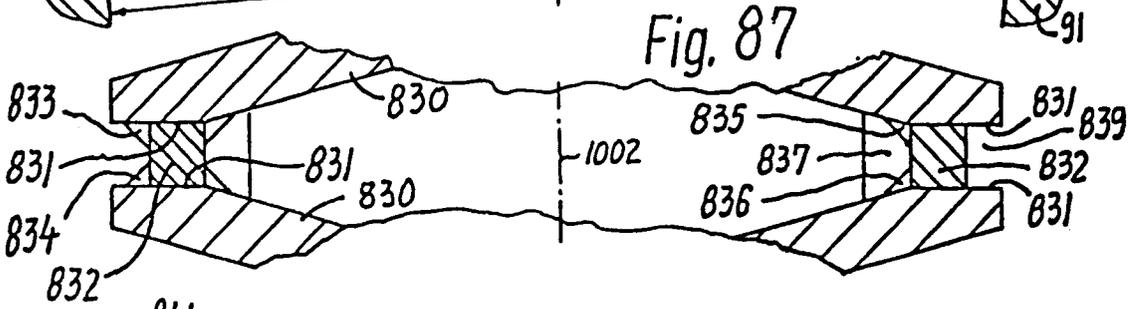
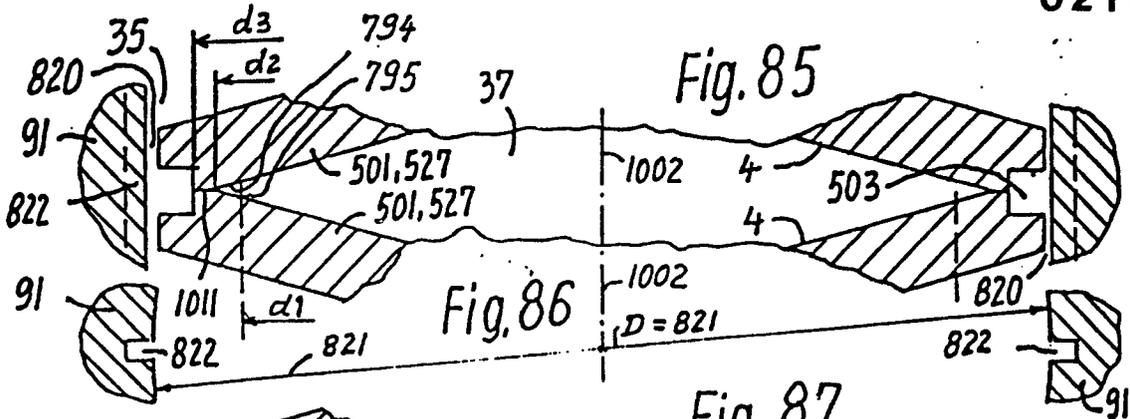


