

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21 Anmeldenummer: 82106852.5

51 Int. Cl.³: **F 02 D 15/04**

22 Anmeldetag: 29.07.82

30 Priorität: 04.08.81 CH 5023/81
17.11.81 CH 7383/81

71 Anmelder: **Wankel, Felix, Dr. h.c., Bregenzer Strasse 82, D-8990 Lindau (DE)**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung: 16.02.83
Patentblatt 83/7

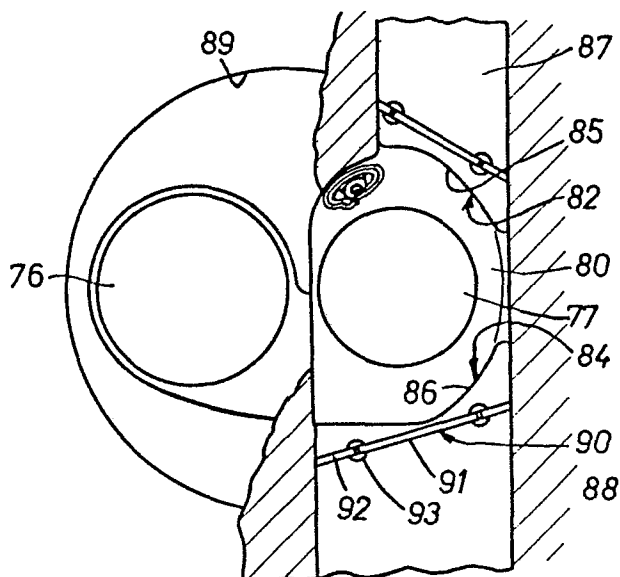
72 Erfinder: **Wankel, Felix, Dr. h.c., Bregenzer Strasse 82, D-8990 Lindau (DE)**

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

74 Vertreter: **Quehl, Horst Max, c/o EGLI PATENTANWAELTE Horneggstrasse 4, CH-8008 Zürich (CH)**

54 **Hub- oder Rotationskolbenmaschine mit grössenveränderlichem Endverdichtungsraum.**

57 Der Endverdichtungsraum (80) einer Kolbenmaschine ist durch Schieber (87, 88), die in ihn hinein- und herausbewegbar sind, grössenveränderlich, um in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Maschine eine optimale Endverdichtung zu erhalten. Dadurch, daß diese Teile einen von der Kreisform abweichenden Querschnitt aufweisen, lassen sich ihre Stirnflächen (85, 86) optimal an eine erwünschte Form des Endverdichtungsraumes anpassen. Die Abdichtung dieser im Querschnitt nicht kreisförmiger Schieber (87, 88) erfolgt durch eine aus Dichtleisten (91, 92) und Stoßstellenverschlüssen (93) gebildete Dichtgrenze (90).



Hub- oder Rotationskolbenmaschine mit grössenveränderlichem Endverdichtungsraum

Die Erfindung betrifft eine Hub- oder Rotationskolbenmaschine mit im Ruhe- oder Betriebszustand grössenveränderlichem Endverdichtungsraum, wobei die Grössenveränderung desselben durch ein in ihn hinein- bzw. herausbewegliches Teil erfolgt.

Seit den Anfängen der Entwicklung von Hubkolbenmaschinen wurden bereits zahlreiche verschiedenartige Konstruktionen vorgeschlagen, um das Verdichtungsverhältnis von Hubkolbenmotoren auch während des Betriebs zu verändern und eine Verbesserung des Wirkungsgrades zu erzielen. Die Abhängigkeit zwischen Verdichtungsverhältnis und dem Wirkungsgrad ist in der Fachliteratur in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern durch Diagramme ausführlich beschrieben (vgl. z.B. "Hütte", 28. Aufl., S. 720 - 723). Bereits in der FR-PS 443 692 aus dem Jahre 1912 wird ein Mechanismus beschrieben, durch den der Endverdichtungsraum in Abhängigkeit von der Motordrehzahl durch einen verstellbaren, im Zylinderkopf angeordneten Gegenkolben grössenveränderlich ist. Die Verwendung eines Gegenkolbens mit gleichem Durchmesser wie der Arbeitskolben erforderte die Anordnung der Ventile in einer mit der Hauptverbrennungskammer in Verbindung stehenden Vorkammer. Dieses Konstruktionsprinzip hat jedoch den Vorteil, dass sich die Form der oberen Begrenzungswand des Endverdichtungsraumes durch die Aenderungsbewegung nicht verändert. Auch die US-PS 2 883 974 verwendet dieses Prinzip mit einem Gegenkolben, wobei sogar die Ventile zusammen mit den Gegenkolben beweglich sind. Die Aufwendigkeit und Störanfälligkeit einer solchen Konstruktion sind offensichtlich.

Ein anderes Konstruktionsprinzip zur Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes, ohne dass die Form der Raumwand verändert werden muss, ist beispielsweise durch die DE-OS 1 925 473

und DE-OS 2 632 440 bekannt. Nach diesem Prinzip ist der Kolben des Hubkolbenmotors durch hydraulische Mittel teleskopartig grössenveränderlich.

In der DE-OS 2 404 231 wird sogar vorgeschlagen, den gesamten Zylinderblock während des Betriebs gegenüber dem Kurbelwellenlagerträger zu verschieben, um Aenderungen am Zylinderkopf zu vermeiden.

Für einen Zweitakt-Hubkolbenmotor, d.h. einen Motor, bei dem in der oberen Brennkammerwand des Zylinderkopfes keine mechanisch betätigten Ventile erforderlich sind, wurde weiterhin durch die US-PS 4 148 284 vorgeschlagen, den Zylinder teleskopartig auszuführen, so dass eine innere Zylinderhülse, in der der Kolben gleitet, relativ zum Maschinengehäuse verstellbar ist. Auch bei dieser Konstruktion ändert sich nicht die Form der Brennkammerwand bzw. der Wand des Endverdichtungsraumes. Ein weiterer Vorteil dieser bekannten Konstruktion liegt darin, dass schwierige Dichtprobleme (Spalte 6, Zeilen 38 - 40 der US-PS 4 148 284) vermieden werden konnten, denn das Teil, das eine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses bewirkt, muss nicht gegenüber dem Druck im Verbrennungsraum abgedichtet werden. Die dennoch auftretenden Dichtprobleme für die Abdichtung des Hydrauliksystems unter den auftretenden Temperaturbelastungen sind in dem in der Spalte 6, Zeilen 45 - 48 genannten Aufsatz von W.A. Wallace und F.B. Lux beschrieben.

Ein weiterer umfangreicher Stand der Technik betrifft Konstruktionen, bei denen ein durch übliche Kolbenringe abgedichteter kleinerer Kolben in den Endverdichtungsraum hinein- bzw. aus ihm herausbewegt wird. Die Anordnung eines solchen Kolbens bereitet aufgrund der begrenzten Raumverhältnisse im Zylinderkopf bzw. an der oberen Begrenzungswand des Endverdichtungsraumes grosse Schwierigkeiten, da bereits die Ventilteller des Ein- und Auslassventils und die Zündkerze einen erheblichen Teil der vor-

handenen Oberfläche ausfüllen. Die beschränkten Platzverhältnisse ergeben sich anschaulich z.B. aus den zeichnerischen Darstellungen der DE-AS 2 401 509, die einen achsparallel und seitlich versetzt zum Arbeitskolben angeordneten Steuerkolben zur Aenderung des Kompressionsverhältnisses zum Gegenstand hat. Die erforderlichlich gewordene seitliche Versetzung dieses Steuerkolbens schafft einen die Form des Brennkammerraumes ändernden Nebenraum, so dass der Verbrennungsablauf nachteilig beeinflusst wird.

Durch die FR-PS 2 402 076 ist es bekannt, die Oberfläche der oberen Begrenzungswand des Brennraumes zu vergrössern, indem sie aus zwei im Winkel zueinander stehenden Flächen gebildet ist, so dass ein Steuerkolben zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses einen grösseren Durchmesser aufweisen kann und seine Stirnfläche in seiner Endstellung unmittelbar an den Hauptverbrennungsraum angrenzen kann. Die Anordnung der Zündkerze in diesem Steuerkolben zeigt einen zusätzlichen Weg, die an den Hauptverbrennungsraum angrenzende Stirnfläche des Steuerkolbens zu vergrössern.

Entsprechend der US-PS 2 970 581 und der US-PS 4 104 995 wird aufgrund der erwähnten Schwierigkeiten bei der Anordnung darauf verzichtet, den Steuerkolben für die Veränderung des Verdichtungsverhältnisses an den Hauptverbrennungsraum bzw. an den an den Arbeitskolben angrenzenden Raum angrenzen zu lassen. Diese Konstruktionen führen zu einer nachteiligen uneinheitlichen Form des Gesamtraumes, in dem die Verbrennung stattfindet.

