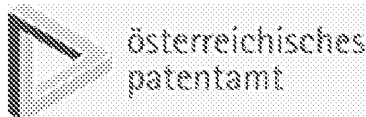


(19)



(10)

AT 517716 A4 2017-04-15

(12)

Österreichische Patentanmeldung

(21) Anmeldenummer: A 50914/2015
 (22) Anmeldetag: 28.10.2015
 (43) Veröffentlicht am: 15.04.2017

(51) Int. Cl.: **F02D 41/00** (2006.01)
F02D 15/00 (2006.01)
F02D 15/02 (2006.01)
F02B 75/04 (2006.01)
F02D 13/06 (2006.01)
F02D 17/02 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
 EP 2657485 A1
 DE 102012221743 A1
 DE 102010019756 A1
 WO 03067059 A1
 AT 512334 A1

(71) Patentanmelder:
 AVL List GmbH
 8020 Graz (AT)
 (72) Erfinder:
 Hüttner Thomas
 48130 Dexter (US)
 (74) Vertreter:
 BABELUK Michael
 1080 WIEN (AT)

(54) MEHRZYLINDER-BRENNKRAFTMASCHINE

(57) Die Erfindung betrifft eine Mehrzylinder-Brennkraftmaschine (1) mit zumindest einem ersten Zylinder (2) oder einer Gruppe von ersten Zylindern (2) und zumindest einem zweiten Zylinder (3) oder einer Gruppe von zweiten Zylindern (3), wobei der zumindest eine erste Zylinder (2) bzw. die Gruppe von ersten Zylindern (2) mittels zumindest einer Zylinderabschalteneinrichtung (4) deaktivierbar ist, und wobei ein Verdichtungsverhältnis zumindest eines Zylinders mittels zumindest einer Verdichtungsänderungseinrichtung (5) veränderbar ist.

Um einen wirkungsgradoptimalen Betrieb der Brennkraftmaschine auf möglichst einfache Weise zu ermöglichen, ist vorgesehen, dass das Verdichtungsverhältnis des bzw. der ersten Zylinder (2) unveränderbar und das Verdichtungsverhältnis des bzw. der zweiten Zylinder (3) veränderbar ist.

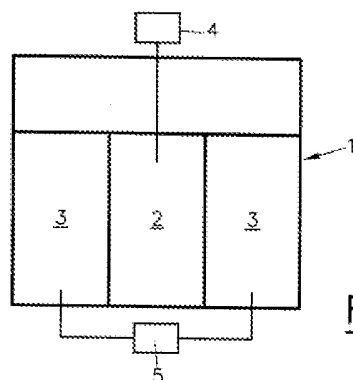


Fig.1

Z U S A M M E N F A S S U N G

Die Erfindung betrifft eine Mehrzylinder-Brennkraftmaschine (1) mit zumindest einem ersten Zylinder (2) oder einer Gruppe von ersten Zylindern (2) und zumindest einem zweiten Zylinder (3) oder einer Gruppe von zweiten Zylindern (3), wobei der zumindest eine erste Zylinder (2) bzw. die Gruppe von ersten Zylindern (2) mittels zumindest einer Zylinderabschalteneinrichtung (4) deaktivierbar ist, und wobei ein Verdichtungsverhältnis zumindest eines Zylinders mittels zumindest einer Verdichtungsänderungseinrichtung (5) veränderbar ist.

Um einen wirkungsgradoptimalen Betrieb der Brennkraftmaschine auf möglichst einfache Weise zu ermöglichen, ist vorgesehen, dass das Verdichtungsverhältnis des bzw. der ersten Zylinder (2) unveränderbar und das Verdichtungsverhältnis des bzw. der zweiten Zylinder (3) veränderbar ist.

Fig. 1

Die Erfindung betrifft eine Mehrzylinder-Brennkraftmaschine mit zumindest einem ersten Zylinder oder einer Gruppe von ersten Zylindern und zumindest einem zweiten Zylinder oder einer Gruppe von zweiten Zylindern, wobei der zumindest eine erste Zylinder bzw. die Gruppe von ersten Zylindern mittels einer Zylinderabschalteinrichtung deaktivierbar ist, und wobei ein Verdichtungsverhältnis zumindest eines Zylinders mittels zumindest einer Verdichtungsänderungseinrichtung veränderbar ist. Weiters betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Brennkraftmaschine.

Es ist bekannt bei Brennkraftmaschinen, insbesondere bei Otto-Brennkraftmaschinen, eine zumindest teilweise Zylinderabschaltung in bestimmten Lastbereichen durchzuführen, um den Wirkungsgrad im Teillastbereich zu verbessern. Die Abschaltung zumindest eines Zylinders erhöht bei konstanter Motorleistung die Belastung der übrigen aktiven Zylinder, und trägt somit zur Entdrosselung der Brennkraftmaschine bei.

Die DE 10 2012 219 202 A1 beschreibt ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit einem oder mehreren Zylindern, wobei jeder der Zylinder in einer ersten Betriebsart und in einer zweiten Betriebsart betreibbar ist. In der ersten Betriebsart werden die betreffenden Zylinder aktiv betrieben und in einer zweiten Betriebsart bei geschlossenen Ein- und Auslassventilen nicht aktiv betrieben. In der zweiten Betriebsart wird dabei das jeweilige Verdichtungsverhältnis geringer eingestellt, als in der ersten Betriebsart.

Eine fremdgezündete Brennkraftmaschine mit Teilabschaltung ist aus der EP 2 657 484 A1 bekannt, wobei mindestens zwei Gruppen von Zylindern unterschiedliche Verdichtungsverhältnisse aufweisen.

Andererseits ist es bekannt das geometrische Verdichtungsverhältnis der Zylinder an die jeweiligen Anforderungen anzupassen. Dazu können Brennkraftmaschinen mit mechanischen, hydraulischen, pneumatischen oder vergleichbaren Einrichtungen ausgestattet sein, die es gestatten, den Hubweg eines Kolbens in einem Brennraum eines Zylinders der Brennkraftmaschinen zu variieren. Mit solchen Verdichtungsänderungseinrichtungen ist es möglich, auch während des Betriebs das Verdichtungsverhältnis von Brennkraftmaschinen

betriebspunktabhängig zu verändern und so eine Brennkraftmaschine in wirkungsgradoptimierter Weise zu betreiben.

Durch Ändern der Verdichtung einer Brennkraftmaschine kann Volllast mit geringerem Verdichtungsverhältnis, und Teillast und Starten mit erhöhtem Verhältnis gefahren werden. Dabei wird im Teillastbereich der Verbrauch verbessert, beim Start der Kompressionsdruck mit dem erhöhtem Verdichtungsverhältnis gesteigert und bei hoher Leistung der Spitzendruck mit verringertem Verhältnis reduziert, sowie Klopfen verhindert.

Es ist bekannt, zur Verstellung des Verdichtungsverhältnisses einen exzentrischen Kolbenbolzen oder einen exzentrischen Hubzapfen der Kurbelwelle einzusetzen. Weiters ist es bekannt, zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses den ganzen Zylinderblock zu heben oder die gesamte Kurbelwellenlagerung mit einer exzentrischen Lagerung derselben im Kurbelgehäuse zu senken.