Fig. 84





21/37

0216956

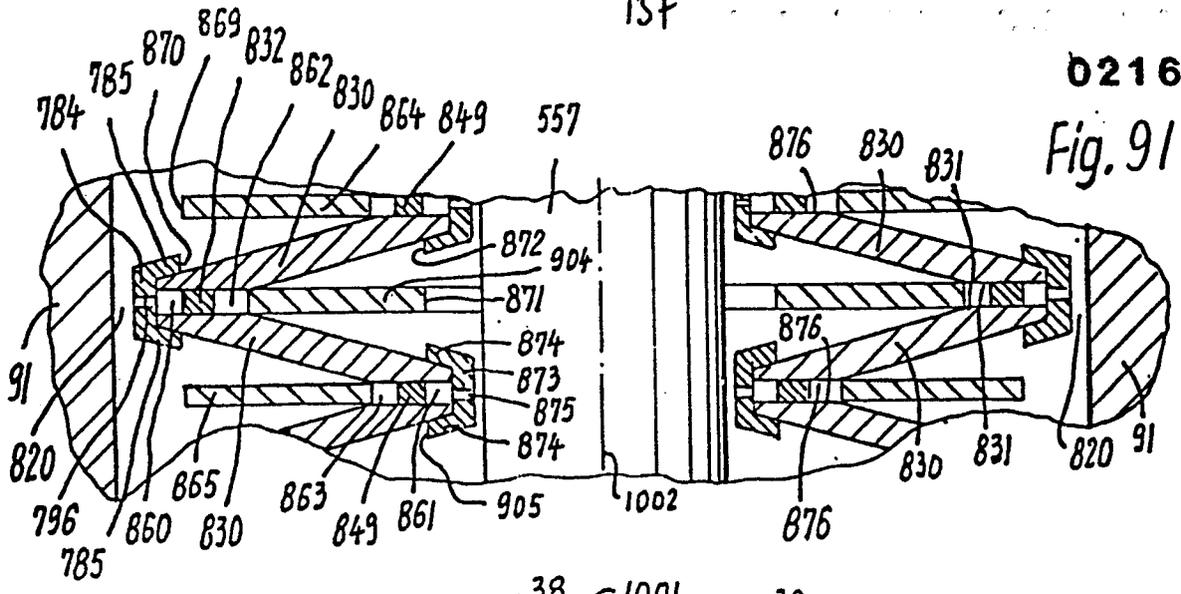


Fig. 91

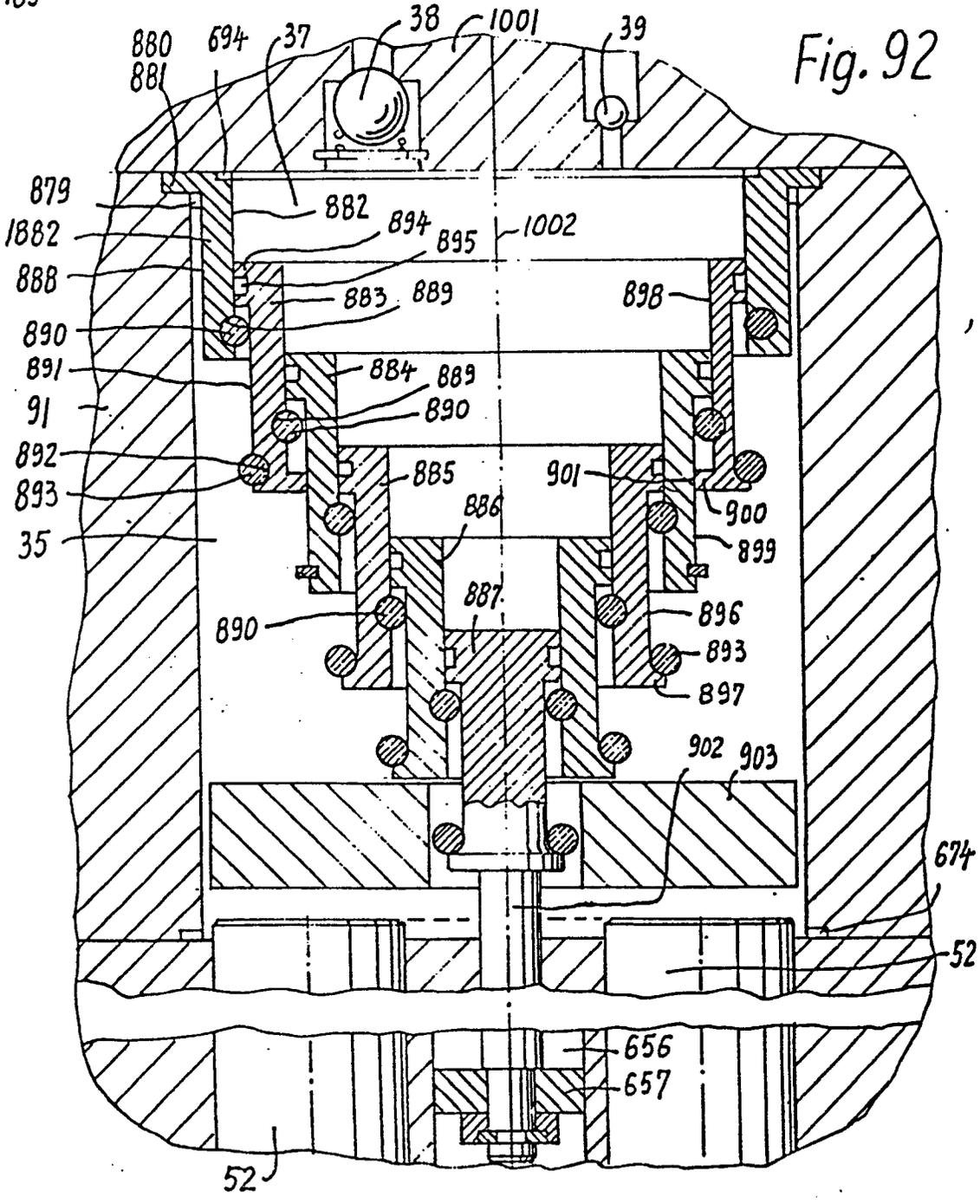


Fig. 92

Fig. 93

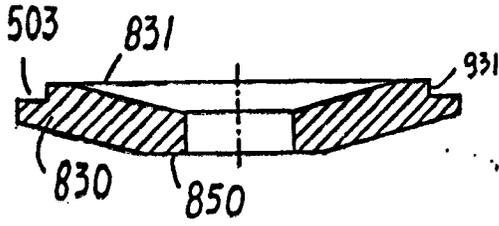


Fig. 94

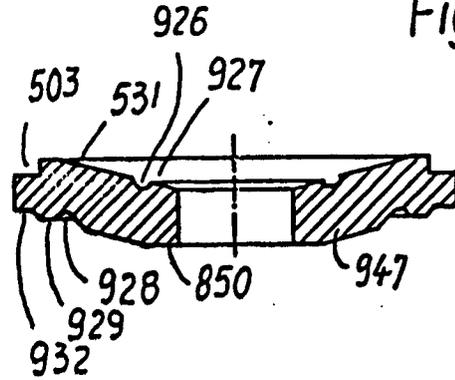


Fig. 95

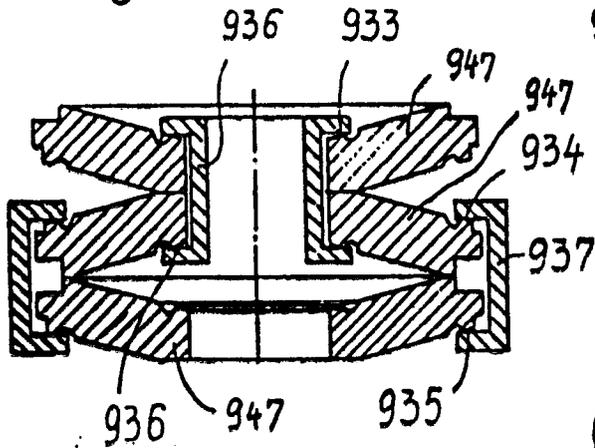
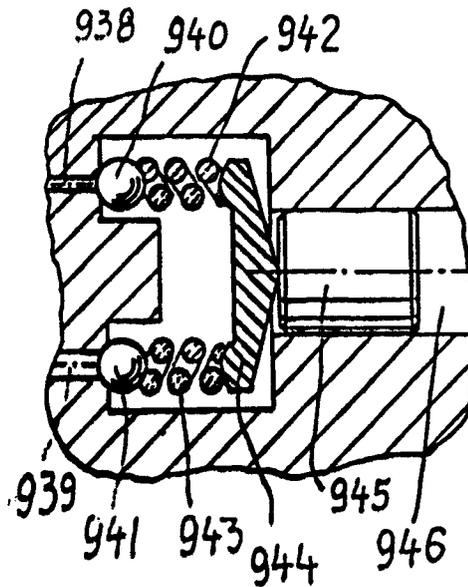