Bei sämtlichen der sehr zahlreichen bisher bekanntgewordenen Konstruktionen, bei denen die Veränderung der Grösse des Verdichtungsendraumes durch ein sich in ihn hinein- bzw. herausbewegendes Teil erfolgt, besteht dieses Teil aus einem kreiszylindrischen Kolben. Die kreisförmige Querschnittsform des Kolbens hat den Nachteil, dass die dem Boden des Arbeitskolbens

gegenüberliegende Wand des Verdichtungsraumes nur zu einem geringen Teil unter Berücksichtigung der Anordnung der Ventilquerschnitte für die zusätzliche Anordnung dieses Kolbens ausgenutzt werden kann, ohne dass die Form des Endverdichtungsraumes durch Nebenräume ungünstig verändert wird. Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, diesen Nachteil zu vermeiden und eine Hub- oder Rotationskolbenmaschine mit einem grössenveränderlichen Endverdichtungsraum so zu gestalten, dass durch diese Grössenveränderung keine wesentlich nachteilige Veränderung der Form des Verdichtungsraumes entsteht.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt dadurch, dass mindestens ein solches bewegliches Teil für die Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes vorhanden ist, das einen von der Kreisform abweichenden Querschnitt aufweist. Das Abweichen von der kreisförmigen Querschnittsform hat den Vorteil, dass der Querschnitt bzw. die Stirnflächengrösse des beweglichen Teiles vergrössert und freier gestaltet werden kann. Die mögliche wesentliche Vergrösserung des Querschnittes hat den Vorteil, dass die Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes durch eine verhältnismässig kleine Hubbewegung des beweglichen Teiles erreichbar ist und entsprechend bei maximal aus dem Endverdichtungsraum herausbewegtem Teil eine unwesentliche Veränderung der Form des Endverdichtungsraumes entsteht.

Insbesondere ist es bei freierer Gestaltungsmöglichkeit der Stirnfläche des beweglichen Teiles zur Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes möglich, optimale Gestaltungen des Endverdichtungsraumes hinsichtlich des Verbrennungsablaufes bei Motoren vorzunehmen oder beizubehalten.

Die zahlreichen innerhalb der letzten 70 Jahre entwickelten Konstruktionen zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses an Hubkolbenmotoren, von denen im vorangehenden nur einige genannt wurden, zeigen deutlich, dass es bisher nicht für möglich

angesehen wurde, bei einem hin- und herbeweglichen Teil zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses von der üblichen Kolbenform abzuweichen, insbesondere wenn schwierige Dichtprobleme auftreten. Trotz der zahlreichen genannten Vorschläge ist bisher noch keine Konstruktion bekannt geworden, die sich im Betrieb bewährt hat. In einem neueren Aufsatz in der "Motortechnische Zeitschrift", 42(1981) 10, ist auf Seite 427 darauf hingewiesen, dass eine variable Geometrie des Verbrennungsraumes nur langfristig als realisierbar angesehen wird, insbesondere wenn ein Brennraum gefunden werden muss, der optimal hinsichtlich Verbrauch und Emissionen arbeitet und nicht zum Verköken neigt.

Die Abdichtung des beweglichen Teiles zur Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes gegenüber seinen Umwandlungen erfolgt in bevorzugter Ausführungsform der Erfindung mittels einer aus Dichtleisten und Stossstellenverschlüssen gebildeten Dichtgrenze. Insbesondere kann das bewegliche Teil quer zu seiner Bewegungsrichtung auch einen eckigen Querschnitt aufweisen, wobei es möglich ist, die Stirnwand des beweglichen Teiles entsprechend einer betriebsbedingt optimalen Form des Endverdichtungsraumes zu gestalten. Die optimale Form in jeder Verstellposition des beweglichen Teiles kann gemäss der Erfindung auch durch mehrere gleich oder verschieden geformte bewegliche Teile erreicht werden. Eine weitere Beeinflussung der Form des Endverdichtungsraumes ist durch die von seinem Querschnitt abhängige Weglänge möglich. Bei Verwendung mehrerer beweglicher Teile können die Bewegungsstellen oder Weglängen auch unterschiedlich gewählt werden. Eine bevorzugte Sonderform der Bewegungsrichtung verschiedener beweglicher Teile entspricht der Bewegung in einer gleichen Ebene, wobei die Bewegung zweier Teile zangenartig erfolgen kann.

Die Bewegung des mindestens einen beweglichen Teiles kann stufenlos durch einen Stellantrieb zwischen zwei Grenzpositionen

erfolgen, wobei vorzugsweise die Antriebsübertragung entgegen der Kraft aufgrund des Druckes im Verdichtungsraum selbsthemmend ist.

Eine vorteilhafte Anwendung der Erfindung ist beispielsweise am Läufer einer Drehkolbenmaschine oder einer Kreiskolbenmaschine möglich, wobei die Verstellbewegung auch auf mechanische Art auf den Drehkolben oder den Kreiskolben übertragen werden kann.

Im folgenden wird die Erfindung anhand von in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt:

- Fig. 1 eine teilweise geschnittene schematische Darstellung einer Rotationskolbenmaschine mit zahnartig ineinandergreifenden Läufern,
- Fig. 2 einen Ausschnitt aus der Darstellung der Fig. 1 mit zurückgezogener Position der an den Verdichtungsraum angrenzenden Schieber,
- Fig. 3 einen Teilquerschnitt durch einen Otto-Motor im Bereich des Zylinderkopfes mit einer schematischen Darstellung eines Stellantriebes für einen Schieber,
- Fig. 4 einen Teilquerschnitt des Otto-Motors nach Fig. 3 zur Darstellung der Gestaltung der oberen Wand des Verdichtungsraumes,
- Fig. 5 eine Teilschnittdarstellung eines Schiebers mit lösbaren Blockierorganen,
- Fig. 6 einen Teilquerschnitt durch einen Otto-Motor im Bereich des Zylinderkopfes mit einem von zwei in einer Ebene senkrecht zur Zylinderachse verschiebbaren Brennraumveränderer,

Fig. 7 eine teilweise entlang der Linie VI-VI der Fig. 6 geschnittene Teilansicht des Zylinderkopfes,

Fig. 8 - 10 vereinfachte Darstellungen entsprechend Fig. 7 von drei verschiedenen Verstellpositionen der Brennraumveränderer in Richtung der Verkleinerung des Brennraumes, ausgehend von der Position nach Fig. 7,

Fig. 11 eine perspektivische Darstellung einer Anordnung von Teilen einer Dichtgrenze,

Fig. 12 - 15 perspektivische Darstellungen von zueinander angeordneten Teilen einer teilweise dargestellten Dichtgrenze,

Fig. 16 einen Querschnitt durch den Läufer einer Kreiskolbenmaschine,

Fig. 17 einen Querschnitt entlang der Linie XVI-XVI der Fig. 16, und

Fig. 18 eine Darstellung entsprechend Fig. 17 einer anderen Ausführungsform der Antriebsübertragung zur Verstellung der Brennraumveränderer.

Die Rotationskolbenmaschine nach den Fig. 1 und 2 hat einen Kolbenläufer 2 und einen Absperrläufer 3, die um zueinander parallele Achsen 4 und 5 im gegenläufigen Sinn in einem Gehäuse 1 umlaufen. Der Kolbenläufer 2 dreht sich doppelt so schnell wie der Absperrläufer 3, so dass jeweils einer der Kolben 6, 7 zahnradartig in Eingriff in eine Lücke 8 des Absperrläufers 3 gelangt. Die Fig. 1 zeigt den Kolbenläufer 2 in der Position maximaler Kompression, so dass der Verdichtungsraum 10 dem Raum entspricht, der zwischen dem Kolben 6 und der Lücke des Absperrläufers eingeschlossen ist. Eine der beiden Zündkerzen des Kol-

benläufers ist durch Strichlinien 12 angedeutet. In Umfangsrichtung ist der Verdichtungsraum 10 durch Dichtleisten 13, 14 abgedichtet, wie sie in der DE-OS 3 005 694 des gleichen Anmelders beschrieben sind. Die Abdichtung gegenüber den ebenen Gehäuseseitenwänden erfolgt durch Dichtstreifen 15, wie sie für Rotationskolbenmaschinen allgemein bekannt sind.

Um bei dieser Rotationskolbenmaschine den Verdichtungsraum 10 auf erfindungsgemässe Weise in seiner Grösse verändern zu können, ist mindestens ein Teil seiner an dem Absperrläufer 3 vorgesehenen Wand 16 durch die Stirnfläche eines Schiebers 18 gebildet. Diese Stirnfläche ist entsprechend der Kinematik der Kreiskolbenmaschine geformt, während die in einem Führungskanal 20 geführten Seitenwände des Schiebers parallel zueinander verlaufen. Die Schieberseitenwände sind gegenüber der Fläche des Führungskanals 20 durch Dichtgrenzen 22 abgedichtet, wie sie an sich für Kreiskolbenmaschinen bekannt sind. Die Fig. 1 und 2 zeigen den Schieber 18 in zwei Grenzpositionen, wobei entsprechend Fig. 1 der Verdichtungsraum am kleinsten und nach Fig. 2 der Verdichtungsraum am grössten ist.

