

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

**EP 0 895 563 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

**03.11.1999 Patentblatt 1999/44**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F02B 75/22**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP97/01239**

(21) Anmeldenummer: **97914224.7**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 97/40267 (30.10.1997 Gazette 1997/46)**

(22) Anmeldetag: **12.03.1997**

(54) **HUBKOLBEN-BRENNKRAFTMASCHINE**

RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

MOTEUR ALTERNATIF A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE ES FR GB IT PT**

(30) Priorität: **23.04.1996 DE 19616030**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**10.02.1999 Patentblatt 1999/06**

(73) Patentinhaber: **Volkswagen Aktiengesellschaft  
38436 Wolfsburg (DE)**

(72) Erfinder:

- **DEUTSCH, Hermann  
D-38438 Wolfsburg (DE)**
- **METZNER, Frank  
D-38444 Wolfsburg (DE)**

- **MEYER-HESSING, Frank  
D-30459 Hannover (DE)**

(74) Vertreter: **von Biedersee, Heidereich  
c/o Volkswagen AG,  
1770/EZP  
38436 Wolfsburg (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**FR-A- 490 351** **FR-A- 1 024 825**

- **MTZ MOTORTECHNISCHE ZEITSCHRIFT, Nr. 2,  
1.Januar 1940 - 31.Dezember 1940, 08-41, Seiten  
50-53, XP002031828 E.VOHRER:  
"GROSSTRIEBWERKE IM FLUGMOTORENBAU  
" in der Anmeldung erwähnt**

**EP 0 895 563 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit mehreren, entlang zweier unter einem Winkel zueinanderstehender Reihen von Zylindern gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

**[0002]** Eine gattungsgemäße Brennkraftmaschine ist aus DE-Z MTZ Motortechnische Zeitschrift 52, 1991, Nr. 3, Seiten 100 ff bekannt. Der dort beschriebene und von der Anmelderin in Großserie produzierte, sogenannte VR-Motor weist in zwei Reihen zusammengefaßte Zylinder auf, wobei diese beiden Reihen unter einem vergleichsweise engen Gabelwinkel zueinander stehen. Gegenüber bekannten, V-förmigen Brennkraftmaschinen mit vergleichsweise großem Gabelwinkel bietet diese Zylinderanordnung den Vorteil, daß lediglich ein einziges Zylinderkurbelgehäuse mit allen darin in einem Block vereinigten Zylindern sowie lediglich ein allen Zylindern gemeinsamer Zylinderkopf benötigt wird. Durch den Versatz der beiden Zylinderreihen in Längsrichtung zueinander liegt die Baulänge eines solchen VR-Motors mit z. B. 6 Zylindern nur unwesentlich über der eines konventionellen 4-zylindrigen Reihenmotors, wobei jedoch gegenüber 6-zylindrigen, klassischen V-Brennkraftmaschinen eine erheblich geringere Baubreite beansprucht wird.

Die Zylinderbänke dieses Motors weisen einen Gabelwinkel von 15° zueinander auf und die jeweils drei Zylinderachsen einer Zylinderreihe liegen in einer gemeinsamen Ebene, welche sich in einem Abstand von 12,5 mm unterhalb der Kurbelwelle schneiden. Dieser geschränkte Kurbeltrieb führt zu einer weiteren Verkürzung des Motors.

Bezüglich der Geometrie des Kurbeltriebes und der verwendeten Kurbelwellenkröpfungen sowie der Zündfolgen sei auf die DE-Z MTZ, Motortechnische Zeitschrift 51, 1990, Nr. 10 verwiesen, welche sich detailliert mit diesem VR-Motorkonzept auseinandersetzt und dabei auch Vorschläge bezüglich der Verwendung von einer, zwei oder drei Nockenwellen im gemeinsamen Zylinderkopf zur Betätigung von jeweils zwei oder vier Ventilen je Brennraum unterbreitet.

**[0003]** Zur Erzielung einer möglichst kompakten Zylinderanordnung hat es neben dem bereits zitierten VR-Konzept bereits weitere Lösungsansätze gegeben.

So ist aus dem DE-Buch Luftgekühlte Fahrzeugmotoren, Mackerle, Jehlicka, Moebus, Franksche Verlagsbuchhandlung Stuttgart, Seite 509, ein 16-zylindriger Motor mit H-förmiger Zylinderanordnung bekannt geworden. Eine kompakte Anordnung wird hier durch das Übereinanderanordnen von zwei 8-zylindrigen Boxerbrennkraftmaschinen erzielt. Diese arbeiten jeweils auf eine eigene Kurbelwelle, welche aneinander gekoppelt einen einwelligen Abtrieb bedienen. Die beiden sich jeweils gegenüberliegenden, 4-zylindrigen Reihen weisen keinen Längsversatz zueinander auf, da die beiden Pleuel von sich gegenüberliegenden Zylindern durch die Verwendung eines Gabelpleuels auf einen gemein-

samen Hubzapfen der Kurbelwelle arbeiten.

**[0004]** Aus der gleichen Quelle, Seiten 515 ff ist eine weitere, kompakte Anordnung in X-Form bekannt. Bezüglich einer vertikalen Ebene sind spiegelbildlich zueinander jeweils zwei Reihen von Zylindern V-förmig zueinander angeordnet, welche alle auf einen nicht geschränkten Kurbeltrieb mit einer gemeinsamen Kurbelwelle arbeiten, das heißt alle Zylinderlängsachsen schneiden die Kurbelwellenmittellängsachse. Die Kurbelwelle weist lediglich vier Kröpfungen auf, da auf jeden dieser Hubzapfen ein Hauptpleuel mit drei Nebenpleuel arbeitet, das heißt die insgesamt vier Zylinderreihen weisen keinen Längsversatz zueinander auf.

**[0005]** Eine weitere kompakte Anordnung von mehreren Zylindern einer Brennkraftmaschine in W-Form ist aus der DE-Z sportauto, März 1988, Nr. 3, Seiten 90 ff bekannt. Diese vergleichsweise breit, jedoch kurzbaue Zylinderanordnung weist drei 4-zylindrige Reihen auf, von denen eine mittige in einer vertikalen Ebene liegt, während die anderen beiden V-förmig, mit der ersten Reihe als Winkelhalbierender, angeordnet sind. Die drei Reihen weisen zueinander einen Längsversatz auf, da jeweils drei Zylinder mit ihren Pleueln nebeneinanderliegend auf einen gemeinsamen Hubzapfen der Kurbelwelle arbeiten.