Fig. 96



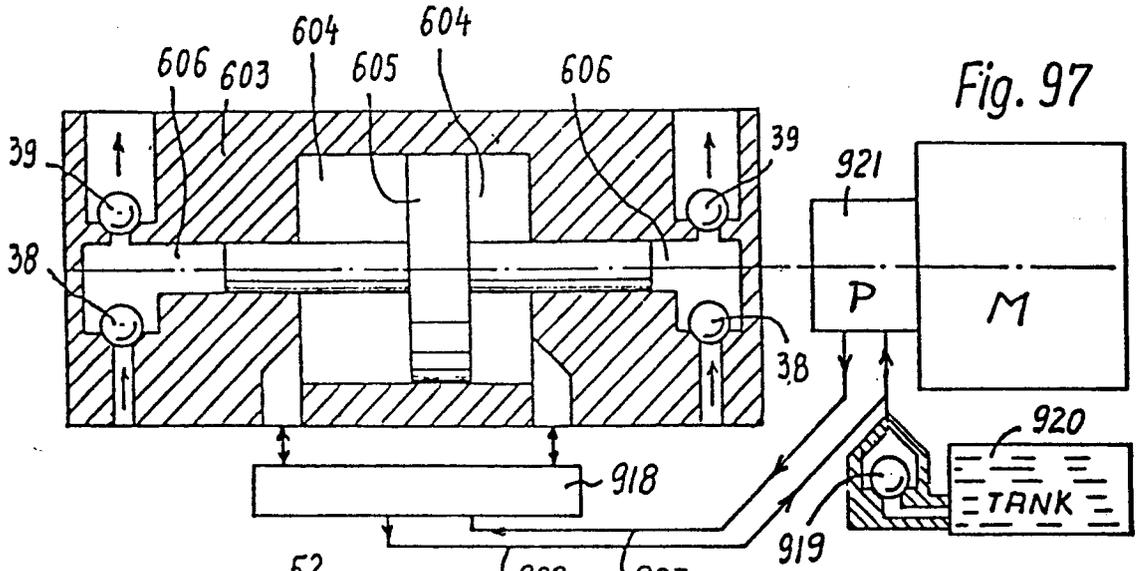


Fig. 97

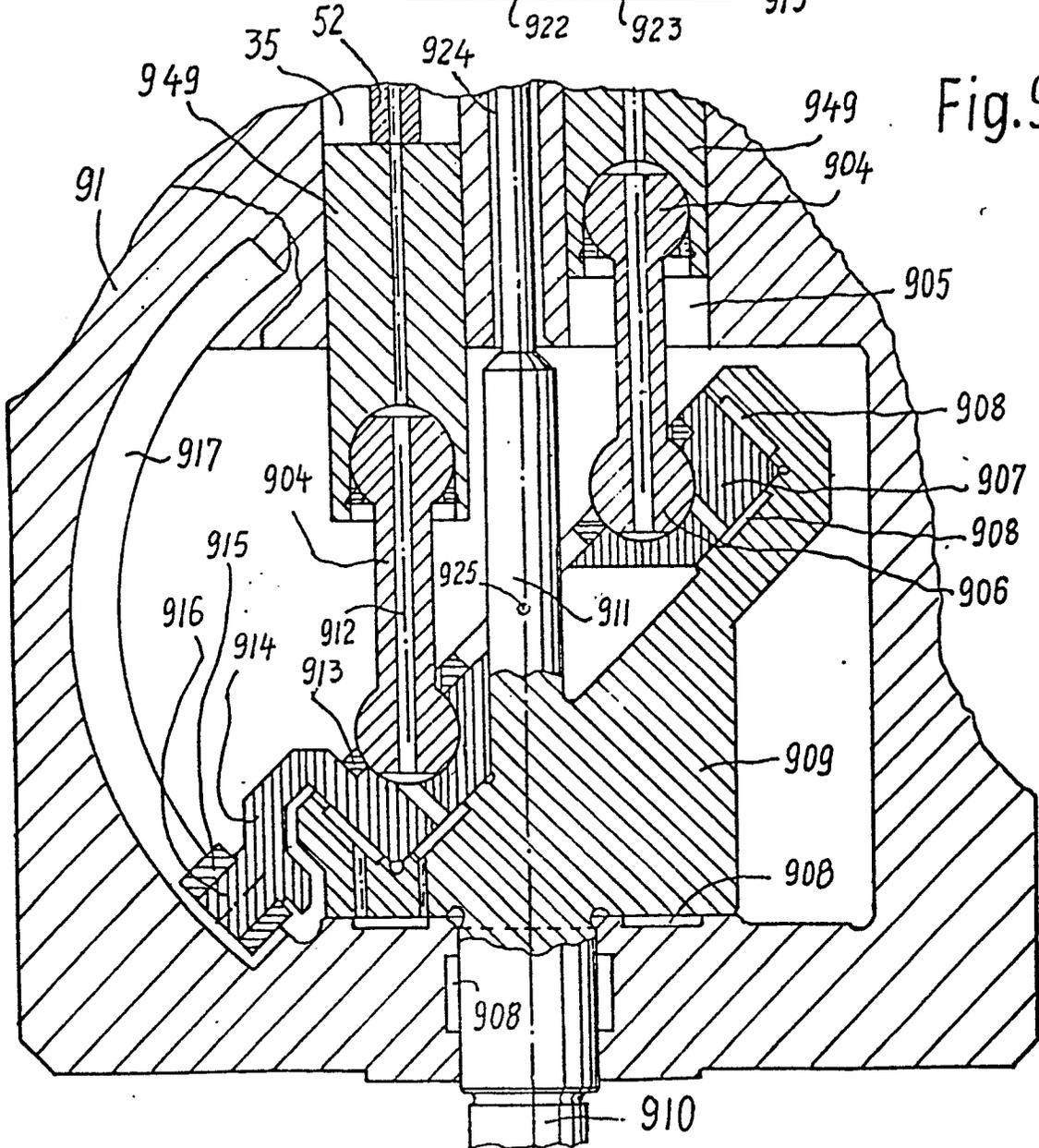


Fig. 98

34/37

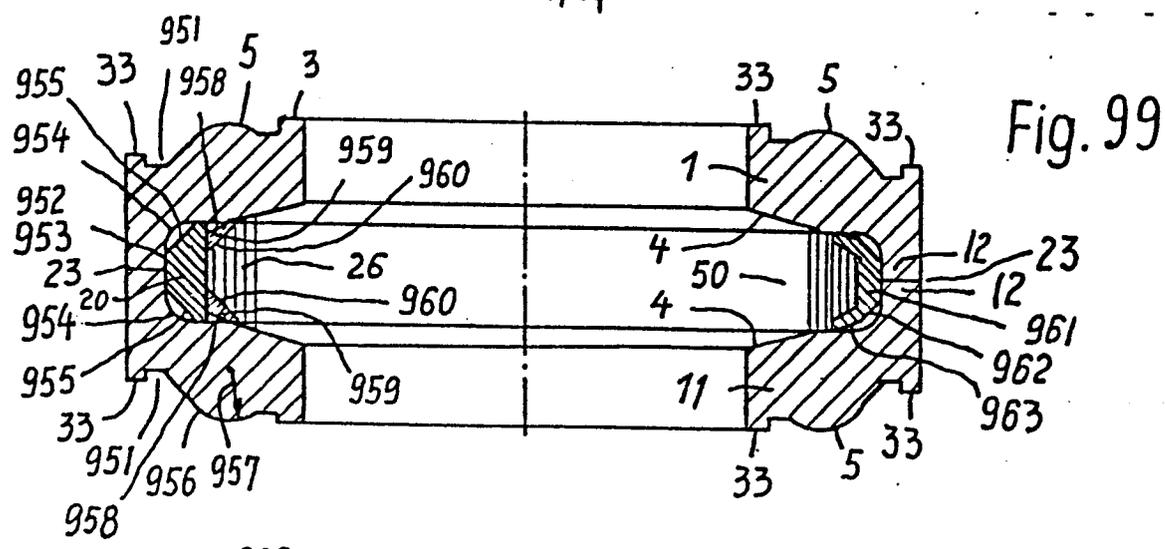