Im zentralen Teil des Absperrläufers 3 ist eine Stellmechanik für die vier Schieber 18 angeordnet. Jeder Schieber 18 hat starr mit ihm verbundene Gewindebolzen 24, 25, wobei die Gewindesteigung der Gewindebolzen des diametral gegenüberliegend angeordneten Schiebers entgegengesetzt gerichtet ist. Entsprechend bewirkt die Verdrehung der Gewindehülsen 27, 28, in die die Gewindebolzen 24, 25 zweier Schieber von beiden Seiten eingreifen, eine gleichzeitige Bewegung der gegenüberliegend angeordneten Schieber 18 radial nach aussen oder radial nach innen. Am Umfang der Gewindehülsen 27, 28 ist ein Zahnrad 30 angeformt, in das eine Zahnstange 32 eingreift, die sich zwischen den beiden Gewindehülsen befindet. Es versteht sich, dass auch die Gewindebolzen 24, 25 eines Schiebers 18 eine entgegengesetzte Gewindesteigung aufweisen müssen, da die Bewegung der Zahnstange die

Gewindehülsen 27, 28 in entgegengesetzte Richtungen dreht.

Die Zahnstange hat einen quadratischen Querschnitt und auf jeder ihrer Aussenfläche eine Verzahnung 33. Die in der Querschnittsdarstellung der Fig. 1 und 2 nicht in Eingriff mit einem Zahnrad 30 befindlichen Verzahnungen der Zahnstange dienen der Bewegung gleichartiger Gewindehülsen 27 und Gewindebolzen 24', 25', die in axialem Abstand und um 90° versetzt zu der dargestellten Anordnung sich befinden.

Da sich die Zahnstange 32 ebenso wie die dargestellte Stellmechanik zusammen mit dem Sperrläufer 30 dreht, ist ein nicht dargestelltes Ende der Zahnstange mit einem kreisförmigen Querschnitt versehen, an dem ein Verstellorgan in Schleifkontakt angreifen kann. Der zylindrische Teil der Zahnstange 5 kann eine Umfangsnut haben, in die ein Gleitstein eingreift oder eine umlaufende, im Querschnitt zahnförmige Profilierung, in die ein Zahnrad eines Verstellantriebes eingreift. Derartige Konstruktionen für die Axialverschiebung einer sich drehenden Welle sind in verschiedenen Ausführungsformen bereits bekannt.

Die Fig. 3 und 4 zeigen ein Beispiel der Anwendung der Erfindung an einem nach dem Ottoprozess arbeitenden Hubkolbenmotor, wobei insbesondere der Stellantrieb für den Schieber nur schematisch dargestellt ist. Im Zylinderkopf 35 ist ein geneigt verlaufender Führungskanal 36 für einen Schieber 37 vorgesehen, der die Aufgabe hat, in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen eine optimale Anpassung der Grösse des Verdichtungsraumes 38 vorzunehmen. Der Führungskanal 36 und entsprechend auch der Schieber 37 haben zueinander parallele Seitenwände, und die Abdichtung des Schiebers gegenüber dem Führungskanal kann durch Dichtgrenzen 39 erfolgen, wie bereits zum Beispiel nach Fig. 1 erwähnt wurde. Die geneigte Anordnung des Schiebers 37 im Zylinderkopf ist vorteilhaft hinsichtlich der Abdichtung durch die Zylinderkopfdichtung 40 und die Führung von Kühlwasser von den Hohlräumen 41 bzw.

42 über Oeffnungen 43, 44 durch den Führungskanal, so dass der hohl ausgeführte Schieber 37 von innen gekühlt ist.

Für die Bewegung des Schiebers 37 relativ zum Verdichtungsraum 38 ist im dargestellten Ausführungsbeispiel ein Hydraulikantrieb 45 mit Hydraulikzu- und ableitungen 46, 47 vorgesehen, die seitlich am Zylinderkopf mittels Schrauben 48 befestigt sind, es versteht sich jedoch, dass verschiedenartige Stellantriebe verwendbar sind, wie z.B. auch ein elektromotorischer Antrieb, der über eine Gewindespindel die Hin- und Herbewegung des Schiebers 37 ausführt. Die Verwendung einer Gewindespindel oder von Gewindebolzen entsprechend der Darstellung in Fig. 1 hat den Vorteil, dass auch gegen höchste Drücke in dem Verdichtungsraum 38 eine Selbsthemmung vorhanden ist.

Eine Sicherung der Position des Schiebers entgegen den Drücken im Verdichtungsraum 38 kann jedoch auch beispielsweise durch mindestens eine Keilleiste 50 bzw. einen Hemmschuh erreicht werden. Die Fig. 5 zeigt hierfür in schematischer Darstellung ein Beispiel für eine entsprechende Anordnung zwischen einem Schieber 37' einer Keilleiste 50 und einem Stellorgan 52'. Das Stellorgan entspricht beispielsweise der Kolbenstange 52 des Stellantriebs 45 nach Fig. 3. Zwischen dem Stellorgan 52' und der Keilleiste 50 angeordnete Federn 54 drücken die Keilleiste 50 gegen die Keilfläche 55 des Schiebers 37', so dass sich auch ein Andruck der Aussenfläche 56 der Keilleiste gegen die Seitenfläche 57 des Führungskanals ergibt, in dem der Schieber 37' angeordnet ist. Die zwischen den Flächen 56 und 57 resultierende Reibungskraft verhindert eine Verschiebung der Keilleiste, und die Reibungskraft erhöht sich entsprechend der in Richtung des Pfeiles 58 auf den Schieber 37' wirkenden Kraft. Beim Rückziehen des Schiebers durch das Stellorgan 52' greift dieses zuerst an der Keilleiste 50 an, zieht diese aus dem Keilspalt, und erst anschliessend überträgt die Keilleiste die Bewegung auf den Schieber 37'. Für die hierfür erforderliche Verbindung sind

Nuten 59, 61 in dem Schieber und der Keilleiste vorgesehen, in die Fortsätze 60, 62 der Keilleiste bzw. des Stellorgans 52' eingreifen. Bei Vorwärtsbewegung des Schiebers 37' durch das Stellorgan 52' drückt die Stirnfläche 63 des Stellorgans gegen die Rückseite 64 des Schiebers 37'. Der Keilwinkel der Keilleiste ist unter Berücksichtigung der Reibungswerte zwischen den Keilflächen so zu wählen, dass das Stellorgan 52' die Keilleiste aus dem Keilspalt zurückziehen kann, ohne dass ein erheblicher Kraftaufwand erforderlich ist.

Die Darstellung der Fig. 4 zeigt in Verbindung mit Fig. 3 besonders deutlich, dass trotz der begrenzten Platzverhältnisse im Zylinderkopf durch den Schieber 37 eine wesentliche Verkleinerung des Verdichtungsraumes 38 möglich ist. Eine Aussparung 66 an der Zündkerze 67 zugekehrten Stelle des Schiebers ermöglicht eine maximale Hubbewegung, die durch seine Annäherung an die Kolbenfläche 68 und das Einlassventil 70 begrenzt ist. Zur Vermeidung eines Nebenraumes der Verbrennung zwischen der geneigten unteren Seitenwand 72 des Schiebers 37 und der Kolbenfläche 68 ist der Kolbenboden mit einer im Querschnitt nasenförmigen, diesen Raum in oberer Kolbenposition ausfüllenden Erhebung 74 versehen, so dass der Verbrennungs- bzw. Verdichtungsraum die aus Fig. 3 ersichtliche Querschnittsform hat und relativ zur Zylinderachse seitlich versetzt ist.