Die WO 2013/092 364 A1 beschreibt eine längenverstellbare Pleuelstange für eine Brennkraftmaschine mit einem ersten und einem zweiten Stangenteil. Die beiden Stangenteile sind teleskopartig zu- und/oder ineinander verschiebbar, wobei der zweite Stangenteil einen Führungszyylinder und der erste Stangenteil ein im Führungszyylinder längsverschiebbares Kolbenelement ausbildet. Zwischen dem ersten und dem zweiten Stangenteil ist ein erster Hochdruckraum aufgespannt, in den zumindest ein erster Ölkanal einmündet. Über einen in einer Aufnahmebohrung axial verschiebbaren Stellkolben kann der Zufluss zum Ölkanal gesteuert werden. Der Stellkolben wird durch eine Rückstellfeder in eine erste Stellung und durch Öldruck entgegen der Kraft der Rückstellfeder in eine zweite Stellung verschoben. Eine ähnliche längenverstellbare Pleuelstange ist aus der AT 512 334 A1 bekannt.

Zylinderabschalteinrichtungen und Verdichtungsänderungseinrichtungen sind jeweils für sich genommen von großer Bedeutung, um strenge Abgas- und Verbrauchsvorschriften erfüllen zu können. Sowohl Zylinderabschalteinrichtungen als auch Verdichtungsänderungseinrichtungen sind allerdings mit hohem konstruktivem und regeltechnischem Aufwand verbunden und weisen jeweils Vor- und Nachteile auf.

Aufgabe der Erfindung ist es, die genannten Nachteile zu vermeiden und einen wirkungsgradoptimalen Betrieb der Brennkraftmaschine auf möglichst einfache Weise zu ermöglichen.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass das Verdichtungsverhältnis der ersten Zylinder unveränderbar und das Verdichtungsverhältnis der zweiten Zylinder veränderbar ist. Somit können nur die ersten Zylinder abgeschaltet werden und das Verdichtungsverhältnis nur der zweiten Zylinder verändert werden.

Dabei ist vorzugsweise die Zylinderabschalteinrichtung dem zumindest einen ersten Zylinder und die Verdichtungsänderungseinrichtung dem zumindest einen zweiten Zylinder zugeordnet. Somit wird bzw. werden nur der oder die ersten Zylinder abgeschaltet und es wird nur das Verdichtungsverhältnis des oder der zweiten Zylinder verändert.

Es braucht somit nur für die Gruppe von ersten Zylindern eine Zylinderabschalteinrichtung und für die Gruppe von zweiten Zylindern eine Verdichtungsänderungseinrichtung vorgesehen sein. Insbesondere bei Brennkraftmaschinen mit einer großen Anzahl an Zylindern ergibt sich damit wesentliche Verringerung des konstruktiven und regeltechnischen Aufwandes, wodurch Kosten, Teile, Gewicht und Platzbedarf eingespart werden können.

Die Erfindung geht dabei von der Erfahrung aus, dass einerseits abgeschaltete Zylinder nur bei großen Lastanforderungen, also in einem Betriebsbereich, in welchem ein geringes Verdichtungsverhältnis erforderlich ist, betrieben werden. Andererseits wird ein hohes Verdichtungsverhältnis im Teillastbereich – also einem Bereich, in welchem üblicherweise eine Teilabschaltung der Zylinder zur Entdrosselung durchgeführt wird - gewünscht, um den Wirkungsgrad anzuheben. Somit braucht für jene Zylinder, welche im Teillastbereich abgeschaltet werden, keine Verdichtungsänderungseinrichtung vorgesehen werden. Andererseits können Zylinder, denen eine Verdichtungsänderungseinrichtung zugeordnet ist, ohne Zylinderabschaltung, zum Beispiel durch einen variablen Ventiltrieb, ausgeführt werden.

In einer bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die Verdichtungsänderungseinrichtung jeweils durch eine Pleuelstangenlängen-

Verstelleinrichtung gebildet ist. Die Verstellung des Verdichtungsverhältnisses erfolgt somit durch Verstellen der Längen der Pleuelstangen der zweiten Zylinder.

In einer konstruktiv besonders einfachen Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass die Pleuelstangen-Verstelleinrichtung zumindest ein im Bereich eines großen Pleuelauges einer längenverstellbaren Pleuelstange angeordnetes Steuerventil aufweist, mit welchem zumindest eine Zuführleitung für Motoröl oder Hydrauliköl mit zumindest einem in der Pleuelstange angeordneten Hochdruckraum hydraulisch verbindbar ist, wobei der Hochdruckraum an zwei relativ zueinander längenverschiebbare Stangenteile der Pleuelstange grenzt .

Die Erfindung eignet sich bevorzugt für Brennkraftmaschinen mit drei, vier, fünf, sechs, acht, zehn, zwölf oder sechzehn Zylindern.

Um ein zu starkes Auskühlen von deaktivierten Zylindern zu vermeiden, ist es dabei vorteilhaft, wenn jeder deaktivierte Zylinder zumindest an einen aktiven Zylinder grenzt. Besonders vorteilhaft ist es, wenn ein deaktivierter Zylinder von zumindest zwei aktiven Zylindern umgeben ist.

Bei einer ersten Ausführungsvariante der Erfindung mit drei Zylinder, ist günstigerweise ein erster Zylinder und zwei zweite Zylinder vorgesehen, wobei vorzugsweise der erste Zylinder zwischen den zweiten Zylindern angeordnet ist. Damit wird ein zu starkes Auskühlen des deaktivierten ersten Zylinders vermieden bzw. ein Vorwärmen des deaktivierten ersten Zylinders durch die benachbarten aktiven zweiten Zylinder erreicht. Bei der Anordnung von ersten und zweiten Zylindern muss ebenfalls die Zündfolge und die sich ergebende Drehungleichförmigkeit des Motors berücksichtigt werden.

Eine zweite Ausführungsvariante der Erfindung weist vier Zylinder, nämlich zwei bzw. drei erste Zylinder und zwei bzw. einen zweiten Zylinder, auf.

Eine dritte Ausführungsvariante der Erfindung weist fünf Zylinder, nämlich zwei, drei bzw. vier erste Zylinder und drei, zwei bzw. einen zweiten Zylinder, auf.

Eine vierte Ausführungsvariante der Erfindung weist sechs Zylinder, nämlich drei bzw. vier erste Zylinder und zwei bzw. drei zweite Zylinder, auf.

Eine fünfte Ausführungsvariante der Erfindung weist acht Zylinder, nämlich mindestens drei erste Zylinder und maximal fünf zweite Zylinder, auf.

Eine sechste Ausführungsvariante der Erfindung weist zehn Zylinder, nämlich mindestens fünf erste Zylinder und maximal fünf zweite Zylinder, auf.

Eine siebente Ausführungsvariante der Erfindung weist zwölf Zylinder, nämlich mindestens sechs erste Zylinder und maximal sechs zweite Zylinder, auf.

Daneben ist auch jede von diesen Zylinderzahlen abweichende Ausführungsvariante möglich.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand eines nicht einschränkenden Ausführungsbeispiels, das in den Figuren dargestellt ist, näher erläutert.