Fig. 99

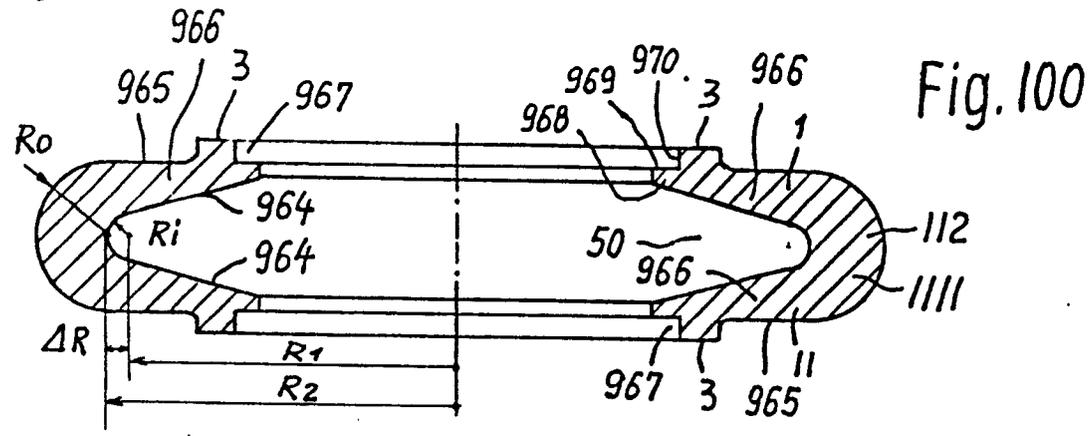


Fig. 100

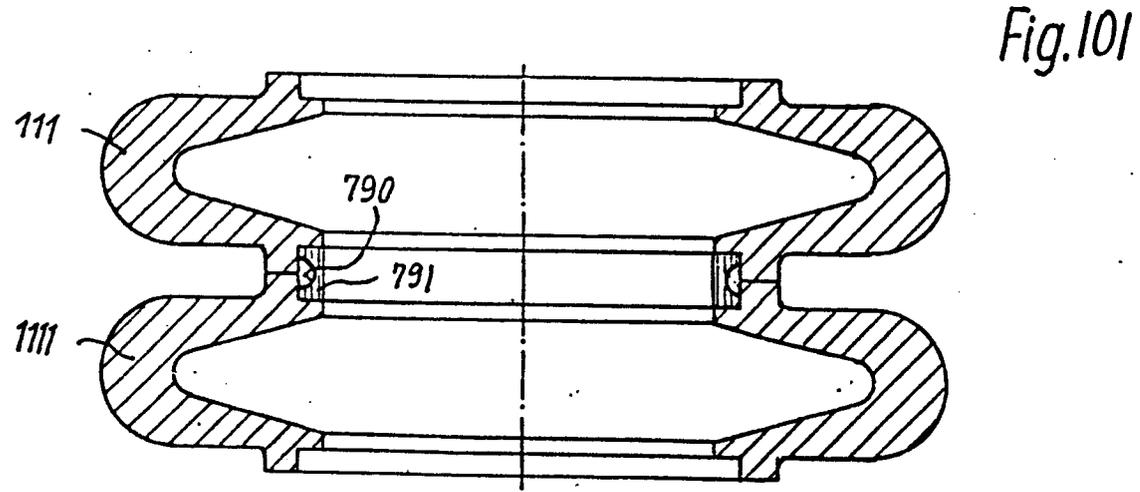


Fig. 101

