



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 198 44 200 A 1**

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 02 B 75/32**  
F 01 B 31/14  
F 01 M 1/06

21 Aktenzeichen: 198 44 200.9  
22 Anmeldetag: 26. 9. 98  
43 Offenlegungstag: 17. 6. 99

DE 198 44 200 A 1

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

71 Anmelder:  
Gheorghiu, Victor, Prof. Dr.-Ing., 22145 Hamburg,  
DE

72 Erfinder:  
gleich Anmelder

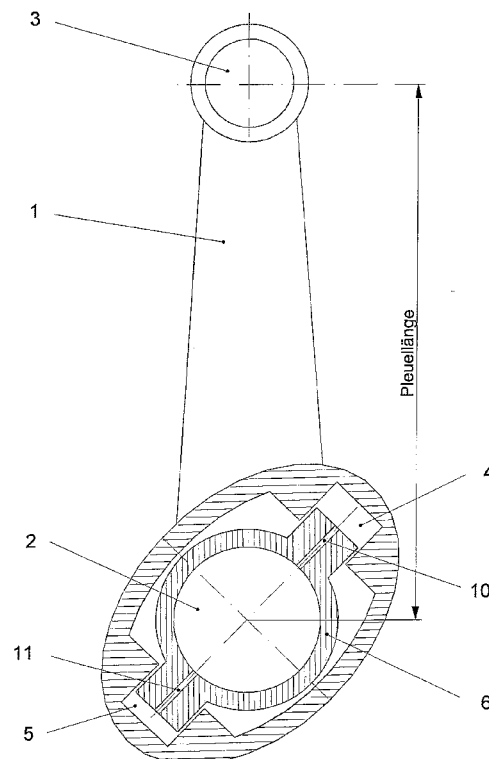
**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Kurbeltrieb für variable Verdichtung

57 Die Hubkolbenverbrennungsmotoren wurden bisher überwiegend mit konstantem Verdichtungsverhältnis realisiert. Einige wenige Versuche das Verdichtungsverhältnis variabel zu gestalten, haben sich bisher nicht durchgesetzt, da die vorgeschlagenen Lösungen technisch zu kompliziert und zu empfindlich bei Störfaktoren oder Verschleiß waren und sich dadurch als zu unwirtschaftlich erwiesen. Als Beispiel dient der CCE-Kurbeltrieb (G 9316389.4), dessen Wirkprinzip auf einem zweiteiligen Pleuel, der mit einer Anlenkstange an einem örtlich variablen Punkt angelenkt ist, beruht. Die Nachteile dieses Kurbeltriebs sind: erstens zu viele Bauteile mit relativ großen Massen, die sich an der Pleuelbewegung beteiligen, zweitens treten zu viele neue Lager auf, die zu weiteren Problemen wie Schmierung, Verschleiß, zusätzliche Spiele und dadurch geringere Steifigkeit des Kurbeltriebs führen, drittens für die Verdichtungssteuerung ist eine zusätzliche Exzenterwelle notwendig, die im Kurbelgehäuse integriert, gelagert und geschmiert werden muß, viertens die gesamte Pleuellänge und dadurch die Motorhöhe nehmen stark zu. Der neue Kurbeltrieb, der weiter als VCR-Kurbeltrieb (Variable Compression Ratio) benannt wird, ist in der Zielsetzung dem CCE-Kurbeltrieb identisch, aber ohne dadurch auch dessen Nachteile aufzuweisen.

Im Prinzip und gemäß dem 1. Patentanspruch besteht der VCR-Kurbeltrieb aus einem Pleuel (s. Figur 1) mit einstellbarer Position des Pleuelaugenlagers (2) gegenüber dem ...



DE 198 44 200 A 1

Die Verdichtung als notwendiger Takt zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades eines motorischen Arbeitsspiels ist schon seit 1876 von Otto mit seinem "Neuen Ottomotor" bewiesen. Wie bekannt, zeigt die Analyse der Otto-, Diesel- und Seiliger-Vergleichsprozesse, daß der thermische Wirkungsgrad mit der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zunimmt. Gleichzeitig nehmen die Gas- und die dadurch im Kurbeltrieb entstehenden Reibungskräfte zu. Dementsprechend nimmt der mechanische Wirkungsgrad mit der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ab. Wird nun entweder der effektive Wirkungsgrad, der als Produkt des inneren und des mechanischen Wirkungsgrades definiert ist, oder der spezifische effektive Kraftstoffverbrauch, der mit dem effektiven Wirkungsgrad invers proportional ist, als Optimierungskriterium eingeführt, liegt dann das Optimum des Verdichtungsverhältnisses bei Vollast im Bereich von ca. 15 bis 17.

Bei Ottomotoren und Vollastbetrieb ist das Optimum des Verdichtungsverhältnisses wegen des bei Vollast auftretenden Klopfens (anormale Verbrennung, die wegen der zu hohen Verdichtungsdrucke und -temperaturen durch Selbstzündung des Kraftstoffes ausgelöst ist) nicht erreichbar. Aus diesem Grund und mit wenigen Ausnahmen liegen zur Zeit die maximalen Werte des Verdichtungsverhältnisses für Ottomotoren unter der Marke von 11. Bei Teillast entgegen, wo weniger Gasmasse im Zylinder angesaugt wird und dadurch der Verdichtungszustand (Temperatur und Druck) erheblich niedriger als bei Vollast liegt, stellt die Marke von 11 für das Verdichtungsverhältnis keineswegs die obere Grenze dar, d. h., daß das Verdichtungsverhältnis im Falle einer variablen Verdichtung so hoch gesteigert werden darf, bis der Verdichtungszustand in etwa die Werte bei Vollast erreicht.

Die variable Verdichtung kann für saugende und aufgeladene Ottomotoren im Teillastbereich durch Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ein Reduzierungspotential für den spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch von bis 30% aufweisen, und dies noch unter Beibehaltung der klassischen homogenen stöchiometrischen Gemischbildung und Erfüllung der zukünftigen Abgasnormen erfolgen („Motor-technische Zeitschrift, 58. Jahrgang, November 1997, Heft 11, Seiten 706 bis 711). Für die direkt einspritzenden Ottomotoren (GDI-Motoren), bei denen die Gemischbildung im Teillastbereich in Form von Schichtladung erfolgt, kann das Reduzierungspotential noch größer ausfallen.

Im Gegenteil zu den Ottomotoren ist bei den (hoch) aufgeladenen Dieselmotoren die variable Verdichtung noch interessanter, da sich hier keine Begrenzung durch Auftreten einer anormalen Verbrennung zeigen läßt. Die Begrenzungen werden in diesem Fall nur vom Maximum des Zylinderdruckes und/oder der Gastemperatur vorgegeben. Um den maximalen Zylinderdruck während der Verbrennung beim höchst möglichen Aufladedruck und Vollast in dem zulässigen Bereich zu halten, ist zur Zeit üblich, ein relativ niedriges konstantes Verdichtungsverhältnis auszuwählen, das dann allerdings in allen anderen Betriebspunkten und insbesondere beim Leerlauf und Teillast des Motors nicht optimal ist. Ein Extremfall stellt nun der Versuch dar, den Motor zu starten, da der Abgasturbolader sich zu diesem Zeitpunkt wegen fehlender Abgase noch nicht im Lauf befindet, und infolgedessen auch keine Aufladung erfolgen kann. Dadurch liegen die Temperaturen am Verdichtungsende einfach zu tief, um die Selbstzündung des Kraftstoffes zu bewirken, und somit kann der Motor nicht gestartet werden. In solchen Fällen wird zu anderen sehr komplizierteren Maßnahmen ergriffen, um überhaupt den Motorstart zu ermögli-

chen.

Wie erwähnt, wurden die Hubkolbenverbrennungsmotoren bisher überwiegend mit konstantem Verdichtungsverhältnis realisiert. Einige wenige Versuche das Verdichtungsverhältnis variabel zu gestalten haben sich bisher nicht durchgesetzt, da die vorgeschlagenen Lösungen technisch zu kompliziert und zu empfindlich bei Störfaktoren oder Verschleiß waren und sich dadurch als zu unwirtschaftlich erwiesen. Als Beispiel dient der CCE-Kurbeltrieb (G 9316389.4), dessen Wirkprinzip auf einem zweiteiligen Pleuel, der mit einer Anlenkstange an einem örtlich variablen Punkt angelenkt ist, beruht. Die Nachteile dieses Kurbeltriebs sind: erstens zu viele Bauteile mit relativ großen Massen die sich an der Pleuelbewegung beteiligen, zweitens treten zu viele neue Lager auf, die zu weiteren Problemen wie Schmierung, Verschleiß, zusätzliche Spiele und dadurch geringere Steifigkeit des Kurbeltriebs führen, drittens für die Verdichtungssteuerung ist eine zusätzliche Exzenterwelle notwendig, die im Kurbelgehäuse integriert, gelagert und geschmiert werden muß, viertens die gesamte Pleuellänge und dadurch die Motorhöhe nehmen stark zu.

Der neue Kurbeltrieb, der weiter als VCR-Kurbeltrieb (Variable Compression Ratio) benannt wird, ist in der Zielsetzung dem CCE-Kurbeltrieb identisch aber ohne dadurch auch dessen Nachteile aufzuweisen.

Im Prinzip und gemäß dem 1. Patentanspruch besteht der VCR-Kurbeltrieb aus einem Pleuel (s. **Fig. 1**) mit einstellbarer Position des Pleuelaugenlagers (2) gegenüber dem Pleuelschaft (1), bei dem sich die Länge, d. h. der Abstand zwischen den Achsen des Pleuelaugenlagers (2) und Kolbenbolzenaugenlagers (3) verändern läßt. Gemäß dem Arbeitsprinzip des Differentialzylinders erfolgt das Variieren der Pleuellänge mit Hilfe von zwei (oder mehrere) hydraulischen Kammern (4), (5) und eines zwischen diesen Kammern doppelwirkend arbeitenden Stellkolbens (6), der seinerseits das Pleuelaugenlager (2) enthält. Zur Verdichtungseinstellung sind die hydraulischen Kammern (4), (5) in gewünschten Maßen durch die innerhalb der Kurbelwelle und des Stellkolbens (6) durchgeführten Bohrungen (10), (11) mit einem hydraulischen Fluid (üblicherweise Öl vom Schmiersystem des Motors) versorgt. Da eine hydraulische Kammer eines Kammerpaars nur zur Rückstellung des Stellkolbens (6) dient, läßt sie sich diese im Prinzip auch durch eine Rückstellfeder ersetzen.