Im folgenden wird anhand der Fig. 6 bis 10 ein Ausführungsbeispiel beschrieben, bei dem die Beeinflussung nicht nur der Grösse, sondern auch der Form des Endverdichtungsraumes aufgrund der vorliegenden Erfindung besonders deutlich wird. Dieses Ausführungsbeispiel zeigt auch, dass durch die vorliegende Erfindung bei Aenderung der Grösse des Endverdichtungsraumes eine spezielle Formgebung des Endverdichtungsraumes beibehalten werden kann, wie sie z.B. zur Erzielung günstiger Strömungsvorgänge oder eines verbesserten Verbrennungsablaufes erwünscht ist. Entsprechend dieser speziellen Formgebung sind beim Aus-

führungsbeispiel der Fig. 6 und 7 die Ventilteller 76, 77 in unterschiedlichem Abstand von der Kolbenbodenoberfläche 78 angeordnet, so dass im Bereich unterhalb eines Ventiltellers 77 in einem Teilbereich des Zylinderkopfes, d.h. seitlich versetzt, ein Endverdichtungsraum 80 gebildet ist. Dieser Endverdichtungsraum 80 hat zur Erzielung einer Drallströmung konkav gewölbte Seitenflächen 82, 84, die aufgrund der vorliegenden Erfindung mindestens teilweise durch die gekrümmten Stirnflächen 85, 86 von verschiebbaren Brennraumveränderern 87, 88 gebildet sind. Diese Anordnung und Formgebung des Endverdichtungsraumes ohne seine Veränderbarkeit ist z.B. durch die DE-OS 2 913 763 an sich bekannt. Die in den Fig. 8 bis 10 dargestellten verschiedenen Verstellpositionen der Brennraumveränderer 87, 88 machen deutlich, dass trotz Grössenveränderung die im Querschnitt runde Form des Endverdichtungsraumes und damit die erwünschte Drallströmung beibehalten werden können. Die verschiedenen Verstellpositionen entsprechen beispielsweise, ausgehend von der Position nach Fig. 7, Aenderungen des Verdichtungsverhältnisses von 12 : 1 über 14,5 : 1, 16 : 1 auf 18 : 1. Es versteht sich, dass anstelle von zwei sich in gleicher Ebene in Richtung zueinander bewogender Brennraumveränderer 87, 88 auch mehrere in Richtung zu dem Endverdichtungsraum bewegliche Brennraumveränderer vorgesehen sein können und dass die Bewegungsrichtung verschiedener Brennraumveränderer auch unterschiedlich sein können. Weiterhin ist es bei Verwendung mehrerer Brenn- bzw. Verdichtungsraumveränderer vorteilhaft diese unabhängig voneinander bzw. mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu bewegen, so dass der Mittelpunkt des Endverdichtungsraumes quer zur Achse des Hauptzylinders 89 verschiebbar ist. Die Veränderer 87, 88 des dargestellten Ausführungsbeispiels haben einen rechteckförmigen Querschnitt, wie die Darstellung der Fig. 6 zeigt, und sind jeweils in einem geradlinig verlaufenden Führungskanal mit gleichem Querschnitt verschiebbar. Die Veränderer könnten jedoch auch auf einer Kreisbahn verschiebbar sein, wenn sie ebenso wie der Führungskanal entsprechend bogenförmig

gestaltet sind. Eine Bogenform kann aus Gründen der zweckmässigen Anordnung erwünscht sein, oder um die Verschiebewegung als Drehbewegung auszuführen.

Die Fig. 12 bis 15 zeigen Ausschnitte aus verschiedenen Eckbereichen einer Dichtgrenze, wie sie für die Abdichtung der Veränderer 87, 88 des Endverdichtungsraumes geeignet sind. In Fig. 6 ist die Dichtgrenze durch Strichlinien 90 schematisch angedeutet. Die Dichtgrenze 90 besteht aus Dichtleisten 91, 92 und beispielsweise zylindrisch ausgeführten Stossstellenverschlüssen 93. Die Fig. 12 und 13 zeigen die Anordnung von Stossstellenverschlüssen 93 im geraden Bereich einer Dichtleiste, während nach Fig. 14 und 15 die Stossstellenverschlüsse 93', 93" im Eckbereich angeordnet sind. Die Dichtleisten sind ebenso wie die Stossstellenverschlüsse in entsprechend geformten Aussparungen im Schieber 37 bzw. Veränderer 87, 88 oder auch in deren Führungskanal mit Spiel angeordnet, so dass sie der Druck des abzudichtenden Gases seitlich gegen eine Nutseitenwand und die Dichtgegenfläche andrücken kann. Die Wirkungsweise solcher Dichtgrenzen ist an sich bekannt und beispielsweise in "Rotationskolben-Verbrennungsmotoren" von Bensinger, Springer-Verlag, 1973, oder in der DE-PS 1 148 824 beschrieben. Der besondere Vorteil von Dichtgrenzen liegt darin, dass sich die Dichtfläche zum bewegten Teil einstellen kann, so dass sich Wärmedehnungen nicht nachteilig auf die Abdichtung auswirken. Die Dichtgrenze kann beliebigen Konturen folgen und gewährleistet eine leichte Verstellbarkeit des abgedichteten Teiles, d.h. des Schiebers bzw. des Veränderers und trotzdem eine gute Abdichtung gegenüber dem am Endverdichtungsraum z.B. einer Verbrennungskraftmaschine auftretenden Temperatur- und Druckbelastungen.

Die Fig. 11 zeigt die Form einer Dichtgrenze, wie sie beispielsweise für die Abdichtung der Veränderer 101 eines Rotationskolbens 102 nach Fig. 16 - 18 geeignet ist. Diese Dichtgrenze

nach Fig. 11 hat zwei geradlinige Dichtleisten 96, die zwei kreisbogenförmige Dichtleisten 97, 98 miteinander verbinden. Die Stossstellen 99 sind durch bolzenförmige Stossstellenverschlüsse 100 abgedichtet, in denen sie eingebettet sind.

Die Fig. 16 bis 18 betreffen eine an sich bekannte Wankel-Kreiskolbenmaschine, wie sie z.B. in dem bereits genannten Fachbuch "Rotationskolben-Verbrennungsmotoren" von Bensinger beschrieben ist. Der Kolben hat die allgemein bekannte, aus Fig. 16 ersichtliche Kontur, die sich aus drei kreisbogenförmig verlaufenden Kolbenflächen 103, 104 und 105 zusammensetzt, die sich in drei mit Dichtleisten 106 versehenen Kolbenecken schneiden. Der Kolben 102 ist auf dem Exzenter 108 der Maschinenhauptwelle 110 gelagert und mit einem innenverzahnten Hohlrad 112 versehen, das auf einem feststehenden, d.h. mit dem Gehäuse 113 verbundenen aussenverzahnten Ritzel 114 abrollt. Durch die damit festgelegte Kinematik bewegen sich die Kolbenecken bzw. die Dichtleisten 106 bei Drehung der Welle 110 auf zwei Trochoiden, wobei sie sich in stetem Kontakt mit der Mantelfläche 116 des Maschinengehäuses befinden, das die Form dieser trochoidenförmigen Bewegungsbahn hat. Die Kolbenflächen 103 bis 105 begrenzen zusammen mit der Gehäusemantelfläche 116 die Arbeitsräume der Kreiskolbenmaschine, ähnlich wie der Kolbenboden 78 (Fig. 6) den Arbeitsraum einer Hubkolbenmaschine. Um eine Aenderung des Kompressionsverhältnisses zu erreichen, ist ein Teil der Kolbenflächen 103 bis 105 als Stirnfläche 118 eines relativ zum Kolben 102 verschiebbaren Veränderers 101 ausgebildet. Dieser kann in Aufsicht beispielsweise die Form der Dichtgrenze nach Fig. 11 aufweisen. Zwei derartige Dichtgrenzen sind in zwei in Schieberichtung hintereinander angeordneten umlaufenden Nuten 120, 121 des Veränderers 101 angeordnet.

Für die Bewegung der drei Veränderer 101, von denen in Fig. 16 nur einer dargestellt ist, nach innen oder nach aussen relativ zum Kolben während des Betriebs der Maschine, d.h. der Umlauf-

bewegung des Kolbens, ist eine besondere Mechanik vorgesehen, die im folgenden für zwei Ausführungsbeispiele entsprechend den Fig. 17 und 18 beschrieben wird. Das Beispiel nach Fig. 17 ist geeignet für eine Maschine mit nur einem Kolben, so dass die Antriebsmechanik für den Veränderer 101 auf der dem feststehenden Ritzel 114 und dem innenverzahnten Hohlrad 112 axial gegenüberliegenden Seite vorgesehen sein kann, während im Beispiel nach Fig. 18 dieser Antrieb auf der gleichen Seite vorgesehen ist, da eine in axialer Richtung, d.h. in der Zeichnung nach rechts, angrenzende zweite Maschineneinheit mit einem zweiten Kolben 102 auf der Welle 110 die gegenüberliegende Seite kaum zugänglich macht.

Im Beispiel nach Fig. 17 ist ein mit dem Kolben 102 sich bewegendes, jedoch gegenüber diesem verdrehbares zweites innenverzahntes Hohlrad 124 vorgesehen, das auf einem mit einer Aussenverzahnung 125 versehenen Ritzel 126 abrollt. Dieses Hohlrad 124 und das Ritzel 126 ist somit mit Ausnahme ihrer Verstellbarkeit vergleichbar mit dem Hohlrad 112 und dem Ritzel 114. Für eine Verstellbewegung, die auf die Veränderer 101 übertragen wird, ist jedoch das Ritzel 126 durch einen nicht dargestellten Stellantrieb verdrehbar, so dass es das Hohlrad 124 relativ zu dem Kolben, an dem es gelagert ist, verdreht. Diese Drehbewegung des Hohlrades 124 wird über ein an ihm angeformtes Kronenzahnrad 128 auf ein Ritzel 130 übertragen, mit dem es an der Stelle 131 in kämmendem Eingriff steht. Dieses Ritzel ist um eine senkrecht zur Maschinenwelle 110 verlaufende Achse im Kreiskolben 102 gelagert und ist als Gewindehülse ausgebildet, die einen fest mit dem Veränderer 101 verbundenen Gewindebolzen 133 umschliesst. Eine Drehung des Ritzels 130 bzw. dieser Gewindehülse in der einen oder anderen Richtung bewirkt eine Auswärts- oder Einwärtsbewegung des Veränderers 101 relativ zu dem Kreiskolben bzw. relativ zu seiner Kolbenfläche 105. Das Hohlrad 124 sowie das Ritzel 130 sind mit ihrem Umfang in entsprechend geformten Ausnehmungen des Kreiskolbens 102 in der

aus Fig. 17 ersichtbaren Weise drehbar gelagert. In Fig. 17 hat die Bezugsziffer 128 zwei Bezugslinien für das Kronenzahnenrad 128, da es durch den in Fig. 16 gezeigten Verlauf der Schnittlinie gegenüber einem ebenen Schnittverlauf radial nach innen versetzt abgebildet ist.