Problematisch bei einer solchen Anordnung ist die gleichmäßige Versorgung der den Zylindern zugeordneten Brennräume mit Frischgemisch sowie die Abfuhr der Verbrennungsgase, da sich in dem V-Raum auf einer Seite der horizontalen Ebene nur Einlaßkanäle für zwei Zylinderreihen befinden, während auf der anderen Seite in diesem V-Raum die einer der Zylinderreihen zugeordneten Einlaßkanäle und die Auslaßkanäle der anderen Zylinderreihe angeordnet werden müssen.

**[0006]** Letztendlich ist es aus der DE-Z MTZ Motortechnische Zeitschrift 1940, Heft 2, Seiten 52 und 53 bekannt, zwei V-förmige Brennkraftmaschinen zu einem Doppel-V-Motor derart zusammenzufassen, daß die Winkelhalbierenden der jeweils unter einem Zylinderwinkel von 60° stehenden V-Reihen einen Winkel von 90° zueinander bilden. Die jeweils beiden Reihen eines V-Raumes arbeiten dabei auf eine eigene Kurbelwelle.

**[0007]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine gattungsgemäße Hubkolben-Brennkraftmaschine mit mehreren, unter einem Winkel zueinander stehenden und einen Längsversatz zueinander aufweisenden Zylindern derart weiterzubilden, daß unter Beanspruchung eines möglichst geringen Bauraumes eine kompakte Anordnung einer vergleichsweise großen Zylinderanzahl ermöglicht wird. Zugleich soll hierbei eine einwandfreie Zufuhr von Frischluft bzw. das Ableiten der Abgase, sowie ein einwandfreier Antrieb der den Gaswechsel bereitstellenden Gaswechselventile gewährleistet sein.

**[0008]** Die Lösung dieser Aufgabe gelenkt mit den Merkmalen des Patentanspruches 1.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

**[0009]** Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe bei ei-

ner gattungsgemäßen Brennkraftmaschine durch eine Anordnung von zwei weiteren, ebenfalls V-förmig zueinanderstehenden Reihen von Zylindern, wobei eine dieser Zylinderreihen in dem V-Raum zwischen der ersten und zweiten Reihe angeordnet ist und die weitere, vierte Reihe außerhalb dieses V-Raumes liegt, wobei die Zylinder aller Reihen auf eine gemeinsame Kurbelwelle arbeiten. Bei geeigneter Wahl der zwischen den einzelnen Reihen liegenden Winkel ist es hierdurch möglich, eine kompakte Anordnung der Zylinder zu erzielen, wodurch insbesondere die Baulänge in Richtung der Kurbelwellenachse kurz gehalten werden kann. Durch die gradzahlige Anzahl der Reihen von Zylindern ist ebenfalls eine symmetrische Anordnung von Leitungen für die Luftzufuhr sowie für Abgase gewährleistet.

Weiterhin ist hiermit die Grundlage für einen baukastenartigen Aufbau einer Reihe von gleichartigen Brennkraftmaschinen mit unterschiedlicher Zylinderanzahl unter Wahrung der grundsätzlich kompakten Anordnung und unter Beibehaltung von vorhandenen Leitungen gegeben. Hierbei können sowohl gradzahlige wie auch ungradzahlige Zylinderanzahlen in jeder Reihe zur Anwendung kommen.

**[0010]** In vorteilhafter Ausgestaltung ist zur Erzielung eines vergleichsweise einfachen Aufbaus vorgesehen, daß die zusätzlichen, dritten und vierten Reihen einen Längsversatz zueinander und zu den beiden ersten Reihen von Zylindern aufweisen. Somit können unter Vermeidung von vergleichsweise kompliziert und teuer zu fertigenden Gabelpleueln für alle Zylinder einheitliche Pleuel verwendet werden.

**[0011]** Bevorzugt ist vorgesehen, daß der zwischen der ersten und zweiten Zylinderreihe und der zwischen der dritten und vierten Zylinderreihe gebildete Gabelwinkel jeweils identisch groß ist und das die durch diesen Gabelwinkel gebildeten V-Räume um einen bestimmten Zylinderwinkel zueinander verdreht angeordnet sind. Dieser Zylinderwinkel ist dabei so gewählt, daß die unter diesem Winkel zueinanderstehenden ersten und dritten bzw. zweiten und vierten Reihen spiegelsymmetrisch bezüglich der jeweils anderen beiden Reihen zu einer die Kurbelwelle aufnehmenden Mittelebene der Brennkraftmaschine liegen. Unter der Annahme einer senkrecht verlaufenden Mittelebene ergeben sich somit zu beiden Seiten dieser Ebene jeweils V-förmig zueinander angeordnete Zylinderreihen, wobei der Zylinderwinkel innerhalb dieser V-förmigen Reihen vergleichsweise klein gewählt wird.

**[0012]** In weiterer bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung ist gemäß Anspruch 4 vorgesehen, daß der Kurbeltrieb dieser Brennkraftmaschine geschränkt ausgeführt ist, das heißt die Zylinderachsen der beiden Reihen auf einer Seite der Mittelebene schneiden sich bei lotrechter Anordnung der Mittelebene unterhalb dieser und auf der gegenüberliegenden Seite. Hierdurch ist eine weitere Verkürzung der Brennkraftmaschine durch Ineinanderschieben der den jeweils zwei Reihen zugeordneten Zylindern möglich.

**[0013]** Zur Erzielung von gleichmäßigen Zündabständen auch bei unterschiedlicher Zylinderanzahl kann bei z. B. jeweils zwei Zylindern pro Zylinderreihe, also insgesamt 8 Zylindern, ein sich aus dem Bild der Kurbelwelle ergebender Kurbelstern mit 4 Kröpfungen vorgesehen sein, wobei jede Kröpfung zwei zueinander versetzte Lager für Pleuel aufweist. Auf diese gemeinsame, versetzte Kröpfung arbeiten jeweils die Pleuel von zwei um den Gabelwinkel zueinander versetzter Zylinder der ersten und dritten bzw. zweiten und vierten Reihe.