Der Winkel  $\beta$  zwischen der Verschiebungsachse (15) (s. **Fig. 2**) des Stellkolbens (6) und der Pleuellängsachse (14) kann beliebig im Bereich  $0^\circ \dots 90^\circ$  ausgewählt werden. Zwei typische Beispiele für die Auslegung des  $\beta$ -Winkels sowie die Position des Stellkolbens für das Erreichen der maximalen ( $L_{\max}$ ) bzw. minimalen ( $L_{\min}$ ) Pleuellänge sind in der **Fig. 2** dargestellt, wobei in den oberen zwei Abbildungen dieser Figur der Winkel  $\beta = 45^\circ$  und in den unteren zwei  $\beta = 0^\circ$  ist. Der Wert des  $\beta$ -Winkels ist ein wichtiger Parameter bei der Auslegung des VCR-Kurbeltriebs, da der Anteil der Pleuelkraft (wie bekannt, wirkt die Pleuelkraft entlang des Pleuels und ist von der Gas- und der oszillierenden Massenkraft verursacht), der von den hydraulischen Kammern (4), (5) übernommen wird, von seiner Größe abhängt. Folglich muß hier einen Kompromiß zwischen der Größe des Hubes des Stellkolbens (6) und der des zu übernehmendem Pleuelkraftanteils getroffen werden.

Bei kleinen  $\beta$ -Winkelwerten werden für das Variieren der Pleuellänge zwischen  $L_{\min}$  und  $L_{\max}$  kleine Hübe des Stellkolbens (6) benötigt, d. h. eine kompakte Konstruktion wird ermöglicht, wobei das Hubminimum für  $\beta = 0^\circ$  getroffen ist. Der modifizierte Pleuel kann symmetrisch realisiert und dadurch können auch keine besonderen Eingriffe in den Massenausgleich des Motors vorkommen werden. Als Nachteil

dieser Auslegung muß hier erwähnt werden, daß z. B. für  $\beta = 0^\circ$  die hydraulischen Kammern (4), (5) die Pleuelkraft in voller Höhe übernehmen müssen. Das heißt, daß die Stirnfläche des Stellkolbens (6) und/oder die Betriebsdrücke in den hydraulischen Kammern (4), (5) sehr hohe Werte annehmen müssen.

Bei großen  $\beta$ -Winkelwerten ist der von den hydraulischen Kammern (4), (5) zu übernehmende Pleuelkraftanteil gering, wobei das Minimum bei  $\beta = 90^\circ$  erreicht wird. Dies hat zur Folge, daß die Stirnfläche des Stellkolbens (6) und/oder der für die Einstellung der gewünschten Pleuellänge notwendige Druck in den hydraulischen Kammern (4), (5) sehr niedrig liegen kann. Der erste Nachteil dieser Auslegung ist jedoch, daß der notwendige Hub des Stellkolbens (6) für das Variieren der Pleuellänge zwischen  $L_{\min}$  und  $L_{\max}$  viel größer als im Fall von kleinen  $\beta$ -Winkelwerten ist. Im Falle vom  $\beta = 90^\circ$  und einen symmetrischen Aufbau erscheinen die Pleuellänge als Hypotenuse, die Hubhälfte des Stellkolbens (6) als eine und der Abstand zwischen dem Kolbenbolzenaugenlagers (3) und der Verschiebungsachse (15) des Stellkolbens (6) (d. h. die mittlere Pleuellänge) als die andere Kathete in einem rechteckigen Dreieck. Um einen Eindruck zu gewinnen, wird das Beispiel ausgewählt, in dem eine 3% Erhöhung der mittleren Pleuellänge  $L$  angestrebt ist. Nach einfachen Berechnungen ergibt sich als notwendige Hubhälfte des Stellkolbens (6) ca. 25% von  $L$  im Fall  $\beta = 90^\circ$  im Vergleich mit nur 1,5% von  $L$  im Fall  $\beta = 0^\circ$ . Ein weiterer Nachteil der Bauvariante mit großen  $\beta$ -Winkelwerten deutet hier die unsymmetrische Massenverteilung bezüglich der Pleuelachse (14), wenn der Stellkolben (6) von der mittleren Position ausweicht.

Gemäß dem Anspruch 2 kann die Steuerung für das Positionieren des Pleuelaugenlagers (2) und somit der Pleuellänge in mehreren Varianten erfolgen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung, das der Bauvariante mit  $\beta = 0^\circ$  entspricht, bei der die Steuerung der Pleuellänge ohne Rückschlagventile realisiert wird, ist in der Zeichnung dargestellt und wird in folgenden näher beschrieben.

Die Fig. 3 und 4 zeigen den modifizierten Pleuel in den Randpositionen. Als hydraulisches Fluid wird in den hydraulischen Kammern (4), (5) Schmieröl vom Motorschmieresystem verwendet. Wie oben erwähnt, muß das Öl im Fall  $\beta = 0^\circ$  die Pleuelkraft in voller Höhe übernehmen. Damit die entstehenden mittleren Öldrücke in den hydraulischen Kammern (4), (5) nicht höher als die üblich im Schmieresystem vorhandenen Drücke werden, muß die Stirnfläche des Stellkolbens (6) in der gleichen Größenordnung mit der Tragfläche des Kurbelzapfens (12) liegen, d. h. sie muß in etwa das Produkt zwischen der Breite des Pleuelaugenlagers und dem Durchmesser des Kurbelzapfens (12) gleichen. Diese Bedingung ist in der Prinzipskizze von Fig. 2, Fall  $\beta = 0^\circ$ , nicht berücksichtigt. Im Gegenteil zur Fig. 2 zeigt

Fig. 3 sechs hydraulische Kammern, von denen (4), (4'), (4'') (Folgende Vereinbarung für die Bezeichnungen ist weiter zu beachten. Die mit einem einzelnen Strich bzw. mit zwei Strichen gekennzeichneten Zeichnungselemente deuten hier die links bzw. rechts zur Pleuellängsachse vorliegenden Bauteile oder Vorrichtungen.) für die Einstellung und (5), (5'), (5'') für die Rückstellung zuständig sind. Die hydraulischen Kammern (4), (5) werden weiter als hydraulische Hauptkammern und (4'), (4''), (5'), (5'') als hydraulische Nebenkammern bezeichnet. Die hydraulischen Nebenkammern (4'), (4'') bzw. (5'), (5'') können abhängig vom Durchmesser des Stellkolbens (6), (6'') und von der Breite des Pleuelaugenlagers (2) kommunizierend oder getrennt ausgeführt werden. Die gesamte Tragfläche dieser hydraulischen

Kammern übersteigt die des Pleuelaugenlagers, und somit ist die obige Bedingung erfüllt.

Um die Montage des Stellkolbens auf einer üblichen (nicht gebaute) Kurbelwelle zu ermöglichen, muß er aus zwei Bauteilen (6') und (6'') gefertigt werden. Das Zusammenhalten der Stellkolbenbauteile (6'), (6'') ist schon durch die Montage des Stellkolbens in den Bohrungen von Pleuelschaft (1) und Pleueldeckel (7) gewährleistet. Auf Wunsch kann jedoch auch eine zusätzliche Befestigung (z. B. durch Verschrauben) dieser Bauteile angewandt werden. Die Ölbohrungen (10), (11) können in der Trennfläche zwischen den Stellkolbenbauteilen (6'), (6'') (s. Fig. 3 und 4) oder innerhalb dieser Bauteile durchgeführt werden. In der Bohrung des Pleuelaugenlagers kann wie üblich auch die Lagerschale montiert werden. Zur Vereinfachung der Zeichnungen wird in diesem Ausführungsbeispiel jedoch auf Lagerschalen verzichtet, so daß die Lauffläche des Lagers direkt von der im Stellkolben durchgeführten Bohrung des Pleuelaugenlagers übernommen wird.

Die in der hydraulischen Kammer (5) plazierte und zwischen dem Pleueldeckel (7) und Stellkolben (6'), (6'') wirkende Feder (19) dient hier zur eindeutigen Feststellung der Position des Stellkolbens beim Motorstart, Zeitpunkt in dem üblicherweise kein Öldruck im Schmieresystem und somit auch in den hydraulischen Kammern (4), (5) vorhanden ist. In diesem Fall ist die Pleuellänge und somit das Verdichtungsverhältnis bzw. das für den Motorstart notwendige Anlasserdrehmoment minimal. Wenn aus anderen Gründen ein höheres Verdichtungsverhältnis beim Motorstart erwünscht ist, kann dann die Feder (19) in der hydraulischen Kammer (4) zwischen dem Pleuelschaft (1) und dem Stellkolben (6'), (6'') plazierte werden. Wenn der Motor z. B. über eine elektrische Ölpumpe verfügt, kann man beim Motorstart durch eine Vorsteuerung dieser Pumpe auf die Feder (19) verzichten.

In der Figur (5) ist das Stellkolbenbauteil (6'') dargestellt. Wie in den Fig. 4 und 5 dargestellt ist, sind die hydraulischen Kammern (4), (5) über die durch den Stellkolben durchgeführten Bohrungen (10) bzw. (11) mit den Pleuelaugenlagernuten (16') bzw. (17') und die ihrerseits über die Bohrungen (8) bzw. (9) durch Kurbelwangen (20') bzw. (20'') mit den umliegenden Hauptlagern verbunden. Die am Pleuelaugenlager vorhandenen Nuten (16') bzw. (17') trennen einerseits die Ölströme in den hydraulischen Kammern und andererseits helfen sie bei der Lagerschmierung. Wenn die Ölzufuhr über (8), (16'), (10) zu der hydraulischen Kammer (4) und -abfuhr über (9), (17'), (11) zu der hydraulischen Kammer (5) wie in Fig. 4 ablaufen, wird dann der Pleuel seine Länge vergrößern, bis das Maximum getroffen ist. Die Steuerung der Pleuellänge kann in diesem Fall nur mit Hilfe von z. B. im Zylinderblock plazierte Verteilern, die die Richtung und den Durchsatz bzw. Druck der Ölströmung in den umliegenden Lager der Wellenzapfen (13') bzw. (13'') bestimmen, durchgeführt werden. Demzufolge bleiben die Steuerorgane (hier die Verteiler) in dieser Ausführung von der Kurbelwellendrehung und Pleuel- bzw. Stellkolbenbewegung verschont.