Entsprechend dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 18 ist auf der gleichen axialen Seite der Maschine wie das feststehende aussenverzahnte Ritzel 114 ein in Drehrichtung verstellbares aussenverzahntes Ritzel 134 vorgesehen, das in seiner Funktion dem Ritzel 126 des Ausführungsbeispiels nach Fig. 17 entspricht. Für eine Verstellung des Verändereers 101 in Anpassung an Betriebsbedingungen der Maschine wird das Ritzel 134 durch eine Antriebsübertragung über zwei Zahnräder 135, 136 durch einen nicht dargestellten, auf die Welle 137 wirkenden Stellantrieb um einen bestimmten Winkel in Umfangsrichtung verdreht. Diese Verdrehbewegung überträgt sich auf das mit dem Ritzel mit seiner Innenverzahnung 138 in Eingriff stehende Hohlrad 139. Dieses Hohlrad 139 hat ebenfalls einen Kronenzahnradteil 140, der die Gewindehülse 142 verdreht. Die Drehbewegung der Gewindehülse 142 verschiebt dabei, wie bereits anhand der Fig. 17 beschrieben, den Verändereer 101 über den Gewindebolzen 143 nach aussen oder innen.

Der Stellantrieb kann auf an sich bekannte Weise hydraulisch oder elektromechanisch wirken und aufgrund von Signalen verschiedenartiger Signalgeber geregelt werden. Die Signalgeber können aufgrund moderner elektronischer Regeltechnik auch in Kombination die optimale Regelung des Stellantriebes bewirken. Neben verschiedenen Signalgebern für den Druck in den Gaszu- und/oder -ableitungen der Maschine können an Verbrennungskraftmaschinen auch Detonationsgeber verwendet werden, die rechtzeitig den Beginn des Betriebszustandes anzeigen, bei dem ein Klopfen des Motors auftritt, um das Verdichtungsverhältnis zu verringern. Falls zeitweise ein besonders geräuscharmer Betrieb

des Motors erwünscht ist, kann zusätzlich auch ein akustischer Geber verwendet werden.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Hub- oder Rotationskolbenmaschine mit im Ruhe- oder Betriebszustand grössenveränderlichem Endverdichtungsraum, wobei die Grössenveränderung desselben durch ein in ihn hinein- bzw. herausbewegliches Teil erfolgt, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein solches Teil (18, 37, 87, 88, 101) vorhanden ist, das quer zu seiner Bewegungsrichtung einen von der Kreisform abweichenden Querschnitt aufweist.
2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zur Abdichtung des beweglichen Teiles gegenüber seinen Umwandungen (20, 36) eine aus Dichtleisten (91, 92) und Stossstellenverschlüssen (93) der Dichtleisten bestehende Dichtgrenze (22, 39, 90, 120, 121) vorhanden ist.
3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das bewegliche Teil quer zu seiner Bewegungsrichtung einen eckigen Querschnitt aufweist.
4. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnfläche (16, 85, 86, 118) des mindestens einen beweglichen Teiles entsprechend der betriebsbedingten Form (Fig. 7) des Endverdichtungsraumes gestaltet ist.
5. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Form des Querschnittes und/oder der Stirnfläche von mehreren beweglichen Teilen (87, 88) zur Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes unterschiedlich gestaltet ist.
6. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Grössenveränderung des Endverdichtungsraumes aufgrund von unterschiedlichen Weglängen und/oder Richtungen von mehreren beweglichen Teilen einstellbar ist.

7. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Stirnflächen (85, 86) mehrerer beweglicher Teile zur Veränderung des Endverdichtungsraumes (80) in Richtung zueinander bzw. voneinander weg beweglich sind.

8. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebsübertragung von einem Stellantrieb auf ein bewegliches Teil zur Veränderung des Endverdichtungsraumes ein in jeder Stellung selbsthemmendes Schraub- oder Schneckengetriebe aufweist.

9. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8 mit einem Drehkolben (Fig. 1), dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebsübertragung zwischen einem Stellantrieb und dem Teil (18) zur Veränderung des Endverdichtungsraumes eine sich um ihre Längsachse mitdrehende Zahnstange (32) aufweist, die in die Aussenverzahnung (30) mindestens einer Gewindehülse (27, 28) eingreift, die ein Innengewinde aufweist, das in Eingriff mit dem Aussengewinde eines mit dem Teil (18) fest verbundenen Gewindebolzens (24, 25) steht, wobei zur Bewegung des Teiles (18) die Zahnstange (32) in Längsrichtung durch den Stellantrieb verschiebbar ist.

10. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8 mit einem Kreiskolben (Fig. 16), dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebsübertragung zwischen einem Stellantrieb und dem zur Veränderung des Endverdichtungsraumes beweglichen Teil (101) ein um seine Achse winkelfeststellbares Ritzel (124, 134) aufweist, das in die Innenverzahnung (138) eines an dem Kreiskolben (102) verdrehbar gelagerten Hohlrades (124, 139) eingreift, wobei das Hohlrad (124, 139) einen Kronenzahnradteil (128, 140) aufweist, der in die Aussenverzahnung mindestens einer Gewindehülse (130, 142) eingreift, deren Innengewinde in Eingriff steht mit dem Aussengewinde eines mit dem beweglichen Teil (101) fest verbundenen Gewindebolzens (133, 133', 143).

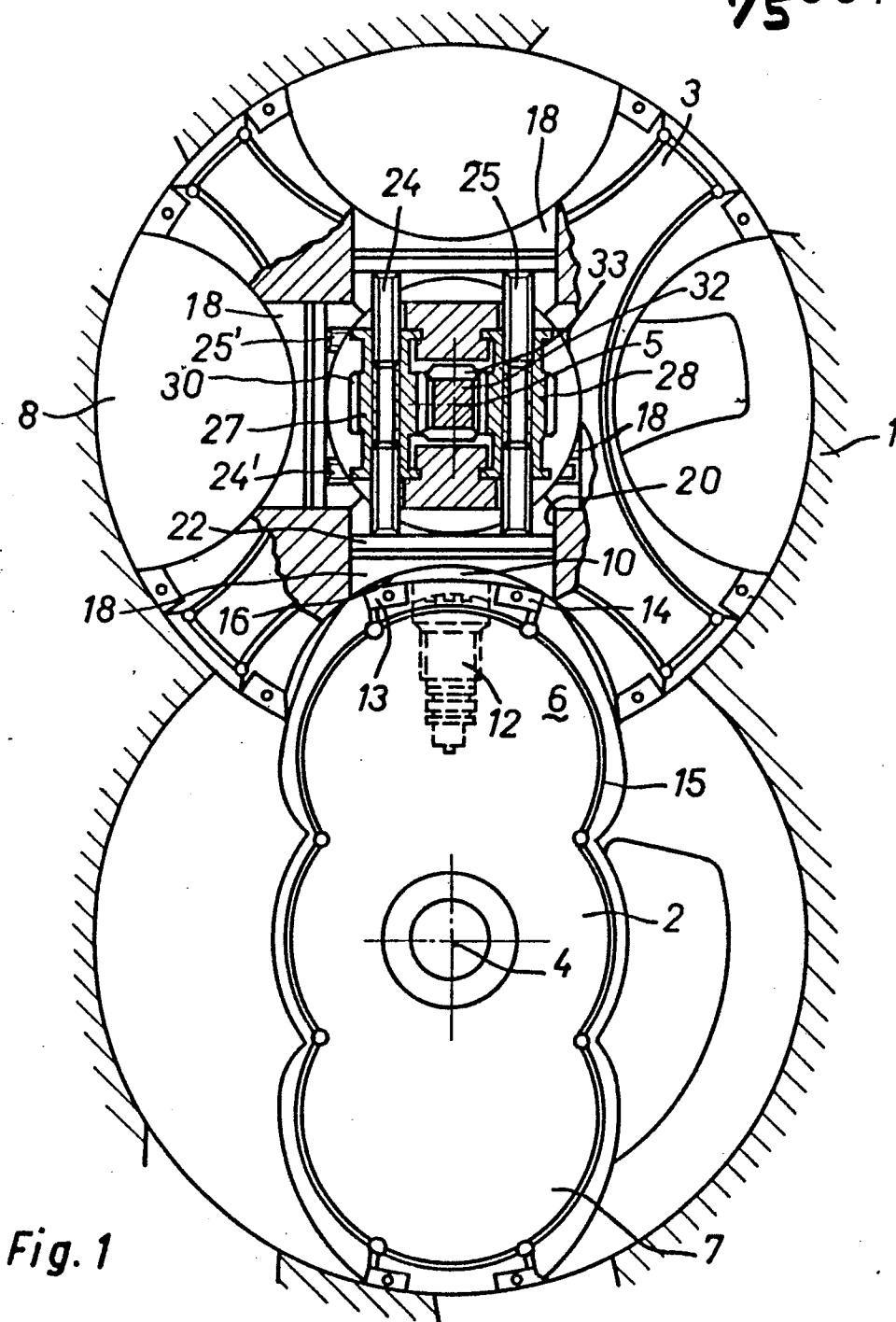
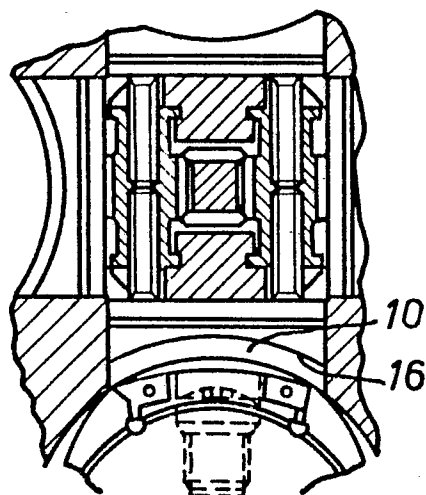