**[0014]** Alternativ kann beispielsweise zur Erzielung einer insgesamt 10-zylindrigen Brennkraftmaschine vorgesehen sein, daß zwei der Zylinderreihen jeweils drei Zylinder und die beiden weiteren jeweils zwei Zylinder aufweisen.

Bevorzugt ist dabei zur Verwendung möglichst gleicher Teile und zur Erzielung einer symmetrischen Anordnung vorgesehen, die Reihen mit der größeren Anzahl von Zylindern um den Gabelwinkel zueinander versetzt anzuordnen.

**[0015]** In weiterer, vorteilhafter Ausgestaltung kann vorgesehen sein, daß die zu beiden Seiten der Mittelebene liegenden und um den Zylinderwinkel zueinander versetzten Reihen jeweils zu einem zusammenhängenden Zylinderblock zusammengefaßt sind, welcher von einem diesen beiden Reihen gemeinsamen Zylinderkopf abgedeckt sein kann.

**[0016]** Zur Erzielung einer bauraumoptimalen Anordnung beispielsweise des Steuertriebes der Brennkraftmaschine können die beiden zusammengefaßten Zylinderreihen zu jeder Seite der Mittelebene insgesamt identisch ausgebildet sein, wodurch weitere vorteilhafte Effekte hinsichtlich Bauteilaufwand, Montage etc. erzielbar sind.

**[0017]** Weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus dem nachfolgend anhand einer Zeichnung näher erläuterten Ausführungsbeispiel.

Es zeigen:

Figur 1 eine schematische Draufsicht auf eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine,

Figur 2 eine schematische Seitenansicht zu Figur 1 des Kurbeltriebes und

Figur 3 einen Querschnitt durch eine Brennkraftmaschine.

**[0018]** Eine im weiteren nur als Brennkraftmaschine bezeichnete Hubkolben-Brennkraftmaschine weist insgesamt vier Reihen R1, R2, R3, R4 von Zylindern auf, wobei jeweils zwei dieser Reihen R1, R3 und R2, R4 auf einer der beiden Seiten S1, S2 einer Mittelebene ME angeordnet sind, welche eine Kurbelwellenachse 1 aufnimmt.

Die der Seite S1 zugeordnete Reihe R1 und die der Seite S2 zugeordnete Reihe R2 stehen unter einem Gabelwinkel  $\delta 1$  V-förmig zueinander und definieren zwischen sich somit einen ersten V-Raum V1.

In analoger Weise sind die beiden weiteren Zylinderreihen R3 und R4 den Seiten S1 und S2 zugeordnet und stehen unter einem Gabelwinkel  $\delta_2$ , einen weiteren V-Raum V2 definierend, zueinander. Somit steht die dritte Reihe R3 in dem ersten V-Raum V1, während die vierte Reihe R4 außerhalb dieses Raumes V1 angeordnet ist.

**[0019]** Die auf der Seite S1 liegenden Reihen R1 und R3 sind zu einer Gruppe G1 zusammengefaßt, wobei Zylinderachsen ZR1 der ersten Reihe und Zylinderachsen ZR3 der dritten Reihe wiederum unter einem V-förmigen Zylinderwinkel  $\alpha_{G1}$  zueinander stehen.

Die Größe der Gabelwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$  ist dabei identisch gewählt ebenso wie die Größe der Zylinderwinkel  $\alpha_{G1}$  und  $\alpha_{G2}$ , wobei die gesamte Anordnung bezüglich der Mittelebene ME so getroffen ist, daß die Gruppen G1 und G2 jeweils symmetrisch zu dieser Mittelebene ME liegen und dadurch die Reihen R1, R3 bzw. R2, R4 dieser Gruppen G1 bzw. G2 jeweils spiegelsymmetrisch zu dieser Ebene ME angeordnet sind.

**[0020]** Innerhalb der Gruppen G1 und G2 weisen die Zylinderachsen ZR1 und ZR3 beziehungsweise ZR2 und ZR4 zueinander entlang der Kurbelwellenachse 1 einen identischen Reihenversatz 2 auf.

**[0021]** Die beiden Gruppen G1 und G2 wiederum weisen entlang dieser Kurbelwellenachse 1 einen Gruppenversatz 3 auf.

Die Zylinderachsen ZR1 bis ZR4 liegen somit jeweils in einer von vier senkrecht zur Mittelebene ME ausgebildeten Schnittebenen SE1 bis SE4.

**[0022]** Das Zusammenwirken der einzelnen Zylinder im Kurbeltrieb sei anhand einer 8-zylindrigen Ausführung der Brennkraftmaschine erläutert. Gemäß Figur 1 sind hierbei die Zylinder Z1 und Z3 der ersten Reihe R1, die Zylinder Z2 und Z4 der dritten Reihe R3, die Zylinder Z5 und Z7 der zweiten Reihe R2 und die Zylinder Z6 und Z8 der vierten Reihe R4 zugeordnet.

Eine Kurbelwelle 4 der Brennkraftmaschine weist insgesamt vier Kröpfungen 5, 6, 7, 8 auf und ist in insgesamt fünf Hauptlagern 9 eines Kurbelgehäuses 10 abgestützt. Zur Erzielung einer gleichmäßigen und komfortablen Zündfolge arbeiten jeweils zwei Zylinder mittels der ihnen zugeordneten Pleuel 11 auf eine der Kröpfungen, wobei die beiden Pleuellager 12, 13 einer Kröpfung einen Versatz um einen Differenzwinkel  $\Delta\phi$  aufweisen.

Die jeweils um den Gruppenversatz 3 zueinander gestaffelten und einem der V-Räume V1 bzw. V2 zugeordneten Zylinder arbeiten auf eine der Kröpfungen. Somit sind die Pleuel 11 der Zylinder Z1 und Z5 mit der Kröpfung 5, die Zylinder Z2 und Z6 mit der Kröpfung 6, die Zylinder Z3 und Z7 mit der Kröpfung 7 und die Zylinder Z4 und Z8 mit der Kröpfung 8 verbunden. Wie aus Figur 2, rechts ersichtlich, sind die in den Schnittebenen SE1 und SE2 liegenden Pleuel 11 der Zylinder Z1 und Z5 in der Kröpfung 5 um den Gruppenversatz 3 zueinander beabstandet. Zwischen den in der Schnittebene SE2 und SE4 liegenden Pleueln 11 von Zylinder Z5 und Z6 liegt der, üblicherweise als Zylinderabstand bezeichne-

te, Reihen versatz 2 vor.