Darin zeigen schematisch:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine in einer ersten Ausführungsvariante der Erfindung,

Fig. 2 eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine in einer zweiten Ausführungsvariante der Erfindung,

Fig. 3 eine Pleuelstange mit einer Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung in einem Schnitt in einer ersten Schaltstellung des Schaltventils,

Fig. 4 diese Pleuelstange in einer zweiten Schaltstellung des Schaltventils,

Fig. 6 eine Schaltanordnung für die in Fig. 3 dargestellte erste Schaltstellung des Steuerventils in einer schematischen Darstellung und

Fig. 7 eine Schaltanordnung für die in Fig. 4 dargestellte zweite Schaltstellung des Steuerventils in einer schematischen Darstellung.

Eine Brennkraftmaschine 1 mit mehreren Zylindern 2, 3 weist zumindest einen ersten Zylinder 2 und zumindest einen zweiten Zylinder 3 auf. Dabei sind die ersten Zylinder 2 mittels einer Zylinderabschalteinrichtung 4 in zumindest einem der

Teillast zugeordneten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine 1 deaktivierbar. Die zweiten Zylinder 2 werden im gesamten Kennfeldbereich der Brennkraftmaschine 1 aktiv, also gefeuert, betrieben. Die ersten Zylinder 2 werden nur dann zugeschaltet, wenn die Lastanforderung nicht mehr durch die zweiten Zylinder 3 alleine abgedeckt werden kann, also beispielsweise im Volllastbereich.

Um die Brennkraftmaschine 1 stets mit einem möglichst optimalen Wirkungsgrad und verbrauchsarm betreiben zu können, ist den zweiten Zylindern 3 jeweils eine Verdichtungsänderungseinrichtung 5 zugeordnet, welche beispielsweise durch eine Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung gebildet sein kann. Dadurch kann das geometrische Verdichtungsverhältnis für jeden Betriebspunkt optimal eingestellt werden.

Da die ersten Zylinder 2 nur bei hohen Lastanforderungen aktiviert werden, können diese mit einem starren Verdichtungsverhältnis ausgeführt werden, welches für höhere Lastanforderungen optimiert ist.

Dadurch, dass die Zylinderabschalteinrichtung 4 nur dem oder den ersten Zylinder(n) 2 und die Verdichtungsänderungseinrichtung 5 dem oder den zweiten Zylinder(n) 3 zugeordnet ist, können Kosten, Herstellungsaufwand, Anzahl der Bauteile, Gewicht und Regelaufwand optimiert werden.

Fig. 1 zeigt schematisch eine Brennkraftmaschine 1 mit drei Zylindern, und zwar einem ersten Zylinder 2 und zwei zweiten Zylinder 3, wobei der erste Zylinder zwischen den beiden zweiten Zylindern angeordnet ist.

Fig. 2 zeigt analog dazu eine Brennkraftmaschine 1 mit vier Zylindern, nämlich zwei ersten Zylindern 2 und zwei zweiten Zylindern 3, welche die beiden ersten Zylinder 2 beidseits umgeben.

Dadurch, dass die ersten Zylinder 2 zwischen den zweiten Zylindern 3 angeordnet sind, werden diese ersten Zylinder 2 vorgewärmt bzw. auf Betriebstemperatur gehalten.

Fig. 3 bis 6 zeigen ein Beispiel für eine Verdichtungsänderungseinrichtung 5, welche als Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung 50 ausgebildet ist.

Wie in Fig. 3 und 4 gezeigt ist, weist die Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung 50 eine zweigeteilte Pleuelstange 101 mit einem kleinen Pleuelauge 102 für ein Kolbenbolzenlager 103 und ein großes Pleuelauge 104 für ein Kurbelzapfenlager 105 einer Brennkraftmaschine 1 auf. Die Drehsymmetrieachsen des kleinen bzw. großen Pleuellauges 102, 104 sind mit 102a bzw. 104a bezeichnet. Die Längsachse der Pleuelstange 101 ist mit 101a bezeichnet.

Die Pleuelstange 101 weist einen oberen ersten Stangenteil 106 mit dem kleinen Pleuelauge 102 und einen unteren zweiten Stangenteil 109 mit dem großen Pleuelauge 104 auf. Der erste Stangenteil 106 ist gegenüber dem zweiten Stangenteil 109 zwischen einer ausgezogenen Lage A (Fig. 3) und einer eingeschobenen Lage B (Fig. 4) um einen Verstellbereich ΔL in Richtung der Längsachse 101a der Pleuelstange 101 verstellbar. Im oberen ersten Stangenteil 106 ist ein im Wesentlichen zylindrisches Kolbenelement 107 mit einer Befestigungsschraube 117 befestigt. Bei der dargestellten Ausführungsvariante ragt der Schraubenkopf der Befestigungsschraube 117 vom Kolbenteil 107 vor.

Das Kolbenelement 107 ist in einem Führungszyylinder 108 des unteren zweiten Stangenteils 109 der Pleuelstange 101 axial verschiebbar geführt, wobei zwischen einer dem großen Pleuelauge 104 zugewandten ersten Stirnfläche 107a des Kolbenelementes 107 und dem zweiten Stangenteil 109 in zumindest einer Lage der beiden Stangenteile 106, 109 ein erster Hochdruckraum 110 aufgespannt wird. Die gegen den ersten Hochdruckraum 110 orientierte Wirkfläche des Kolbenelementes 107 wird teilweise von der ersten Stirnfläche 107a und teilweise von der Stirnfläche des Schraubenkopfes der Befestigungsschraube 117 gebildet. Das als Stufenkolben ausgebildete Kolbenelement 107 weist eine dem kleinen Pleuelauge 102 zugewandte zweite Stirnfläche 107b auf, welche an einen zweiten Hochdruckraum 111 grenzt, dessen zylindrische Mantelfläche vom Führungszyylinder 108 des zweiten Stangenteils 109 gebildet wird. Der als zweiseitig wirkender Kolben ausgebildete Stufenkolben weist unterschiedlich große Wirkflächen auf, wobei die gegen den zweiten Hochdruckraum 111 orientierte Wirkfläche als Ringfläche und die andere Wirkfläche als Kreisfläche ausgebildet ist. Durch die unterschiedlichen Wirkflächen lassen sich verschiedene Druckverhältnisse realisieren.

Die ringförmigen ersten und zweite Stirnflächen 107a, 107b bilden Druckangriffsflächen für ein in die Hochdruckräume 110, 111 geleitetes und unter Druck stehendes Betätigungsmedium, beispielsweise Motoröl.

Die an den ersten Hochdruckraum 110 grenzende erste Stirnfläche 107a des Kolbenelementes 107 wird vom Motoröl über den ersten Ölkanal 120 beaufschlagt, in welchem ein in Richtung des ersten Hochdruckraumes 110 öffnendes erstes Rückschlagventil 121 angeordnet ist. Vom ersten Hochdruckraum 110 geht ein erster Rücklaufkanal 122 aus, über welchen der erste Hochdruckraum 110 druckentlastbar ist.

Wie in Fig. 5 und 6 erkennbar ist, mündet in den an die zweite Stirnfläche 107b des Kolbenelementes 107 grenzenden zweiten Hochdruckraum 111 ein zweiter Ölkanal 130 ein, in welchem ein in Richtung des zweiten Hochdruckraumes 111 öffnendes zweites Rückschlagventil 131 angeordnet ist. Über diesen kann der zweite Hochdruckraum 111 mit Öldruck beaufschlagt werden. Die Druckentlastung des zweiten Hochdruckraumes 111 erfolgt über einen vom zweiten Hochdruckraum 111 ausgehenden zweiten Rücklaufkanal 132.

Die Ölzufuhr, Sperre und Ablauf des Öles wird von einem Steuerventil 113 gesteuert, welches einen in einer Aufnahmebohrung 114 axial zwischen einer ersten Stellung und einer zweiten Stellung verschiebbaren Stellkolben 115 aufweist, der in bekannter Weise über den Öldruck an der nicht weiter dargestellten Ölpumpe mittels eines ebenfalls nicht dargestellten Druckregelventils gesteuert wird, wobei beispielsweise ein nicht dargestellter Aktuator eine Feder im Regelventil der Ölpumpe mehr oder weniger vorspannt.

Durch Verschieben des Stellkolbens 115 kann entweder der erste, oder der zweite Rücklaufkanal 122, 132 geöffnet bzw. gesperrt werden, wobei der jeweils andere Rücklaufkanal 132, 122 gesperrt bzw. geöffnet wird.

Im Ausführungsbeispiel steuert der Stellkolben 115 die ersten und zweiten Rücklaufkanäle 122 und 132 auf bzw. zu.

In Fig. 3 und 5 ist die Pleuelstange 101 in einer einem hohen Verdichtungsverhältnis zugeordneten herausgezogenen Lage A gezeigt, die mit einer ersten Stellung des Steuerventils 113 korreliert. Eine in Fig. 4 und 6

dargestellte, einem niedrigen Verdichtungsverhältnis zugeordnete eingeschobene Lage B korreliert mit einer zweiten Stellung des Steuerventils 113.

Bei Niedriglast wird von der Ölpumpe der Öldruck drehzahl- und lastabhängig auf niedrigen Druck geregelt, zum Beispiel auf 1,8 bar. Der Stellkolben 115 wird dabei in seiner quer zur Längsachse 101a der Pleuelstange 101 angeordneten Aufnahmebohrung 114 durch die Kraft der Rückstellfeder 116 bei niedrigem Öldruckniveau gegen einen ersten Anschlag 118 gedrückt, da die Federkraft der Rückstellfeder 116 größer als die vom Öldruck verursachte Kolbenkraft des Stellkolbens 115 ist. In dieser Stellung ergibt sich eine Strömungsverbindung zwischen der Ölversorgung aus dem Kurbelzapfenlager 105 und dem ersten Rückschlagventil 121, das in den unter der ersten Stirnfläche 107a des Kolbenelementes 107 liegenden ersten Hochdruckraum 110 führt. Solange der entsprechende Kolben des entsprechenden zweiten Zylinders 3 der Brennkraftmaschine 1 durch seine Massenkraft die beiden Pleuelstangenteile 106, 109 auseinanderzieht, fließt Öl durch das erste Rückschlagventil 121 in den ersten Hochdruckraum 110, bis dieser gefüllt ist. Das Volumen des Hochdruckraumes 110 ist durch eine in den Schaftteil 109a des zweiten Stangenteiles 109 eingeschraubten, durch eine Anschlaghülse gebildeten Halteteil 133 begrenzt, welcher den maximal möglichen Hub des Kolbenelementes 107 definiert. Je nach Länge dieser Anschlaghülse lässt sich der Verstellbereich ΔL der Pleuellänge der langverstellbaren Pleuelstange 101 beliebig einstellen.

Das Motoröl wird von der Massenkraft über das in einem ersten Ölkanal 120 angeordnete erste Rückschlagventil 121 unter die erste Stirnfläche 107a des Kolbenelementes 107 angesaugt. Der Stellkolben 115 sperrt mit seinem Zylindermantel 119 den vom ersten Hochdruckraum 110 ausgehenden ersten Rücklaufkanal 122. Das angesaugte Öl kann nicht entweichen und ist nicht kompressibel. Als Folge wird das Kolbenelement 107 samt dem ersten Stangenteil 106 angehoben und die Pleuelstange 101 somit länger. Auf diese Weise kann ein höheres Verdichtungsverhältnis bei niedrigem Öldruck eingestellt werden.

Das Kolbenelement 107 verdrängt beim Auseinanderziehen der Pleuelstange 101 das Öl aus dem ringförmigen zweiten Hochdruckraum 111 über den zweiten Rücklaufkanal 132, den der Stellkolben 115 des Steuerventils 113 in dieser ersten

Stellung freigibt. Das Öl fließt zum nicht weiter dargestellten Kurbelraum der Brennkraftmaschine 1 hin gemäß dem in Fig. 3 und 5 gezeigten Pfeil R ab.

Wird nun der Regeldruck der Ölpumpe bei hoher Last - ebenfalls last- und drehzahlabhängig - auf ein höheres Niveau, zum Beispiel auf 3,5 bar, geregelt, so wird der Stellkolben 115 in seiner Aufnahmebohrung 114 vom Motoröl gegen den zweiten Anschlag 123 gedrückt, da die vom Öldruck verursachte Kolbenkraft des Stellkolbens 115 stärker ist als die Federkraft der Rückstellfeder 116. Die Rückstellfeder 116 wird dabei komprimiert. Der zweite Anschlag 123 kann beispielsweise von einer Führung für die Rückstellfeder 116 und/oder einem in einer Nut der Aufnahmebohrung 114 eingesetzten Sicherungsring 124 gebildet sein.

In dieser Stellung ergibt sich eine Strömungsverbindung zwischen dem ersten Hochdruckraum 110 und dem zweiten Rückschlagventil 131, welches im zum zweiten Hochdruckraum 111 führenden zweiten Ölkanal 132 angeordnet ist. Die Gaskraft drückt den ersten Stangenteil 106 samt dem Kolbenelement 107 in Fig. 3 nach unten in Richtung des großen Pleuelauges 104, weil der Abfluss aus dem ersten Hochdruckraum 110 durch den ersten Rücklaufkanal 122 vom Stellkolben 115 geöffnet wurde. Der durch die Gaskraft in diesem ersten Hochdruckraum 110 entstandene Druck, der etwa den 20-fachen Betrag des Gasdruckes im Brennraum erreichen kann, hilft jetzt mit, den ringförmigen zweiten Hochdruckraum 111 zu füllen. Der Abfluss durch den zweiten Rücklaufkanal 132 aus diesem zweiten Hochdruckraum 111 wird vom Stellkolben 115 in dieser zweiten Stellung versperrt. In dieser zweiten Stellung drückt der Gasdruck aus dem nicht weiter ersichtlichen Brennraum das Kolbenelement 107 ganz nach unten, wodurch sich ein kleineres Verdichtungsverhältnis einstellt. Durch den entstandenen Druck wird der erste Stangenteil 106 der Pleuelstange 101 in Fig. 3 nach unten in Richtung des großen Pleuelauges 104 gegen die kurbelseitige Stirnfläche 112 des Führungszylinders 108 gepresst, welcher einen Anschlag für das Kolbenelement 107 in der eingeschobenen Lage des ersten Stangenteils 106 bildet.

Das Kolbenelement 107 kann nicht mehr abheben, weil durch das für das Füllen des zweiten Hochdruckraumes 111 zuständige offene zweite Rückschlagventil 131 Öl in den zweiten Hochdruckraum 111 gelangt und das Kolbenelement 107 dadurch weiterhin gegen den Boden des Sackloches gepresst bleibt. Durch den im ersten

Hochdruckraum 110 ansteigenden Druck wird das erste Rückschlagventil 121 in seiner geschlossenen Stellung gehalten.

Da das Volumen des zweiten Hochdruckraumes 111 kleiner ist als das Volumen des ersten Hochdruckraumes 110, muss das Öl, das im zweiten Hochdruckraum 111 keinen Platz mehr findet, über die eine Rückströmdrossel 129 aufweisende Zuführleitung 125, welche einen in das große Pleuelauge mündenden Ölversorgungs kanal 128 aufweist, in Richtung des Pleuelagers 105 abfließen können. Dies wird dadurch erreicht, dass in der zweiten Stellung des Stellkolbens 115 der erste Rücklaufkanal 122 für das Motoröl durch den Stellkolben 115 freigegeben wird, wie aus Fig. 6 ersichtlich ist.

Besonders vorteilhaft ist, dass auch in einem unteren Leerlaufbereich der Brennkraftmaschine, wenn der Motoröldruck kleiner als der Regeldruck ist, ein höheres Verdichtungsverhältnis eingestellt werden kann, was den Verbrauch im Niederlastbereich verbessert und einen Kaltstart erleichtert. Um das hohe Verdichtungsverhältnis über längere Zeit beizubehalten, müssen die Leckageverluste durch den Spielsitz des Führungszylinders 108 aus dem ersten Hochdruckraum 110 unter der ersten Stirnfläche 107a des Kolbenelementes 107 in denselben wieder nachgefüllt werden. Dies geschieht dadurch, dass die Massenkraft des (nicht weiter dargestellten) Kolbens des entsprechenden zweiten Zylinders 3 und des ersten Stangenteils 106 das Motoröl durch die Zuführleitung 125 über das erste Rückschlagventil 121 (Nachfüllventil) in den ersten Hochdruckraum 110 unter der ersten Stirnfläche 107a ansaugt. Beim nachfolgenden Verdichtungstakt baut sich der Hochdruck wieder auf und die kleine Kugel 121a im ersten Rückschlagventil 121 verhindert das Entweichen des Öles aus dem ersten Hochdruckraum 110. Dieser Vorgang wiederholt sich bei jedem Arbeitszyklus. Will man das Verdichtungsverhältnis wieder senken, wird der Regeldruck der Ölpumpe erhöht und der Stellkolben 115 vom Öldruck gegen den zweiten Anschlag 123 gedrückt und die Strömungsverbindung zwischen dem ersten Rücklaufkanal 122 über die Zuführleitung 125 und den Ölversorgungs kanal 128 zum Pleuelager 105 somit geöffnet. Der Gasdruck drückt das Kolbenelement 107 nach unten und das niedrigere Verdichtungsverhältnis ist wieder eingestellt. Der Stellkolben 115 wird in seiner Aufnahmebohrung 114 nur durch den Öldruck und durch die Rückstellfeder 116 zwischen den Anschlägen 118 bei niedrigem Öldruck und 123 bei hohem Öldruck hin- und hergeschoben.

Das Kolbenelement 107 weist eine Verdrehsicherung 134 auf, welche im in Fig. 3 und 4 gezeigten Ausführungsbeispiel durch eine in seiner Mantelfläche eingeformte axiale Nut 126 gebildet ist, in welche ein zylindrischer Stift 127 eingreift. „Axial“ bedeutet hier im Wesentlichen parallel zur Längsachse 101a der Pleuelstange 101, wohingegen der zylindrische Stift 127 radial, also im Wesentlichen normal zu besagter Längsachse 101a, in die axiale Nut 126 eingreift.

Der Stift 127 verhindert ein Verdrehen des Kolbenelementes 107 und somit des ersten Stangenteils 106 gegenüber dem zweiten Stangenteil 109.

Die Ölversorgung der Aufnahmebohrung 114 des Stellkolbens 115 erfolgt über die Zuführleitung 125 und den Ölversorgungskanal 128. Dieser mündet im großen Pleuelauge 104 und ist somit mit dem Kurbelzapfenlager 105 strömungsverbunden.

Die im Ölversorgungskanal 128 angeordnete Rückströmdrossel 129 (Fig. 5 und 6) besteht aus einem sich in Richtung des Steuerventils 113 öffnenden Rückschlagventil 129a und einer parallel dazu angeordneten Drosselbohrung 129b, wobei die Rückströmdrossel 129 beispielsweise - wie an sich bekannt - einen mit einer Drosselbohrung versehenen federbelastete Ventilteller aufweisen kann, der entgegen der Öffnungsrichtung durch eine Ventilsfeder auf einen Ventilsitz gedrückt wird (nicht weiter dargestellt). Durch das in Richtung des Schaltventils 113 öffnende Rückschlagventil 129a der Rückströmdrossel 129 kann ein rasches Füllen des ersten Hochdruckraumes 110 gewährleistet werden. Andererseits können die Druckwellen, die aus der Verstellung der beiden Stangenteile 106, 109 zueinander resultieren, gegenüber dem Bereich des Kurbelzapfenlagers 103 gedämpft werden, aber der Durchfluss in Richtung des Kurbelzapfenlagers 103 klein gehalten wird.

Die an Hand der Fig. 3 bis 6 beschriebene Ausführung einer Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung 50 bietet eine konstruktiv und steuerungstechnisch einfache Möglichkeit zur Verstellung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses und bietet somit besondere Vorteile in Verbindung mit der vorliegenden Erfindung. Natürlich kann die Erfindung aber auch mit anderen Verdichtungsänderungseinrichtungen umgesetzt werden.

P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Mehrzylinder-Brennkraftmaschine (1) mit zumindest einem ersten Zylinder (2) oder einer Gruppe von ersten Zylindern (2) und zumindest einem zweiten Zylinder (3) oder einer Gruppe von zweiten Zylindern (3), wobei der zumindest eine erste Zylinder (2) bzw. die Gruppe von ersten Zylindern (2) mittels zumindest einer Zylinderabschalteinrichtung (4) deaktivierbar ist, und wobei ein Verdichtungsverhältnis zumindest eines Zylinders mittels zumindest einer Verdichtungsänderungseinrichtung (5) veränderbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass das Verdichtungsverhältnis des bzw. der ersten Zylinder (2) unveränderbar und das Verdichtungsverhältnis des bzw. der zweiten Zylinder (3) veränderbar ist.
2. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Zylinderabschalteinrichtung (4) dem zumindest einen ersten Zylinder (2) und die Verdichtungsänderungseinrichtung (5) dem zumindest einen zweiten Zylinder (3) zugeordnet ist.
3. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdichtungsänderungseinrichtung (5) durch eine Pleuelstangenlängen-Verstelleinrichtung (50) gebildet ist.
4. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Pleuelstangen-Verstelleinrichtung (50) zumindest ein im Bereich eines großen Pleuelauges einer längenverstellbaren Pleuelstange (101) angeordnetes Steuerventil (115) aufweist, mit welchem zumindest eine Zuführleitung (125) für Motoröl oder Hydrauliköl mit zumindest einem in der Pleuelstange (101) angeordneten Hochdruckraum (110, 111) hydraulisch verbindbar ist, wobei der Hochdruckraum (110, 111) an zwei relativ zueinander längenverschiebbare Stangenteile (106, 109) der Pleuelstange (101) grenzt.
5. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit drei Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie einen ersten Zylinder (2) und zwei zweite Zylinder (3) aufweist.

6. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit vier Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie zwei bzw. drei erste Zylinder (2) und zwei bzw. einen zweiten Zylinder (3) aufweist.
7. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit fünf Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie zwei, drei bzw. vier erste Zylinder (2) und drei, zwei bzw. einen zweiten Zylinder (3) aufweist.
8. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit sechs Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie drei bzw. vier erste Zylinder (2) und zwei bzw. drei zweite Zylinder (3) aufweist.
9. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit acht Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie mindestens drei erste Zylinder (2) und maximal fünf zweite Zylinder (3) aufweist.
10. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit zehn Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie mindestens fünf erste Zylinder (2) und maximal fünf zweite Zylinder (3) aufweist.
11. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, mit zwölf Zylindern, dadurch gekennzeichnet, dass sie mindestens sechs erste Zylinder (2) und maximal sechs zweite Zylinder (3) aufweist.
12. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein erster Zylinder (2) zwischen zumindest zwei zweiten Zylindern (3) angeordnet ist.
13. Verfahren zum Betreiben einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine (1) mit zumindest einem ersten Zylinder (2) oder einer Gruppe von ersten Zylindern (2) und zumindest einem zweiten Zylinder (3) oder einer Gruppe von zweiten Zylindern (3), wobei in zumindest einem Motorbetriebsbereich der zumindest eine erste Zylinder (2) bzw. die Gruppe von ersten Zylindern (2) deaktiviert wird, und wobei in zumindest einem Motorbetriebsbereich ein Verdichtungsverhältnis zumindest eines Zylinders (3) veränderbar wird, dadurch gekennzeichnet, dass nur der oder die ersten Zylinder (2)

abgeschaltet wird bzw. werden und das Verdichtungsverhältnis nur des oder der zweiten Zylinder (3) verändert wird.

14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Veränderung des Verdichtungsverhältnisses durch Verstellen der Längen der Pleuelstangen der zweiten Zylinder (3) erfolgt.