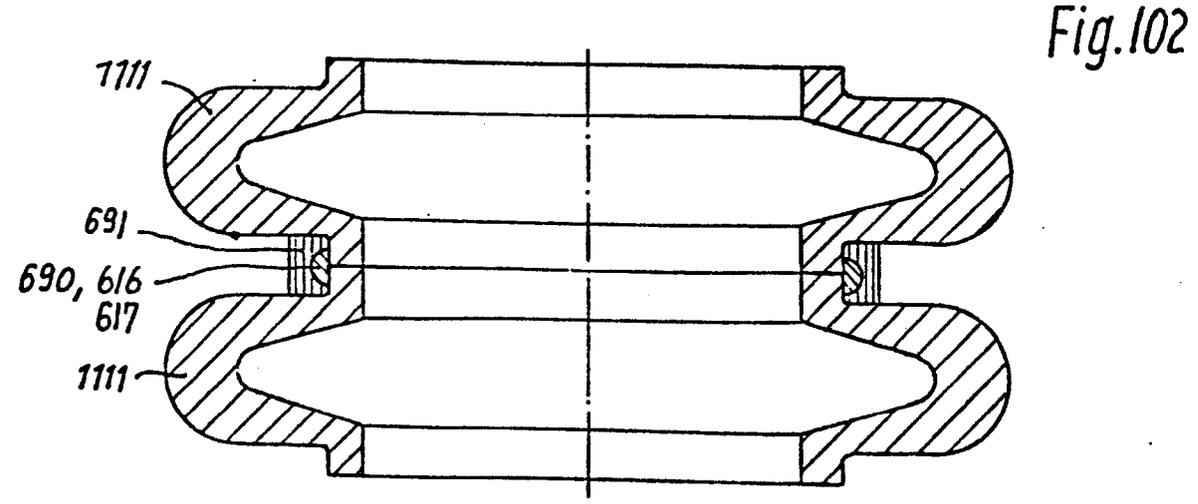


Fig. 102

Fig.103

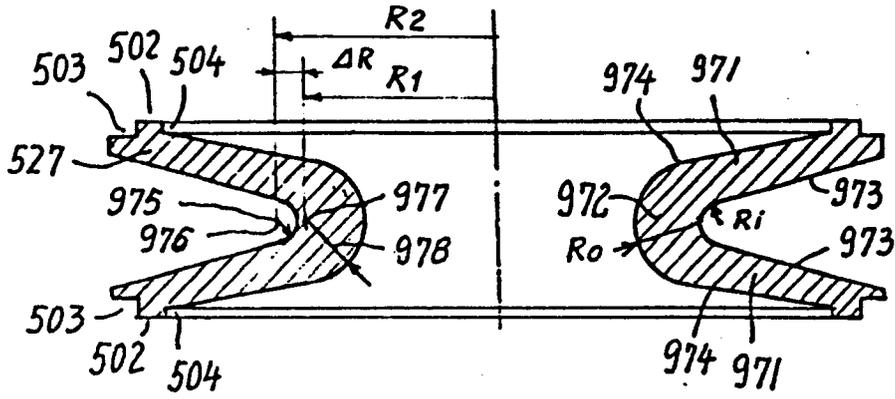


Fig.104

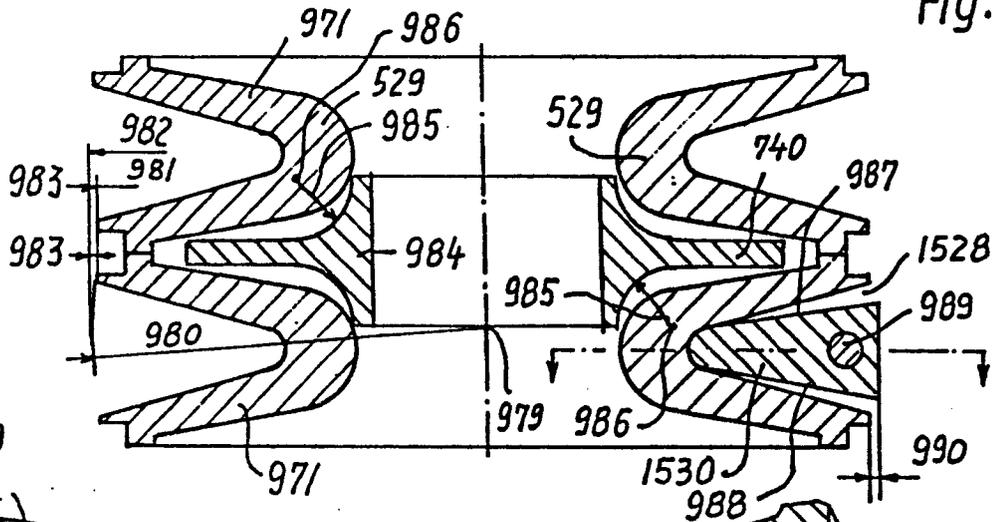