**[0023]** Der Kurbeltrieb der Brennkraftmaschine ist geschränkt ausgeführt, das heißt die um den Zylinderwinkel  $\alpha_{G1}$  bzw.  $\alpha_{G2}$  zueinanderstehenden Zylinderachsen ZR1, ZR3 bzw. ZR2, ZR4 schneiden sich nicht mit der Kurbelwellenachse 1. Bezüglich einer die Mittelebene senkrecht entlang der Kurbelwellenachse 1 durchdringenden Querebene QE liegt ein Schnittpunkt SP1 der ersten Gruppe G1 auf der Seite S2 auf der von den Reihen R1 und R3 abgewandten Seite der Querebene QE. Spiegelbildlich bezüglich der Mittelebene ME liegt dazu ein weiterer Schnittpunkt SP2 der zweiten Gruppe G2.

Aufgrund der Schränkung des Kurbeltriebes fallen die maximalen Strecklagen der Pleuel 11 im oberen bzw. unteren Totpunkt OT bzw. UT nicht mit der jeweiligen Zylinderachse ZR zusammen. Wird der während der Drehung der Kurbelwelle 4 auftretende Kurbelwinkel  $\phi$  in Anlehnung an einen ungeschränkten Kurbeltrieb von einer Parallelen 13 zur Zylinderachse ZR durch die Kurbelwellenachse 1 ausgezählt, so werden OT und UT bei einem Kurbelwinkelversatz von  $\phi^*$  erreicht. Aufgrund der Lage der Schnittpunkte SP1 und SP2 bezüglich der Querebene QE auf der von den Gruppen G1 bzw. G2 abgewandten Seite stellt sich eine positive oder negative Schränkung ein, so daß der untere Totpunkt UT dem oberen Totpunkt OT nach mehr oder weniger als  $180^\circ$  Kurbelwinkel  $\phi$  folgt.

**[0024]** Die gewählte Schränkung ermöglicht ein bauroptimierendes Zusammenrücken der Zylinder innerhalb der Gruppen G1 und G2, so daß die jeweiligen Zylinder dieser Gruppen G1 und G2 in einem gemeinsamen Zylinderblock 15 bzw. 16 zusammengegossen werden können. Diese sind jeweils von einem den beiden Zylinderreihen einer Gruppe gemeinsamen Zylinderkopf 17 bzw. 18 überdeckt.

**[0025]** Das Zusammenspiel der zuvor erläuterten 8-zylindrigen Anordnung sei kurz anhand eines Zahlenbeispiels erläutert. Die Gabelwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$  betragen  $72^\circ$ , die Zylinderwinkel  $\alpha_{G1}$  und  $\alpha_{G2}$  jeweils  $15^\circ$ . Aufgrund der symmetrischen Anordnung zu der Mittelebene ME stellt sich bezüglich der Winkelhalbierenden 19 der Zylinderwinkel  $\alpha_{G1}$  und  $\alpha_{G2}$  ebenfalls der Gabelwinkel  $\delta_1$  bzw.  $\delta_2$  ein. Wegen der in zwei Ebenen liegenden vier Kröpfungen 5 bis 8 stellt sich eine Zündfolge zwischen den einzelnen Zylindern im Abstand von  $90^\circ$  Kurbelwinkel  $\phi$  ein. Bei einer gewählten Zündfolge in der Reihenfolge Z1-Z5-Z4-Z8-Z6-Z3-Z7-Z2, stellen sich die in dem Kurbelstern 20 gemäß Figur 2, links, anhand von den Zylindern Z1 bis Z8 zugeordneten Pfeilen P1 bis P8, gezeigten Lagen der Zündzeitpunkte ein. Während zwischen Zylinder Z1 und Z5, welche auf die eine gemeinsame Kröpfung 5 arbeiten, mit  $90^\circ$  ein harmonischer Zündabstand gegeben wäre, stellt sich aufgrund des Gabelwinkels  $\delta$  von  $72^\circ$  ein Differenzwinkel von  $\Delta\phi$  von  $18^\circ$  ein, wobei in diesem Falle beim Zünden des Zylinders Z1 im oberen Totpunkt OT der Zylinder Z5 um den Differenzwinkel  $\Delta\phi$  von  $18^\circ$  nacheilt. Für den in

der Zündfolge auf den Zylinder 5 folgenden Zylinder Z4 stellt sich infolge des gewählten Gabelwinkels  $\delta$ , des Zylinderwinkels  $\alpha_G$  und des Kurbelwinkelversatzes  $\varphi^*$  ein Kurbelwinkel  $\varphi$  von etwa  $140^\circ$  ein. Zum Zündzeitpunkt des Zylinders Z4 eilt der auf der gleichen Kröpfung 8 arbeitende Zylinder Z8 wiederum um den Differenzwinkel  $\Delta\varphi$  von  $18^\circ$  nach.

**[0026]** Alternativ kann bei einer 10-zylindrigen Anordnung auf den Versatz innerhalb der einzelnen Kröpfungen 5 bis 8 verzichtet werden. Hierbei sind den Reihen R3 und R4 jeweils drei Zylinder zugeordnet, während die Reihen R1 und R2 jeweils zwei Zylinder tragen. Während hierbei die zuvor beschriebene spiegelbildliche Anordnung der erwähnten Winkellagen zu der Mittelebene ME erhalten bleibt, ist die Anordnung der Reihen nicht spiegelbildlich, da auf die auf der Seite S1 liegende dreizylindrige Reihe R3 auf der Seite S2 zunächst eine zweizylindrige Reihe R2 folgt.

**[0027]** Unter der Annahme, daß es sich auch hierbei um eine 4-Takt-Brennkraftmaschine handelt, ist bei einem Gabelwinkel von  $72^\circ$  der Versatz innerhalb der insgesamt 5 Kröpfungen entbehrlich. Zur Erzielung eines gleichmäßigen Zündabstandes von  $72^\circ$  Kurbelwinkel  $\varphi$  liegen die 5 Kröpfungen in insgesamt 5 Ebenen.

**[0028]** In einer weiteren Alternative mit einer insgesamt 12-zylindrigen Anordnung stellt sich bei einem Gabelwinkel von  $72^\circ$  eines 4-Takt-Motors eine Zündfolge mit einem Abstand von  $60^\circ$  Kurbelwinkel  $\varphi$  ein. Die Kurbelwelle 4 trägt hierbei insgesamt sechs mit einem Versatz um den Differenzwinkel  $\Delta\varphi$  versehene Kröpfungen. Unter Annahme des gleichen Gabelwinkels  $\delta$  von  $72^\circ$  und des Zündabstandes von  $60^\circ$  stellt sich an jeder Kröpfung ein Differenzwinkel  $\Delta\varphi$  von  $12^\circ$  ein. Hierbei arbeitet beispielsweise gemäß Figur 1 ein Zylinder Z'1 der ersten Reihe R1 mit dem siebten Zylinder Z'7 der Reihe R2 auf eine Kröpfung, wobei dann nach dem Zünden von Z'1 in OT der Zylinder Z'7 um den Differenzwinkel  $\Delta\varphi$  von  $12^\circ$  voreilt.

**[0029]** Der Kurbelwelle 4 ist abtriebsseitig ein Schwungrad 25 zugeordnet. Benachbart zu diesem ist ein Kettentrieb zum Antrieb von Nockenwellen 27 und 28 der Gruppe G1 und Nockenwellen 29 und 30 der Gruppe G2 angeordnet. Diese betätigen über Nocken 31 und 32 als Hubventile ausgebildete Einlaßventile 33 und Auslaßventile 34 unter Zwischenschaltung von Rollenschlepphebeln 35, wobei jedem Zylinder Z1 bis Z8 vier Hubventile zugeordnet sind.

**[0030]** Die symmetrische und insgesamt vierreihige Anordnung der Zylinder ermöglicht die Ausbildung von völlig symmetrisch und gleichartig gestalteten Atmungs- wegen zur Frischluftzufuhr sowie eine symmetrische Anordnung von Abgasleitungen.

Eine Luftansauganlage zur Beatmung der Brennräume 40 der Brennkraftmaschine ist im wesentlichen symmetrisch zur Mittelebene ME und mit oberhalb der Gruppen G1 und G2 ausgebildeten Sammelvolumina 37 und 38 versehen. Verbrennungsluft wird über Saugrohre 41 aus den erwähnten Sammelvolumina 37, 38 zu

Einlaßkanälen 41 geführt, wobei alle Einlaßkanäle 41 einer Gruppe G1 bzw. G2 in je einen Flansch 42 münden, welcher an der Reihe R3 bzw. R2 der Mittelebene ME zugewandt ausgebildet ist. Alle Auslaßkanäle 43 der jeweiligen Gruppe G1 oder G2 sind zu bezüglich der Mittelebene ME außenliegenden Flanschen 44 der Reihen R1 bzw. R4 geführt.

**[0031]** Die Zylinderblöcke 15 und 16 sind einstückig und materialeinheitlich mit dem Kurbelgehäuse 10 ausgebildet, dessen außenliegende Wandungen 45 im Bereich der Kurbelwellenachse 1 über die Querebene QE gezogen sind.

## 15 Patentansprüche

1. Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einer ersten und einer zweiten V-förmig zueinanderstehenden Reihe (R1 und R2) von Zylindern, welche entlang einer der Reihen (R1, R2) gegenüber den Zylindern der anderen Reihe (R2, R1) in Längsrichtung der Brennkraftmaschine versetzt angeordnet sind, und mit zwei weiteren, V-förmig zueinander stehenden dritten und vierten Reihen (R3 und R4) von Zylindern, deren eine (R3) in dem Bauraum (V1) zwischen der ersten und zweiten Reihe (R1 und R2) und deren andere (R4) außerhalb dieses V-Raumes (V1) angeordnet ist, wobei alle Zylinder (Z1 bis Z8) mit einer gemeinsamen Kurbelwelle (4) verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinderachsen (ZR1, ZR2) der ersten und zweiten Reihe (R1 und R2) in senkrecht zu einer die Kurbelwelle (4) aufnehmenden Mittelebene (ME) verlaufenden Schnittebenen (SE1, SE2) liegend angeordnet sind, welche in Richtung der Kurbelwellenachse (1) um einen identischen Gruppenversatz (3) zueinander beabstandet sind und die Zylinderachsen (ZR2, ZR4) der zweiten und vierten Reihe (R2 und R4) in senkrecht zu der Mittelebene (ME) verlaufenden Schnittebenen (SE2, SE4) liegend angeordnet sind, welche um einen identischen Reihenversatz (2) zueinander beabstandet sind, und die die Zylinderachsen (ZR2) der zweiten Reihe (R2) aufnehmende Schnittebene (SE2) zwischen den die Zylinderachsen (ZR1 und ZR3) der ersten und dritten Reihe (R1 und R3) aufnehmenden Schnittebenen (SE1 und SE3) verläuft.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Reihenversatz (2) größer gewählt ist als der Gruppenversatz (3).
3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen der ersten und zweiten Reihe (R1 und R2) und der dritten und vierten Reihe (R3 und R4)

gebildeten Gabelwinkel ( $\delta_1$  und  $\delta_2$ ) identisch groß sind und daß die durch diese Gabelwinkel ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ) gebildeten V-Räume ( $V_1$ ,  $V_2$ ) um einen Zylinderwinkel ( $\alpha_{G1}$ ,  $\alpha_{G2}$ ) derart zueinander verdreht angeordnet sind, daß die unter diesem Zylinderwinkel ( $\alpha_{G1}$ ) zueinanderstehende erste und dritte Reihe (R1 und R3) spiegelsymmetrisch bezüglich der zweiten und vierten Reihe (R2 und R4) zu der Mittelebene (ME) der Brennkraftmaschine liegen.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Zylinderachsen (ZR1, ZR3 und ZR2, ZR4) der jeweils auf einer Seite (S1 und S2) der Mittelebene (ME) angeordneten Reihen (R1, R3 und R2, R4) schneiden, wobei die Schnittpunkte (SP1 und SP2) bezüglich einer senkrecht zur Mittelebene (ME) durch die Kurbelwellenachse (1) verlaufenden Querebene (QE) auf der von den Reihen (R1 bis R4) abgewandten Seite dieser Querebene (QE) und auf der gegenüberliegenden Seite (S2 und S1) der Mittelebene (ME) liegen.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinderanzahl ein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der Reihen von Zylindern beträgt und dabei jeweils zwei um den Gabelwinkel ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ) zueinander versetzte Zylinder (Z1 und Z5) der ersten und zweiten Reihe (R1 und R2) beziehungsweise (Z2 und Z6) der dritten und vierten Reihe (R3 und R4) mit einer gemeinsamen, versetzten Kröpfung (5 bzw. 6) der Kurbelwelle (4) verbunden sind.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest zwei (R3, R4) der Reihen eine identische, größere Anzahl von Zylindern aufweisen als die beiden anderen Reihen (R1, R2).

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Reihen (R3, R4) mit der größeren Anzahl um den Gabelwinkel ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ) zueinander versetzt sind.

8. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der zwischen der ersten und der dritten bzw. der zweiten und der vierten Reihe (R1 und R3 bzw. R2 und R4) gebildete Zylinderwinkel ( $\alpha_{G1}$  bzw.  $\alpha_{G2}$ ) vergleichsweise klein gewählt ist, so daß die zu einer ersten Gruppe (G1) zusammengefaßten Zylinder (Z1 bis Z4) der Reihen (R1 und R3) zu einem einstückigen Zylinderblock (15) zusammengefaßt und die anderen Zylinder (Z5 bis Z8) zu einem ebensolchen Zylinderblock (16) einer zweiten Gruppe (G2) zusammengefaßt sind.

9. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der zwischen der ersten und zweiten Reihe (R1 und R2) bzw. der dritten und vierten Reihe (R3 und R4) ausgebildete Gabelwinkel ( $\delta_1$  bzw.  $\delta_2$ ) zwischen  $60^\circ$  und  $90^\circ$  beträgt, vorzugsweise  $72^\circ$ .

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der zwischen den Zylindern der ersten Reihe (R1) und der dritten Reihe (R3) bzw. der zweiten Reihe (R2) und der vierten Reihe (R4) auftretende Zylinderwinkel ( $\alpha_{G1}$  bzw.  $\alpha_{G2}$ ) zwischen  $10^\circ$  und  $20^\circ$  beträgt, vorzugsweise  $15^\circ$ .

11. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die um den Gruppenversatz (3) zueinander beabstandet liegenden Zylinderachsen (ZR1, ZR2) auf eine gemeinsame Kröpfung (5) der Kurbelwelle (4) arbeiten.

12. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die um den Reihenversatz (2) zueinander beabstandeten Zylinderachsen (ZR2, ZR4) jeweils auf eine eigene Kröpfung (5, 6) der Kurbelwelle (4) arbeiten.

## Claims

1. Reciprocating internal combustion engine having a first and a second row (R1 and R2) of cylinders which are positioned with respect to each other so as to form a V-shape and which are arranged offset along one of the rows (R1, R2) with respect to the cylinders of the other row (R2, R1) in the longitudinal direction of the internal combustion engine, and having two further third and fourth rows (R3 and R4) of cylinders which are positioned with respect to each other so as to form a V-shape and whose one row (R3) is disposed in the installation space ( $V_1$ ) between the first and second row (R1 and R2) and whose other row (R4) is disposed outside the V-space ( $V_1$ ), wherein all of the cylinders (Z1 to Z8) are connected to a common crank shaft (4), characterised in that the cylinder axes (ZR1, ZR2) of the first and second row (R1 and R2) are arranged lying in planes of intersection (SE1, SE2) which extend perpendicular to a middle plane (ME) which receives the crank shaft (4) and which planes of intersection are spaced apart from each other in the direction of the crank shaft axis (1) by a distance (3) equal to the distance at which the groups are offset from each other and the cylinder axes (ZR2, ZR4) of the second and fourth row (R2 and R4) are ar-

- ranged lying in planes of intersection (SE2, SE4) which extend perpendicular to the middle plane (ME) and which are spaced apart from each other by a distance (2) equal to the distance at which the rows are offset from each other, and the plane of intersection (SE2) which receives the cylinder axes (ZR2) of the second row (R2) extends between the planes of intersection (SE1 and SE3) which receive the cylinder axes (ZR1 and ZR3) of the first and third row (R1 and R3).
2. Internal combustion engine according to claim 1, characterised in that the distance (2) at which the rows are offset from each other is selected to be greater than the distance (3) at which the groups are offset from each other.
  3. Internal combustion engine according to claim 2, characterised in that the fork angles ( $\delta_1$  and  $\delta_2$ ) which are formed between the first and second row (R1 and R2) and the third and fourth row (R3 and R4) are identical in size and that the V-spaces (V1, V2) which are formed by these fork angles ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ) are arranged rotated about a cylinder angle ( $\alpha_{G1}$ ,  $\alpha_{G2}$ ) with respect to each other such that the first and third row (R1 and R3) which are positioned with respect to each other at this cylinder angle ( $\alpha_{G1}$ ) lie in a mirror-symmetrical manner in relation to the second and fourth row (R2 and R4) with respect to the middle plane (ME) of the internal combustion engine.
  4. Internal combustion engine according to claim 3, characterised in that the cylinder axes (ZR1, ZR3 and ZR2, ZR4) of the rows (R1, R3 and R2, R4) which are each arranged on one side (S1 and S2) of the middle plane (ME) intersect, wherein the points of intersection (SP1 and SP2), in relation to a transverse plane (QE) extending perpendicular to the middle plane (ME) through the crank shaft axis (1), lie on the side of this transverse plane (QE) remote from the rows (R1 to R4) and lie on the opposite side (S2 and S1) of the middle plane (ME).
  5. Internal combustion engine according to claim 3 or 4, characterised in that the cylinder number is an integer-multiple of the number of rows of cylinders and two cylinders (Z1 and Z5), which are offset with respect to each other by the value of the fork angle ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ), of the first and second row (R1 and R2) or cylinders (Z2 and Z6) of the third and fourth row (R3 and R4) are connected to a common, offset angle bend (5, 6) of the crank shaft (4).
  6. Internal combustion engine according to claim 3 or 4, characterised in that at least two (R3, R4) of the rows have an identical, greater number of cylinders than the two other rows (R1, R2).
  7. Internal combustion engine, according to claim 6, characterised in that the rows (R3, R4) having the greater number of said cylinders are offset with respect to each other by the value of the fork angle ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ).
  8. Internal combustion engine according to any one or several of the preceding claims 1 to 7, characterised in that the cylinder angle ( $\alpha_{G1}$ ,  $\alpha_{G2}$ ) formed between the first and the third row and the second and fourth row (R1 and R3 or R2 and R4) respectively is selected to be comparatively small, so that the cylinders (Z1 to Z4), which are combined to form a first group (G1), of the rows (R1 and R3) are combined to form a single-piece cylinder block (15) and the other cylinders (Z5 to Z8) are combined to form an identical cylinder block (16) of a second group (G2).
  9. Internal combustion engine according to any one or several of the preceding claims 1 to 8, characterised in that the fork angle ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$ ), which is formed between the first and second row (R1 and R2) and between the third and fourth row (R3 and R4) respectively, amounts to between 60° and 90°, preferably 72°.
  10. Internal combustion engine according to claim 9, characterised in that the cylinder angle ( $\alpha_{G1}$ ,  $\alpha_{G2}$ ), which occurs between the cylinders of the first row (R1) and the third row (R3) and between the second row (R2) and the fourth row (R4) respectively, amounts to between 10° and 20°, preferably 15°.
  11. Internal combustion engine according to claim 5 or 6, characterised in that the cylinder axes (ZR1, ZR2), which lie spaced apart from each other by the distance (3) at which the groups are offset from each other, operate on a common angle bend (5) of the crank shaft (4).
  12. Internal combustion engine according to claim 5 or 6, characterised in that the cylinder axes (ZR2, ZR4), which are spaced apart from each other by the distance (2) at which the rows are offset from each other, each operate on their own angle bend (5, 6) of the crank shaft (4).

## Revendications

1. Moteur à combustion interne comprenant des premier et deuxième rangs (R1 et R2) de cylindres disposés en forme de V l'un par rapport à l'autre, les cylindres étant décalés le long de l'un des rangs (R1, R2) par rapport aux cylindres de l'autre rang (R2, R1) dans le sens longitudinal du moteur à combustion interne, et comprenant deux autres troisiè-

me et quatrième rangs (R3 et R4) de cylindres, disposés en forme de V l'un par rapport à l'autre, parmi lesquels l'un (R3) est disposé dans l'espace (V1) compris entre les premier et deuxième rangs (R1 et R2), et l'autre (R4) est disposé à l'extérieur de cet espace en V (V1), tous les cylindres (Z1 à Z8) étant reliés à un vilebrequin commun (4), caractérisé en ce que

les axes (ZR1, ZR2) des cylindres des premier et deuxième rangs (R1 et R2) sont disposés dans des plans de coupe (SE1, SE2) s'étendant perpendiculairement à un plan médian (ME) contenant le vilebrequin (4), espacés l'un de l'autre dans le sens de l'axe (1) du vilebrequin, d'un décalage entre groupes identique (3), et les axes (ZR2, ZR4) des cylindres des deuxième et quatrième rangs de cylindres (R2 et R4) sont disposés dans des plans de coupe (SE2, SE4) s'étendant perpendiculairement au plan médian (ME), espacés l'un de l'autre d'un décalage entre rangs identique (2), et le plan de coupe (SE2) contenant les axes (ZR2) des cylindres du deuxième rang (R2) s'étend entre les plans de coupe (SE1 et SE3) qui contiennent les axes (ZR1 et ZR3) des cylindres des premier et troisième rangs (R1 et R3).

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, caractérisé en ce que le décalage entre rangs (2) est choisi plus grand que le décalage entre groupes (3).
3. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, caractérisé en ce que les angles de fourche ( $\delta 1$  et  $\delta 2$ ) formés entre les premier et deuxième rangs (R1 et R2) et entre les troisième et quatrième rangs (R3 et R4) sont de grandeur identique, et les espaces de V (V1, V2) définis par ces angles de fourche ( $\delta 1$ ,  $\delta 2$ ) sont disposés de façon décalée en rotation, l'un par rapport à l'autre, d'un angle ( $\alpha G1$ ,  $\alpha G2$ ) des cylindres, de façon telle que les premier et troisième rangs (R1 et R3), qui sont placés sous cet angle ( $\alpha G1$ ) des cylindres, l'un par rapport à l'autre, se situent de façon spéculaire, par rapport au plan médian (ME), face aux deuxième et quatrième rangs (R2 et R4).
4. Moteur à combustion interne selon la revendication 3, caractérisé en ce que les axes (ZR1, ZR3 et ZR2, ZR4) des cylindres des rangs (R1, R3 et R2, R4) respectivement disposés d'un même côté (S1 et S2) du plan médian (ME) se coupent, les points de coupe (SP1 et SP2), vus par rapport à un plan transversal (QE) passant perpendiculairement au plan médian (ME) à travers l'axe (1) du vilebrequin, se situant du côté de ce plan transversal (QE), qui est opposé aux rangs (R1 à R4), et des deux côtés opposés (S2 et S1) du plan médian (ME).