Um die hydraulischen Nebenkammern (4'), (4'') bzw. (5'), (5'') in allen Stellkolbenpositionen nach außen abzudichten, besitzt der Stellkolben (6'), (6'') und das in ihm integrierte Pleuelaugenlager scheibenförmige Seitenwände (18) (s. Fig. 5), die auf dem Pleuelschaft (1) und Pleueldeckel (7) gleiten (s. Fig. 3 und 4) und somit die hydraulischen Nebenkammern abdichten. Zur Abdichtungsverbesserung können zusätzlich z. B. Gummi-O-Ringe o. ä. zwischen Seitenwänden (18) und Pleuelschaft (1) bzw. Pleueldeckel (7) eingesetzt werden. Zur Ölsteuerung können die hydraulischen Nebenkammern (4'), (4'') bzw. (5'), (5'') in mehreren Arten

mit den Pleuelaugenlagernuten (16') bzw. (16'') verbunden werden, und zwar entweder direkt durch die Bohrungen (10'), (10'') (s. Fig. 6, die dem Schnitt C-C von Fig. 5 entspricht) bzw. (11'), (11''), oder indirekt durch Bohrungen, Spalten, Nuten usw. erst mit den hydraulischen Hauptkammern (4) bzw. (5), die weiter durch die Bohrungen (10) bzw. (11) mit den Pleuelaugenlagernuten (16') bzw. (16'') kommunizieren.

Wie in den Fig. 4 und 6 dargestellt ist, entspricht die Position der Pleuelwelle und des Pleuels dem oberen Totpunkt (OT) des Pleueltriebs, wobei der Pleuelwinkel (KW)  $\alpha = 0^\circ$  ist. Zum Beispiel im Falle eines 4-Taktmotor kann bei dieser Pleuelstellung entweder die Verbrennung (Zünd-OT oder ZOT) oder das Ausschleiben bzw. Ansaugen der Abgase (Ladungswechsel-OT) erfolgen. Um die Steuerung mit geringeren Betriebsöldrücken durchführen zu können, muß die Richtung der Bohrungen (8) und (9), oder besser gesagt, die Lage ihrer Mündungen auf der Oberfläche des Pleuelzapfens (12) optimiert werden.

Wird angenommen, daß im ZOT die Gaskraft im Zylinder größer als die oszillierende Massenkraft ist, dann wird der Pleuelschaft (1) stark nach unten gedrückt. Zwei Situationen können nun auftreten. In der ersten liegt der Pleuel in seiner minimalen Länge vor, und somit befindet sich der Pleuelschaft (1) und die Stellkolbenbauteile (6'), (6'') in ihrer gemeinsamen Anschlagposition. Dadurch wird die Pleuelkraft durch den Pleuelschaft (1), Stellkolben, Pleuelaugenlager auf den Pleuelzapfen (12) übertragen.

In der zweiten Situation ist die Pleuellänge größer als ihr Minimum (s. Fig. 6), dadurch kann keine direkte Kraftübertragung stattfinden. Wegen der Pleuelkraftwirkung wird der in den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') vorliegende Öldruck stark zunehmen. Das Öl von diesen hydraulischen Kammern wird infolgedessen versuchen, zum einen durch Leckströmungen zu entweichen und zum anderen sich gegen den in der Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') vorhandenen Öldruck zu behaupten. Wird der Öldruck in den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') größer als der von den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16''), dann wird das Öl von den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') ungewollt in das Schmiersystem zurückströmen, und somit werden die Pleuellänge und dadurch das eingestellte Verdichtungsverhältnis während des beginnenden Expansionshubes heruntergesetzt. Zwei Lösungseinsätze zur Verhinderung dieses unerwünschten Ereignisses werden weiter vorgestellt.

#### Lösung 1

Durch ein optimiertes Positionieren der Mündungen der Bohrung (8) auf dem Pleuelzapfen (12) (s. die optimierte Variante in der Fig. 6) läßt sich jedoch die Verkürzung der Pleuellänge verhindern, da der Strömungsquerschnitt, den die Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') an dieser Stelle anbieten und der von der Geometrie dieser Nuten und der Richtung der Bohrung (8) abhängt, gering beziehungsweise bis auf Null reduziert werden kann. In der Fig. 7 ist diese optimierte Variante in zwei Pleuelstellungen dargestellt, wobei dort auch die schematische Darstellung der Pleueltriebsposition für die jeweiligen Pleuelstellungen angegeben ist. Für die Pleuelstellung  $\alpha = 0^\circ$  KW von Fig. 7 ist die optimierte Variante von Fig. 6 übernommen. Die Abbildung für  $\alpha = 45^\circ$  KW von Fig. 7 zeigt nun, daß die Verbindung zwischen der Bohrung (8) und den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') während der Expansion unterbrochen wird, und somit das Abdichten der hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') und das Beibehalten der eingestellten Pleuellänge gewährleistet sind.

#### Lösung 2

Eine ganz andere Maßnahme, die die unerwünschte Rückströmung vollständig eliminieren kann, beruht gemäß dem 2. Patentanspruch auf dem Einsatz eines Rückschlagventils in der Bohrung (10). Die hydraulischen Nebenkammern (4'), (4'') und die hydraulische Hauptkammer (4) müssen in diesem Fall nur über die vom Rückschlagventil kontrollierte Bohrung (10) mit Öl versorgt werden. Die Hauptnachteile dieser Lösung beruhen erstens in der relativ schweren Zugänglichkeit für Wartung und Reparatur des ständig mit dem Pleuel und Stellkolben in Bewegung befindlichen Rückschlagventils, und zweitens in der relativ langen Zeit, die für die Änderung der Pleuellänge notwendig ist, da die Ölabfuhr von den hydraulischen Kammern (4), (4') und (4'') nur über die Leckströmungen durchgeführt werden kann. Der große Vorteil dieser Auslegung besteht darin, daß die Öldrücke von den hydraulischen Kammern (4), (4') und (4'') den Öldruck von den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') übersteigen dürfte, ohne die Einstellung der Pleuellänge zu gefährden. Das Kompensieren des durch Leckströmungen von den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') entweichenden Öls erfolgt von den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') über das Rückschlagventil in der Zeit, in der die Pleuelkraft gering oder negativ (Zugbelastung des Pleuels) ist. Die Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') bzw. (17'), (17'') dürfen nun rundum am Pleuelaugenlager (2) angeführt werden (vorteilhaft z. B. für die Pleuelaugenlager-schmierung), und die Feststellung der Richtung der Bohrungen (8) und (9) von Lösung 1 verliert deutlich an Bedeutung.

Im Falle des Ladungswechsel-OT wird die Pleuelkraft praktisch nur von der oszillierenden Massenkraft bestimmt, da der Zylinderdruck zu diesem Zeitpunkt relativ niedrig ist. Die oszillierende Massenkraft ist bei dieser Pleuelstellung zum Zylinderkopf gerichtet, und somit wird der Pleuelschaft (1) auf Zug belastet. Wenn der Stellkolben (6) sich nicht im Anschlagpunkt mit dem Pleueldeckel (7) befindet, wird sich der Pleuelschaft (1) zusammen mit dem Pleueldeckel (7) relativ zum Stellkolben (6) in der Richtung des Zylinderkopfes bewegen. Dadurch wird das Volumen der hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') vergrößert, das dort befindliche Öl entlastet, und somit kann noch frisches Öl durch die Bohrungen (10), (10'), (10'') von den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') angesaugt werden. Die angesaugte Ölmasse hängt nun von dem Öldruck in den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') ab. Mündet zu diesem Zeitpunkt die Bohrung (8) nicht in den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') oder wird vom Verteiler über die Bohrung (8) kein Öl zugeführt, dann wird der in den Pleuelaugenlagernuten (16'), (16'') vorhandene Öldruck schnell abgebaut und strömt praktisch kein oder nur weniger Öl zu den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4''). Demzufolge können in den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') störende Prozesse vorkommen, wie z. B. daß unerwünscht Luft aus der Umgebung wegen des Unterdruckes angesaugt wird, oder Kavitation auftritt. Dieser Fall muß durch Maßnahmen, die z. B. beim Hydrostoßel getroffen wurden, bekämpft werden. Im Gegenteil zu den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') tendiert das Volumen der hydraulischen Kammern (5), (5'), (5'') sich zu verringern und den dort befindlichen Öldruck zu vergrößern.

Wie oben erwähnt, arbeitet der Stellkolben und die hydraulischen Kammern nach dem Prinzip des Differentialzylinders. Infolgedessen sind die in den hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') und (5), (5'), (5'') ablaufenden Prozesse komplementär, d. h., im Falle einer Druckbelastung des Pleuels ähneln die Prozesse der hydraulischen Kammern (4), (4'), (4'') denen der hydraulischen Kammern (5), (5'), (5''), die im Falle einer Zugbelastung des Pleuels auftreten,

und umgekehrt. Diese Spiegelsymmetrie der Prozesse empfiehlt normalerweise auch eine Spiegelsymmetrie der Konstruktion (s. Patentanspruch 2.c.). Dies ist jedoch nicht unbedingt erforderlich, wie im Patentanspruch 2.d. beschrieben.

Als weitere Konstruktionsmöglichkeit kann man vollständig auf dem hydraulischen Effekt der Hauptkammern (4) und (5) verzichten, d. h., daß die Funktion der Bohrungen dieser Kammern sich nur auf die Führung des Stellkolbens (6), (6'') beschränkt. Für die Einstellung des Verdichtungsverhältnisses werden nun nur die hydraulischen Nebenkammern (4), (4') bzw. (5), (5') verwendet.

In der Fig. 8 ist die Ölsteuerung symmetrisch (s. Patentanspruch 2.c.) ohne Rückschlagventile (s. Patentanspruch 2.b.) anhand einer Kurbelwelle für einen 4-Takt-4-Zylinder-motor in mehreren Varianten dargestellt. Die Feile symbolisieren die Richtungen der Ölströmung, die mit Hilfe von Verteilern (21) festgestellt sind. Die helleren (für Niederdruck) und dunkleren (für Hochdruck) Balken auf Wellen- und Kurbelzapfen symbolisieren die Bereichen, in denen sich das Öl für die Steuerung und/oder Schmierung in den Lagernuten rundum diesen Zapfen befindet. Die Pleuelaugenlagernuten (16) und (17), da sie sich im Falle einer Ölsteuerung ohne Rückschlagventile nicht über einen vollständigen Kreis ausbreiten, sind durch kürzere Balken symbolisiert.

Die Variante von der Abb. a) der Fig. 8 stellt die Ölsteuerung zur Vergrößerung der Pleuellänge mittels zwei Verteiler vor. Dadurch erfolgt die Einstellung des Verdichtungsverhältnisses gleichartig in allen vier Zylindern. Der Vorteil dieser Variante liegt in ihrer einfachen Gestaltung. Als Nachteil ist zu erwähnen, daß der Öldruck in den Hauptlagern, wo das Öl abgeführt ist, so niedrig liegen kann, daß dadurch die Schmierung nicht ausreichend ist. In diesem Fall sind zwei Lösungen durchaus denkbar. Erstens die Ölabfuhr muß über ein Gegendruckventil, das einen genügenden Öldruck in den betroffenen Hauptlagern sichern kann, durchgeführt werden. Nachteilig ist in diesem Fall, daß ein relativ hoher Druck für die Ölzufuhr (wegen der notwendigen großen Druckdifferenz zwischen den hydraulischen Kammern) benötigt wird. Zweitens können in den Hauptlagerschalen neben den vorhandenen Steuerungsnuten zusätzliche Nuten nur für die Lagerschmierung, die direkt unter Hochdruck mit Öl vom Schmiersystem versorgt sind, vorgesehen werden. Diese vorteilhafte Lösung ist zum Beispiel für das erste und letzte Hauptlager in der Abb. d) gleicher Figur dargestellt, wobei die Balken mit grauem Farbverlauf (22), denen dort keine Feile zugeordnet wurden, die zusätzlichen Nuten für die Lagerschmierung symbolisieren. Gegendruckventile für die Ölabfuhr können auch in diesem Fall eingesetzt werden, aber die Drücke, bei denen diese Ventile sich öffnen, können viel geringer sein als in der ersten Lösung und dürfen beliebig (gegen dem Auftreten von Kavitation oder Luftblasen) ausgewählt werden.

Die Variante von der Abb. b) der Fig. 8 stellt die Ölsteuerung zur Verkleinerung der Pleuellänge mittels fünf Verteiler vor. Gegenüber der Variante a) ist diese Konstruktion durch die erhöhte Anzahl von Verteilern aufwendiger, aber gleichzeitig, da jeder der drei in der Mitte befindlichen Verteiler die Ölströmung für zwei benachbarte Zylinder steuert, können dadurch eventuelle Abweichungen bei der Einstellung des Verdichtungsverhältnisses ausgeglichen oder bewußt eine unterschiedliche nahezu zylinderspezifische Steuerung durchgeführt werden.

Die Variante von der Abb. c) der Fig. 8 stellt wie Variante a) die Ölsteuerung zur Vergrößerung der Pleuellänge mittels zwei Verteiler vor. Spezifisch für diese Variante ist die erhöhte Anzahl von Steuernuten in den Hauptlagern, so daß

jede Nute nur zur Einstellung des Verdichtungsverhältnisses in einem einzelnen Zylinder dient. In diesem Fall ist die Schmierung für die drei in der Mitte befindlichen Hauptlager dauernd abgesichert.

Die Variante von der Abb. d) der Fig. 8 stellt wie Variante b) die Ölsteuerung zur Verkleinerung der Pleuellänge aber diesmal mittels acht Verteiler vor. Dadurch kann die Einstellung des Verdichtungsverhältnisses zylinderspezifisch erfolgen. Diese ziemlich aufwendige Variante bietet die meisten Vorteile bezüglich Steuerungsflexibilität und Hauptlagerschmierung. Um die Vorteile einer vollständig zylinderspezifischen Steuerung des Verdichtungsverhältnisses vollkommen ausnutzen zu können, muß man das tatsächlich im Zylinder eingestellte Verdichtungsverhältnis bestimmen können. Dies kann auf verschiedene Arten geschehen, wobei entweder die Position eines Pleuellbauteils (Stellkolbens, Pleuelschaft usw.), oder der Abstand zwischen dem Kolben und Zylinderkopf z. B. im OT, oder auch der Verdichtungsdruck im Zylinder erfaßt oder ermittelt werden.

In der Fig. 9 ist die Ölsteuerung symmetrisch (s. Patentanspruch 2.c.) mit Hilfe von Rückschlagventilen (s. Patentanspruch 2.a.) mittels zwei Verteiler vorgestellt. Dadurch erfolgt die Einstellung des Verdichtungsverhältnisses ähnlich wie in der Variante a) der Fig. 8 gleichartig in allen vier Zylindern. Die Abb. a') und a'') stellen die Steuerung für die Vergrößerung bzw. Verkleinerung der Pleuellänge vor. Die Symbolisierungen von Fig. 8 gelten auch in Fig. 9. Die Pleuelaugenlagernuten (16) und (17), die sich im Falle einer Ölsteuerung mit Rückschlagventilen über einen vollständigen Kreis ausbreiten dürfen, sind nun durch längere Balken symbolisiert.

Im Unterschied zur Variante a) der Fig. 8 verschwinden die Nachteile bezüglich unzureichender Schmierung, da die Ölabfuhr von den hydraulischen Kammern nun über die Leckströmungen erfolgt, und somit kein niedriger Öldruck in den betroffenen Hauptlagern vorliegen muß. Für die Steuerung wird Öl nur zugeführt (d. h. mit hohem Druck). Die Hauptlager, die zu dem entsprechenden Zeitpunkt bei der Steuerung nicht beteiligt sind, können mit Öl bei einem für die Schmierung ausreichenden Druck versorgt werden (s. Fig. 9).

Andere Steuerungs- und Gestaltungskombinationen können einfach nach diesen Beispielen und mit Hilfe der Patentansprüche 1. und 2. gewonnen werden.

Das Variieren des Verdichtungsverhältnisses durch Modifizieren der Pleuellänge bewirkt (s. Fig. 10), daß der Kolben (23) im OT in unterschiedlichen Abständen zum Zylinderkopf (24) (s. Abb. a) und b) der Fig. 10) steht (Der Abstand zwischen dem Kolben im OT und dem Zylinderkopf wird weiter abgekürzt  $AbK_{OTZK}$  benannt.). Infolgedessen wird in der Nähe vom OT die Gestaltung der im Zylinder vorhandenen Brennkammer durch das Variieren des Verdichtungsverhältnisses maßgeblich beeinflußt, da ihre Höhe sich dadurch stark ändert.

Gemäß dem 3. Patentanspruch kann diese Gestaltungsänderung der Brennkammer im Falle eines direkteinspritzenden Ottomotors vorteilhaft angewandt werden, um eine betriebspunktabhängige Gemischbildung zu gewinnen. Dies kann unabhängig von der Art der Ladungsbewegung (d. h. Tumble-, Drall- oder Quetschströmung), die im Zylinder während des Ansaugens und Verdichtens induziert bzw. unterstützt wird, erfolgen. Neben dem variablen  $AbK_{OTZK}$  (s. Fußnote) müssen der Kolbenboden und der Zylinderkopf gezielt in der Art profiliert sein, um die nahezu völlige Trennung der Brennkammer in einer Haupt- (25) und in einer (oder mehreren) Nebenbrennkammer (26) in der OT-Position des Kolbens für den Fall, daß das maximale Verdichtungsverhältnis und somit der minimale erreicht sind, zu be-

günstigen.

Die letzte Voraussetzung zur Gewinnung einer betriebspunktabhängigen Gemischbildung ist, daß die Einspritzdüse (27) und die Zündkerze (28) in der Hauptbrennkammer plaziert werden müssen, um dadurch auf Wunsch entweder eine Schichtladung oder eine homogene Ladung im Zylinder zu realisieren. Gleichzeitig soll die Zündkerze in der Art plaziert sein, um die Einleitung der Verbrennung in beiden Brennkammern im Fall einer homogene Gemischbildung zu ermöglichen.

Wie oben erwähnt, ruft die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses eine Verbesserung des effektiven Motorwirkungsgrades hervor. Gleichzeitig ist jedoch beim Ottomotor die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses durch das Eintreten des klopfenden Verbrennung begrenzt. Da für die Klopfeneigung der Ladungsmasse der Verdichtungsstand zuständig ist, kann nun abhängig von dem Lastniveau folgende Strategie angewandt werden:

I. Im Falle von niedrigen Motorbelastungen, wie bekannt, ist die Schichtladung als Art der Gemischbildung im Zylinder zu empfehlen. Um günstigere effektive Wirkungsgrade bzw. Kraftstoffverbräuche und gute Abgaswerte erreichen zu können, wird hier diese Art der Gemischbildung bei hohen Verdichtungsverhältnissen betrieben.

Die Schichtladung wird erstens durch ein zündfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch plus eventuelle Restabgase mit entsprechendem Luftverhältnis für eine schnelle, vollständige, wirkungsvolle und saubere Verbrennung in der Hauptbrennkammer und zweitens durch Luft plus eventuelle Restabgase in der Nebenbrennkammer gebildet. Diese geschichtete Gemischbildung wird einerseits durch die nahezu vollständige Trennung der Brennkammern, die bei hohen Verdichtungsverhältnissen und somit minimalen  $AbK_{OT}/ZK$  auftritt, und andererseits – wie üblich bei GDI-Motoren – durch die Verlegung der Einspritzung gegen Verdichtungsende realisiert, und durch das gezielte Profilieren des Kolbenbodens und des Zylinderkopfes unterstützt (s. **Abb. a**) der **Fig. 10**). Die verlegte Kraftstoffeinspritzung erfolgt dadurch nur innerhalb der Hauptbrennkammer (25), und das gezielte Profilieren des Kolbenbodens und des Zylinderkopfes zwingt den eingespritzten Kraftstoffstrahl sich nur innerhalb dieser Brennkammer zu entwickeln. Als eine zusätzliche Hilfsmaßnahme für das Einschließen des eingespritzten Kraftstoffes in der Hauptbrennkammer kann hier eine gezielte Gestaltung der Brennkammern erwähnt werden, wobei das Volumen der Nebenbrennkammer sich schneller als das der Hauptbrennkammer zum Verdichtungsende hin verringert (unterschiedliche Quetschintensität zwischen den Brennkammern), somit einen Überdruck in Nebenbrennkammer gegenüber Hauptbrennkammer und dadurch eine Gasströmung entgegen der Tendenz des Kraftstoffentweichens aus der Hauptbrennkammer entsteht.

II. Im Falle von höheren Motorbelastungen und niedrigen Drehzahlen, wie bekannt, wird eine homogene zündfähige Ladung in den beiden Brennkammern angestrebt, um dadurch die maximal mögliche Kraftstoffmenge verbrennen zu können. Dies wird hier mit dem maximal möglichen Verdichtungsverhältnis geschehen, um das Einsetzen der klopfenden Verbrennung zu vermeiden. Da die Höhe des Verdichtungsverhältnisses durch das Auftreten von Klopfen begrenzt ist, wird der Motor in diesen Betriebspunkten mit geminderten Wirkungsgraden arbeiten.

III. In allen anderen Betriebspunkten des Motors können Kombinationen dieser zwei extremen Strategien angewandt werden.

Als Beispiel kann hier die Gemischbildung bei gleichzeitig höheren Belastungen und Drehzahlen dienen. In diesen Betriebspunkten kann eine homogene zündfähige Ladung in den beiden Brennkammern – für höhere Leistung – kombiniert mit relativ höheren Verdichtungsverhältnissen – für bessere Wirkungsgrade – angewandt werden, da die Gefahr für die Einleitung einer klopfenden Verbrennung bei höheren Drehzahlen im Vergleich mit dem oben unter Punkt II vorgestellten Fall, wie bekannt, viel geringer ist.

Der VCR-Kurbeltrieb eignet sich zum Einsatz in allen heutigen Diesel- bzw. Ottomotoren und Kolbenverdichter, bei denen eine variable Verdichtung angestrebt wird. Für die direkteinspritzenden Ottomotoren kann im Verbindung mit einem VCR-Kurbeltrieb auch die dazu passende Brennkammer eingesetzt werden.

#### Patentansprüche

1. Kurbeltrieb für variable Verdichtung eines Hubkolbenverbrennungsmotors oder Kolbenverdichters, bestehend aus einem Pleuel mit einstellbarer Position des Pleuelaugenlagers, bei dem sich die Pleuellänge, d. h. der Abstand zwischen den Achsen des Pleuelaugenlagers und Kolbenbolzenaugenlagers mittels:

a) zwei oder mehrerer hydraulischer Kammern, die in unterschiedlichen aber ergänzenden Maßen, durch die innerhalb der Kurbelwelle und des Stellkolbens ablaufend und zur Verdichtungseinstellung und eventuell Schmierung dienenden Bohrungen, mit Schmieröl versorgt sind, wobei eine der beiden hydraulischen Kammern eines Kammerpaars prinzipiell durch eine Rückstellfeder ersetzt werden kann, und

b) eines zwischen den Kammern doppelwirkend arbeitenden Stellkolbens, der seinerseits das Pleuelaugenlager enthält,

verändern läßt.

2. Kurbeltrieb nach Anspruch 1, bei dem die Steuerung für das Positionieren des Pleuelaugenlagers und somit die Einstellung der Pleuellänge prinzipiell in folgenden Varianten erfolgen kann:

a) mit Hilfe von Rückschlagventilen, wobei das Schmieröl mittels hydraulischer Verteiler nur der Kammer zugeführt ist, während die Ölabfuhr den Leckströmungen überlassen wird,

b) ohne Rückschlagventile, wobei der Kammer sowohl die Ölzufuhr als auch die parallel zu den Leckströmungen ablaufende Öl-abfuhr mittels hydraulischer Verteiler gesteuert sind,

c) symmetrische Steuerung eines Kammerpaars, wobei die Kammern entweder nach der Variante "a" oder nach der Variante "b" arbeiten,

d) unsymmetrische Steuerung eines Kammerpaars, wobei eine Kammer nach der Variante "a" und die andere nach der Variante "b" arbeitet.

3. Brennkammer eines mit einem Kurbeltrieb nach den Ansprüchen 1 und 2 ausgerüsteten direkteinspritzenden Ottomotors, bei der sich die Gestaltung unabhängig von der während des Ansaugens und Verdichtens induzierten Art der Ladungsbewegung vorteilhaft für eine betriebspunktabhängige Gemischbildung verändern läßt, wobei durch

- a) das während des Motorlaufs gesteuerte Variieren des Verdichtungsverhältnisses und somit der Größe des im oberen Totpunkt vorliegenden Abstandes zwischen dem Kolben und dem Zylinderkopf, 5
- b) das gezielte Profilieren des Kolbenbodens und/oder des Zylinderkopfes, um einerseits die Einteilung der Brennkammer in einer Haupt- und in einer (oder mehreren) Nebenbrennkammer und andererseits die nahezu vollständige Trennung der Brennkammern im oberen Totpunkt beim Erreichen des maximalen Verdichtungsverhältnisses zu begünstigen, und 10
- c) das Plazieren in der Hauptbrennkammer der für die Gemischbildung (d. h. die Einspritzdüse) und Zündung (d. h. die Zündkerze) zuständigen Bauteile, 15

I. eine Schichtladung (d. h. ein zündfähiges durch Verlegung der Einspritzung gegen Verdichtungsende gebildetes Luft-Kraftstoff-Gemisch plus Restabgase mit entsprechendem Luftverhältnis für eine schnelle, vollständige, wirkungsvolle und saubere Verbrennung in der Hauptbrennkammer, und nur Luft plus Restabgase in der Nebenbrennkammer) 20

kombiniert mit hohen Verdichtungsverhältnissen z. B. bei niedrigen Motorbelastungen, um einerseits die für die Schichtladung notwendige Trennung der Brennkammern und andererseits günstigere effektive Wirkungsgrade bzw. Kraftstoffverbräuche und gute Abgaswerte zu erreichen, 25 30

II. eine homogene zündfähige Ladung in den beiden Brennkammern kombiniert mit relativ niedrigen Verdichtungsverhältnissen z. B. bei höheren Lastwerten und niedrigen Motordrehzahlen, um das Einsetzen der klopfenden Verbrennung zu verhindern, 35