Fig. 2



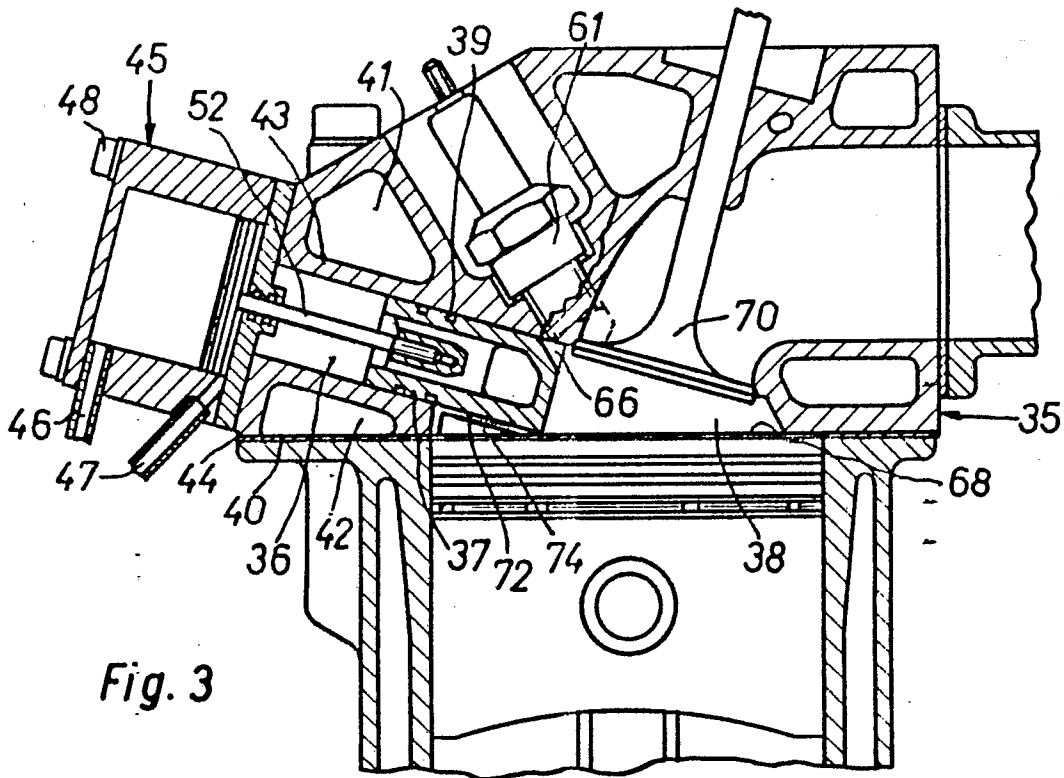


Fig. 3

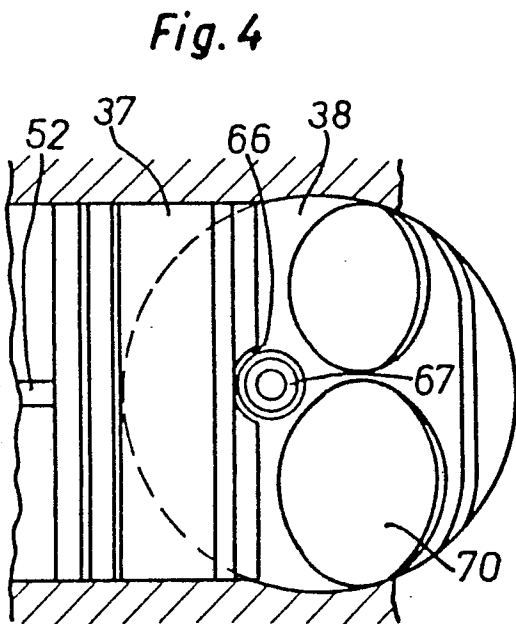


Fig. 4

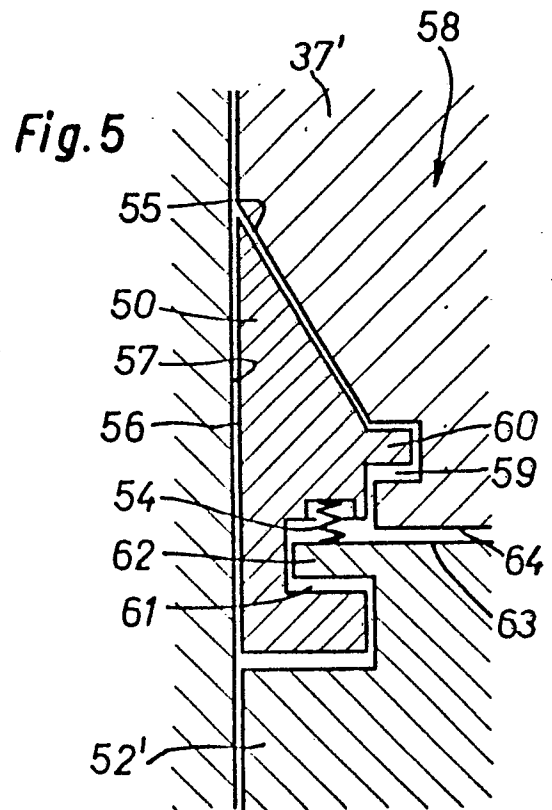


Fig. 5

Fig. 6

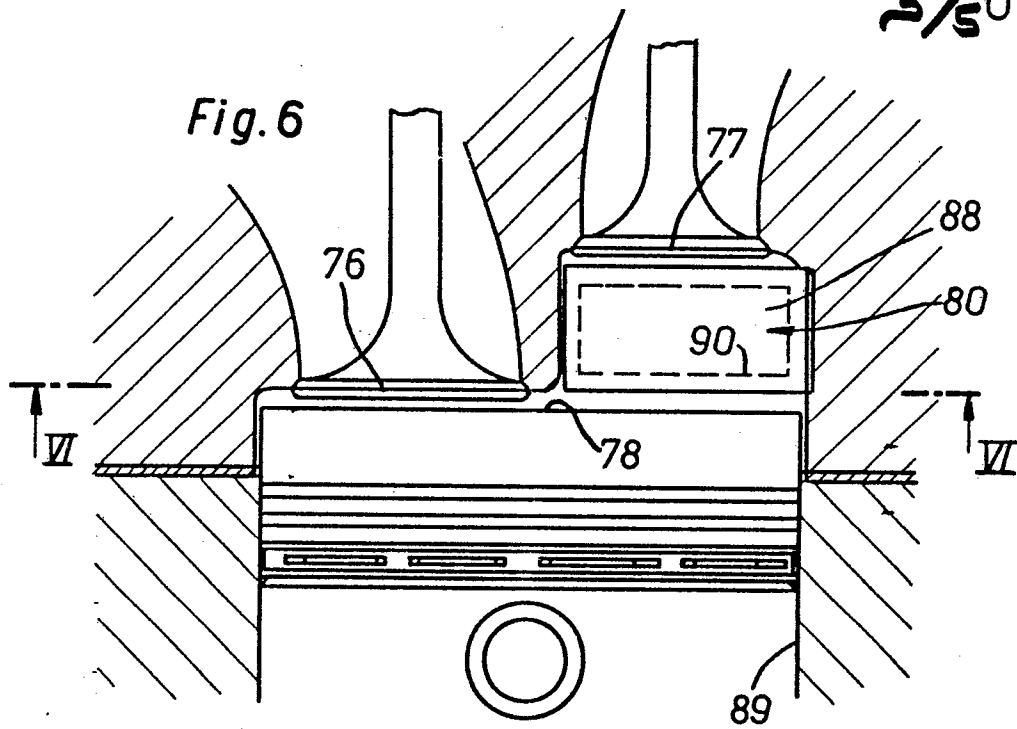
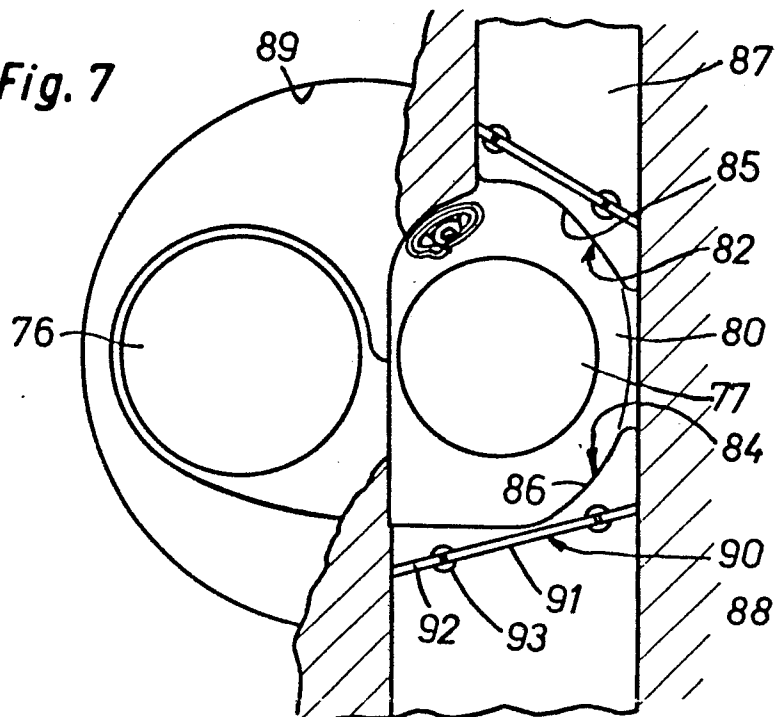