2015 10 28

Fu

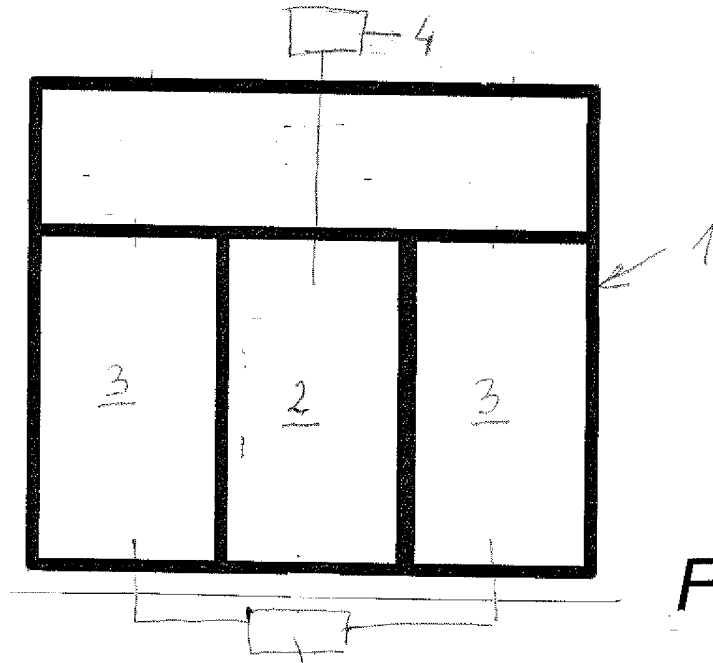


Fig.1

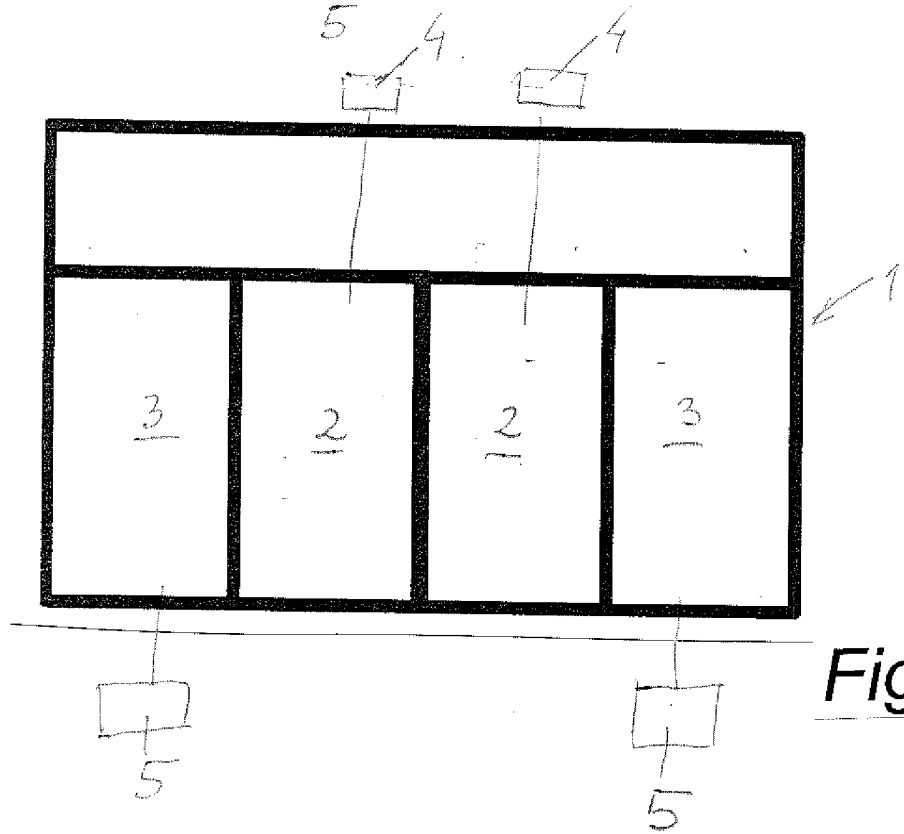


Fig.2

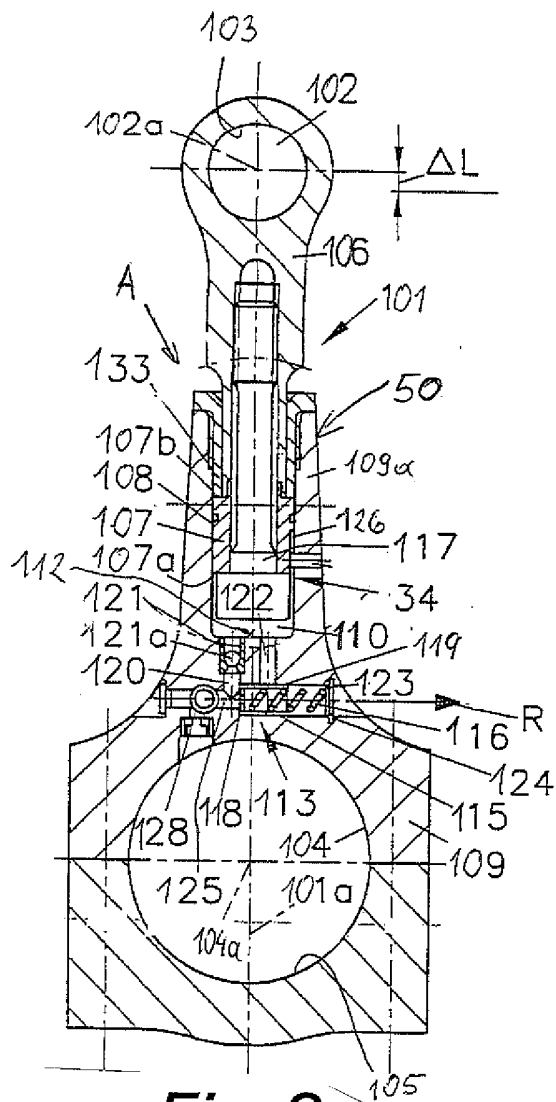


Fig. 3

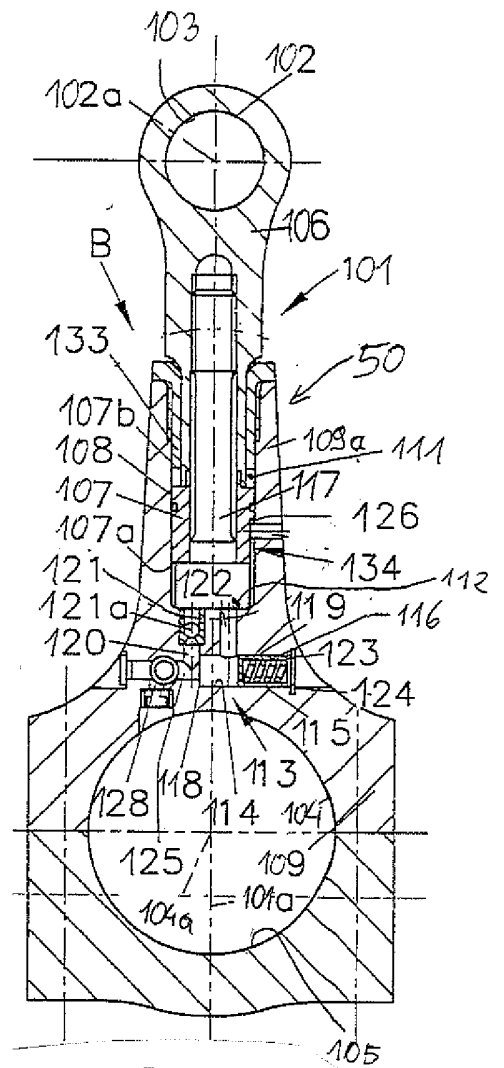


Fig. 4

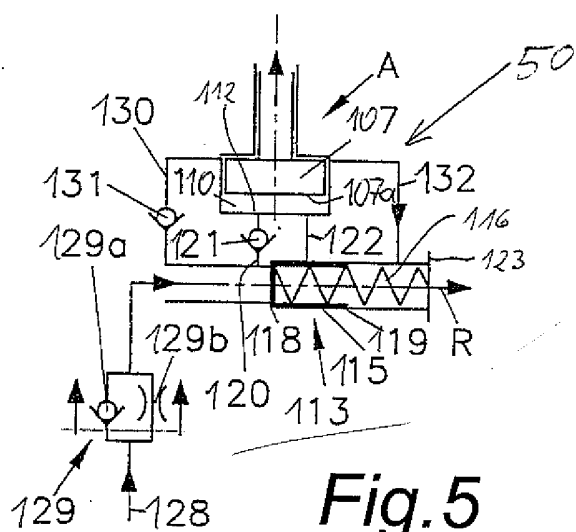


Fig. 5

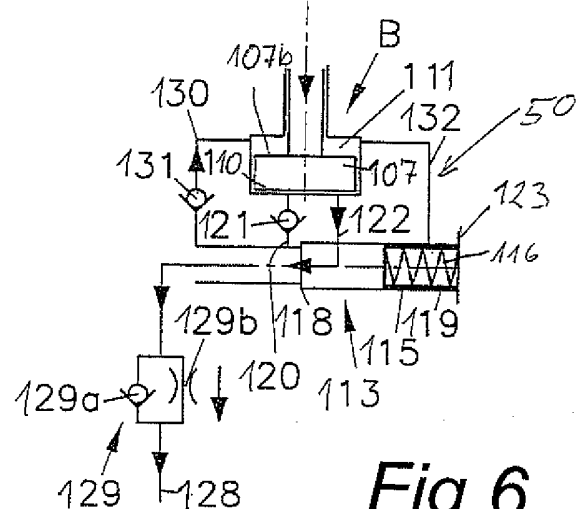
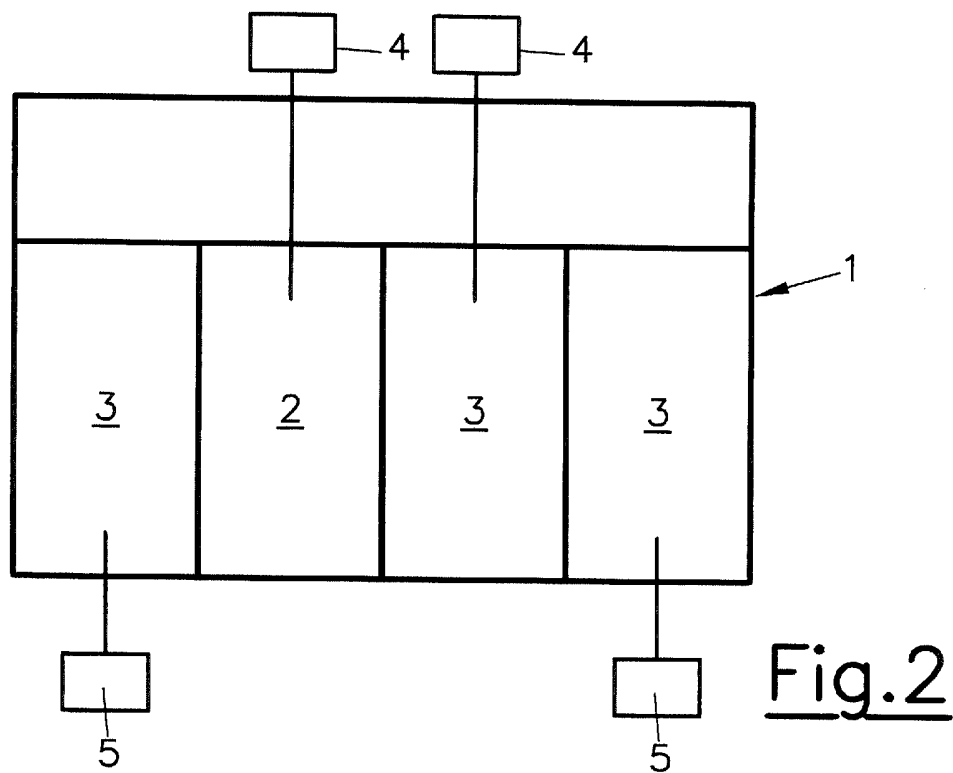
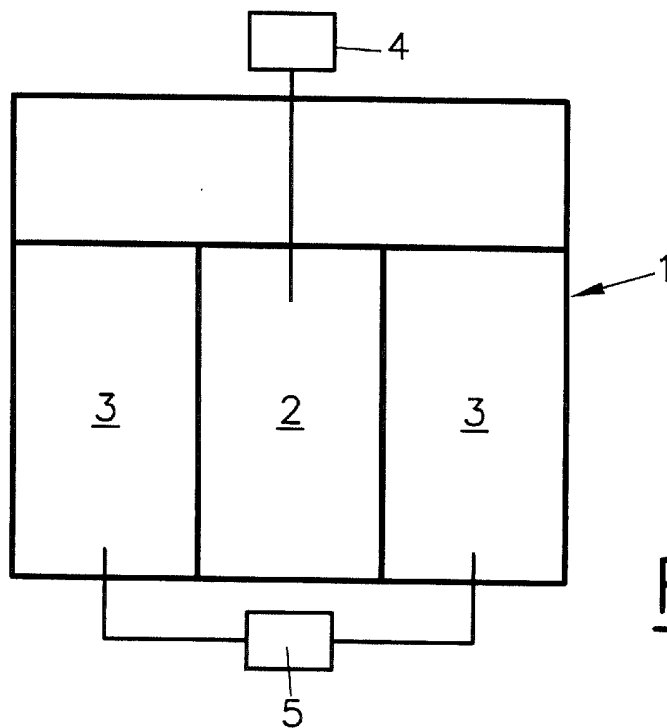


Fig. 6



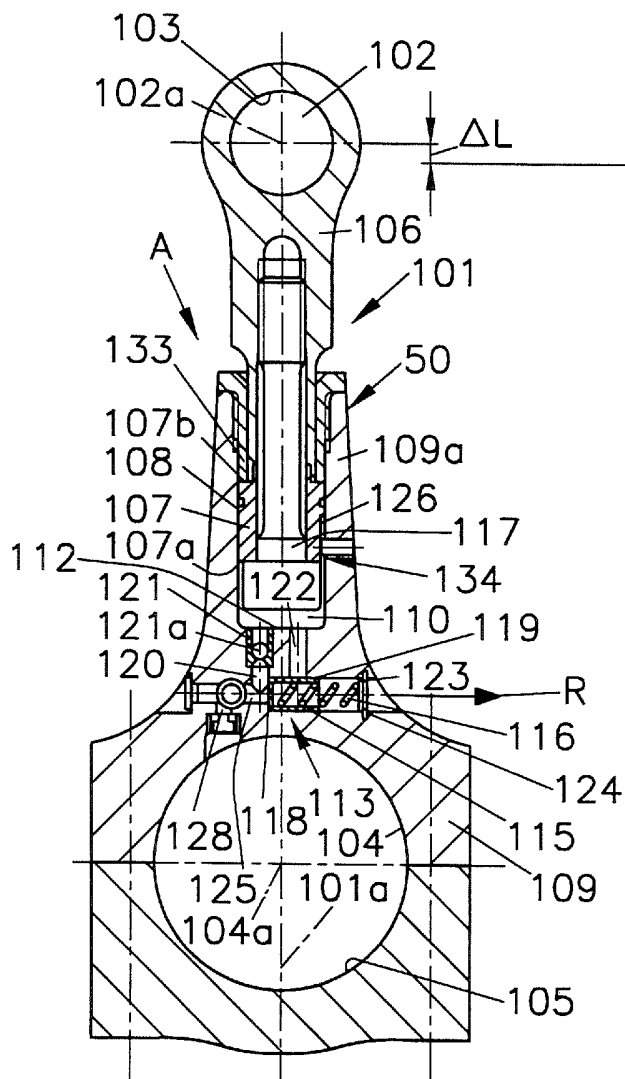


Fig. 3

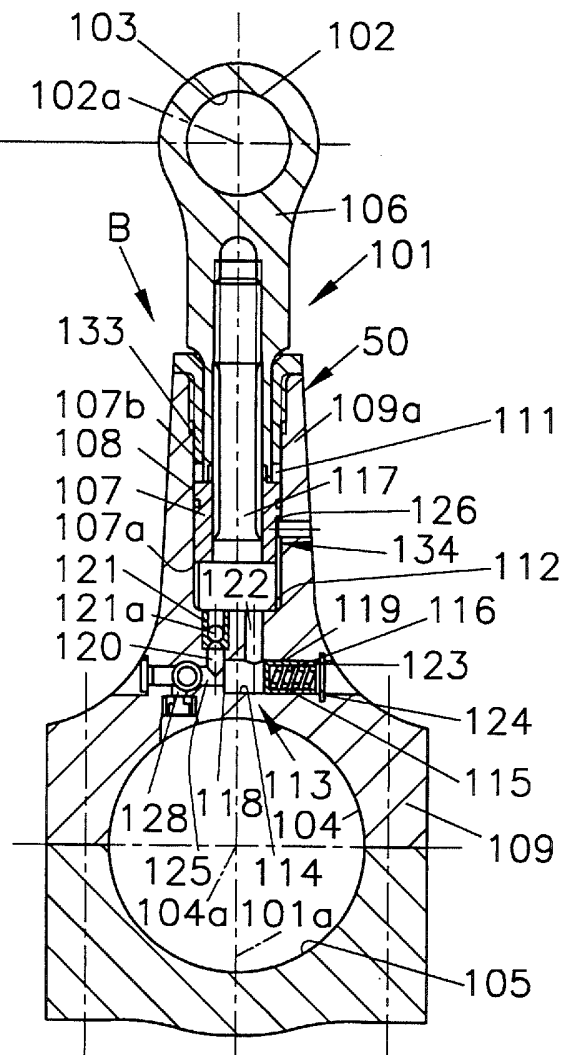


Fig. 4

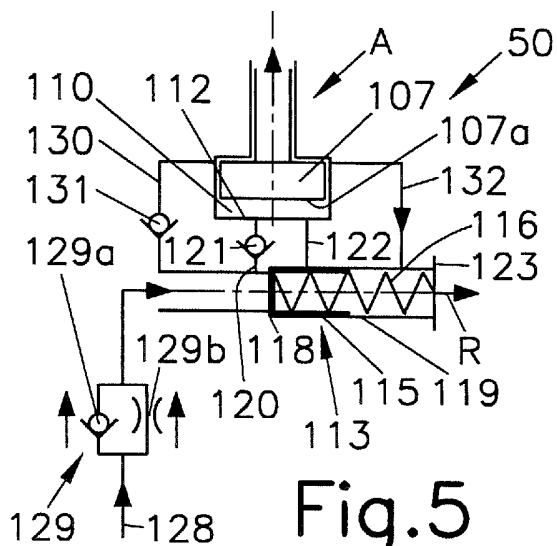


Fig. 5

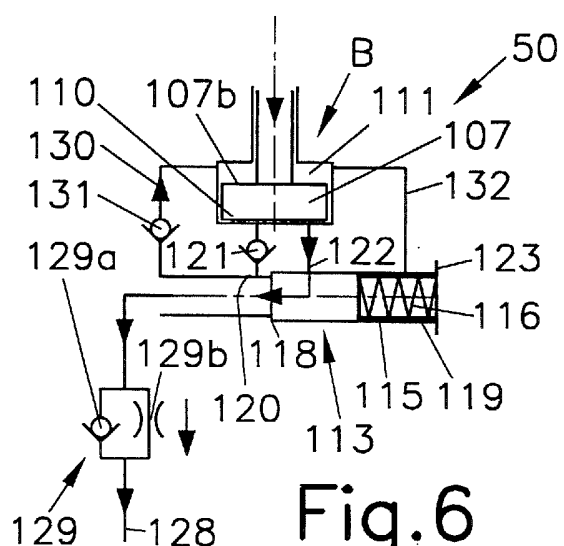


Fig. 6