III. und beliebige Kombinationen zwischen den beiden in allen anderen Motorbetriebspunkten, erlaubt.

---

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

---

40

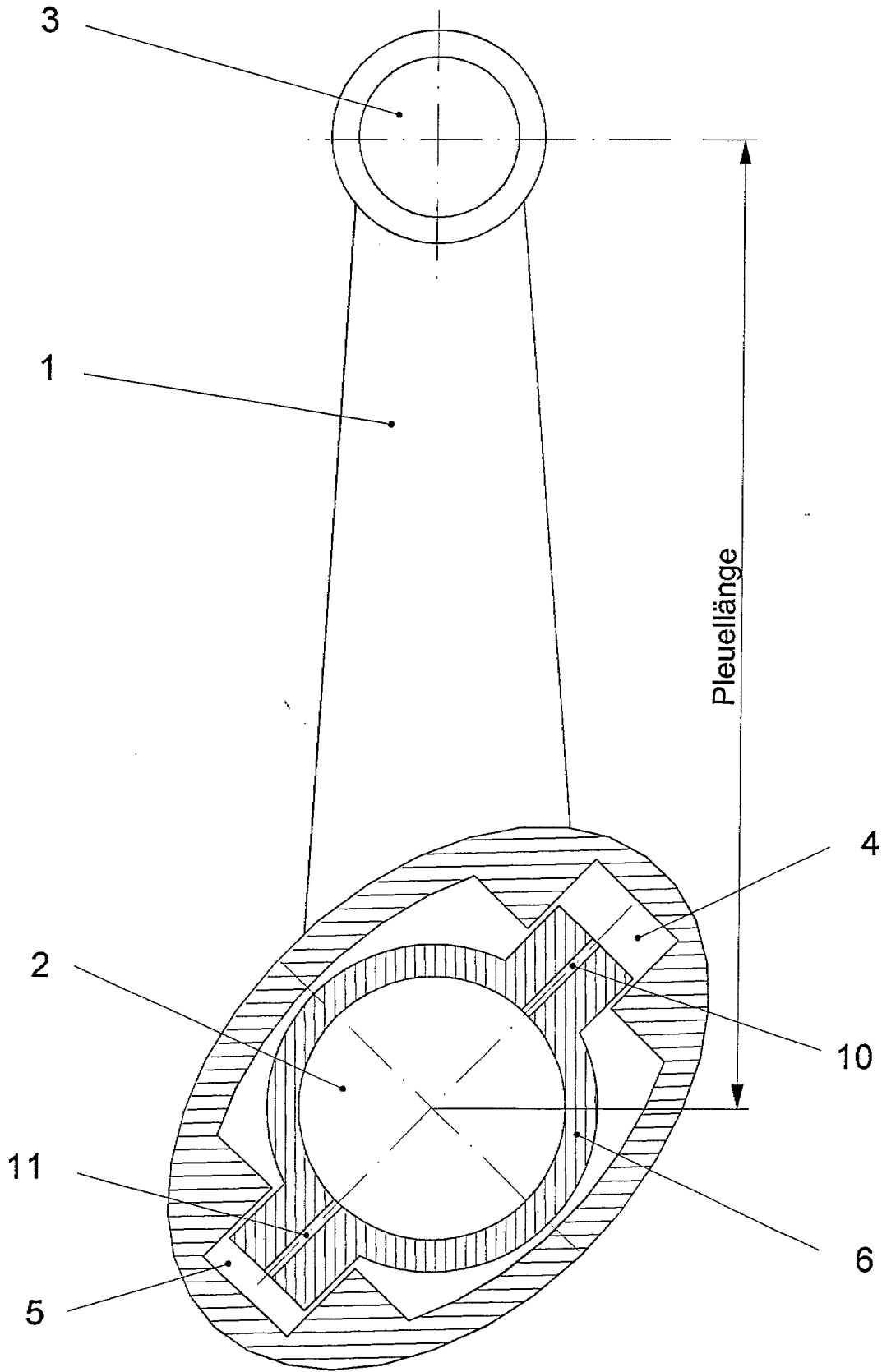
45

50

55

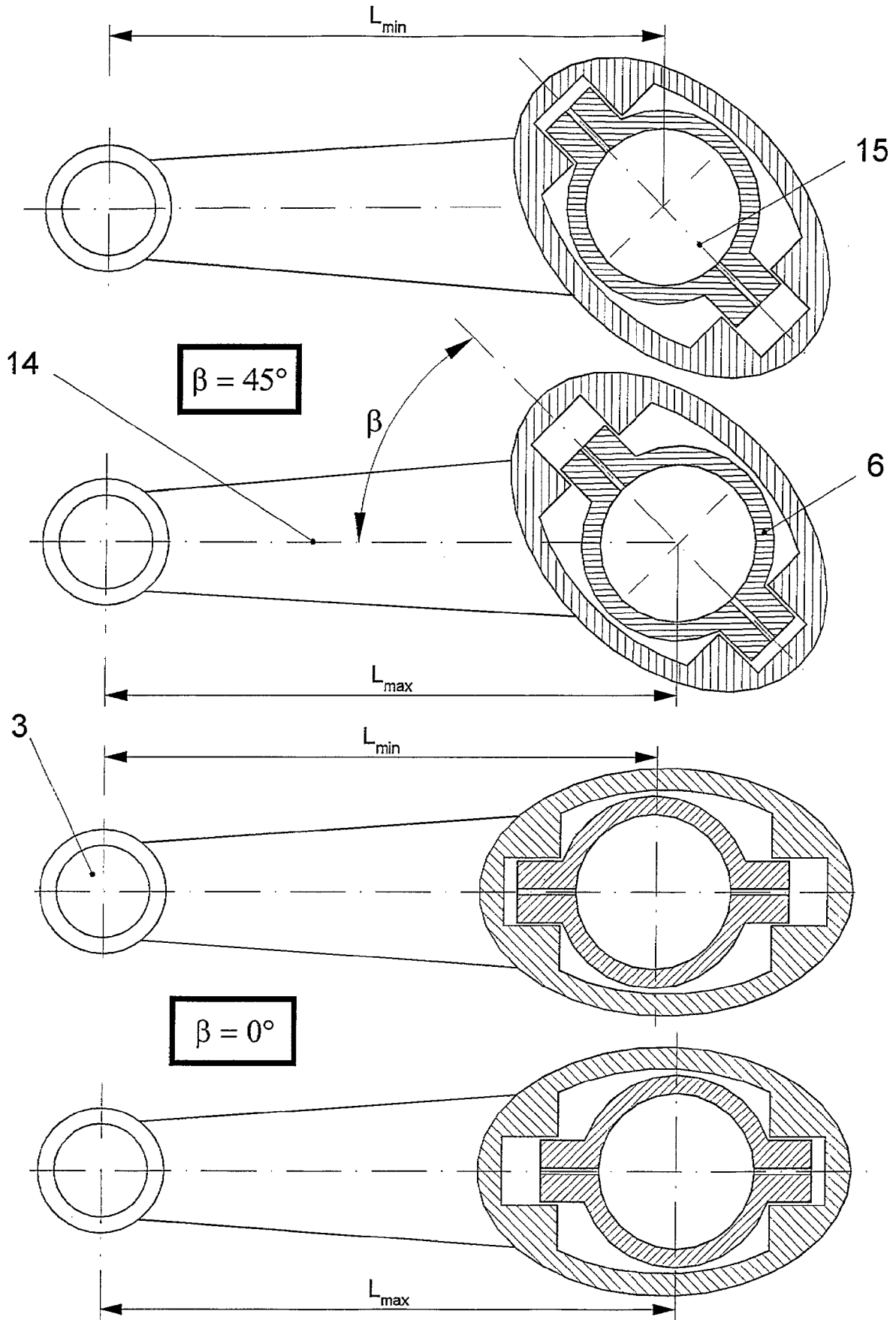
60

65



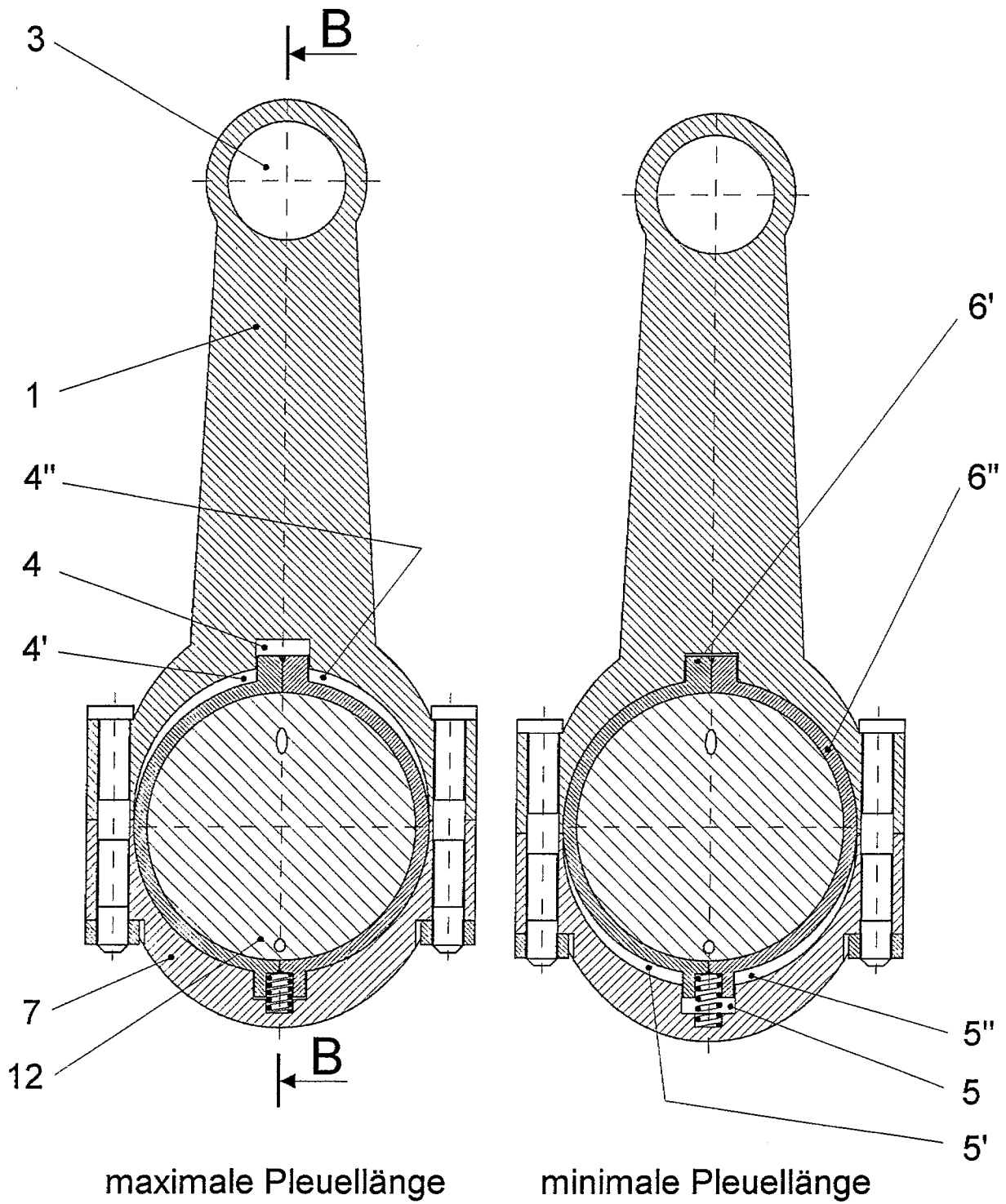
Figur 1



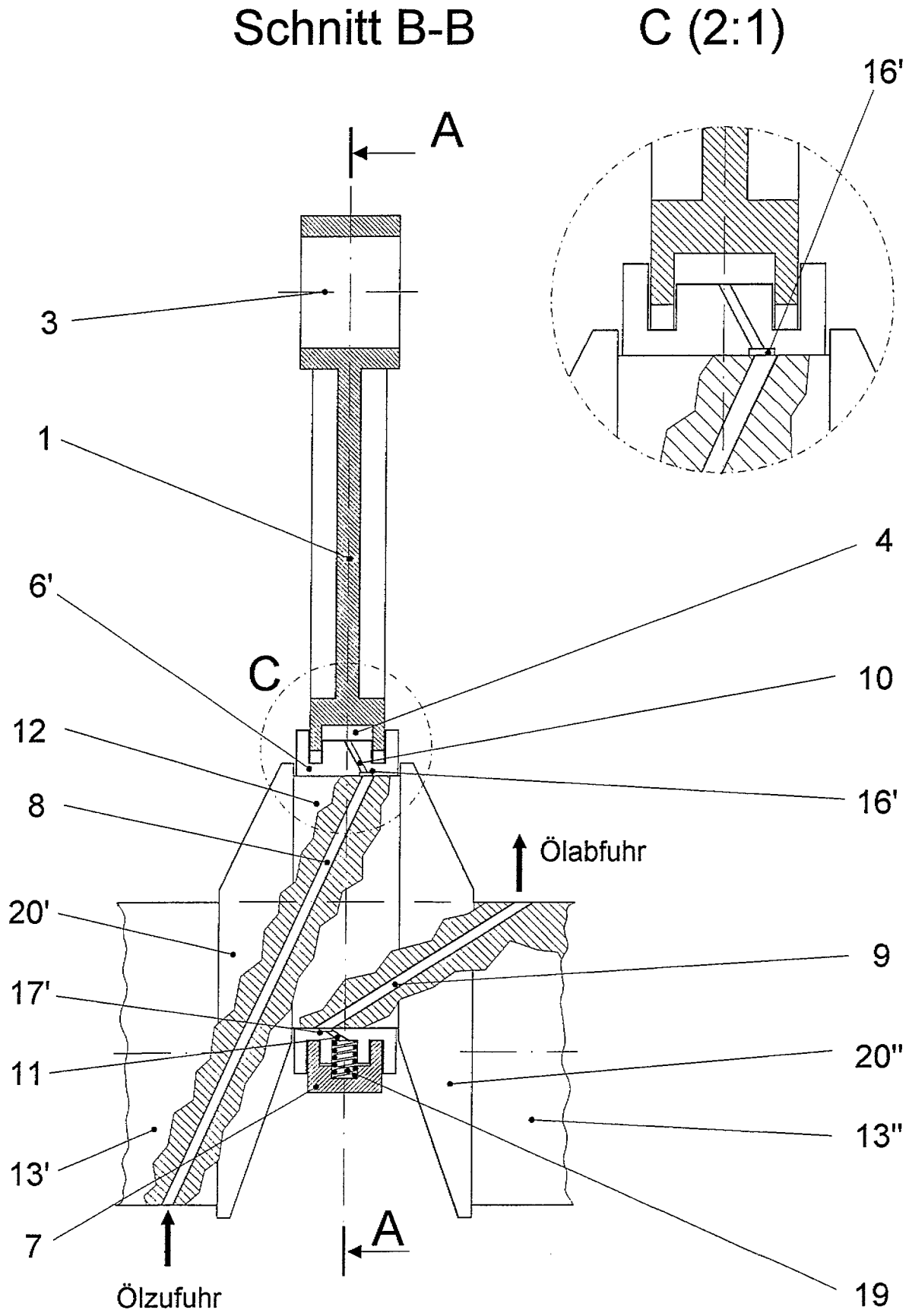


Figur 2

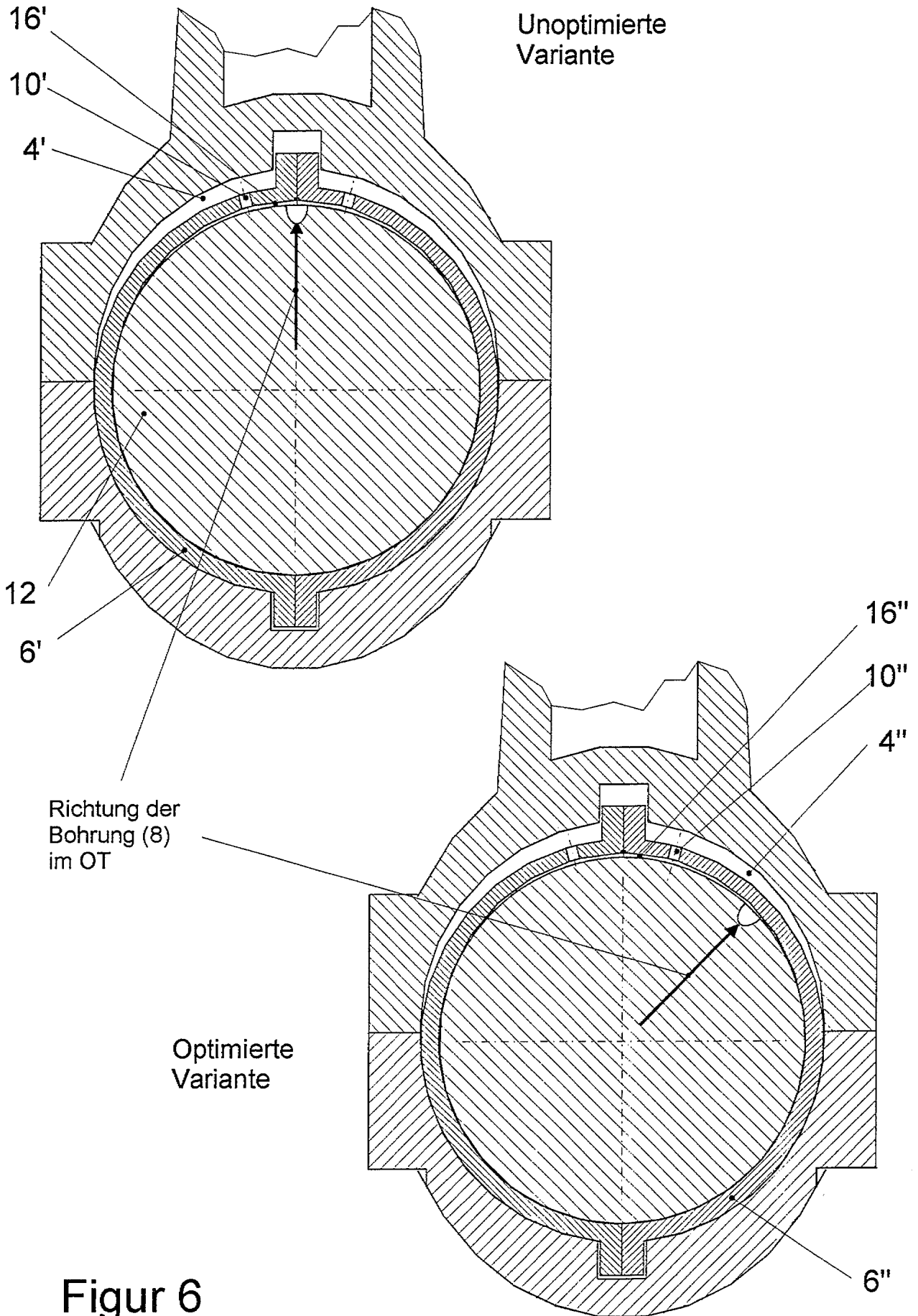
# Schnitt A-A



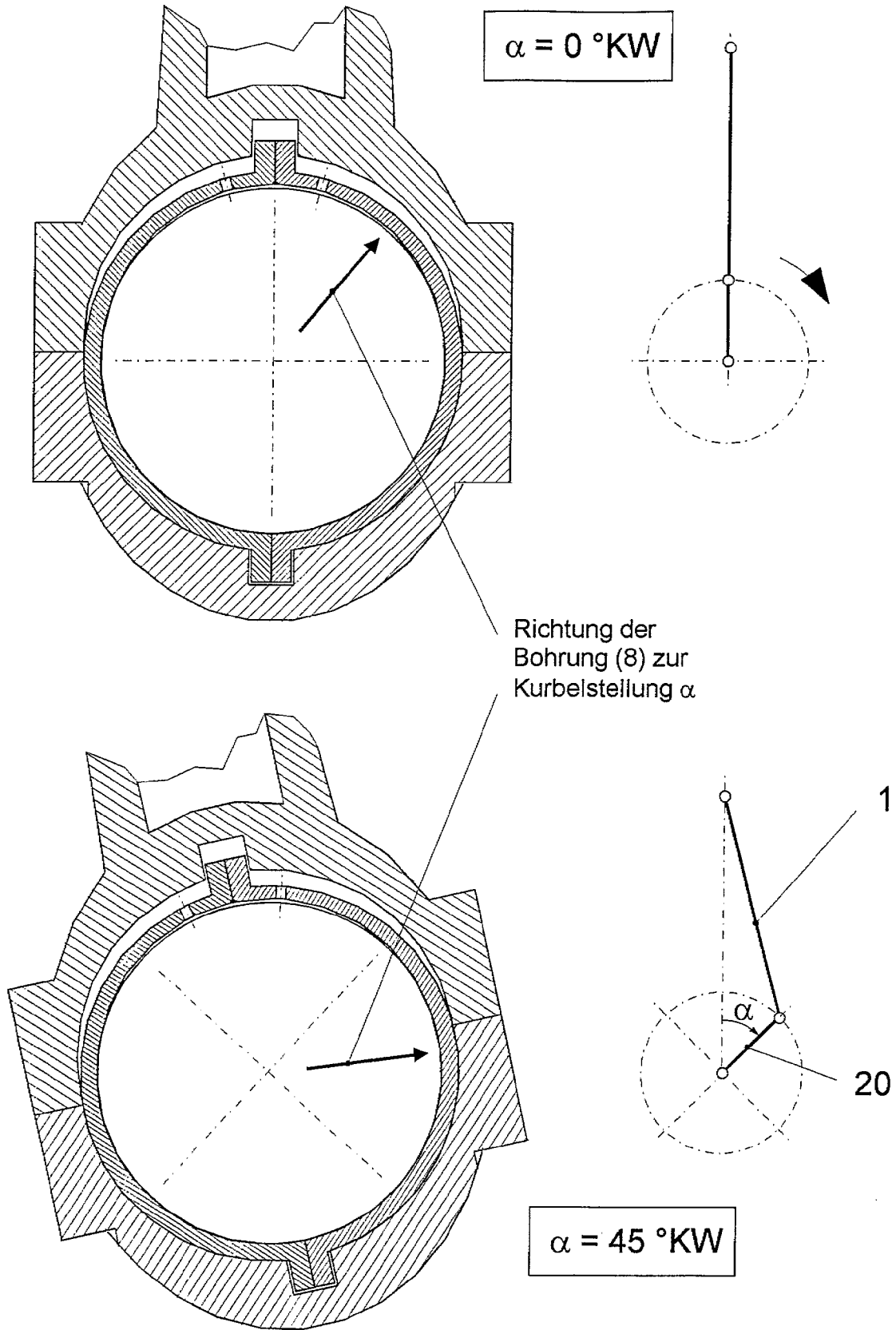
Figur 3



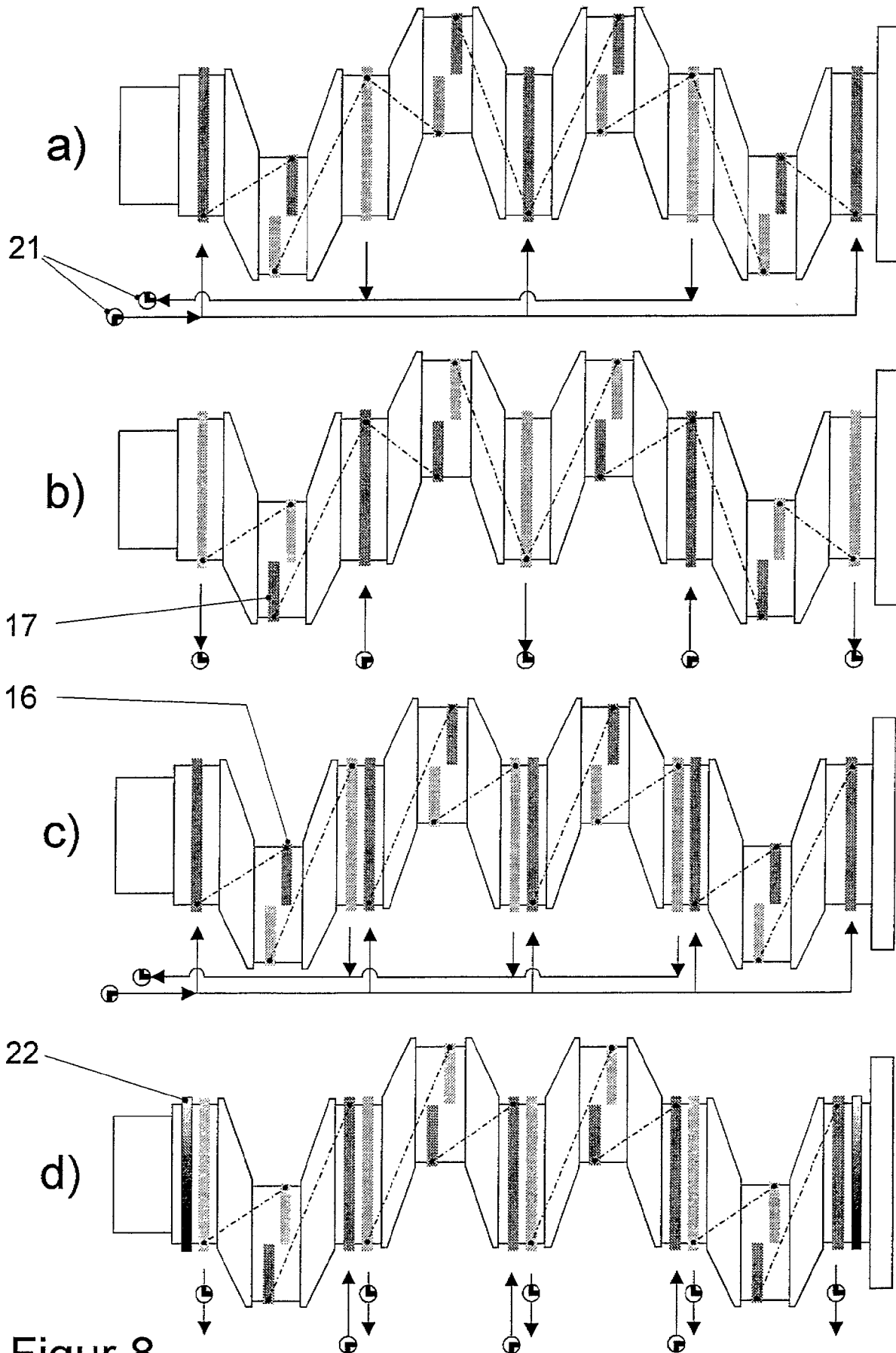
Figur 4



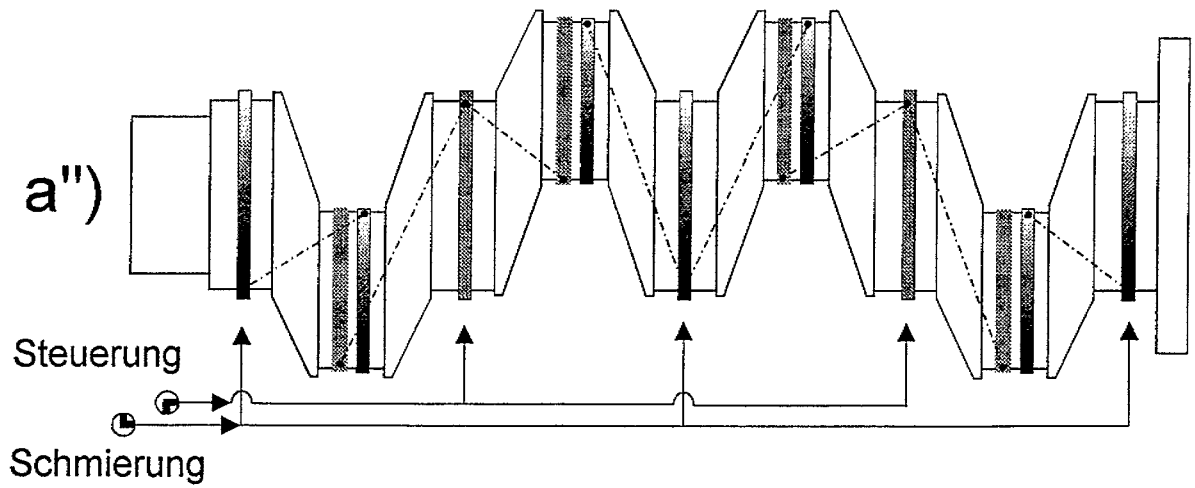
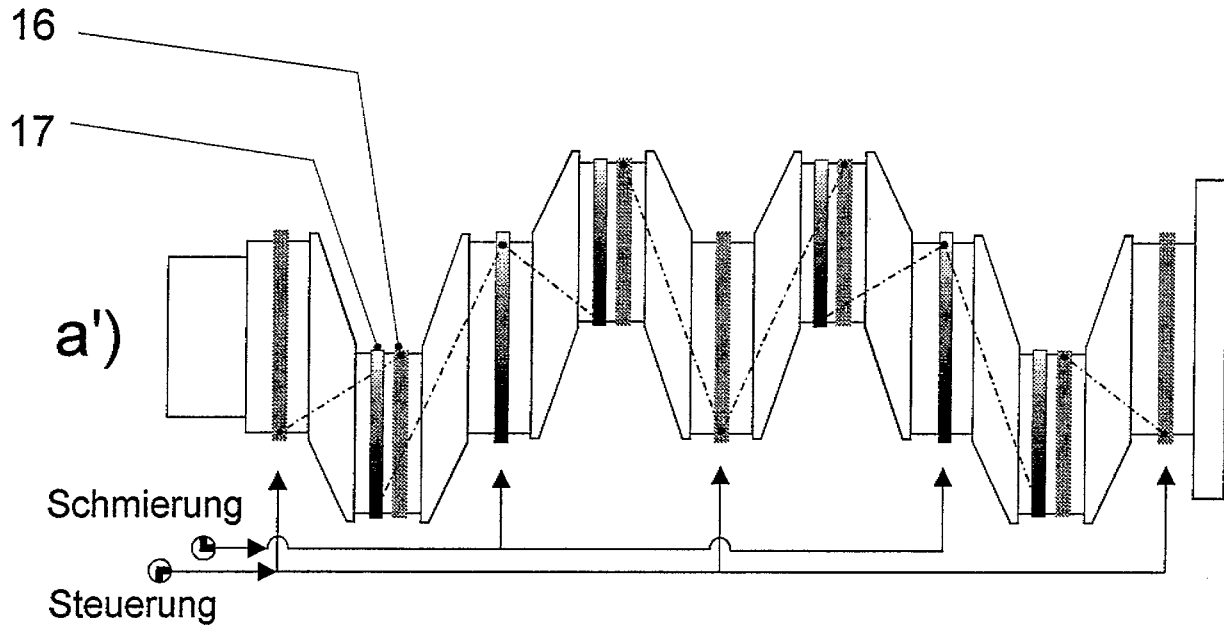
Figur 6



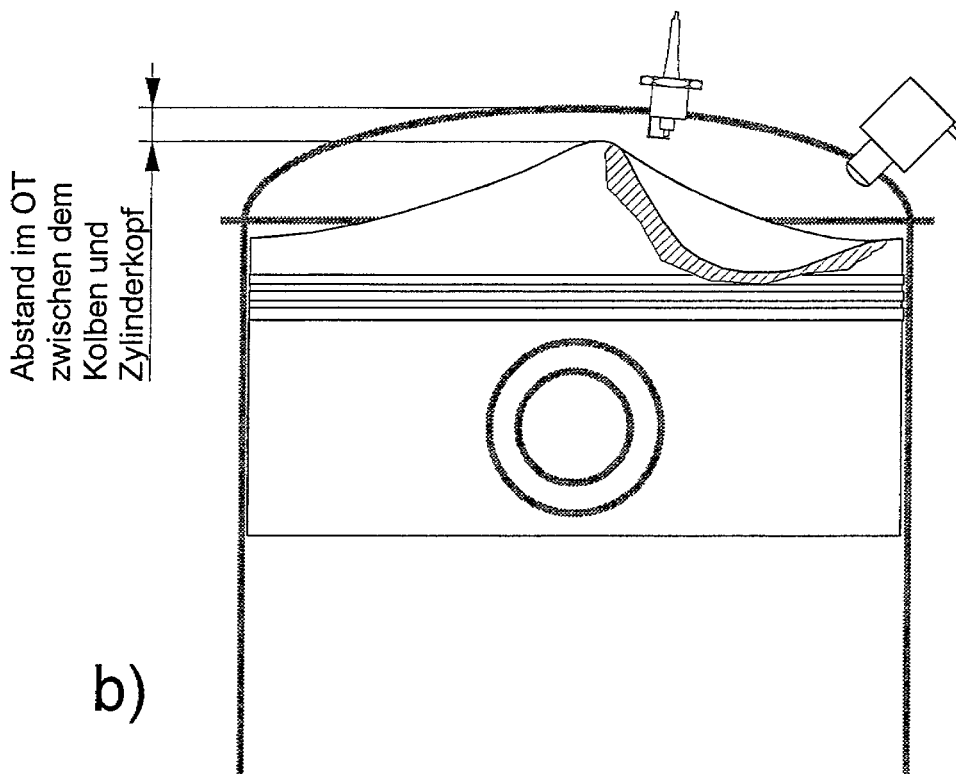
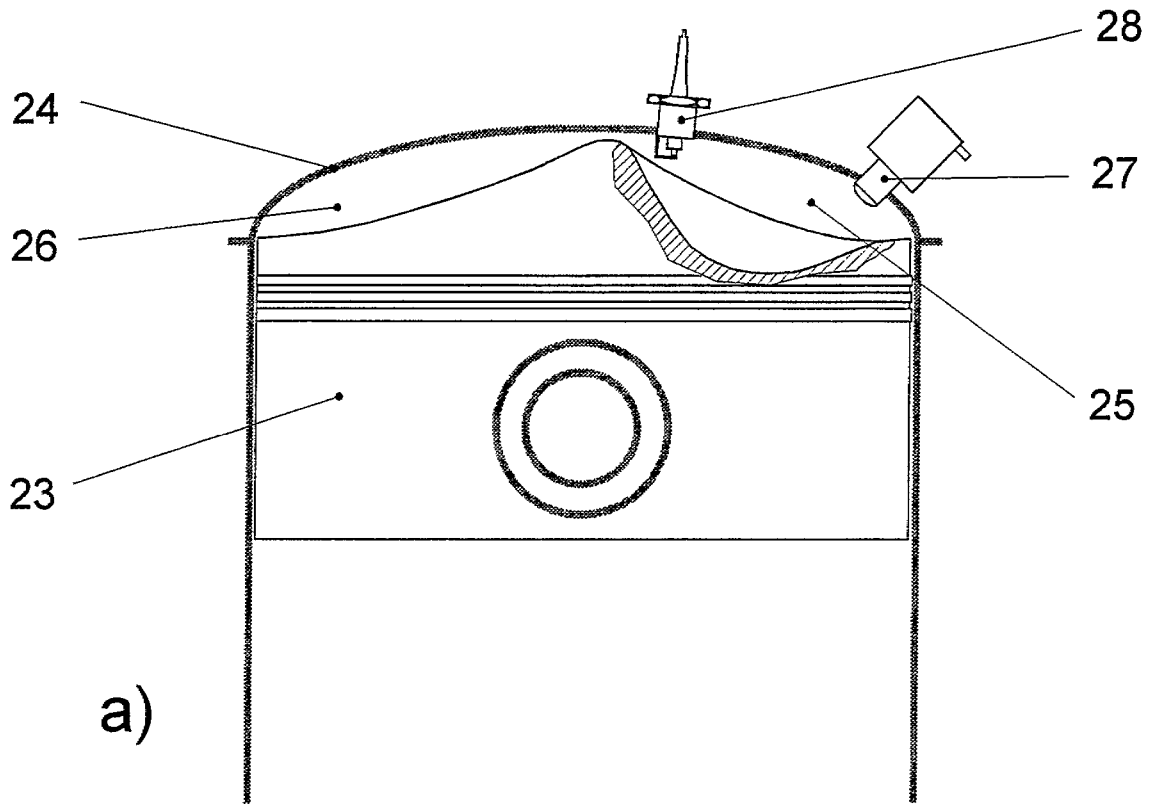
Figur 7



Figur 8



Figur 9



Figur 10