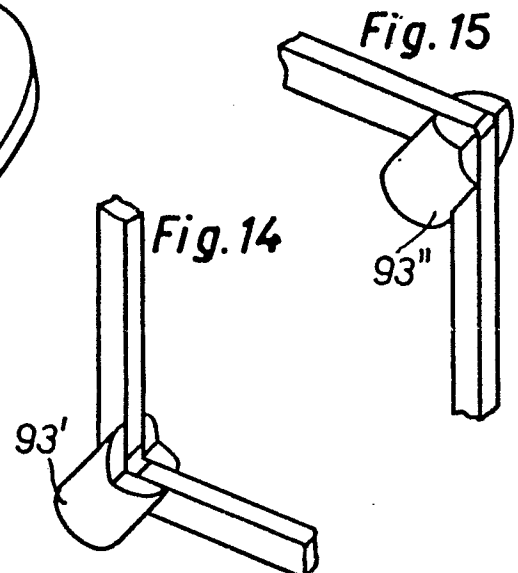
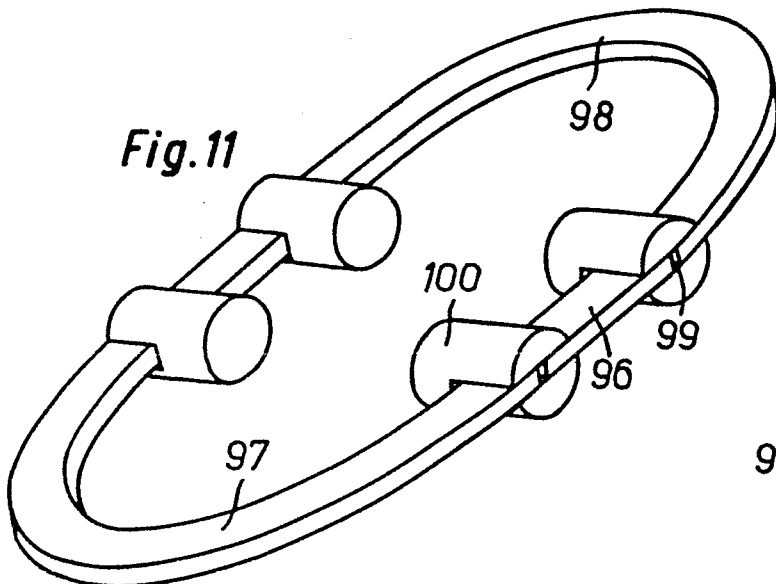
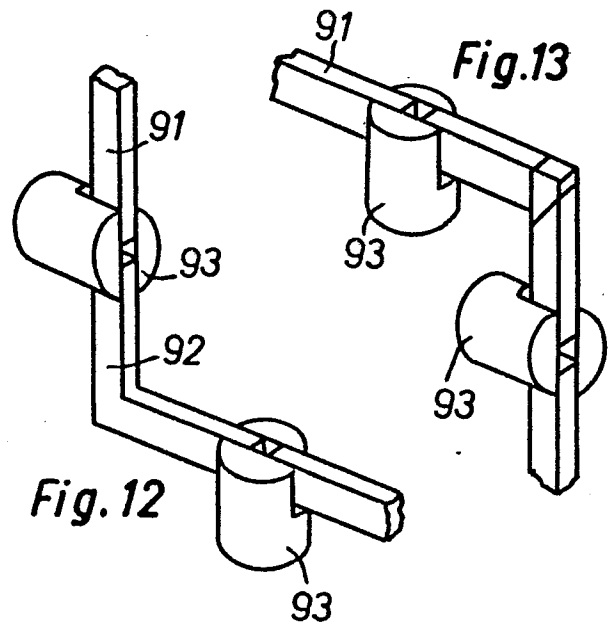
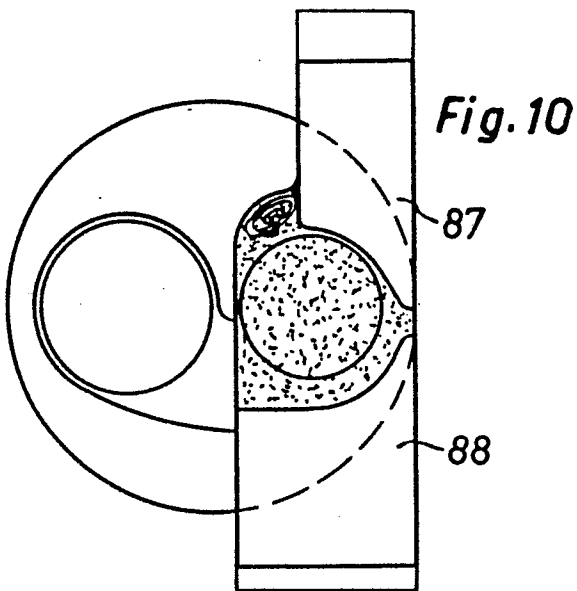
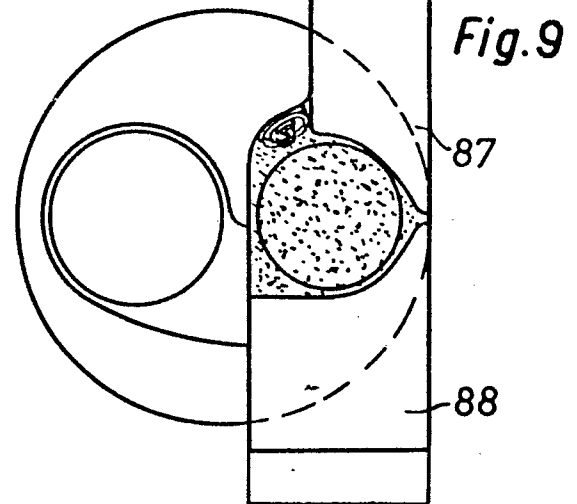
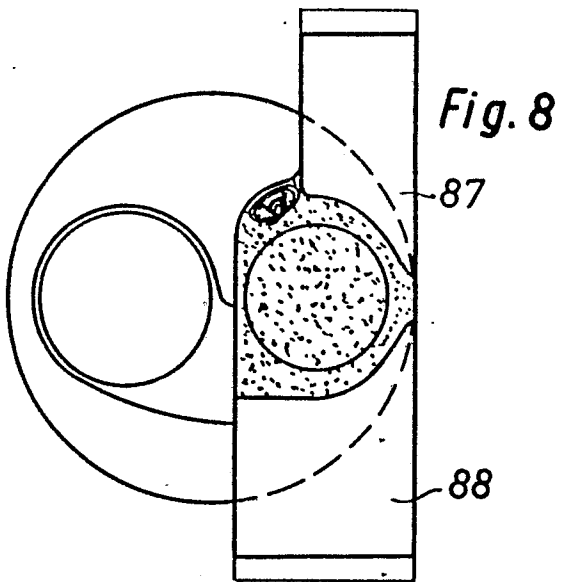