Fig.105

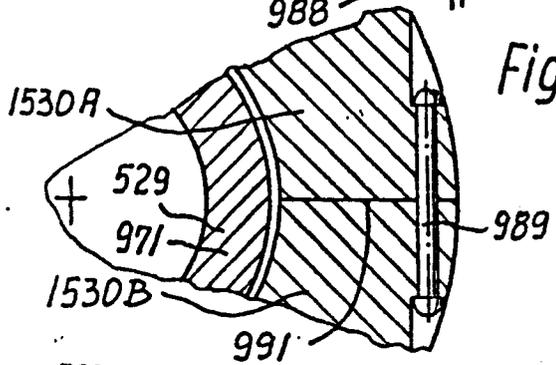


Fig.106

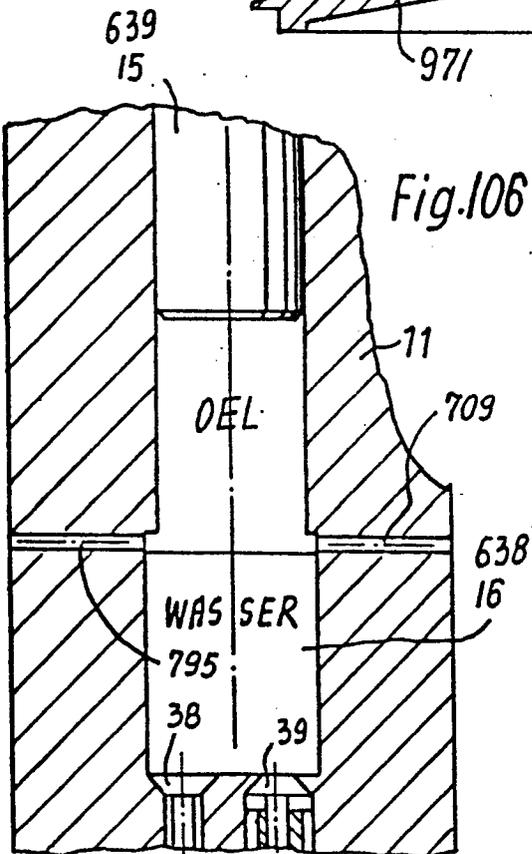
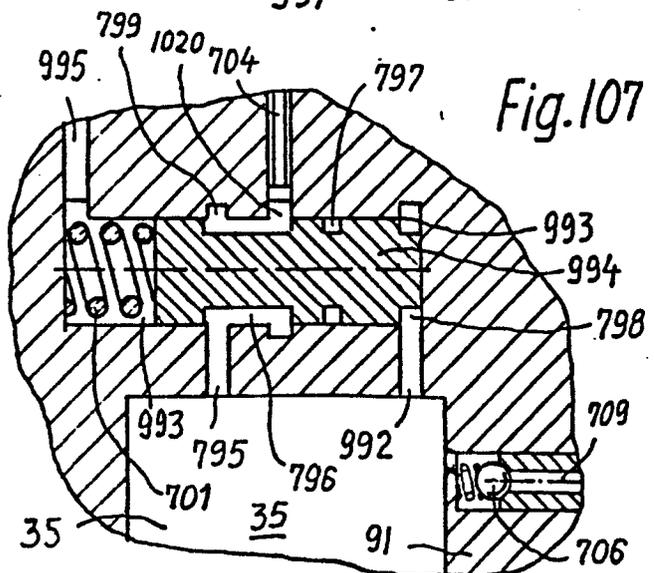


Fig.107



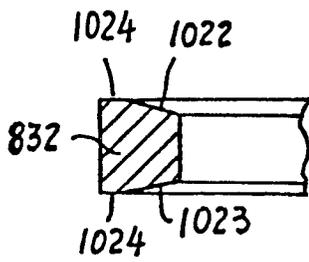


Fig. 108

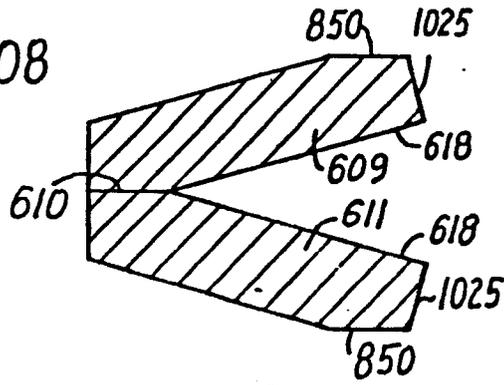


Fig. 109

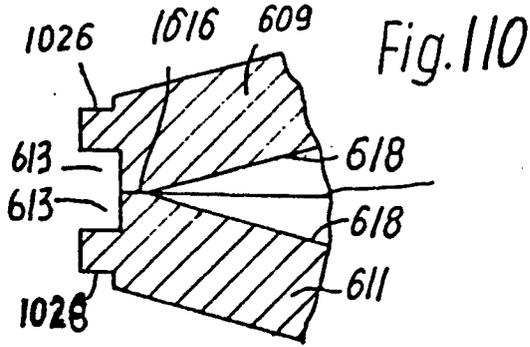


Fig. 110

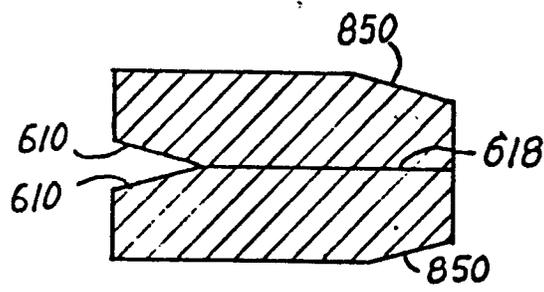


Fig. 111

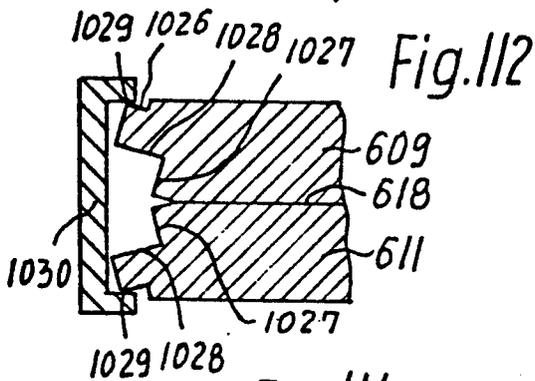


Fig. 112

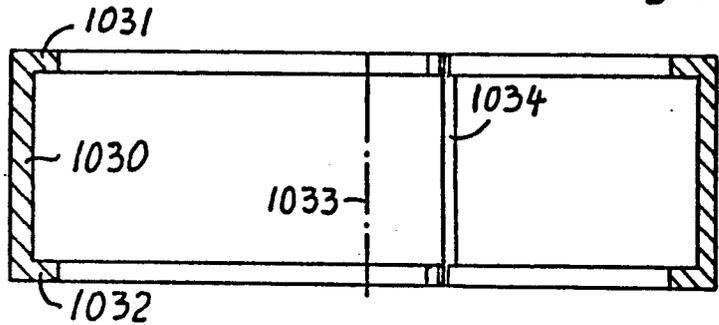


Fig. 113

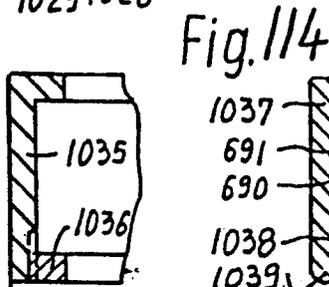


Fig. 114

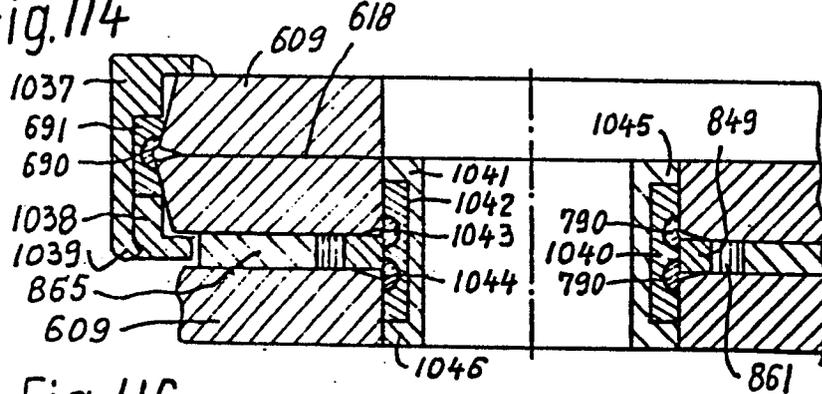


Fig. 115

Fig. 116

Fig. 117

Fig. 118

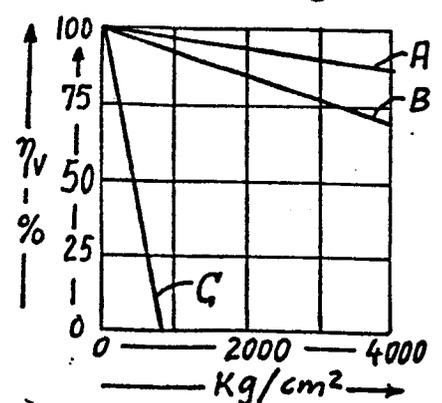
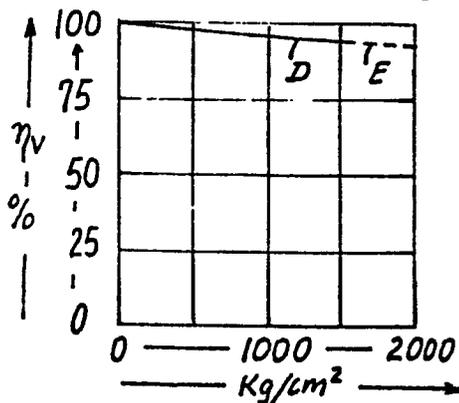
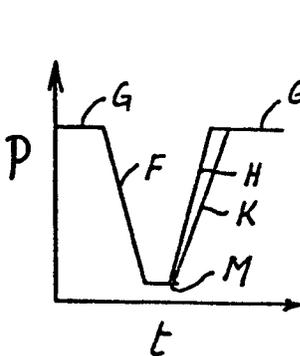


Fig. 119

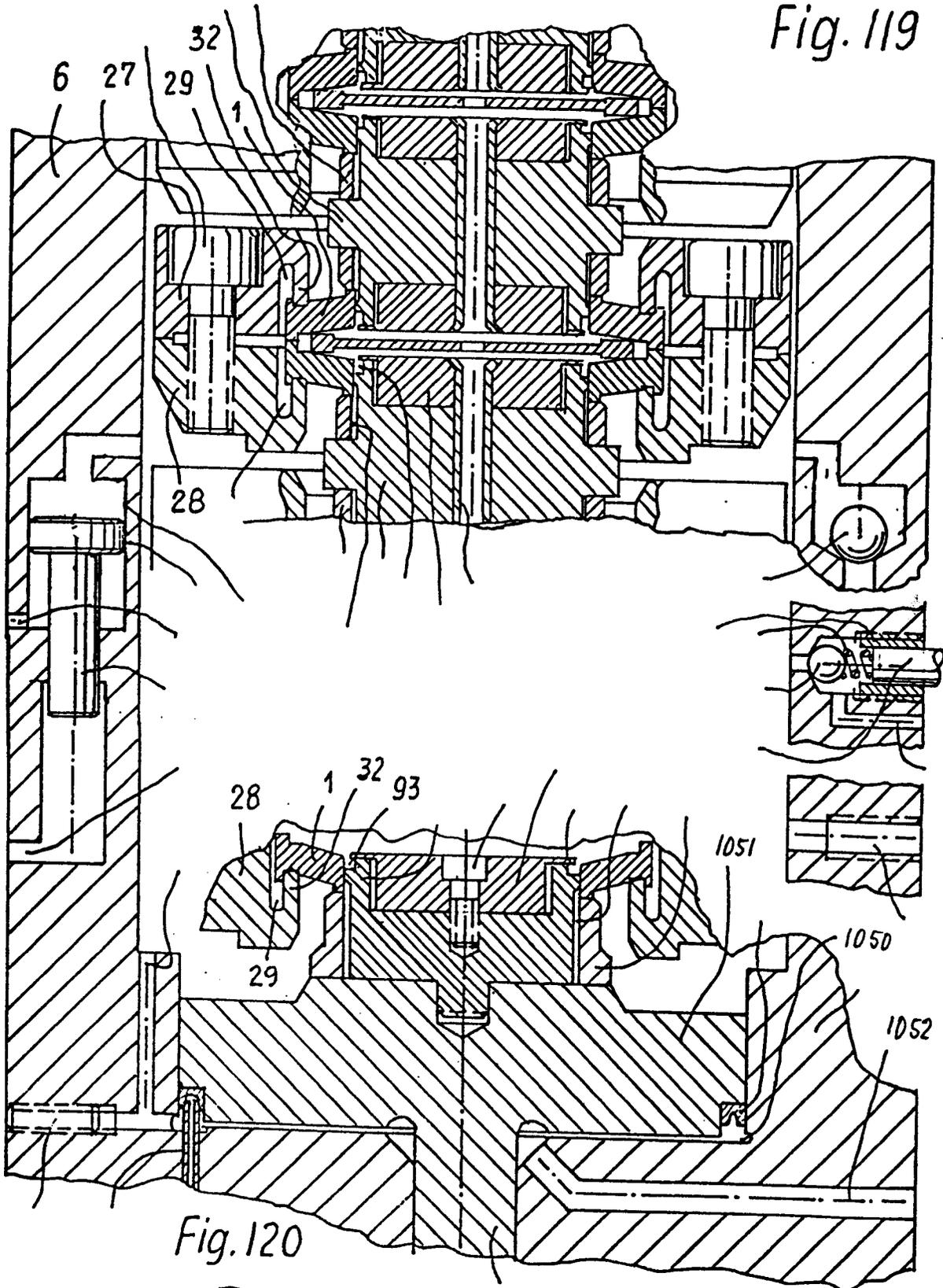


Fig. 120

Fig. 121