5. Moteur à combustion interne selon la revendication 3 ou 4, caractérisé en ce que le nombre de cylindres est un multiple entier du nombre de rangs de cylindres, et, dans ce cas, deux cylindres (Z1 et Z5) des premier et deuxième rangs (R1 et R2), ou (Z2 et Z6) des troisième et quatrième rangs (R3 et R4), qui sont décalés les uns par rapport aux autres de la valeur de l'angle de fourche ( $\delta 1$ ,  $\delta 2$ ), sont reliés à un coude de manivelle commun (5 ou 6), présentant un décalage, du vilebrequin (4).
6. Moteur à combustion interne selon la revendication 3 ou 4, caractérisé en ce qu'au moins deux des rangs (R3, R4) présentent un nombre identique de cylindres, qui est supérieur à celui des deux autres rangs (R1, R2).
7. Moteur à combustion interne selon la revendication 6, caractérisé en ce que les rangs (R3, R4) comportant le plus grand nombre sont décalés l'un par rapport à l'autre de la valeur de l'angle de fourche ( $\delta 1$ ,  $\delta 2$ ).
8. Moteur à combustion interne selon l'une ou plusieurs des revendications précédentes 1 à 7, caractérisé en ce que l'angle des cylindres ( $\alpha G1$  ou  $\alpha G2$ ) formé entre les premier et troisième rangs ou entre les deuxième et quatrième rangs (R1 et R3 ou R2 et R4) est choisi relativement petit, de sorte que les cylindres (Z1 à Z4) des rangs (R1 et R3) réunis en un premier groupe (G1) soient réunis en un bloc-cylindres monobloc (15), et que les autres cylindres (Z5 à Z8) soient réunis en un bloc-cylindres identique (16) d'un deuxième groupe (G2).
9. Moteur à combustion interne selon l'une ou plusieurs des revendications précédentes 1 à 8, caractérisé en ce que l'angle ( $\delta 1$  ou  $\delta 2$ ) formé entre les premier et deuxième rangs (R1 et R2), et entre les troisième et quatrième rangs (R3 et R4), est de l'ordre de  $60^\circ$  à  $90^\circ$ , de préférence de  $72^\circ$ .
10. Moteur à combustion interne selon la revendication 9, caractérisé en ce que l'angle ( $\alpha G1$  ou  $\alpha G2$ ) des cylindres existant entre les cylindres du premier rang (R1) et du troisième rang (R3), ou entre ceux du deuxième rang (R2) et du quatrième rang (R4), est de l'ordre de  $10^\circ$  à  $20^\circ$ , de préférence de  $15^\circ$ .
11. Moteur à combustion interne selon la revendication 5 ou 6, caractérisé en ce que les axes (ZR1, ZR2) des cylindres, qui sont espacés les uns des autres de la valeur du décalage entre groupes (3), agissent sur un coude commun (5) du vilebrequin (4).
12. Moteur à combustion interne selon la revendication 5 ou 6, caractérisé en ce que les axes (ZR2, ZR4) des cylindres, qui sont espacés les uns des autres

de la valeur du décalage entre rangs (2), agissent chacun sur un coude propre (5, 6) du vilebrequin (4).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

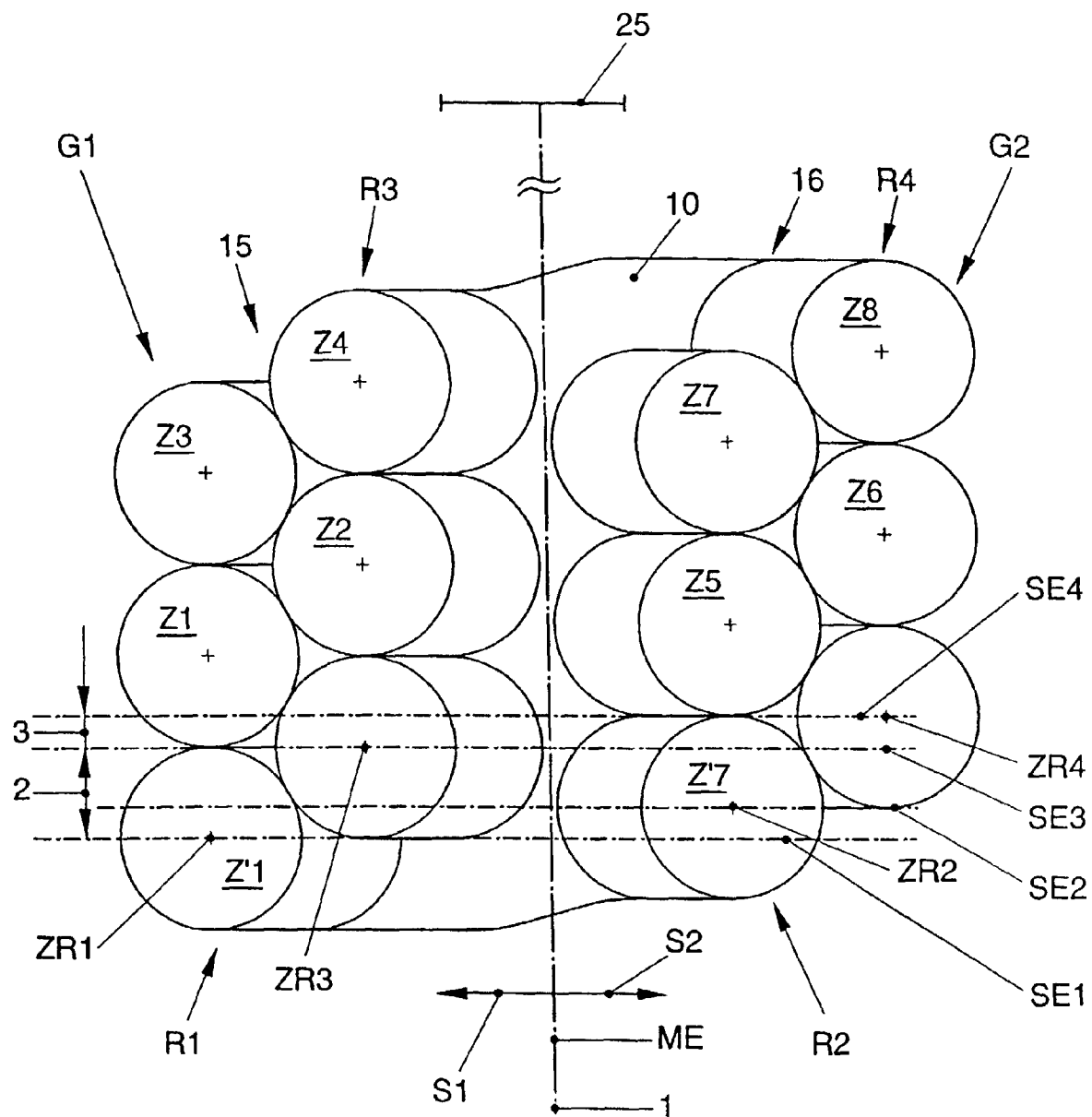


FIG. 1