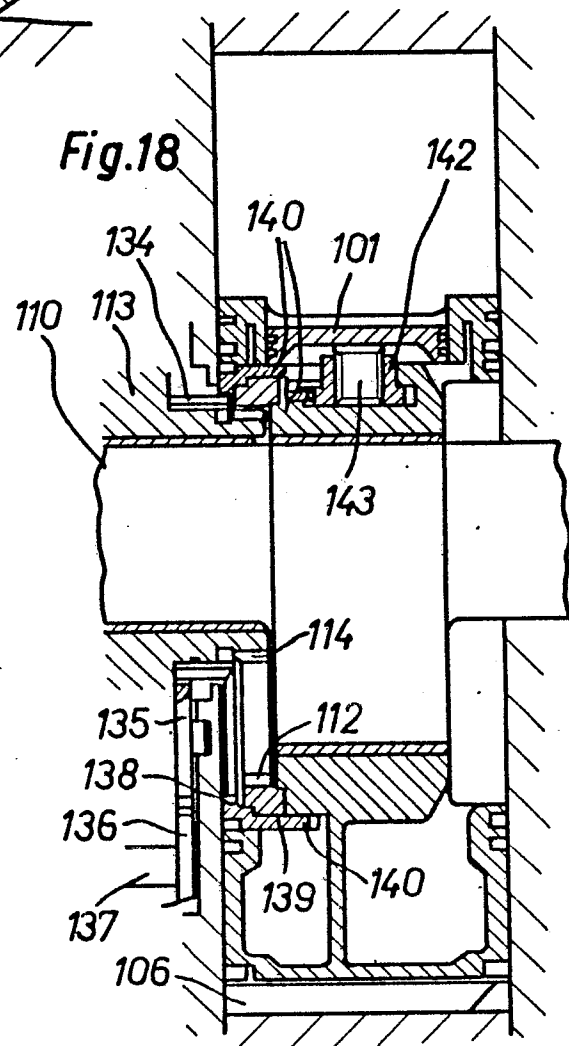
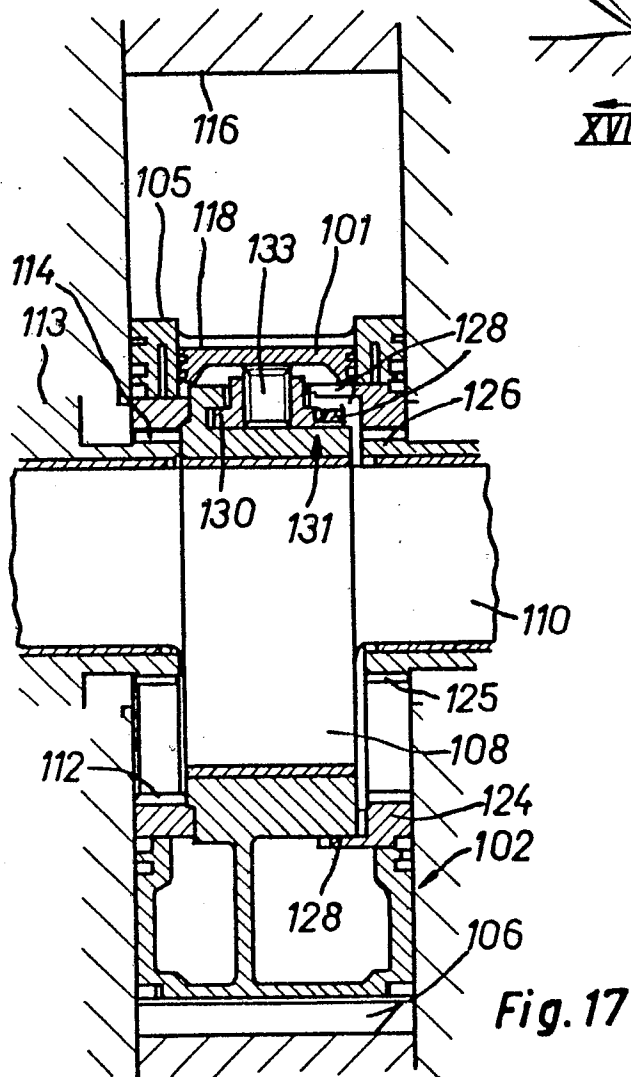
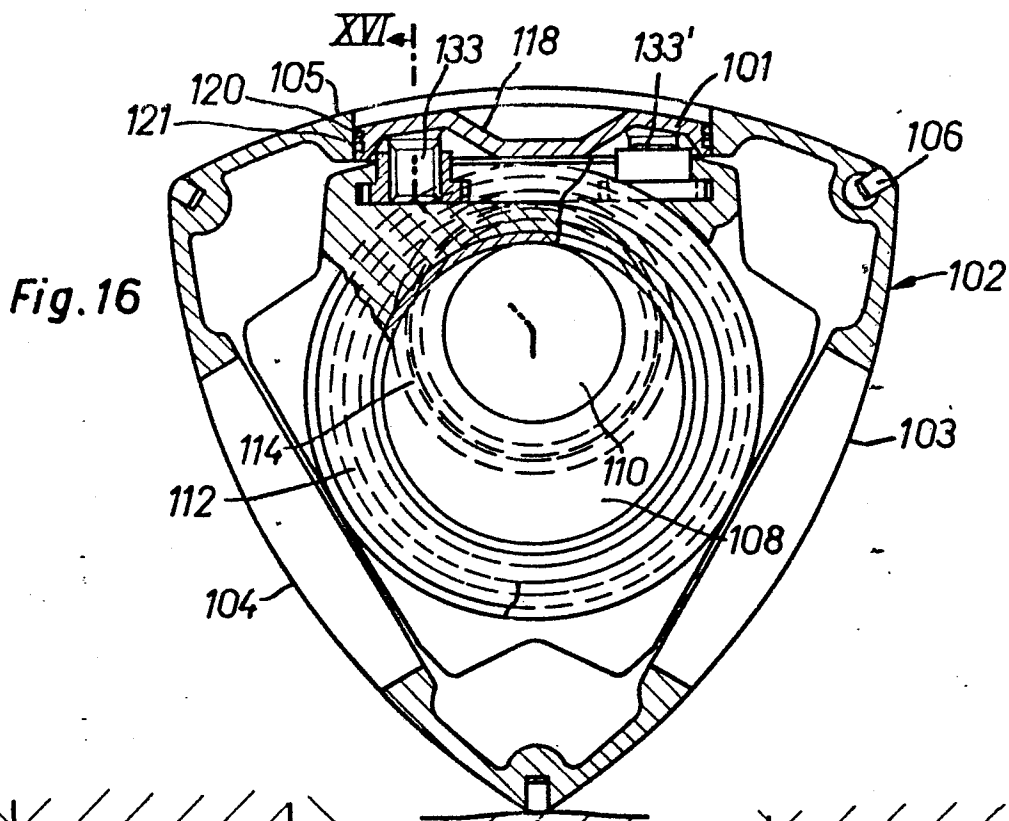
Fig. 7



4/5

0071890







| EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE | | | EP 82106852.5 |
|---|---|--|---|
| Kategorie | Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile | Betrifft Anspruch | KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 3) |
| X | <u>US - A - 2 381 895</u> (FOSTER) | 1-4, | F 02 D 15/04 |
| Y | * Fig. 1-3 * | 8 | |
| | -- | | |
| Y | <u>DE - A - 963 739</u> (SCHULZ & KUERS) | 8 | |
| | * Seite 2, Zeilen 27,28; Feine Schraubengewinde - selbst-hemmend * | | |
| | -- | | |
| D,A | <u>FR - A - 443 692</u> (BUGATTI) | | |
| | -- | | |
| D,A | <u>US - A - 2 883 974</u> (HEISING) | | |
| | ---- | | |
| | | | RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. 3) |
| | | | F 02 D 15/00 |
| | | | F 02 B 53/00 |
| | | | F 02 B 55/00 |
| | | | F 02 B 75/00 |
| X Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt. | | | |
| Recherchenort | | Abschlußdatum der Recherche | Prüfer |
| WIEN | | 10-11-1982 | WASSERMANN |
| KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN | | | |
| X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet | | E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist | |
| Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie | | D : in der Anmeldung angeführtes Dokument | |
| A : technologischer Hintergrund | | L : aus andern Gründen angeführtes Dokument | |
| O : mündliche Offenbarung | | | |
| P : Zwischenliteratur | | & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument | |
| T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze | | | |