

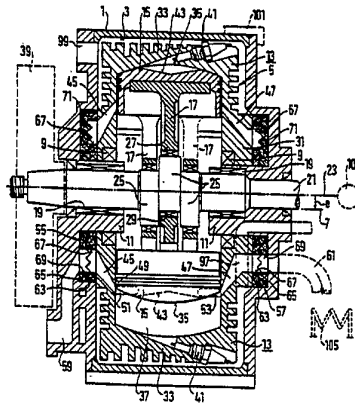


**PCT** WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM  
Internationales Büro  
INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE  
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

<b>(51) Internationale Patentklassifikation <sup>5</sup> :</b> <b>F02B 57/08</b>	<b>A1</b>	<b>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 94/05902</b> <b>(43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 17. März 1994 (17.03.94)</b>
<b>(21) Internationales Aktenzeichen:</b> PCT/EP93/02325 <b>(22) Internationales Anmeldedatum:</b> 27. August 1993 (27.08.93) <b>(30) Prioritätsdaten:</b> P 42 28 639.5 28. August 1992 (28.08.92) DE <b>(71)(72) Anmelder und Erfinder:</b> GAIL, Josef [DE/DE]; Klausenweg 4, D-86551 Aichach-Untertwittelsbach (DE). <b>(74) Anwälte:</b> WEICKMANN, H. usw. ; Kopernikusstraße 9, D-81679 München (DE). <b>(81) Bestimmungsstaaten:</b> JP, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).		<b>Veröffentlicht</b> <i>Mit internationalem Recherchenbericht.</i>

**(54) Title:** ROTARY CYLINDER ENGINE

**(54) Bezeichnung:** ZYLINDERLÄUFERMASCHINE



**(57) Abstract**

The proposal is for a rotary cylinder machine in the form of a two-stroke internal combustion engine or a compressor in which a cylinder block (5) with several circumferentially distributed cylinders (13) rotate about a first axis (7). Three pairs of pistons (15) rigidly joined together by piston rods (17) with their stroke axes mutually staggered by 120° are guided on a crankshaft (21) arranged eccentrically to the first axis (7) and rotatable about a second axis (23). The piston rods (17) are also supported on three eccentric discs (25) fixed on the crankshaft (21) and also mutually staggered by 120°. The gas exchange takes place via preferably piston-controlled slots (51, 53) in the cylinders (13) closed on the outside by cylinder heads (33). In the gas exchange path of the slots (51, 53) there are rotary disc valve control devices (57), at least on the outlet side, which, when necessary, control the gas exchange together with the piston-controlled slots (51, 53). The gas may be fed in via rotary disc valve controls or an inlet passage opening into a crankshaft chamber of the rotary engine (5) may be provided which is connected to the inlet slots via overflow channels. In its embodiment as an internal combustion engine, there may be a blower driven by a variable-speed motor may be provided to control the degree of filling of the combustion chambers (37).

**(57) Zusammenfassung** Es wird eine als Zweitakt-Brennkraftmaschine oder als Verdichter ausgebildete Zylinderläufermaschine vorgeschlagen, bei welcher in einem Gehäuse (1) ein Zylinderläufer (5) mit mehreren in Umfangsrichtung verteilt angeordneten Zylindern (13) um eine erste Drehachse (7) rotiert. An einer exzentrisch zur ersten Drehachse (7) angeordneten, um eine zweite Drehachse (23) drehbaren Kurbelwelle (21) sind drei Paare starr durch Kolbenstangen (17) miteinander verbundener Kolben (15) geführt, deren Hubachsen um 120° gegeneinander versetzt sind. Die Kolbenstangen (17) sind an drei ebenfalls um 120° gegeneinander versetzten, fest an der Kurbelwelle (21) angeordneten Exzentrerscheiben (25) gelagert. Der Gaswechsel erfolgt über vorzugsweise kolbengesteuerte Schlitze (51, 53), der nach außen hin durch Zylinderdächer (33) verschlossenen Zylinder (13). Im Gaswechselweg der Schlitze (51, 53) sind zumindest auf der Auslaßseite Drehschiebersteueranordnungen (57) vorgesehen, die gegebenenfalls zusammen mit den kolbengesteuerten Schlitzen (51, 53) den Gaswechsel steuern. Der Gaseinlaß kann über Drehschiebersteuerungen erfolgen, oder aber es kann ein in eine Kurbelwellenkammer des Zylinderläufers (5) mündender Einlaßkanal vorgesehen sein, der über Überströmkanäle mit den Einlaßschlitzen verbunden ist. Bei Ausbildung als Brennkraftmaschine kann zur Steuerung des Füllgrads der Brennräume (37) ein von einem drehzahlvariablen Motor angetriebenes Gebläse vorgesehen sein.

#### LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Code, die zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AT	Österreich	FI	Finnland	MR	Mauritanien
AU	Australien	FR	Frankreich	MW	Malawi
BB	Barbados	GA	Gabon	NE	Niger
BE	Belgien	GB	Vereinigtes Königreich	NL	Niederlande
BF	Burkina Faso	GN	Guinea	NO	Norwegen
BG	Bulgarien	GR	Griechenland	NZ	Neuseeland
BJ	Benin	HU	Ungarn	PL	Polen
BR	Brasilien	IE	Irland	PT	Portugal
BY	Belarus	IT	Italien	RO	Rumänien
CA	Kanada	JP	Japan	RU	Russische Föderation
CF	Zentrale Afrikanische Republik	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	SD	Sudan
CG	Kongo	KR	Republik Korea	SE	Schweden
CH	Schweiz	KZ	Kasachstan	SI	Slowenien
CI	Côte d'Ivoire	LI	Liechtenstein	SK	Slowakischen Republik
CM	Kamerun	LK	Sri Lanka	SN	Senegal
CN	China	LU	Luxemburg	TD	Tschad
CS	Tschechoslowakci	LV	Lettland	TC	Togo
CZ	Tschechischen Republik	MC	Monaco	UA	Ukraine
DE	Deutschland	MG	Madagaskar	US	Vereinigte Staaten von Amerika
DK	Dänemark	ML	Mali	UZ	Usbekistan
ES	Spanien	MN	Mongolei	VN	Vietnam

## ZYLINDERLÄUFERMASCHINE

Die Erfindung betrifft eine Zylinderläufermaschine und insbesondere eine Zweitakt-Brennkraftmaschine oder einen Verdichter vom Zylinderläufertyp.

Aus der US-A-3 739 756 ist eine Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp bekannt. Diese Brennkraftmaschine umfaßt einen Zylinderläufer mit einer Vielzahl in gleichen Winkelabständen um die Drehachse des Zylinderläufers herum angeordneten Zylindern. Die in den Zylindern radial verschiebbaren Kolben sind über Gelenk-Pleuelstangen an einem einzigen, gemeinsamen Exzenterlager einer fest mit einem den Zylinderläufer umschließenden Gehäuse verbundenen Kurbelwelle abgestützt. Für den Gaswechsel sind in den Zylindern Einlaß- und Auslaß-Gaswechselschlitze vorgesehen, die, wie bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen üblich, von der radial äußeren Kante der Kolben gesteuert, d.h. geöffnet und geschlossen werden. Axial beiderseits des Zylinderläufers sind in den Seitenwänden des Gehäuses stationäre Gaswech-

- 2 -

selkanäle vorgesehen, an welchen sich zylinderseitige, mit ihrem einen Ende an den Gaswechselschlitzen endende Gaswechselkanäle mit ihrem jeweils anderen Ende ähnlich einer Drehschiebersteuerung im Verlauf der Rotation des Zylinderläufers vorbeibewegen.

Die aus US-A-3 739 756 bekannte Zweitakt-Brennkraftmaschine unterscheidet sich von herkömmlichen Motoren der Sternbauweise, bei welchen die in sternförmig radial, jedoch stationär angeordneten Zylindern verschiebbaren Kolben auf eine rotierende Kurbelwelle arbeiten, im wesentlichen dadurch, daß bei der Brennkraftmaschine der US-A-3 739 756 die Kurbelwelle stationär ist und statt dessen die Zylinder rotieren. Bei Brennkraftmaschinen dieses Typs ist die Hublänge bezogen auf den Durchmesser der Kolben vergleichsweise groß, mit der Folge, daß beim Gaswechsel in Hubrichtung vergleichsweise hohe Brennräume gespült und gefüllt werden müssen. Es ist vergleichsweise schwierig, eine ausreichende Spülung der Brennräume sicherzustellen, insbesondere, da die für die Unterbringung von Gaswechselschlitzen zur Verfügung stehende Umfangsfläche der Zylinder begrenzt ist. Hinzukommt, daß die Kinematik des dort benutzten Kurbelwellengetriebes Unsymmetrien der Hubbewegung bedingt, was sich auch auf die für den Gaswechsel zur Verfügung stehenden Steuerwinkel bzw. Steuerzeiten auswirkt. Schließlich bewirkt die Kinematik gelenkiger Pleuelstangen, daß die Radialschubkraft der Kolben nicht optimal in ein auf den Zylinderläufer wirkendes Drehmoment umgesetzt werden kann, wodurch sich die Kraftausnutzung verschlechtert.

Aus der internationalen Anmeldung WO90/15918 ist eine weitere als Brennkraftmaschine oder als Verdichter verwendbare Zylinderläufermaschine bekannt. Die Maschine hat eine um eine erste Drehachse rotierenden Zylinderläufer,

- 3 -

der drei um  $120^\circ$  gegeneinander versetzte Zylinderpaare umfaßt. Die radial zur ersten Drehachse verlaufenden Zylinder jedes Paares sind gleichachsig angeordnet und durch eine gemeinsame Kolbenstange starr miteinander verbunden. Den Zylinderläufer umschließt ein stationäres Gehäuse, in welchem eine von den Zylindern umschlossene Kurbelwelle um eine zweite, zur ersten Drehachse mit vorbestimmter Exzentrizität angeordnete Drehachse drehbar gelagert ist. Die Kolbenstangen jedes Kolbenpaars sind an je einem Exzenterlager der Kurbelwelle drehbar geführt, dessen Exzenter Scheibe fest mit der Kurbelwelle verbunden ist. Die Exzenterlager definieren um  $120^\circ$  gegeneinander um die zweite Drehachse winkelvesetzte dritte Drehachsen, deren radialer Abstand von der zweiten Drehachse ebenfalls gleich der vorbestimmten Exzentrizität ist. Auf diese Weise wird erreicht, daß jedes Kolbenpaar selbst dann relativ zu der Exzenterachse drehfest an dem Zylinderläufer abgestützt ist, wenn seine Exzenterachse mit der Drehachse des Zylinderläufers momentan zusammenfällt. Die Abstützung erfolgt ausschließlich über die beiden anderen Kolbenpaare, ohne daß der Zylinderläufer zusätzlich über ein Zahnradgetriebe oder dergleichen mit Kurbelwelle drehmomentfest gekuppelt sein müßte. Da die Exzenterlager relativ zur Kurbelwelle feststehende Drehachsen definieren, müssen die Kolbenstangen nicht über Doppellager sowohl am Kolben als auch an der Kurbelwelle gelenkig geführt werden. Die bekannte Zylinderläufermaschine kann, bezogen auf ihre Leistung, verhältnismäßig klein gebaut werden.

Bei der aus WO90/15918 bekannten Zylinderläufermaschine sind die Zylinder zum Umfang des Zylinderläufers hin offen und werden von dem Gehäuse, welches den Zylinderläufer eng umschließt, nach außen abgeschlossen. Im Mantelbereich des Gehäuses sind in einem Teil des Dreh-

- 4 -

wegs der Zylinderöffnungen überlappende Gaswechselöffnungen vorgesehen. Bei einer solchen Bauart muß zur Vermeidung von Druckverlusten das den Zylinderläufer umschließende Gehäuse mit einem minimalen Ringspalt toleriert sein, oder aber es müssen Dichtelemente eingesetzt sein. Eine zuverlässige Abdichtung mittels eines eng tolerierten Ringspalts ist wegen unterschiedlicher Wärmedehnungen insbesondere bei Ausbildung als Brennkraftmaschine schwer zu verwirklichen, und auch eine zuverlässige Abdichtung mit Dichtleisten oder dergleichen führt aufgrund der am Außenumfang gegebenen hohen Gleitgeschwindigkeiten zu Problemen.

Es ist ein erstes Ziel der Erfindung, eine als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine zu schaffen, die bei vergleichsweise kleinen Abmessungen eine hohe Leistung hat.

Das vorstehend erläuterte Ziel der Erfindung läßt sich unter verschiedenen Aspekten erreichen. Sämtlichen Aspekten liegt die Überlegung zugrunde, daß sich die Abdichtungsprobleme der aus WO90/15918 bekannten Zylinderläufer-Brennkraftmaschine, die sich aus den zur Gaswechselsteuerung radial außen offenen Zylindern des Zylinderläufers ergeben, vermieden werden können, ohne daß das vorteilhafte Bauraum-Leistungs-Verhältnis dieser bekannten Brennkraftmaschine verschlechtert werden muß, wenn die Brennkraftmaschine als Zweitakt-Brennkraftmaschine mit durch Zylinderdächer fest verschlossenen Zylindern ausgebildet wird, die Gaswechselsteuerung also durch Kolbenkanten gesteuerte Gaswechselschlitze in der Seitenwand der Zylinder erfolgt.

Die Erfindung geht hierbei von einer als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildeten Zylinderläufermaschine aus,

- 5 -

die folgende Merkmale umfaßt:  
ein Gehäuse,  
eine Kurbelwelle in dem Gehäuse,  
wenigstens einen in dem Gehäuse um eine erste Drehachse drehbar gelagerten Zylinderläufer mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse und die Kurbelwelle herum mit radial zur ersten Drehachse verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer verbundenen Zylinderdächern verschlossenen Zylindern,  
einen radial zur ersten Drehachse verschiebbaren Kolben in jedem Zylinder, der zusammen mit seinem Zylinderdach und den Kolben einen Brennraum begrenzt, wobei die Kolben über Kolbenstangen mit Exzenterlagern der Kurbelwelle verbunden sind, und  
eine Gaswechselsteuerung mit separat den einzelnen Zylindern zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen, die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse radial äußeren Kante des Kolbens steuerbar ist.

Unter einem ersten Aspekt der Erfindung ist zusätzlich zur Schlitzsteuerung des Gaswechsels noch eine mit dem Zylinderläufer synchron rotierende Drehschiebersteueranordnung zwischen zumindest einem bezogen auf das Gehäuse stationären Gaswechselkanal und den schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle und/oder Auslaß-Gaswechselkanäle vorgesehen. Das prinzipielle Konzept der Erfindung wird hierbei dadurch verwirklicht, daß der Zylinderläufer drei um  $120^\circ$  gegeneinander winkelvversetzte Paare gleichachsiger angeordneter Zylinder umfaßt, deren Kolben ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen starr miteinander verbunden sind, daß die Kurbelwelle um eine zur ersten Drehachse mit einer vorbe-

- 6 -

stimmten Exzentrizität achsparallel versetzte zweite Drehachse drehbar gelagert ist und die Exzenterlager um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse winkelfersetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität achsparallel gegen die zweite Drehachse versetzte dritte Drehachsen für die Kolbenstangen von Kolbenpaaren definieren.

Zweitakt-Brennkraftmaschinen des erfindungsgemäßen Zylinderläufertyps haben einen vergleichsweise kleinen Hub bei vergleichsweise großem Hubraum der einzelnen Brennräume. Der geringe Hub erschwert die exakte Bemessung der Öffnungs- und Schließwinkel. Darüber hinaus sind, wie bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen üblich, die Öffnungs- und Schließwinkel der Einlaßschlitze und Auslaßschlitze symmetrisch zu der radial inneren Totpunktlage bzw. der radial äußeren Totpunktlage des Kolbens. Aufgrund der Symmetrie kann es zu Spülverlusten, d.h. zum Abströmen von nicht genutztem Brennstoff oder unzureichender Spülung bzw. nicht hinreichender Frischgasfüllung kommen. Unter dem ersten Aspekt der Erfindung ist es weiterhin Aufgabe der Erfindung, das vorstehend genannte Ziel der Erfindung bei optimaler Gaswechselsteuerung zu erreichen. Hierzu ist vorgesehen, daß die vorstehend erwähnte Drehschiebersteueranordnung ebenfalls den Gaswechsel der einzelnen Zylinder steuert und den auf die Drehung des Zylinderläufers bezogenen, resultierenden Öffnungs-Steuerwinkel des Einlaß- und/oder Auslaß-Gaswechselkanals verglichen mit dem Öffnungs-Steuerwinkel des zugehörigen zylinderseitigen Gaswechselschlitzes verändert, insbesondere verringert. Die Drehschiebersteueranordnung, die sowohl im Weg der Einlaßkanäle als auch der Auslaßkanäle sowie in beiden Kanälen vorgesehen sein kann, übernimmt die Gaswechselsteuerung zusammen mit den kolbengesteuerten Schlitzen. Der Abstand der Drehschiebersteueranordnung von den Gaswechselschlitzten sorgt für eine Minderung

- 7 -

des Gasdrucks, insbesondere auf der Auslaßseite, so daß die Drehschiebersteueranordnung nur begrenzten Dichtungsanforderungen genügen muß. Insbesondere ermöglicht es die Drehschiebersteueranordnung jedoch, Einlaßbeginn und Einlaßende unabhängig von Auslaßbeginn und Auslaßende festlegen zu können, so daß der Gaswechsel optimiert werden kann.

Die Drehschiebersteueranordnung umfaßt in einer bevorzugten Ausgestaltung ein in Umfangsrichtung des Zylinderläufers relativ zu diesem bewegbares Schieberteil mit einer Steueröffnung, die während des Gaswechsels das schlitzförmige Ende des zylinderseitigen Gaswechselkanals mit dem stationären Gaswechselkanal verbindet. Das Schieberteil, bei dem es sich beispielsweise um einen die Kurbelwelle umschließenden Ring handelt, erlaubt eine Justierung des Gaswechsels, zweckmäßigerweise in der Form, daß ein Antriebsmechanismus eine Verstellung des Schieberteils bei rotierendem Zylinderläufer, d.h. während des Motorbetriebs, erlaubt.

Die Drehschiebersteueranordnung kann unter Ausnutzung von integral durch den Zylinderläufer bzw. das Gehäuse gebildeten Seitenflächen realisiert sein. Bevorzugt umfaßt die Drehschiebersteueranordnung jedoch axial seitlich des Zylinderläufers angeordnete Paare dichtend aneinanderliegender und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannter, ringförmiger Dichtscheiben, von denen zweckmäßigerweise zumindest eine aus Keramikmaterial besteht. Die federnde Vorspannung sorgt für hinreichende Dichtkräfte. Vorzugsweise weisen die Dichtscheiben jedoch auf einander gegenüberliegenden Seiten zueinander koaxiale, ringförmige, ineinandergreifende Vorsprünge auf, die zwischen den Dichtscheiben ein Dichtlabyrinth bilden. Auf diese Weise läßt sich mit geringem Konstruktionsmittelaufwand eine

- 8 -

betriebssichere Drehschiebersteueranordnung erreichen. Die schlitzförmigen Enden der zylinderseitigen Gaswechselkanäle haben bevorzugt einen kleineren Abstand von der ersten Drehachse als die zugehörigen Gaswechselschlitze. In dieser Anordnung verlaufen die zylinderseitigen Gaswechselkanäle auf die Drehachse des Zylinderläufers zu, so daß der Durchmesser der Drehschiebersteueranordnung und damit die Relativgeschwindigkeit der gegeneinander sich bewegenden Dichtflächen klein gehalten werden kann.

Soweit die Drehschiebersteueranordnung auf der Einlaßseite vorgesehen ist, kann ohne großen technischen Aufwand eine Schichtladung erreicht werden. Hierzu ist in einer bevorzugten Ausgestaltung vorgesehen, daß die den Einlaß-Gaswechselkanälen zugeordnete Drehschiebersteueranordnung die Einlaß-Gaswechselkanäle nacheinander mit einem bezogen auf das Gehäuse stationären Einlaßkanal für Frischluft und einem gleichfalls stationären Einlaßkanal für Luft-Brennstoff-Gemisch verbindet. Durch diese zweiteilige Ausgestaltung des Gaseinlasses kann beim Gaswechsel der Spülvorgang des Hubraums zur Vermeidung von Spülverlusten ausschließlich mit Frischluft begonnen werden, um im Drehfortgang nachfolgend Gemisch zuzuführen.

Bei herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufer-typ sind sowohl auf der Einlaßseite als auf der Auslaßseite drehschieberähnliche Steuerungen vorgesehen. Wenn gleich derartige Drehschiebersteueranordnungen im Rahmen der Erfindung zusätzlich zu Gaswechselsteuerungen mit kolbengesteuerten Gaswechselschlitzen eingesetzt werden, kann es von Vorteil sein, die Zahl erforderlicher Drehschieber zu verringern. Unter einem zweiten Aspekt ist es Aufgabe der Erfindung, die Abdichtung eines Zylinderläufers gegenüber dem ihn umgebenden Gehäuse auf einfache Weise zu erleichtern.

- 9 -

Ausgehend von der eingangs erläuterten Zweitakt-Brennkraftmaschine wird dies dadurch erreicht, daß der Zylinderläufer eine zentrale, die Kurbelwelle enthaltende Kurbelwellenkammer umschließt, von der die Zylinder ausgehen, daß die Einlaß-Gaswechselkanäle als zur Kurbelwellenkammer offene Überströmkanäle ausgebildet sind und daß radial innerhalb eines den Zylinderläufer an dem Gehäuse drehbar lagernden Lagers ein bezogen auf das Gehäuse stationärer Gas-Einlaßkanal in die Kurbelwellenkammer hineingeführt ist.

Eine derartige Zylinderläufer-Brennkraftmaschine erfordert keinen einlaßseitigen Drehschieber. Die Frischgase werden über einen stationär zum Gehäuse durch das Zylinderläuferlager hindurchgeführten Kanal in die Kurbelwellenkammer geleitet, von wo sie über die Überströmkanäle kolbengesteuert in die Brennräume der Zylinder gelangen.

Auslaßseitig ist zweckmäßigerweise eine Drehschiebersteueranordnung vorgesehen, die bevorzugt wiederum mit zur Gaswechselsteuerung ausgenutzt wird, alternativ aber auch nur zur gesteuerten Durchführung der Auspuffgase durch das Gehäuse herangezogen werden kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung dieses Aspekts der Erfindung ist vorgesehen, daß die Kolben in axialer Richtung des Zylinderläufers breiter sind, als in dessen Umfangsrichtung. Die Auslaß-Gaswechselschlitze sind hierbei jeweils in einem im wesentlichen in axialer Richtung des Zylinderläufers verlaufenden Wandbereich des Zylinders insbesondere zumindest annähernd in der Mitte dieses Wandbereichs vorgesehen, und in axialer Richtung des Zylinderläufers beiderseits des Auslaß-Gaswechselschlitzes sind Einlaß-Gaswechselschlitze vorgesehen. In einer solchen Konfiguration wird der Brennraum im Gegenstrom-

- 10 -

prinzip von Gasen durchströmt, wobei die Frischgase im Bereich der Längsenden des Brennraums eintreten, vorzugsweise so, daß sie im wesentlichen entlang der in Umfangsrichtung verlaufenden Wandbereiche des Zylinders zum Zylinderdach strömen und von dort im Mittenbereich des Brennraums zu den Auslaß-Gaswechselschlitzen zurückströmen. Das Zylinderdach weist zur Unterstützung dieses Umkehreffekts zweckmäßigerweise zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers nebeneinander liegende konkav gekrümmte Einwölbungen auf. Auch hat es sich als zweckmäßig herausgestellt, wenn dem Zylinder zwei Zündkerzen zugeordnet sind, die jeweils in einer der beiden Einwölbungen arbeiten. Bevorzugt weisen die Zylinder ferner in Umfangsrichtung beiderseits der Kolben sowohl Auslaß-Gaswechselschlitze als auch Einlaß-Gaswechselschlitze auf. Diese durch die Kurbelkammerladung der Zylinder in besonders einfacher Weise ermöglichte Ausgestaltung symmetriert die Gaswechselströmungen sowohl einlaßseitig als auch auslaßseitig, was der Optimierung des Gaswechsels zugute kommt.

Der Einsatz von Kolben, die in axialer Richtung des Zylinderläufers breiter sind als in dessen Umfangsrichtung, ist jedoch nicht nur bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen mit Kurbelkammerladung von Vorteil. Diese Kolbengestaltung erleichtert allgemein, also auch bei sonstigen als Brennkraftmaschine oder als Verdichter ausgebildeten Zylinderläufermaschinen, die Unterbringung der Zylinder im Zylinderläufer, da der Hubraum erhöht werden kann, ohne daß der Durchmesser des Zylinderläufers vergrößert werden müßte.

Soweit im Vorstehenden und auch nachfolgend von einer länglichen Kolbenform die Rede ist, handelt es sich um einen einteiligen Kolben mit in Draufsicht auf sein Dach

in axialer Richtung des Zylinderläufers langgestreckter Form. In einer bevorzugten Ausgestaltung, die sich ebenfalls allgemein bei Zylinderläufermaschinen einsetzen läßt und hierbei einen bezogen auf den Durchmesser des Zylinderläufers günstig ausgenutzten Hubraum ermöglicht, ist vorgesehen, daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs mit wenigstens einer Überströmöffnung versehene Trennwand voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine der Zylinderkammern lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal und die andere Zylinderkammer lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer einer von zwei Teilkolben eines Doppelkolbens verschiebbar ist. Durch Anwendung des an sich bekannten Doppelkolbenprinzips auf eine Zylinderläufermaschine lassen sich im Unterschied zu länglichen Kolben zylindrische und damit vergleichsweise einfach abzudichtende Kolben verwenden.

Bei Anwendung des Doppelkolbenprinzips bei einer Brennkraftmaschine sind bevorzugt in Umfangsrichtung des Zylinderläufers beiderseits der einen Zylinderkammer Überströmkanäle und in Umfangsrichtung des Zylinderläufers beiderseits der anderen Zylinderkammer Auslaß-Gaswechselschlitze vorgesehen. Auf diese Weise läßt sich bei Ausbildung als Zweitaktmaschine das Spülverhalten verbessern.

Zweckmäßigerweise sind die beiden Teilkolben jedes Doppelkolbens durch gesonderte Kolbenstangen mit den beiden Teilkolben des, bezogen auf die erste Drehachse radial gegenüberliegenden Doppelkolbens, verbunden, wobei die beiden Kolbenstangen jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse im Abstand angeordneten

Exzenterlagern geführt sind. Die Führung der Teilkolben an gesonderten Exzenterlagern erleichtert die Lagerung. Es versteht sich, daß auch bei länglichen Kolben der vorstehend erläuterten Art jede Kolbenstange aus zwei im Abstand voneinander angeordneten Teilen bestehen kann, die wiederum an zwei gesonderten und im Abstand voneinander angeordneten Exzenterlagern geführt sind. Das Merkmal der Kolbenstange und des die Kolbenstange führenden Exzenterlagers soll auch mehrteilige und gegebenenfalls in axialem Abstand angeordnete Kolbenstangen und Exzenterlager umfassen.

Die vorstehend erläuterte, längliche Kolbenform hat jedoch auch unter einem zweiten, selbständigen Aspekt der Erfindung Bedeutung. Herkömmliche Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp haben üblicherweise zylindrische Kolben, wobei die Einlaß-Gaswechselschlitze und Auslaß-Gaswechselschlitze auf diametral gegenüberliegenden Seiten der zugehörigen Zylinder vorgesehen sind. In Verbindung mit dem bei herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp üblichen langen Hub ist der Durchströmweg der Gase durch den Zylinder kurz. Dies kann zu Spülverlusten führen. Es ist deshalb eine weitere Aufgabe der Erfindung, bei einer Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp für einen verbrennungstechnisch günstigen Hubraum zu sorgen.

Dies wird dadurch erreicht, daß die Kolben in axialer Richtung des Zylinderläufers breiter sind als in dessen Umfangsrichtung und daß die Einlaß-Gaswechselschlitze einerseits und die Auslaß-Gaswechselschlitze andererseits auf in axialer Richtung des Zylinderläufers gegenüberliegenden Seiten der Zylinder vorgesehen sind. Insbesondere wenn die Kolben ein zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers konvex gewölbtes Kolbendach haben und das Zylinderdach zumindest in axialer Richtung des Zylinder-

läufers konkav gewölbt ist, kommt eine verbrennungstechnisch günstige Gleichstromspülung zustande. Vorzugsweise haben die Kolben in Umfangsrichtung des Zylinderläufers achsparallel zur ersten Drehachse verlaufende, im wesentlichen ebene Außenflächen, die an den Schmalseiten in halbzyklindrische Außenflächen übergehen. Kolben dieser Gestaltung lassen sich vergleichsweise einfach abdichten und auch einfach herstellen. Von Vorteil ist auch, daß der Einström- und Ausströmbereich ohne wirbelbildende Ecken im Bereich der an den Schmalseiten vorgesehenen Schlitz der Zylinder gestaltet werden kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung, die speziell auch für die vorangegangenen erläuterten Ausführungsformen der Zylinderläufermaschine mit in axialer Richtung länglichen Kolben oder Doppelkolben von Vorteil ist, ist der Wert der eingangs erläuterten vorbestimmten Exzentrizität der Kurbelwelle so bemessen, daß der vierfache Wert der Exzentrizität kleiner ist als die maximale Breite der Kolben in Umfangsrichtung des Zylinderläufers, bei axial langgestrecktem Kolben also kleiner als die Schmalseitenbreite der Kolben. Diese Bemessungsregel wird zweckmäßigerweise auch bei zylindrischen Kolben angewandt, da sie ein optimales Baugröße-Leistungsverhältnis ermöglicht.

Der vergleichsweise große Hubraum der einzelnen Zylinder insbesondere bei Verwendung axial langgestreckter Kolben ermöglicht unter einem dritten, selbständigen Aspekt der Erfindung eine Steuerung des Füllgrads der Zylinder an Frischgasen, wenn der Einlaß-Gaswechselkanal mit einem Gebläse verbunden ist, dessen Antrieb einen drehzahlsteuerbaren Motor, insbesondere einen Elektromotor, umfaßt. Durch Ändern der Drehzahl des Gebläses läßt sich dessen Förderleistung ändern und damit der Füllgrad der Zylinder der momentanen Drehzahl des Zylinderläufers anpassen.

Gegebenenfalls kann eine auf die Drehzahl des Zylinderläufers ansprechende Drehzahlsteuerung für den Gebläsemotor vorgesehen sein. Auch unter diesem Aspekt der Erfindung kann damit eine Optimierung der Leistung der Zweitakt-Brennkraftmaschine erreicht werden.

In einer bevorzugten Ausgestaltung der unter den verschiedenen Aspekten erläuterten, erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine ist vorgesehen, daß das Gehäuse den Zylinderläufer vollständig umschließt und ein Gebläsegehäuse mit wenigstens einer Kühlluftansaugöffnung im Bereich seines Zentrums und wenigstens einer Abströmöffnung im Bereich seines Außenumfangs bildet. Die Zylinder können, wie bei luftgekühlten Motoren üblich, zur Bildung einer großen Temperaturtauschfläche mit Verrippungen versehen sein, die bei der genannten Anordnungsweise der Kühlluftöffnungen radial um zur Drehachse des Zylinderläufers umströmt werden. Die Luftförderung kann auch durch ein externes Kühlluftgebläse verstärkt werden. Bevorzugt befindet sich die Kühlluft-Ansaugöffnung im Bereich der Auslaß-Drehschiebersteueranordnung, so daß sie zu deren Kühlung mit ausgenutzt werden kann. Zur Vergrößerung der Wärmetauschfläche wird die Kühlluftströmung zweckmäßigerweise über radial an der Drehschiebersteueranordnung vorbeilaufende Kanäle in das Innere des Gebläsegehäuses geleitet.

Da der Zylinderläufer von dem Gebläsegehäuse umschlossen ist, wird zugleich eine beachtliche Minderung der Schallemission erreicht. Das Gebläsegehäuse kann hierzu gegebenenfalls außen mit einer geeigneten, schallmindernden Beschichtung versehen sein.

Die geringe Baugröße der erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschinen in Verbindung mit ihrer hohen Lei-

stung und der aufgrund der niedrigen Kolbengeschwindigkeiten hohen Betriebssicherheit und Lebensdauer eröffnet eine Vielzahl Anwendungsgebiete. Spezielle Vorteile ergeben sich bei stationärer Betriebsweise, bei welcher die Brennkraftmaschine mit einer Arbeitsmaschine, insbesondere einem elektrischen Generator oder dem Kompressor einer Wärmepumpe gekuppelt ist. Für diese Anwendungsgebiete ist ein geringer Motorwartungsaufwand und eine hohe Betriebssicherheit und eine geringe Schallemission erforderlich. Vorzugsweise ist auch der Auslaß-Gaswechselkanal der Brennkraftmaschine mit einem Wärmetauscher verbunden, so daß nicht nur die Wärmepumpe zur Wärmeerzeugung einer Gebäude-Heizanlage, sondern auch die Abwärme der Brennkraftmaschine für Heizzwecke ausgenutzt werden kann. Da die Drehzahl der Kurbelwelle doppelt so groß ist, wie die Läuferdrehzahl, ergibt sich auch eine günstigere Antriebsdrehzahl, beispielsweise für einen Drehstromgenerator, ohne daß ein Übersetzungsgetriebe erforderlich wäre.

Ein weiterer Aspekt der Erfindung betrifft eine als Verdichter ausgebildete Zylinderläufermaschine. Aus der WO90/15918 ist ein Verdichter vom Zylinderläufertyp bekannt, dessen Kolben entsprechend den unter verschiedenen Aspekten erläuterten Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp paarweise über starre Kolbenstangen an Exzenterlagern einer in einem Gehäuse drehbaren Kurbelwelle geführt sind. Die Kolben laufen in radialen Zylindern eines exzentrisch zur Kolbenachse drehbaren Zylinderläufers. Die Zylinder werden nach radial außen durch eine Umfangswand des Gehäuses abgedichtet, die auch in Umfangsrichtung verlaufende Steuerschlitze für den Gas-einlaß bzw. den Gasauslaß enthält. Zur Kurbelwelle hin sind die Zylinder durch Böden verschlossen, wobei die Kolbenstangen diese Böden verschiebbar durchdringen. Zusätzlich zwischen den Verdichterräumen zwischen der

Umfangswand und der Außenseite der Kolben werden auf diese Weise zwischen der Innenseite der Kolben und den Böden weitere Verdichterräume gebildet, für deren Steuerung in den axial seitlichen Wänden des Zylinderläufers im Bereich der Böden Gaswechselkanäle vorgesehen sind, die mit bogenförmig die Drehachse des Zylinderläufers umschließenden Steuerschlitzen des Gehäuses kommunizieren. Die axial seitlichen Steuerschlitze sind mit den in der Umfangswand des Gehäuses vorgesehenen Steuerschlitzen verbunden, so daß die inneren Verdichterräume einen Vorverdichter für die äußeren Verdichterräume bilden.

Wie bereits vorstehend für die Ausbildung der Zylinderläufermaschine als Brennkraftmaschine erläutert, muß zur Vermeidung von Druckverlusten das den Zylinderläufer umschließende Gehäuse mit einem wenn auch kleinen Ringspalt toleriert sein, oder aber es müssen Dichtelemente eingesetzt sein. Aufgrund unterschiedlicher Wärmedehnung lassen sich jedoch hinreichend eng tolerierte Ringspalte nur schwer verwirklichen, und auch eine zuverlässige Abdichtung mit Dichtleisten oder dergleichen führt aufgrund der am Außenumfang gegebenen hohen Gleitgeschwindigkeit zu Problemen.

Es ist Aufgabe der Erfindung, eine als Verdichter ausgebildete Zylinderläufermaschine anzugeben, die auch für hohe Verdichterleistung dauerhaft abgedichtet ist.

Die Erfindung geht hierbei aus von einem Verdichter des aus WO90/15918 bekannten Typs, bei welchem der Zylinderläufer drei um  $120^\circ$  gegeneinander versetzte Kolbenpaare in radialen Zylindern seines Zylinderläufers enthält und bei welchem der Zylinderläufer exzentrisch zu einer überstarren Kolbenstangen der Kolbenpaare verbundenen Pleuellwelle angeordnet ist. Zur Lösung der vorstehend angegebene-

nen Aufgabe sind die Zylinder radial außen von fest mit dem Zylinderläufer verbundenen Zylinderdächern verschlossen, und für den Gaswechsel ist anstelle der in der Umfangswand des den Zylinderläufer umschließenden Gehäuses angeordneten Steuerschlitze zumindest auf axial einer Seite des Zylinderläufers eine Drehschiebersteueranordnung zur Steuerung des Gaswechsels der einzelnen Zylinder vorgesehen. Die zusammen mit dem Zylinderläufer rotierenden Gaswechselkanäle der einzelnen Zylinder führen hierbei vom Bereich des Zylinderdachs zu einem radial weiter innen gelegenen, die Drehschiebersteueranordnung enthaltenden Bereich der axial seitlichen Wand des Zylinderläufers. Da die Zylinder durch feste Zylinderdächer nach radial außen verschlossen sind, werden Dichtungsprobleme im Bereich des hohen Relativgeschwindigkeiten ausgesetzten Zylinderläuferumfangs vermieden. Vergleichsweise hohe Relativgeschwindigkeiten werden aber auch im Bereich der Drehschiebersteueranordnung vermieden, da die mit dem Zylinderläufer rotierenden Gaswechselkanäle nach radial innen führen, womit die Dichtflächen der Drehschiebersteueranordnung auf einem vergleichsweise kleinen Radius angeordnet werden können.

Wie bereits im Zusammenhang mit der Zweitakt-Brennkraftmaschine erläutert, kann auch bei dem Verdichter die Drehschiebersteueranordnung unter Ausnutzung von integral durch den Zylinderläufer bzw. das Gehäuse gebildeten Seitenflächen realisiert sein. Auch hier umfaßt jedoch die Drehschiebersteueranordnung bevorzugt Paare von dichtend aneinanderliegenden und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannten, ringförmigen Dichtscheiben, von denen zweckmäßigerweise zumindest eine aus Keramikmaterial besteht. Die federnde Vorspannung sorgt für hinreichende Dichtkräfte. In einer bevorzugten Ausgestaltung sind jedoch die Dichtscheiben auf einander

gegenüberliegenden Seiten mit zueinander coaxialen, ringförmig ineinandergreifenden Vorsprüngen versehen, die zwischen den Dichtscheiben ein Dichtlabyrinth bilden, so daß bereits mit vergleichsweise geringen Anpreßkräften eine hinreichende Dichtwirkung erzielt wird.

In einer bevorzugten Ausgestaltung des Verdichters, die sich durch besonders geringen Strömungswiderstand im Bereich der Einlaß- und/oder Auslaß-Gaswechselkanäle auszeichnet, ist vorgesehen, daß in Richtung der ersten Drehachse beiderseits des Zylinderläufers Drehschiebersteueranordnungen vorgesehen sind, die in beiden axial seitlichen Wänden des Zylinderläufers vorgesehene rotierende Gaswechselkanäle über bogenförmige Steuerschlitze wechselweise mit stationären Einlaß-Gaswechselkanälen und stationären Auslaß-Gaswechselkanälen verbinden. Die Einlaß-Gaswechselkanäle sind hierbei bevorzugt mit einer gemeinsamen Einlaßöffnung verbunden, zusätzlich oder alternativ können auch die Auslaß-Gaswechselkanäle mit einer gemeinsamen Auslaßöffnung verbunden sein.

Um die Herstellung des Gehäuses zu erleichtern, besteht das Gehäuse bevorzugt aus zwei zu einer senkrecht zur ersten Drehachse verlaufenden Teilungsebene spiegelsymmetrischen Gehäusehälften. Die Teilungsebene verläuft zweckmäßigerweise durch die vorstehend erläuterten gemeinsamen Einlaß- und oder Auslaßöffnungen.

Sowohl bei als Brennkraftmaschine als auch bei als Verdichter ausgebildeten Zylinderläufermaschinen wird die Herstellung des Zylinderläufers erleichtert, wenn dieser zwei die Zylinderwände bildende Läufer Teile umfaßt, von denen ein erstes Läufer teil eine axial seitliche Wand des Zylinderläufers und eine die Zylinderdächer gemeinsam bildende Umfangswand bildet, und das zweite Läufer teil

eine weitere axiale seitliche Wand bildet und in axialer Richtung vorstehende Vorsprünge trägt, die in Umfangsrichtung zwischen sich die Zylinder begrenzen. Ein in dieser Weise hergestellter Zylinderläufer ist nicht nur stabil, sondern es sind auch die mit engen Toleranzen herzustellenden Flächen im wesentlichen hinterschneidungsfrei zugänglich, so daß sie sich auf einfache Weise exakt bearbeiten lassen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand von Zeichnungen näher erläutert. Hierbei zeigt:

- Fig. 1 einen Axiallängsschnitt durch eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp;
- Fig. 2 einen Axialquerschnitt durch die Brennkraftmaschine;
- Fig. 3 ein Steuerdiagramm der Brennkraftmaschine;
- Fig. 4 eine schematische Darstellung einer bei der Brennkraftmaschine der Fig. 1 und 2 verwendbaren Drehschiebersteueranordnung;
- Fig. 5 eine schematische Darstellung einer Variante der Brennkraftmaschine aus Fig. 1 und 2;
- Fig. 6 einen teilweisen Axiallängsschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp;
- Fig. 7 eine Schnittansicht der Brennkraftmaschine, gesehen entlang einer Linie VII-VII in Fig. 6;
- Fig. 8 einen teilweisen Axiallängsschnitt durch eine dritte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine;
- Fig. 9 einen Axiallängsschnitt durch einen erfindungsgemäßen Verdichter vom Zylinderläufertyp, gesehen entlang einer Linie IX-IX in Fig. 10 und

Fig. 10 einen Axialquerschnitt durch den Verdichter, gesehen entlang einer Linie X-X in Fig. 9.

Die in den Fig. 1 und 2 dargestellte Zweitakt-Brennkraftmaschine umfaßt ein Gehäuse 1 mit einem im wesentlichen zylinderförmigen Innenraum 3, in welchem ein sternförmiger Zylinderläufer 5 um eine Drehachse 7 drehbar angeordnet ist. Der Zylinderläufer 5 ist über Wälzlager 9 an Lageransätzen 11 des Gehäuses 1 gelagert.

Der Zylinderläufer 5 enthält sechs Zylinder 13, in welchen je ein Kolben 15 senkrecht zur Drehachse 7 verschiebbar angeordnet ist. Die Zylinder 13 und Kolben 15 sind paarweise auf einander gegenüberliegenden Seiten der Drehachse 7 zueinander fluchtend, d.h. gleichachsig, angeordnet. Die Achsen der Zylinderpaare sind hierbei um  $120^\circ$  um die Drehachse 7 herum gegeneinander winkelfersetzt und liegen vorzugsweise in derselben achsnormalen Ebene des Zylinderläufers. Die einander paarweise zugeordneten Kolben 15 sind durch Kolbenstangen 17 starr miteinander verbunden.

In dem Gehäuse 1 ist in Wälzlager 19 eine Kurbelwelle 21 um eine zur Drehachse 7 um eine Exzentrizität  $e$  (Fig. 1) achsparallel versetzte Drehachse 23 drehbar gelagert. Die Kurbelwelle 21 trägt feststehend drei axial nebeneinander angeordnete Exzenter-Kreisscheiben 25, die in Lageröffnungen 27 der Kolbenstangen 17 sitzen und die Kolbenstangen 17 über Nadellager 29 führen. Die Exzenter-Kreisscheiben 25 definieren Exzenterlager mit zur Drehachse 23 der Kurbelwelle 21 achsparalleler, jedoch um den Wert der Exzentrizität  $e$  gegen die Drehachse 23 versetzten Exzenterdrehachsen 31. Die Exzenterdrehachsen 32 der drei Exzenter-Kreisscheiben 25 sind ebenfalls um  $120^\circ$  gegeneinander um die Drehachse 23 herum winkelfersetzt. Die

Exzenterkreisscheiben 25 haben einen Radius, der größer ist als die Exzentrizität  $e$  und sind vorzugsweise ausschließlich in ihrem radialen Überlappungsbereich miteinander verbunden.

Im Betrieb bewegen sich, wie dies im einzelnen auch in WO90/15918 beschrieben ist, die Kolben 15 bei der Rotation des Zylinderläufers 5 um die Drehachse 7 längs einer Bahn, die die Drehachse 7 in einer achsnormalen Ebene schneidet. Auf dieser Bahn bewegt sich gleichfalls die mit der Mittelpunktsachse der Exzenter-Kreisscheibe 25 zusammenfallende Exzenter-Drehachse 32. Die drei Kolbenpaare werden ausschließlich über ihre Kolbenstangen 17 an der Kurbelwelle 21 geführt. Die Kurbelwelle 21 wird hierbei relativ zum Zylinderläufer 5 zwangsgedreht und zwar mit einer Winkelgeschwindigkeit, die doppelt so groß ist wie die Winkelgeschwindigkeit, mit der der Zylinderläufer um seine Drehachse 7 rotiert. Die Exzentrizität  $e$  ist, da der Kolbenhub gleich der vierfachen Exzentrizität  $e$  ist, in der Praxis vergleichsweise klein, beispielsweise in der Größenordnung von 10 bis 20 mm. Der Radius der Exzenter-Kreisscheiben 25 ist kleiner als der vierfache Wert der Exzentrizität  $e$  und liegt normalerweise bei etwa dem 2,5 bis 3fachen Wert der Exzentrizität  $e$ .

Der Zylinderläufer 5 hat ein an den Lagern 9 gelagertes, zentrales Kurbelgehäuse 31, an welchem die Zylinder 13 angeschraubt sind. Die Zylinder 13 sind kopfseitig durch fest mit ihnen verbundene Zylinderdächer 33 verschlossen und begrenzen zusammen mit dem Zylinderdach 33 und einem bei 35 dargestellten Kolbendach der Kolben 15 jeweils einen Brennraum 37, in welchem die auf einer Kreisbahn rotierenden Kolben 15 zwischen einer radial inneren Totpunktstellung und einer radial äußeren Totpunktstellung hin und her verschoben werden. 39 bezeichnet ein eventu-

ell an der Kurbelwelle 21 gehaltenes, die Rotation unterstützendes Schwungrad. Den Brennräumen 37 zugeordnet sind bei 41 angedeutete Zündkerzen, die in Mulden 43 des Kolbendachs 35 hineinragen. Die Mulden 43 bilden zugleich einen Kompressionsraum für das von der Zündkerze 41 zu zündende Luft-Brennstoff-Gemisch.

Für den Gaswechsel, d.h. die Zufuhr frischen Luft-Brennstoff-Gemisches und das Abströmen der Abgase sind, bezogen auf die Drehachse 23 auf axial gegenüberliegenden Seiten des Zylinderläufers 5 in den einzelnen Zylindern 13 Einlaßkanäle 45 und, bezogen auf die Zylinder 13, diametral gegenüberliegende Auslaßkanäle 47 vorgesehen. Die Einlaßkanäle 45 und Auslaßkanäle 47 münden in einer in der inneren Totpunktstellung der Kolben 15 von der radial äußeren Kante 49 des Kolbenhemds freigegebenen Stelle der Zylinderwand in zumindest einem Einlaßschlitz 51 bzw. wenigstens einem Auslaßschlitz 53. Die allgemein als Gaswechsel- oder Spülschlitze bezeichneten Schlitze 51, 53 werden für die Gaswechselsteuerung vom Kolben 15 im Verlauf von dessen Hubbewegung geöffnet bzw. geschlossen. Die Schlitze 51, 53 können auf gleicher Höhe angeordnet sein; zweckmäßigerweise öffnet der Auslaßschlitz 53 jedoch bei radial nach innen sich bewegendem Kolben 15 vor dem Einlaßschlitz 51.

Zwischen den axialen Wänden des Zylinderläufers 5 und den axial benachbarten Seitenwänden des Gehäuses 1 sind Drehschieber-Steueranordnungen 55 bzw. 57 angeordnet, die die schlitzfernen Enden der Gaswechselkanäle 45, 47 mit einem gehäuseseitig vorgesehenen, stationären Einlaßkanal 59 bzw. einem stationär zum Gehäuse 1 angeordneten Auslaßkanal 61 in einer Stellung verbinden, in der die Schlitze 51, 53 geöffnet sind. Die Drehschieberanordnungen 55, 57 bilden jedoch nicht nur abdichtende Gehäusedurchführungen

für die zylinderseitigen Einlaßkanäle 45 bzw. Auslaßkanäle 47, sondern steuern in Verbindung mit den Schlitzen 51, 53 den Gaswechsel, wobei der Drehschieber 55 die tatsächliche Einlaßöffnungszeit gegenüber der durch den Einlaßschlitz 51 festgelegten Öffnungszeit verkürzt, indem der Drehschieber 55 verglichen mit dem Einlaßschlitz 51 später öffnet und/oder früher schließt. In gleicher Weise steuert auch der Drehschieber 57 zusätzlich zum Auslaßschlitz 53 die Auslaß-Öffnungszeit, indem der Auslaßdrehschieber 57 später als der Auslaßschlitz 53 öffnet und/oder früher als der Auslaßschlitz 53 schließt.

Mit Hilfe der Drehschieber 55, 57 läßt sich der Gaswechsel zusätzlich zu den kolbengesteuerten Schlitzen 51, 53 beeinflussen und zur Vermeidung von Spülverlusten oder zur Verbesserung der Ladung des Brennraums mit Frischgasen optimieren. Fig. 3 zeigt ein Steuerdiagramm für einen der Zylinder. Mit AT ist der radial außen liegende Totpunkt und mit IT der innere Totpunkt des Kolbens bezeichnet. Die Zündung erfolgt im äußeren Totpunkt. Das Steuerdiagramm wird im Uhrzeigersinn durchlaufen, wobei der Steuerwinkel von  $360^\circ$  einer Umdrehung des Zylinderläufers 5 entspricht. Zum Zeitpunkt  $A_a$  öffnet der Auslaßschlitz 53, und gleichzeitig öffnet der Auslaßdrehschieber 57 (Zeitpunkt  $A'_a$ ). Damit beginnt die Auspuffphase. Zum Zeitpunkt  $E_a$  öffnet der Einlaßschlitz 51. Die Spülphase beginnt jedoch zeitlich danach mit dem Öffnen des Einlaßdrehschiebers 55 zum Zeitpunkt  $E'_a$ . Die Spülphase endet mit dem Schließen des Auslaß-Drehschiebers 57 ( $A'_z$ ). Da der Drehschieber 57 schließt, bevor gleichzeitig der Einlaßschlitz 51 (Zeitpunkt  $E_z$ ) und der Einlaß-Drehschieber 55 (Zeitpunkt  $E'_z$ ) schließt, werden Spülverluste vermieden. Der Auslaßschlitz 53 schließt zeitlich nach dem Einlaßschluß zum Zeitpunkt  $A_z$ . Das Steuerdiagramm der Fig. 3 stellt lediglich ein Beispiel dar. Im Einzelfall

kann es genügen, wenn lediglich die Einlaßzeiten oder die Auslaßzeiten variiert werden, und dementsprechend kann auch entweder der Einlaßdrehschieber 55 oder der Auslaßdrehschieber 57 entfallen.

Die Drehschieber 55, 57 sind im wesentlichen gleich aufgebaut und umfassen jeweils zwei ringförmige, zur Drehachse 7 koaxiale Dichtscheiben 63, 65, die axial nebeneinander angeordnet und axial federnd gegeneinander gedrückt sind. Die dem Zylinderläufer 5 benachbarte Dichtscheibe 63 ist mit den schlitzfernen Enden der Gaswechselkanäle 45, 47 übereinstimmenden Löchern 67 versehen, während die dem Zylinderläufer 5 ferne Dichtscheibe 65 jeweils ein mit dem Gaswechselkanal 59 bzw. 61 übereinstimmendes Loch 69 hat. Die Dichtscheibe 63 ist drehfest mit dem Zylinderläufer 5 verbunden und kann, ebenso wie die drehfest mit dem Gehäuse 1 verbundene Dichtscheibe 65, aus Keramikmaterial bestehen. Um eine dynamische Abdichtung zu erreichen, sind die Dichtscheiben auf ihren axial aneinanderliegenden Flachseiten mit zueinander koaxialen, ringförmigen, wechselweise ineinandergreifenden Vorsprüngen oder Rippen 71 versehen, die zusammen eine Labyrinthdichtung bilden. Die Drehschieber 55, 57 müssen keine allzu hohen Druckspitzen bewältigen, da die Schlitz 51, 53 die Vorsteuerung des Gaswechsels übernehmen. Da die zylinderseitigen Gaswechselkanäle 45, 47 von den Schlitz 51, 53 ausgehend nach außen hin zur Drehachse 7 hin geneigt sind, kann der Durchmesser der Dichtscheiben 63, 65 verhältnismäßig klein gehalten werden, womit auch die Relativ-Gleitgeschwindigkeit zwischen den Dichtscheiben 63, 65 niedrig bleibt. Von Vorteil ist in diesem Zusammenhang auch, daß die Läuferdrehzahl verglichen mit herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp nur halb so groß ist wie die Abtriebsdrehzahl der Kurbelwelle 21. Die Drehschieber 55,

57 können auch in anderer Weise ausgebildet sein und beispielsweise anstatt der axial aneinander anliegenden Flächen zylindrische Dichtflächen oder Kegeldichtflächen haben.

Wie der Vergleich der Fig. 1 und 2 zeigt, sind die Kolben 15 in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5 schmaler als in Richtung seiner Drehachse 7. Die Breite der Kolben 15 sowohl in Umfangsrichtung als auch in axialer Richtung des Zylinderläufers 5 ist größer als der Hub und damit größer als die vierfache Exzentrizität e. Damit ergeben sich zwischen Einlaßschlitz 51 und Auslaßschlitz 52 vergleichsweise schmale, langgestreckte Brennräume 37, die zur Unterstützung der Gleichstromspülung durch konkave Krümmung des Zylinderdachs 33 und konvexe Krümmung des Kolbendachs 35 bogenförmig gelenkt wird. Die Kolben 15 können Rechteckquerschnitt haben oder aber, wie dies im Ausführungsbeispiel der Fig. 5 dargestellt ist, ebene in Umfangsrichtung weisende Flachseiten haben, die an halbzylindrischen Schmalseiten ineinander übergehen. Insbesondere lassen sich auf diese Weise wirbelbildende und verbrennungstechnisch ungünstige Ecken der Brennräume vermeiden, speziell dann, wenn die Einlaßschlitze 51, 53 angenähert tangential in die der Kolbenform entsprechend geformten Zylinderwände übergehen.

Die Dichtscheiben 63, 65 können unverstellbar am Zylinderläufer 5 bzw. dem Gehäuse 1 gehalten sein. Um gegebenenfalls auch während des Betriebs die Einlaßsteuerzeiten oder Auslaßsteuerzeiten, insbesondere den Auslaßbeginn oder den Auslaßschluß unabhängig von den kolbengesteuerten Schlitzen variieren zu können, ist im Ausführungsbeispiel der Fig. 4 die gehäuseseitige Steuerscheibe drehbar an dem Gehäuse 1 gelagert und auf einem Teil ihres Außenumfangs mit einer Verzahnung 73 versehen. Mittels eines

mit der Verzahnung 73 kämmenden Steuerzahnrad 75 kann der Überlappungswinkel der Öffnung 69 relativ zum gehäuseseseitigen Gaswechselkanal, beispielsweise dem Auslaßkanal 61 verstellt werden, womit sich abhängig von der Richtung der Verstellung der Auslaßbeginn oder das Auslaßende, bezogen auf die Auslaßkanäle 47, verschiebt. Die Drehung der Dichtscheibe 65 kann auch während des Motorbetriebs erfolgen.

Fig. 5 zeigt in einer Radialansicht nochmals Einzelheiten der Drehschieber 55, 57 und der Querschnittsform des Kolbens 15. Der Kolben 15 hat in Umfangsrichtung verlaufende, zueinander parallele, ebene Flachseiten 77, während die Schmalseitenflächen 79 des Kolbens die Form von Zylinderabschnitten mit Halbkreisquerschnitt haben. Die Einlaßkanäle 45 und Auslaßkanäle 47 erweitern sich zum Zylinder hin und münden angenähert tangential in die Schmalseitenflächen 79 ein. Die Spülrichtung des Brennraums ist mit einem Pfeil 81; die Bewegungsrichtung des Zylinders 13 mit einem Pfeil 83 bezeichnet. Während die zylinderseitigen Dichtscheiben 63 fest am Zylinderläufer angebracht sind, sind die gehäuseseseitigen Dichtscheiben 65 axial beweglich an diesem geführt und werden von Federn 85 zum Zylinderläufer hin vorgespannt.

Die Verbrennungsluft wird von einem Gebläse 87 verdichtet, bevor in einem Vergaser 89 oder einer Einspritzpumpe Brennstoff zugemischt wird und das Luft-Brennstoff-Gemisch über den Einlaßkanal 59 den Brennräumen zugeführt wird. Der Einlaß-Drehschieber 55 kann, wie Fig. 5 zeigt, zusätzlich oder auch alternativ zur Steuerung von Einlaßbeginn oder Einlaßschluß auch zur Steuerung eines zweiten Einlaßkanals 91 ausgenutzt werden, der in Drehrichtung des Zylinderläufers vor dem Loch 69 der gehäuseseseitigen Dichtscheibe 65 in einem weiteren Loch 93 dieser Dichtscheibe

mündet. Auf diese Weise kann der Brennraum während jedes Arbeitszyklus zunächst mit Frischluft gespült werden, bevor Luft-Brennstoff-Gemisch in den Brennraum geladen wird. Auf diese Weise werden die spülbedingten Verluste an Brennstoff gemindert. Es versteht sich, daß anstelle des Gebläses 87 auch ein Kompressor oder eine Verdichteranordnung der in WO90/15918 beschriebenen Art mit doppelt ausgenutzten Kolben oder der nachfolgend anhand der Fig. 9 und 10 erläuterten Verdichter eingesetzt werden kann.

Der Zylinderläufer 5 ist von dem Gehäuse 1 im wesentlichen vollständig umschlossen. Da die Zylinder 13 jeweils für sich radial abstehen, wirkt der Zylinderläufer 5 als Radialgebläse. Zumindest auf der Seite des Auslaßdreh-schiebers 57 mündet radial innerhalb des vom Auslaßdreh-schieber 57 umschlossenen Zentrumsbereichs des Gehäuses 1 wenigstens ein Kühlluft einlaßkanal 95 (Fig. 1), der sich durch eine Vielzahl in Umfangsrichtung verteilter radia-ler Kanäle 97 am Auslaßdreh-schieber 57 vorbei in das Innere des Gehäuses 1 erstreckt. Im Bereich des Außenum-fangs des Gehäuses sind ein oder mehrere Kühlluftauslässe 99 vorgesehen, über die die Kühlluft wieder austritt. Durch die Zuführung der Kühlluft im Bereich des Auslaß-dreh-schiebers 57 wird dieser vorrangig gekühlt. Die Zylinder sind zur Verbesserung des Wärmeaustausches in üblicher Weise mit Kühlrippen versehen. Es versteht sich, daß dem Kühlluftkanal 95 ein Zusatzgebläse vorgeschaltet sein kann.

Die Zweitakt-Brennkraftmaschine eignet sich insbesondere auch für den stationären Betrieb, da sie verhältnismäßig geringe Abmessungen bei hoher Leistung hat und aufgrund der niedrigen Kolbengeschwindigkeit und des geringen Hubs langlebig ist. Die Ummantelung durch das Gehäuse 1 mindert die Geräuschemission. Das Gehäuse 1 kann auf seiner

Außenseite zusätzlich mit einer bei 101 angedeuteten Schallisolierung versehen sein. Speziell eignet sich die Brennkraftmaschine für stationäre Anwendungen in Verbindung mit einer an die Kurbelwelle 21 angekuppelten Arbeitsmaschine 103, bei der es sich insbesondere um den Kompressor einer Wärmepumpenanlage oder einen elektrischen Generator, speziell einen Drehstromgenerator, handelt. Der Verwendung zum Antrieb eines Drehstromgenerators kommt die gegenüber der Läuferdrehzahl verdoppelte Kurbelwellendrehzahl entgegen. Die Wärmepumpenanlage ist zweckmäßigerweise Bestandteil einer Gebäudeheizungsanlage, in die auch die Abgaswärme rückgeführt wird. Bei 105 ist ein hierfür vorgesehener Wärmetauscher in Fig. 1 angedeutet.

Die Fig. 6 und 7 zeigen eine Variante der vorstehend erläuterten Zweitakt-Brennkraftmaschine, die sich von dieser Brennkraftmaschine in erster Linie durch die Art der Gasführung unterscheidet. Gleichwirkende Teile sind in Fig. 6 und 7 mit den Bezugszahlen der Fig. 1 bis 5 und zur Unterscheidung mit dem Buchstaben a versehen. Zur Erläuterung der prinzipiellen Wirkungsweise dieser Komponenten wird auf die Beschreibung der Fig. 1 bis 5 Bezug genommen. Die Komponenten 31, 32, 85, 89 und 101 sowie gegebenenfalls die Komponenten 73 und 75 sind vorhanden, jedoch in den Fig. 6 und 7 nicht dargestellt. Die Komponenten 55, 91, 93 sind nicht verwirklicht.

Der Zylinderläufer 5a der in den Fig. 6 und 7 dargestellten Brennkraftmaschine bildet radial innerhalb des von den Kolben 15a begrenzten Raums eine Kurbelkammer 107, in die der das Luft-Brennstoff-Gemisch zuführende Einlaßkanal 59a mündet. Der Einlaßkanal 59a führt hierbei radial innerhalb des vom Lager 9a des Zylinderläufers 5a umschlossenen Bereichs durch das Gehäuse 1a hindurch. Die

zu den Einlaßschlitzen 51a führenden zylinderseitigen Einlaßkanäle 51a sind als Überströmkanäle ausgebildet, die mit ihren radial inneren Enden auf der zur Kurbelwelle 21a gelegenen Seite außerhalb der inneren Totpunktlage des Kolbens 15a in der Kurbelkammer 107 münden. Die Kolben 15a sind in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5a schmaler als in axialer Richtung des Zylinderläufers 5a, wobei auch hier die Schmalseitenbreite größer ist als der vierfache Wert der Exzentrizität  $e$  der Kurbelwelle 21a. Die Kolben 15a haben zueinander parallel verlaufende, ebene Flachseiten 79a und Schmalseiten 79a in Form von Zylinderabschnitten mit Halbkreisquerschnitt. In der Axialmitte der Flachseiten 77a sind auf in Umfangsrichtung einander gegenüberliegenden Seiten der Kolben 15a Auslaßschlitze 53a vorgesehen, die durch gesonderte Auslaßkanäle 47a, mit dem ausschließlich auf der Auslaßseite vorgesehenen Drehschieber 57a verbunden sind. Mittels des Auslaßdrehschiebers 57a läßt sich, wie bereits vorangegangen erläutert, der Gaswechsel der im übrigen durch die Kolbenkante 49a und die Einlaßschlitze 51a bzw. die Auslaßschlitze 53a gesteuerten Brennkraftmaschine optimieren.

Die Einlaßschlitze 51a wie auch die Überströmkanäle 45a sind im Bereich der halbzyklindrischen Schmalseiten der Kolben angeordnet und so geformt, daß der Spülweg 81a, der über die Auslaßschlitze 51a in den Brennraum 37a eintretenden Frischgase entlang der Schmalseitenflächen des entsprechend dem Kolben 15a geformten Brennraums 37a zum Zylinderdach 33a strömt. Das Zylinderdach 33a enthält zwei in Kolbenlängsrichtung nebeneinander liegende Einwölbungen 109, die den Frischgasstrom zu den mittig angeordneten Auslaßschlitzen 53a hin umlenken. Die langgestreckte Form der Kolben 15a in Verbindung mit der erläuterten Anordnungsweise der Schlitze 51a, 53a erlaubt

eine Umkehrspülung des Brennraums 37a. Die Brennkraftmaschine umfaßt zwei jeweils einer der Einwölbungen 109 zugeordnete Zündkerzen 41a, die für eine symmetrische Zündung sorgen und über am Innenmantel des Gehäuses 1a angeordnete Funkenkontaktstrecken 111 mit einer nicht näher dargestellten Zündanlage verbunden sind.

Das die Frischluft fördernde Gebläse 87a wird durch einen Elektromotor 113 angetrieben, dessen Drehzahl über eine Steuerung 115 variiert werden kann. Die Steuerung 115, die gegebenenfalls mittels eines Drehzahlsensors 117 die aktuelle Drehzahl des Zylinderläufers 5a oder der Kurbelwelle 21a erfaßt, steuert über die Drehzahl des Elektromotors 113 den Ladedruck und damit den Füllgrad der Brennräume 37a. Durch geeignete Einstellung des Füllgrads kann erreicht werden, daß ein Teil der Abgase im Brennraum 37a verbleibt und damit zur Minderung der Schadstoffemission der Brennkraftmaschine im nächsten Arbeitszyklus erneut der Verbrennung zugeführt wird. Eine Abgasrückführung erübrigt sich auf diese Weise. Anstelle des Elektromotors 113 kann auch ein anderer drehzahlvariabler Motor benutzt werden, beispielsweise ein Hydraulikmotor oder dergleichen. Die Komponenten 113 bis 117 können auch bei einer Brennkraftmaschine der Fig. 1 bis 5 eingesetzt werden. Andererseits kann auch die Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7 durch die Komponenten 103, 105 ergänzt werden. Die anhand der Fig. 1 bis 5 erläuterten Ausgestaltungen der Drehschieber lassen sich auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 6, 7 einsetzen. Entsprechendes gilt für die Gestaltung der Maschinenkühlung.

Fig. 8 zeigt eine Variante der Zweitakt-Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7. Auch hier sind gleichwirkende Teile mit den Bezugszahlen der Fig. 1 bis 7 und zur Unterscheidung mit dem Buchstaben b versehen. Zur Erläuterung

dieser Komponenten wird auf die Beschreibung der Fig. 1 bis 5 und insbesondere der Fig. 6 und 7 Bezug genommen.

Die Zweitakt-Brennkraftmaschine gemäß Fig. 8 unterscheidet sich von der Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7 in erster Linie dadurch, daß anstelle eines einzigen, in axialer Richtung des Zylinderläufers langgestreckten Kolbens pro Zylinder ein aus zwei Teilkolben 15b' und 15b" bestehender Doppelkolben vorgesehen ist. Die Teilkolben 15b' und 15b" haben kreiszylindrischen Querschnitt und sind zueinander achsparallel in zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers 5b nebeneinander angeordneten Zylinderkammern 13b' und 13b" verschiebbar angeordnet. Die Zylinderkammern 13b' und 13b" sind durch eine Trennwand 119 voneinander abgeteilt, die im Bereich des gemeinsamen Zylinderdachs 33b mit wenigstens einer die beiden Brennräume 37b verbindenden Überströmöffnung 121 versehen ist. Das Zylinderdach 33b ist den Brennräumen 37b zugewandt und jeweils mit Einwölbungen 109b zur Aufnahme der Zündkerzen 41b versehen. Die kreiszylindrische Form der Zylinderkammern 13b', 13b" sowie der Teilkolben 15b', 15b" der Doppelkolbenanordnung erleichtert die Abdichtung, ohne daß der im Zylinderläufer 5b unterbringbare Hubraum verkleinert oder der Durchmesser des Zylinderläufers 5b vergrößert werden müßte.

Das über den Einlaßkanal 59b zugeführte Luft-Brennstoff-Gemisch strömt über die Kurbelkammer 107b und eine Vielzahl in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5b beiderseits eines der beiden Teilkolben, hier des Teilkolbens 15b', angeordnete Überströmkanäle 45b in den Brennraum 37b dieses Teilkolbens. Der Teilkolben 15b' steuert mit seiner radial äußeren Kolbenkante 49b die Einlaßschlitze 51b der zugeordneten Zylinderkammer 13b'.

Der andere Teilkolben 13b" wird ausschließlich zur Steuerung von Auslaßschlitzen 53b der anderen Zylinderkammer 13b" ausgenutzt. Die Auslaßschlitze 53b sind wiederum in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5b beiderseits des Kolbens 15b" angeordnet. Auslaß-Gaswechselkanäle 47b verbinden die Auslaßschlitze 53b mit dem ausschließlich auf der Auslaßseite vorgesehenen Drehschieber 57b und damit mit einem gehäuseseitigen, stationären Auslaßkanal 61b, wie dies anhand der Fig. 6 und 7 im einzelnen erläutert ist.

Im Unterschied zu den Brennkraftmaschinen der Fig. 1 bis 7 sind auch den Teilkolben 15b' und 15b" jeweils gesonderte Kolbenstangen 17b' und 17b" zugeordnet. Die beiden Kolbenstangen 17b' und 17b" des Doppelkolbens sind in Achsrichtung des Zylinderläufers 5b im Abstand voneinander angeordnet und an ebenfalls im Abstand voneinander angeordneten Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" geführt. Die Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" sitzen wiederum in Nadellagern 29b in Lageröffnungen 27b der Kolbenstangen. Analog zu den Brennkraftmaschinen der Fig. 1 bis 7 ist jeder der Teilkolben 15b' als auch 15b" mit einem entsprechenden Teilkolben des auf der gegenüberliegenden Seite der Drehachse 7b des Zylinderläufers 5b angeordneten Doppelkolbens starr verbunden. Die durch die Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" des Doppelkolbenpaares definierten Exzenter-Drehachsen verlaufen hierbei gleichachsrig.

Die im Zusammenhang mit Fig. 6 und 7 erläuterten Varianten der Brennkraftmaschine können auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 8 vorgesehen sein. Es versteht sich, daß das Doppelkolbenprinzip auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 1 bis 5 eingesetzt werden kann.

Die Fig. 9 und 10 zeigen einen Verdichter vom Zylinderläufertyp, bei welchem die Anordnung der Zylinder und

Kolben und die Kinematikbewegung entsprechend den Zylinderläufermaschinen der Fig. 1 bis 8 gewählt ist. Zur Erläuterung des Aufbaus und der Wirkungsweise insbesondere der Komponenten mit den Bezugszahlen 1 bis 37 wird auf die Beschreibung dieser Figuren, insbesondere der Fig. 1 bis 5, Bezug genommen, wobei zur Unterscheidung die Bezugszahlen zusätzlich mit dem Buchstaben c versehen sind. Komponenten, die für Brennkraftmaschinen spezifisch sind, wie zum Beispiel Zündkerzen oder dergleichen, entfallen, und anstelle von Verbrennungsräumen begrenzen die Kolben und Zylinder Verdichterräume. Die Kolben 15c sind als in axialer Richtung des Zylinderläufers 5c langgestreckte Kolben, im Querschnitt vorzugsweise geradlinig begrenzt rechteckförmige Kolben, ausgebildet; anstelle solcher Kolben kann auch die Doppelkolbenanordnung gemäß Fig. 8 Verwendung finden.

Der Zylinderläufer 5c umfaßt auf axial gegenüberliegenden Seiten jeweils ein oder mehrere, den einzelnen Zylindern 13c zugeordnete Gaswechselkanäle 125, die über Schlitze 127 nahe dem fest mit dem einzelnen Zylinder 13c verbundenen Zylinderdach 33c in dem durch den Zylinder 13c und den Kolben 15c begrenzten Verdichterraum 37c münden. Die Gaswechselkanäle 125 verlaufen in den Wänden des Zylinderläufers 5c und enden an einer bezogen auf die Schlitze 127 radial weiter innen gelegenen Stelle in Öffnungen 129 von Dichtscheiben 131, die mit drehfest senkrecht zur Drehachse 7c verlaufenden Seitenwänden 133 des Zylinderläufers 5c verbunden sind. Jede der beiden Dichtscheiben 131 bildet zusammen mit einer drehfest mit dem Gehäuse 1c verbundenen weiteren Dichtscheibe 135 einen allgemein mit 137 bezeichneten Drehschieber, der den Gaseinlaß und den Gasauslaß des Verdichters bei Drehung des Zylinderläufers 5c relativ zum Gehäuse 1c steuert. Die Dichtscheibe 135 bildet, gegebenenfalls zusammen mit der ihr benachbarten

Seitenwand des Gehäuses 1c, zwei kreisbogenförmig die Drehachse 7c umschließende Steuerschlitze 139 bzw. 141 (Fig. 10), von denen jeweils einer, hier der Steuerschlitz 139, einen Einlaßsteuerschlitz bildet und die Öffnung 129 mit einer gemeinsamen Einlaßöffnung 143 verbindet, während der andere Steuerschlitz 141 einen Auslaßsteuerschlitz bildet und die Öffnungen 129 mit einer gemeinsamen Auslaßöffnung 145 verbindet. Der im Verlauf der Rotation des Zylinderläufers 5c überstrichene Überlappungsbereich zwischen den Öffnungen 129 einerseits und den Steuerschlitzen 139, 141 andererseits bestimmt die Ansaugphase und die Ausschubphase des Verdichters.

Wie Fig. 9 für die Steuerschlitze 141 zeigt, sind diese über Kanäle 147 gemeinsam zu der Auslaßöffnung 145 geführt. Entsprechend sind auch die Steuerschlitze 139 mit der gemeinsamen Einlaßöffnung 143 verbunden. Die Öffnungen 143, 145 liegen hierbei in einer zur Drehachse 7c senkrechten Ebene, entlang der das Gehäuse 1c in zwei zu der Ebene spiegelsymmetrische Gehäusehälften geteilt ist. Die Führung der Kanäle ist hierbei so gewählt, daß die Öffnungen 143, 145 eng beeinander liegen.

Die vorstehende Gestaltung des Gehäuses 1c erleichtert dessen Herstellung. Da die Gaswechselkanäle 125c vom Bereich der Zylinderdächer 33c nach radial innen geführt sind, können die Drehschieber 137 auf einem vergleichsweise geringen Durchmesser angeordnet werden, was die Relativdrehgeschwindigkeit der beiden Dichtscheiben 131, 135 verringert. Die Dichtscheiben sind an ihren aneinander anliegenden Flächen mit ineinandergreifenden, konzentrischen Rippen bzw. Rillen 149 versehen, die gemeinsam eine Labyrinthdichtung bilden. Da die Dichtscheiben 131, 135 entweder aufgrund ihrer Eigenelastizität oder durch Vorspannung axial wirkender Federn gegeneinander

gespannt sind, läßt sich eine hinreichende Abdichtung der Verdichterräume 37c erreichen. Von Vorteil ist insbesondere, daß infolge der fest mit dem Zylinderläufer verbundenen Zylinderdächern 33c keine Dichtungen am Außenumfang des Zylinderläufers 5c erforderlich sind.

Der Zylinderläufer 5c ist im wesentlichen aus zwei Bauteilen zusammengesetzt, von denen eines eine der Seitenwände 133 und die zugleich die Zylinderdächer 33c bildende Umfangswand und die andere Komponente die jeweils andere Seitenwand 133 sowie von dieser vorstehende Vorsprünge 151 umfaßt, welche die in Umfangsrichtung gelegenen Wände der Zylinder 13c bilden. Bauteile dieser Art lassen sich vergleichsweise einfach und exakt herstellen, da sie im wesentlichen keine Hinterschneidungen haben.

Der vorstehend erläuterte Verdichter kann von einer beliebigen Antriebsmaschine angetrieben werden, wird aber bevorzugt mit einer Brennkraftmaschine gemäß den Fig. 1 bis 8 gekuppelt und zur Vorverdichtung der Luft und/oder des Luft-Brennstoff-Gemischs ausgenutzt.

## PATENTANSPRÜCHE

1. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine, umfassend
  - ein Gehäuse (1),
  - eine Kurbelwelle (21) in dem Gehäuse (1),
  - wenigstens einen in dem Gehäuse (1) um eine erste Drehachse (7) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5) mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse (7) und die Kurbelwelle (21) herum mit radial zur ersten Drehachse (7) verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5) verbundenen Zylinderdächern (33) verschlossenen Zylindern (13),
  - einen radial zur ersten Drehachse (7) verschiebbaren Kolben (15) in jedem Zylinder (13), der zusammen mit seinem Zylinderdach (33) und dem Kolben (15) einen Brennraum (37) begrenzt, wobei die Kolben (15) über Kolbenstangen (17) mit Exzenterlagern (29) der Kurbelwelle (21) verbunden sind,
  - eine Gaswechselsteueranordnung (49, 51, 53) mit separat den einzelnen Zylindern (13) zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen (45, 47), die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder (13) in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz (51, 53) münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse (7) radial äußeren Kante (49) des Kolbens (15) steuerbar ist, und
  - eine mit dem Zylinderläufer (5) synchron rotierende Drehschiebersteueranordnung (55, 57) zwischen zumindest einem bezogen auf das Gehäuse (1) stationären Gaswechselkanal (59, 61) und den schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle (45)

und/oder Auslaß-Gaswechselkanäle (47),  
dadurch gekennzeichnet, daß  
der Zylinderläufer (5) drei um  $120^\circ$  gegeneinander  
winkelversetzte Paare gleichachsiger angeordneter Zylinder  
(13) umfaßt, deren Kolben (15) ebenfalls paarweise  
mittels der Kolbenstangen (17) im wesentlichen starr  
miteinander verbunden sind,  
daß die Kurbelwelle (21) um eine zur ersten Drehachse  
mit einer vorbestimmten Exzentrizität (e) achsparallel  
versetzte zweite Drehachse (23) drehbar gelagert ist  
und die Exzenterlager (29) um  $120^\circ$  um die zweite Dreh-  
achse (23) winkelversetzte und um die vorbestimmte  
Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Dreh-  
achse (23) versetzte, dritte Drehachsen (32) für die  
Kolbenstangen (17) von Kolbenpaaren definieren  
und daß die Drehschiebersteueranordnung (55, 57) eben-  
falls den Gaswechsel der einzelnen Zylinder (13) steu-  
ert und den auf die Drehung des Zylinderläufers (5)  
bezogenen resultierenden Öffnungssteuerwinkel des Ein-  
laß- und/oder Auslaß-Gaswechselkanals (45, 47), ver-  
glichen mit dem Öffnungssteuerwinkel des zugehörigen  
zylinderseitigen Gaswechselschlitzes (51, 53) verän-  
dert, insbesondere verringert.

2. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 1, dadurch ge-  
kennzeichnet, daß die Drehschiebersteueranordnung (55,  
57) ein in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5)  
relativ zu diesem bewegbares Schieberteil (65) mit  
einer Steueröffnung (69) umfaßt, die während des  
Gaswechsels das schlitzferne Ende des zylinderseitigen  
Gaswechselkanals (47) mit dem stationären Gaswechsel-  
kanal (61) verbindet.
3. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 2, dadurch ge-  
kennzeichnet, daß dem Schieberteil (65) ein Antriebs-

mechanismus (73, 75) zugeordnet ist, der eine Verstellung des Schieberteils (65) bei rotierendem Zylinderläufer (5) erlaubt.

4. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehschiebersteueranordnung (55, 57) zumindest ein axial seitlich des Zylinderläufers (5) angeordnetes Paar dichtend aneinanderliegender und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannter, ringförmiger Dichtscheiben (63, 65) umfaßt.
5. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtscheiben (63, 65) auf einander gegenüberliegenden Seiten zueinander koaxiale, ringförmige, in Form eines Dichtlabrynth ineinandergreifende Vorsprünge (71) aufweisen.
6. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Gaswechselkanäle (45, 47) einen kleineren Abstand von der ersten Drehachse (7) haben als die zugehörigen Gaswechselschlitze (51, 53).
7. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die den Einlaß-Gaswechselkanälen (45) zugeordnete Drehschiebersteueranordnung (55) die Einlaß-Gaswechselkanäle (45) nacheinander mit einem bezogen auf das Gehäuse (1) stationären Einlaßkanal (91) für Frischluft und einem gleichfalls stationären Einlaßkanal (59) für das Luft-Brennstoff-Gemisch verbindet.
8. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine, umfassend

- ein Gehäuse (1a; 1b),
- eine Kurbelwelle (21a; 21b) in dem Gehäuse (1a; 1b),
- wenigstens einen in dem Gehäuse (1a; 1b) um eine erste Drehachse (7a; 7b) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5a; 5b) mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse (7a; 7b) und die Kurbelwelle (21a; 21b) herum mit radial zur ersten Drehachse (7a; 7b) verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5a; 5b) verbundenen Zylinderdächern (33a; 33b) verschlossenen Zylindern (13a; 13b),
- einen radial zur ersten Drehachse (7a; 7b) verschiebbaren Kolben (15a; 15b) in jedem Zylinder (13a; 13b), der zusammen mit seinem Zylinderdach (33a; 33b) und dem Kolben (15a; 15b) einen Brennraum (37a; 37b) begrenzt, wobei die Kolben (15a; 15b) über Kolbenstangen (17a; 17b) mit Exzenterlagern (29a; 29b) der Kurbelwelle (21a; 21b) verbunden sind,
- eine Gaswechselsteueranordnung (49a, 51a, 53a; 49b; 51b, 53b) mit separat den einzelnen Zylindern (13a; 13b) zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen (45a, 47a; 45b, 47b), die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder (13a; 13b) in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz (51a, 53a; 51b, 53b) münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse (7a; 7b) radial äußeren Kante (49a; 49b) des Kolbens (15a; 15b) steuerbar ist, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 7,  
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß der Zylinderläufer (5a; 5b) drei um 120° gegeneinander winkelpersetzte Paare gleichachsiger angeordneter Zylinder (13a) umfaßt, deren Kolben (15a; 15b) ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen (17a; 17b) im wesentlichen starr miteinander verbunden

sind,  
daß die Kurbelwelle (21a; 21b) um eine zur erste Drehachse mit einer vorbestimmten Exzentrizität (e) achsparallel versetzte zweite Drehachse (23a; 23b) drehbar gelagert ist und die Exzenterlager (29a; 29b) um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse (23a; 23b) winkelversetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23a; 23b) versetzte, dritte Drehachsen für die Kolbenstangen (17a; 17b) von Kolbenpaaren definieren, daß der Zylinderläufer (5a; 5b) eine zentrale, die Kurbelwelle enthaltende Kurbelwellenkammer (107; 107b) umschließt, von der die Zylinder (13a; 13b) ausgehen und daß die Einlaß-Gaswechselkanäle (45a; 45b) als zur Kurbelwellenkammer (107; 107b) offene Überströmkanäle ausgebildet sind und daß radial innerhalb eines den Zylinderläufer (5a; 5b) an dem Gehäuse (1a; 1b) drehbar lagernden Lagers (9a; 9b) ein bezogen auf das Gehäuse (1a; 1b) stationärer Gas-Einlaßkanal (59a; 59b) in die Kurbelwellenkammer (107; 107b) hineingeführt ist.

9. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen einem bezogen auf das Gehäuse (1a; 1b) stationären Auslaß-Gaswechselkanal (61a; 61b) und dem zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanal (47a; 17b) eine synchron mit dem Zylinderläufer (5a; 5b) rotierende Drehschiebersteueranordnung (57a; 57b) vorgesehen ist, und insbesondere eine ebenfalls den Gaswechsel steuernde, synchron mit dem Zylinderläufer (5a; 5b) rotierende Drehschiebersteuerung (57a; 57b), die den auf die Drehung des Zylinderläufers (5a; 5b) bezogenen resultierenden Auslaßöffnungssteuerwinkel des zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanals (47a; 47b) verglichen mit dem Auslaßöffnungssteuerwin-

kel der zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselschlitze (53a; 53b) verringert, vorgesehen ist.

10. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15a) in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) breiter sind als in dessen Umfangsrichtung, daß die Auslaß-Gaswechselschlitze (53a) jeweils in einem im wesentlichen in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) verlaufenden Wandbereich des Zylinders (13a), insbesondere zumindest annähernd in der Mitte dieses Wandbereichs, vorgesehen sind und daß in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) beiderseits des Auslaß-Gaswechselschlitzes (53a) Einlaß-Gaswechselschlitze (51a) vorgesehen sind.
11. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle (51a) so angeordnet sind, daß die Einlaßgase im Bereich der im wesentlichen in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5a) verlaufenden Wandbereiche des Zylinders (13a) zum Zylinderdach (33a) strömen.
12. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Zylinderdach (33a) zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) nebeneinander liegende konkav gekrümmte Einwölbungen (109) aufweist.
13. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinder (13a) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5a) beiderseits der Kolben (15a) sowohl Auslaß-Gaswechselschlitze (53a) als auch Einlaß-Gaswechselschlitze (51a) aufweisen.

14. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5b) nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern (13b', 13b'') umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs (33b) mit wenigstens einer Überströmöffnung (121) versehene Trennwand (119) voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine (13b') der beiden Zylinderkammern (13b', 13b'') lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal (45b) und die andere Zylinderkammer (13b'') lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal (47b) verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer (13b', 13b'') einer von zwei Teilkolben (15b', 15b'') eines Doppelkolbens verschiebbar ist.
15. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5b) beiderseits der einen Zylinderkammer (13b') Überströmkanäle (45b) und in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5b) beiderseits der anderen Zylinderkammer (13b'') Auslaß-Gaswechselschlitze (53b) vorgesehen sind.
16. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Teilkolben (15b', 15b'') jedes Doppelkolbens durch gesonderte Teilkolbenstangen (17b', 17b'') mit den beiden Teilkolben (15b', 15b'') des bezogen auf die erste Drehachse (7b) radial gegenüberliegenden Doppelkolbens verbunden sind, wobei die beiden Teilkolbenstangen (17b', 17b'') jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse (23b) im Abstand angeordneten Exzenterlagern (25b', 25b'') geführt sind.

## 17. Zylinderläufermaschine, umfassend

- ein Gehäuse (1b),
- wenigstens einen in dem Gehäuse (1b) um eine erste Drehachse (7b) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5b), der drei um die erste Drehachse (7b) herum gegeneinander um  $120^\circ$  winkelversetzte Paare von gleichachsig, jedoch auf gegenüberliegenden Seiten der ersten Drehachse (7b) angeordnete Zylinder (13b) aufweist,
- einen radial zur ersten Drehachse (7b) verschiebbaren Kolben (15b) in jedem Zylinder (13b), der zusammen mit dem Zylinder (13b) eine Zylinderkammer (37b) begrenzt, wobei radial sich gegenüberliegende Kolben (15b) paarweise durch eine Kolbenstange (17b) im wesentlichen starr miteinander verbunden sind,
- eine um eine zweite, zur ersten Drehachse (7b) um eine vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel versetzte Drehachse (23b) drehbar in dem Gehäuse (1b) gelagerte Kurbelwelle (21b), an der die Kolbenstangen (17b) der Kolbenpaare mittels Exzenterlager (25b) geführt sind, die gegeneinander um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse (23b) herum winkelversetzte, relativ zur Kurbelwelle (21b) insbesondere feststehende, dritte Drehachsen (32b) definieren, von denen jede um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23b) versetzt ist,
- von den Zylindern (13b) ausgehende und zusammen mit diesen rotierende Gaswechselkanäle (47b), die in einer axial seitlichen Wand des Zylinderläufers (5b) enden,
- wenigstens ein stationärer Einlaß-Gaswechselkanal (59b) und wenigstens ein stationärer Auslaß-Gaswechselkanal (61b) in dem Gehäuse (1b), von denen

wenigstens der Auslaß-Gaswechselkanal (61b) in dem Gehäuse (1b) vor der axial seitlichen Wand des Zylinderläufers (5b) endet,

- wenigstens eine mit dem Zylinderläufer (5b) synchron arbeitende Drehschiebersteueranordnung (57b) mit zumindest einem bogenförmig die erste Drehachse (7b) umschließenden Steuerschlitz (69b) zur Verbindung des stationären Gaswechselkanals (61b) in einem vorgegebenen Drehwinkelbereich mit den rotierenden Gaswechselkanälen (47b), insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 16,

dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinder (13b) radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5b) verbundenen Zylinderdächern (33b) verschlossen sind,

daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5b) nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern (13b', 13b'') umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs (33b) mit wenigstens einer Überströmöffnung (121) versehene Trennwand (119) voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine der beiden Zylinderkammern (13b', 13b'') lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal (45b) und die andere Zylinderkammer (13b'') lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal (47b) verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer (13b', 13b'') einer von zwei Teilkolben (15b', 15b'') eines Doppelkolbens verschiebbar ist.

18. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Teilkolben (15b', 15b'') jedes Doppelkolbens durch gesonderte Teilkolbenstangen (17b', 17b'') mit den beiden Teilkolben (15b', 15b'') des, bezogen auf die erste Drehachse (7b) radial gegenüberliegenden Doppelkolbens verbun-

den sind, wobei die beiden Teilkolbenstangen (17b', 17b'') jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse (23b) im Abstand angeordneten Exzenterlagern (25b', 25b'') geführt sind.

19. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine, umfassend
- ein Gehäuse (1),
  - eine Kurbelwelle (21) in dem Gehäuse (1),
  - wenigstens einen in dem Gehäuse (1) um eine erste Drehachse (7) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5) mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse (7) und die Kurbelwelle (21) herum mit radial zur ersten Drehachse (7) verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5) verbundenen Zylinderdächern (33) verschlossenen Zylindern (13),
  - einen radial zur ersten Drehachse (7) verschiebbaren Kolben (15) in jedem Zylinder (13), der zusammen mit seinem Zylinderdach (33) und dem Kolben (15) einen Brennraum (37) begrenzt, wobei die Kolben (15) über Kolbenstangen (17) mit Exzenterlagern (29) der Kurbelwelle (21) verbunden sind,
  - eine Gaswechselsteueranordnung (49, 51, 53) mit separat den einzelnen Zylindern (13) zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen (45, 47), die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder (13) in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz (51, 53) münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse (7) radial äußeren Kante (49) des Kolbens (15) steuerbar ist,
- insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5) drei um 120° gegeneinander winkelvesetzte Paare gleichachsiger angeordneter Zylinder-

der (13) umfaßt, deren Kolben (15) ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen (17) im wesentlichen starr miteinander verbunden sind, daß die Kurbelwelle (21) um eine zur erste Drehachse mit einer vorbestimmten Exzentrizität (e) achsparallel versetzte zweite Drehachse (23) drehbar gelagert ist und die Exzenterlager (29) um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse (23) winkerversetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23) versetzte, dritte Drehachsen (32) für die Kolbenstangen (17) von Kolbenpaaren definieren, daß die Kolben (15) in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) breiter sind als in dessen Umfangsrichtung und daß die Einlaß-Gaswechselschlitze (45) einerseits und die Auslaß-Gaswechselschlitze (47) andererseits auf in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) gegenüberliegenden Seiten der Zylinder (13) vorgesehen sind.

20. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5) achsparallel zur ersten Drehachse (7) verlaufende, im wesentlichen ebene Außenflächen (77) haben, die an den Schmalseiten in halbzyklindrische Außenflächen (79) übergehen.
21. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15) ein zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) konvex gewölbtes Kolbendach (35) haben und daß das Zylinderdach (33) zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) konkav gewölbt ist.
22. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete

Zylinderläufermaschine, umfassend

- ein Gehäuse (1a),
- eine Kurbelwelle (21) in dem Gehäuse (1a),
- wenigstens einen in dem Gehäuse (1a) um eine erste Drehachse (7a) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5a) mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse (7a) und die Kurbelwelle (21a) herum mit radial zur ersten Drehachse (7a) verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5a) verbundenen Zylinderdächern (33a) verschlossenen Zylindern (13a),
- einen radial zur ersten Drehachse (7a) verschiebbaren Kolben (15a) in jedem Zylinder (13a), der zusammen mit seinem Zylinderdach (33a) und dem Kolben (15a) einen Brennraum (37a) begrenzt, wobei die Kolben (15a) über Kolbenstangen (17a) mit Exzenterlagern (29a) der Kurbelwelle (21) verbunden sind,
- eine Gaswechselsteueranordnung (49a, 51a, 53a) mit separat den einzelnen Zylindern (13a) zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen (45a, 47a), die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder (13a) in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz (51a, 53a) münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse (7a) radial äußeren Kante (49a) des Kolbens (15a) steuerbar ist,

insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5a) drei um 120° gegeneinander winkelpersetzte Paare gleichachsig angeordneter Zylinder (13a) umfaßt, deren Kolben (15a) ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen (17a) im wesentlichen starr miteinander verbunden sind, daß die Kurbelwelle (21a) um eine zur ersten Drehachse

mit einer vorbestimmten Exzentrizität (e) achsparallel versetzte zweite Drehachse (23a) drehbar gelagert ist und die Exzenterlager (29a) um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse (23a) winkerversetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23a) versetzte, dritte Drehachsen für die Kolbenstangen (17) von Kolbenpaaren definieren

und daß der Einlaß-Gaswechselkanal (45a) mit einem Gebläse (87a) verbunden ist, dessen Antrieb einen drehzahlsteuerbaren Motor (113), insbesondere einen Elektromotor, umfaßt.

23. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß der vierfache Wert der vorbestimmten Exzentrizität (e) kleiner ist als die maximale Breite der Kolben (15; 15a) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5; 5a).
24. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (1; 1a) den Zylinderläufer vollständig umschließt und ein Gebläsegehäuse mit wenigstens einer Kühlluftansaugöffnung (95; 95a) im Bereich seines Zentrums und wenigstens einer Abströmöffnung (99; 99a) im Bereich seines Außenumfangs bildet.
25. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen einem bezogen auf das Gebläsegehäuse stationären Auslaß-Gaswechselkanal (61; 61a) und den zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanälen (47; 49a) eine synchron mit dem Zylinderläufer (5; 5a) rotierende Drehschiebersteueranordnung (57; 55a) vorgesehen ist und daß zumindest eine Kühlluft-Ansaugöffnung (95; 95a) über im Bereich der

Drehschiebersteueranordnung (57; 57a) radial an dieser vorbei verlaufende Kanäle (97; 97a) mit dem Inneren des Gebläsegehäuses verbunden ist.

26. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß mit der Kurbelwelle (21; 21a) eine Arbeitsmaschine (103; 103a), insbesondere ein Kompressor einer Wärmepumpe oder ein elektrischer Generator gekuppelt ist.
27. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaß-Gaswechselkanal (47; 47a) mit einem Wärmetauscher (105; 105a), insbesondere einer Gebäude-Heizanlage, verbunden ist.
28. Als Verdichter ausgebildete Zylinderläufermaschine, umfassend
  - ein Gehäuse (1c),
  - wenigstens einen in dem Gehäuse (1c) um eine erste Drehachse (7c) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5c), der drei um die erste Drehachse (7) herum gegeneinander um  $120^\circ$  winkelfersetzte Paare von gleichachsig, jedoch auf gegenüberliegenden Seiten der ersten Drehachse (7c) angeordnete Zylinder (13c) aufweist,
  - einen radial zur ersten Drehachse (7c) verschiebbaren Kolben (15c) in jedem Zylinder (13c), der zusammen mit dem Zylinder (13c) einen Verdichterraum (37c) begrenzt, wobei radial sich gegenüberliegende Kolben (15c) paarweise durch eine Kolbenstange (17c) im wesentlichen starr miteinander verbunden sind,
  - eine um eine zweite, zur ersten Drehachse (7c) um eine vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel versetzte Drehachse (23c) drehbar in dem Gehäuse

(1c) gelagerte Kurbelwelle (21c), an der die Kolbenstangen (17c) der Kolbenpaare mittels Exzenterlager (25c) geführt sind, die gegeneinander um  $120^\circ$  um die zweite Drehachse (23c) herum winkelversetzte, relativ zur Kurbelwelle (21c) insbesondere feststehende, dritte Drehachsen (32c) definieren, von denen jede um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23c) versetzt ist,

- von den Zylindern (13c) ausgehende und zusammen mit diesen rotierende Gaswechselkanäle (125), die in einer axial seitlichen Wand (133) des Zylinderläufers (5c) enden,
- stationäre Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanäle (143, 145, 147) in dem Gehäuse (1c), die in dem Gehäuse (1c) vor der axial seitlichen Wand (133) des Zylinderläufers (5c) enden,
- wenigstens eine mit dem Zylinderläufer (5c) synchron arbeitende Drehschiebersteueranordnung (137) mit zumindest einem bogenförmig die erste Drehachse (7c) umschließenden Steuerschlitz (139, 141) zur Verbindung des stationären Gaswechselkanals (143, 145, 147) in einem vorgegebenen Drehwinkelbereich des Zylinderläufers (5c) mit den rotierenden Gaswechselkanälen (125), insbesondere nach Anspruch 17 oder 18,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß die Zylinder (13c) radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5c) verbundenen Zylinderdächern (33c) verschlossen sind

und daß die rotierenden Gaswechselkanäle (125) vom Bereich des Zylinderdachs (33c) zu einem radial weiter innen gelegenen, die Drehschiebersteueranordnung (137) enthaltenden Bereich der axial seitlichen Wand (133) des Zylinderläufers (5c) führen.

29. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehschiebersteueranordnung (137) zumindest ein axial seitlich des Zylinderläufers (5c) angeordnetes Paar dichtend aneinanderliegender und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannter, ringförmiger Dichtscheiben (131, 135) umfaßt.
30. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtscheiben (131, 135) auf einander gegenüberliegenden Seiten zueinander koaxiale, ringförmige, in Form eines Dichtlabyrinths ineinandergreifende Vorsprünge (149) aufweisen.
31. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 28 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß in Richtung der ersten Drehachse (7c) beiderseits des Zylinderläufers (5c) Drehschiebersteueranordnungen (137) vorgesehen sind, die in beiden axial seitlichen Wänden (133) des Zylinderläufers (5c) vorgesehene rotierende Gaswechselkanäle (125) über bogenförmige Steuerschlitze (139, 141) wechselweise mit stationären Einlaß-Gaswechselkanälen (143) und stationären Auslaß-Gaswechselkanälen (145, 147) verbinden.
32. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaß-Gaswechselkanäle mit einer gemeinsamen Einlaßöffnung (143) und/oder die Auslaß-Gaswechselkanäle (145, 147) mit einer gemeinsamen Auslaßöffnung (145) verbunden sind.
33. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 31 oder 32, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (1c) aus zwei zu einer senkrecht zur ersten Drehachse verlaufenden Teilungsebene spiegelsymmetrischen Gehäusehälften

besteht.

34. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5c) zwei die Zylinderwände (133) bildende Läuferteile aufweist, von denen ein erstes Läuferteil eine axial seitliche Wand (133) des Zylinderläufers und eine die Zylinderdächer (33c) gemeinsam bildende Umfangswand umfaßt, und das zweite Läuferteil eine weitere axial seitliche Wand (133) umfaßt und in axialer Richtung vorstehende Vorsprünge (151) trägt, die in Umfangsrichtung zwischen sich die Zylinder (15c) begrenzen.

Fig. 1

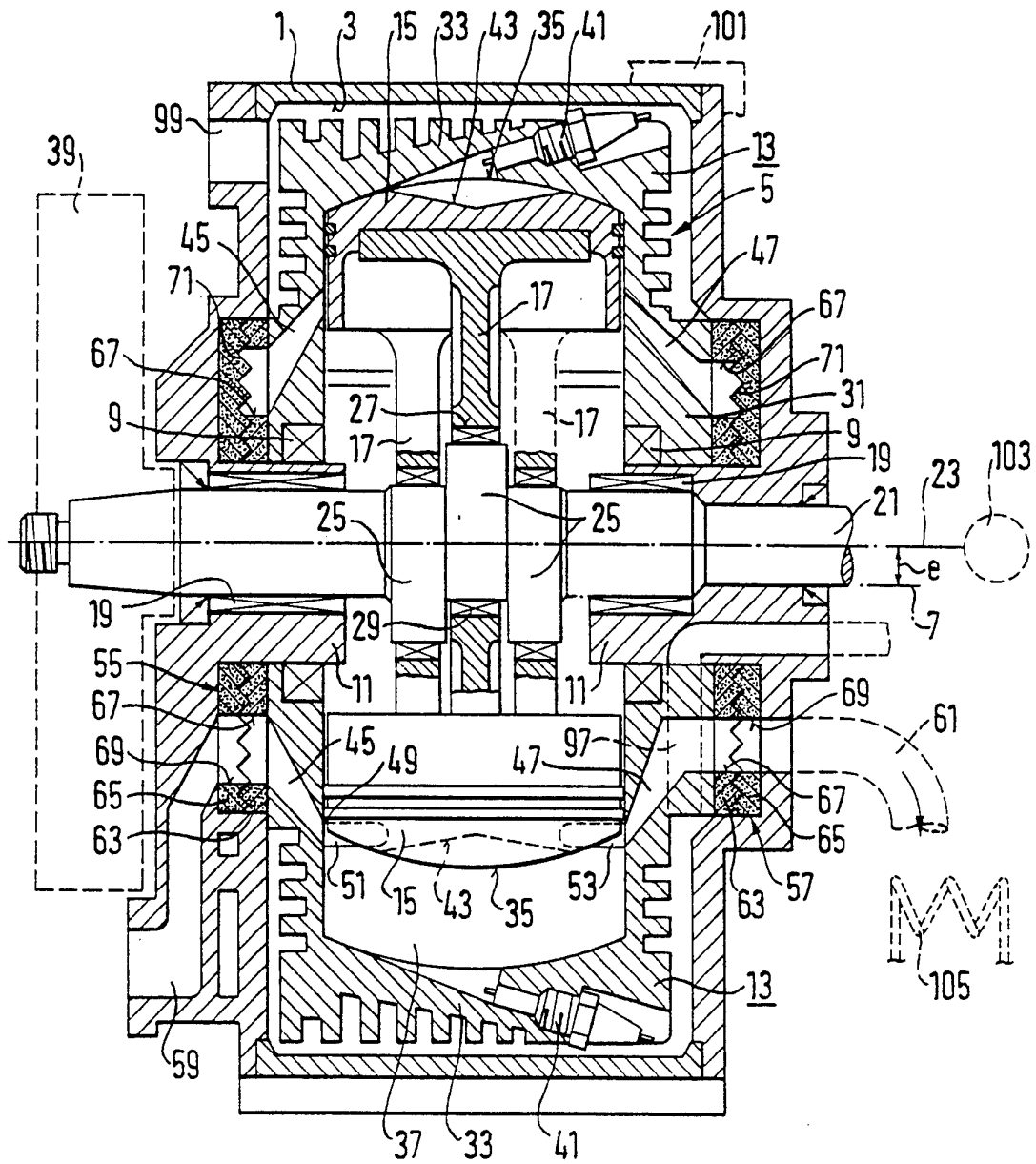
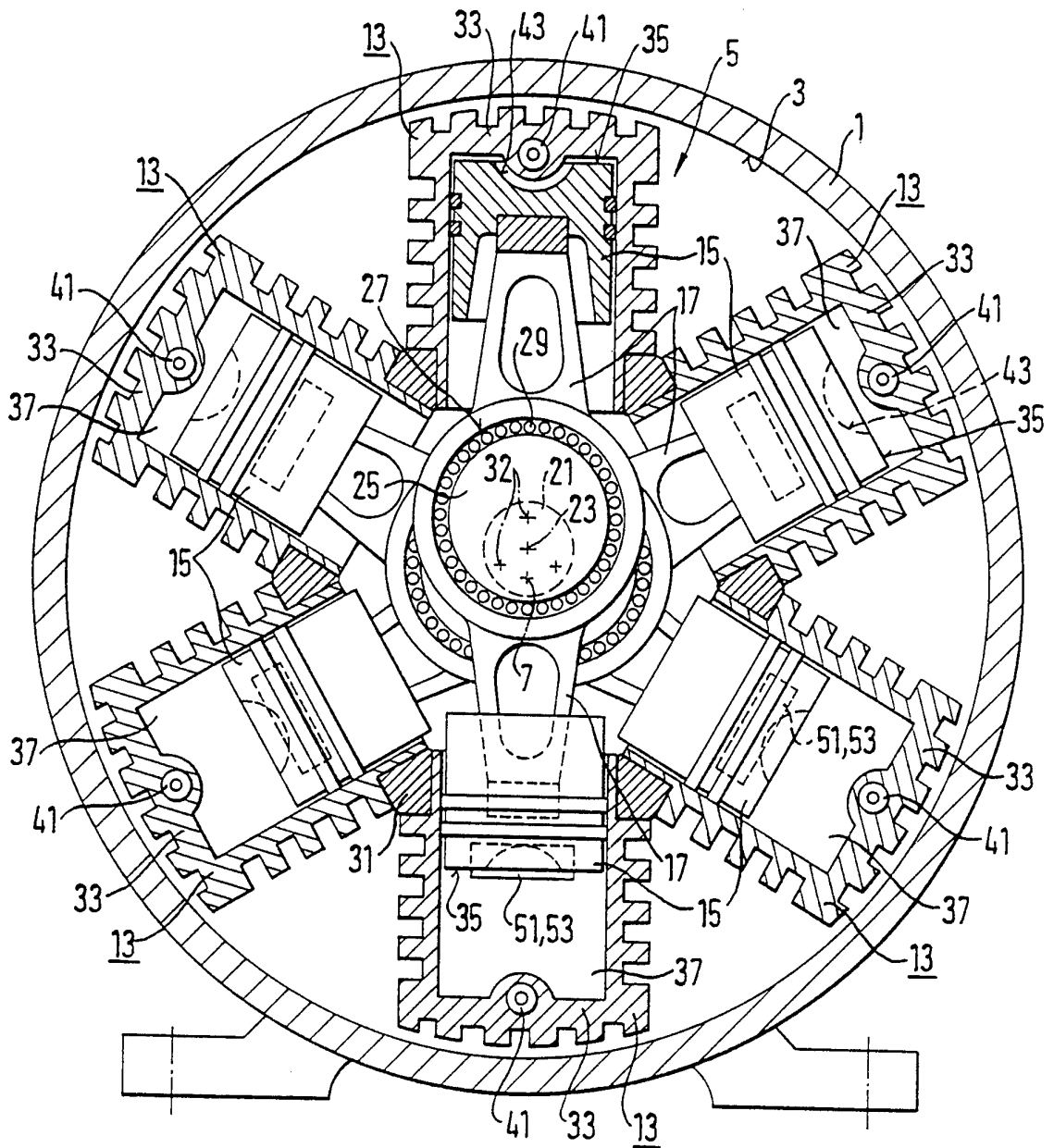


Fig. 2



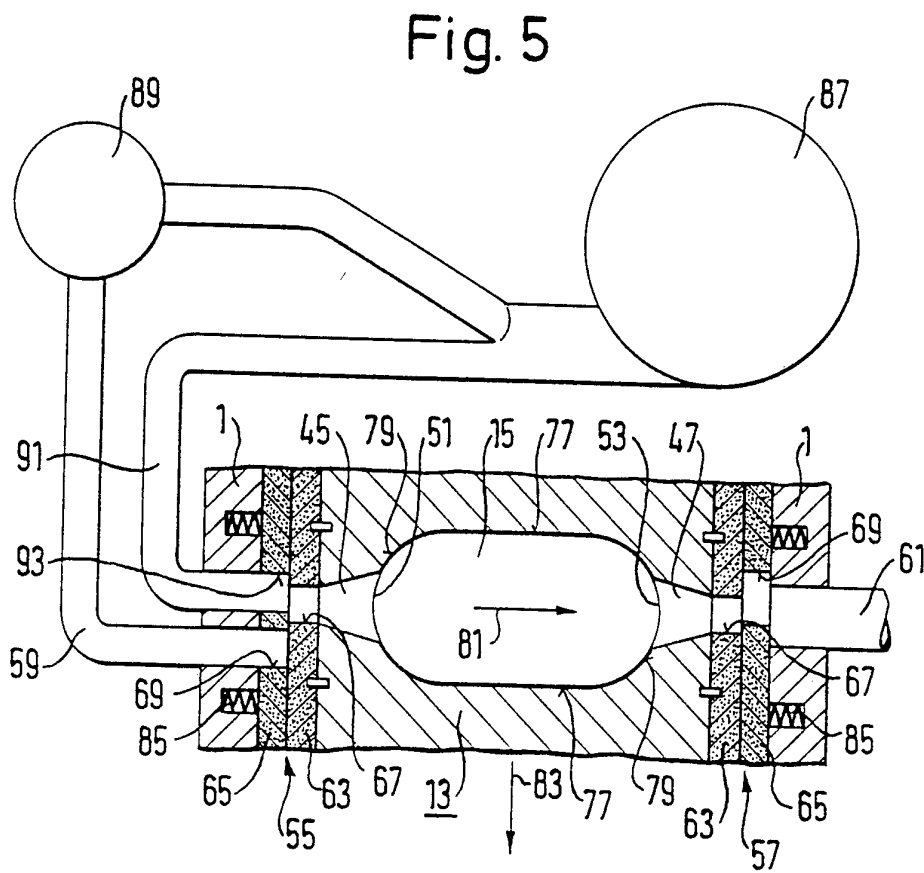
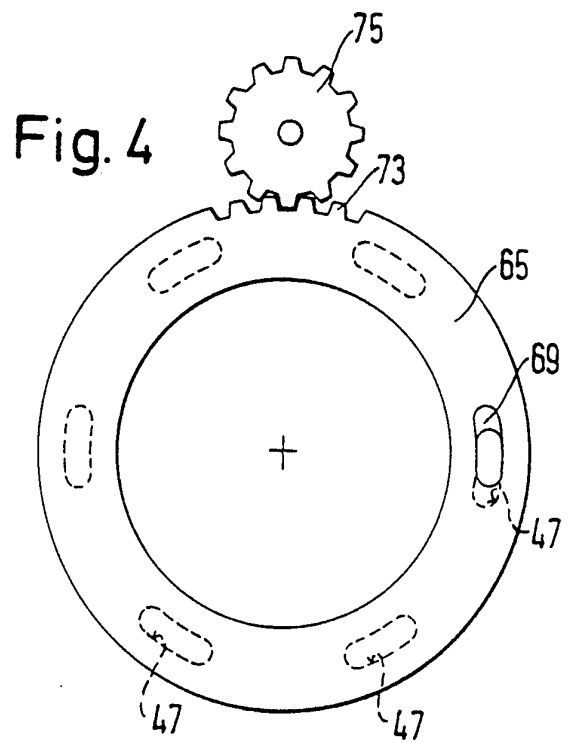
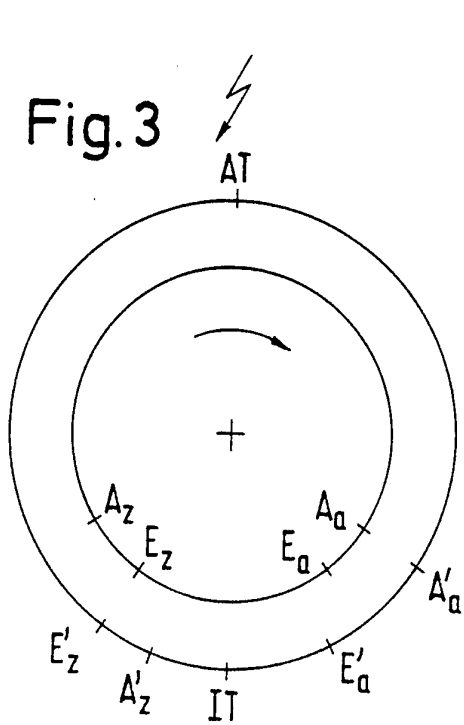


Fig. 6

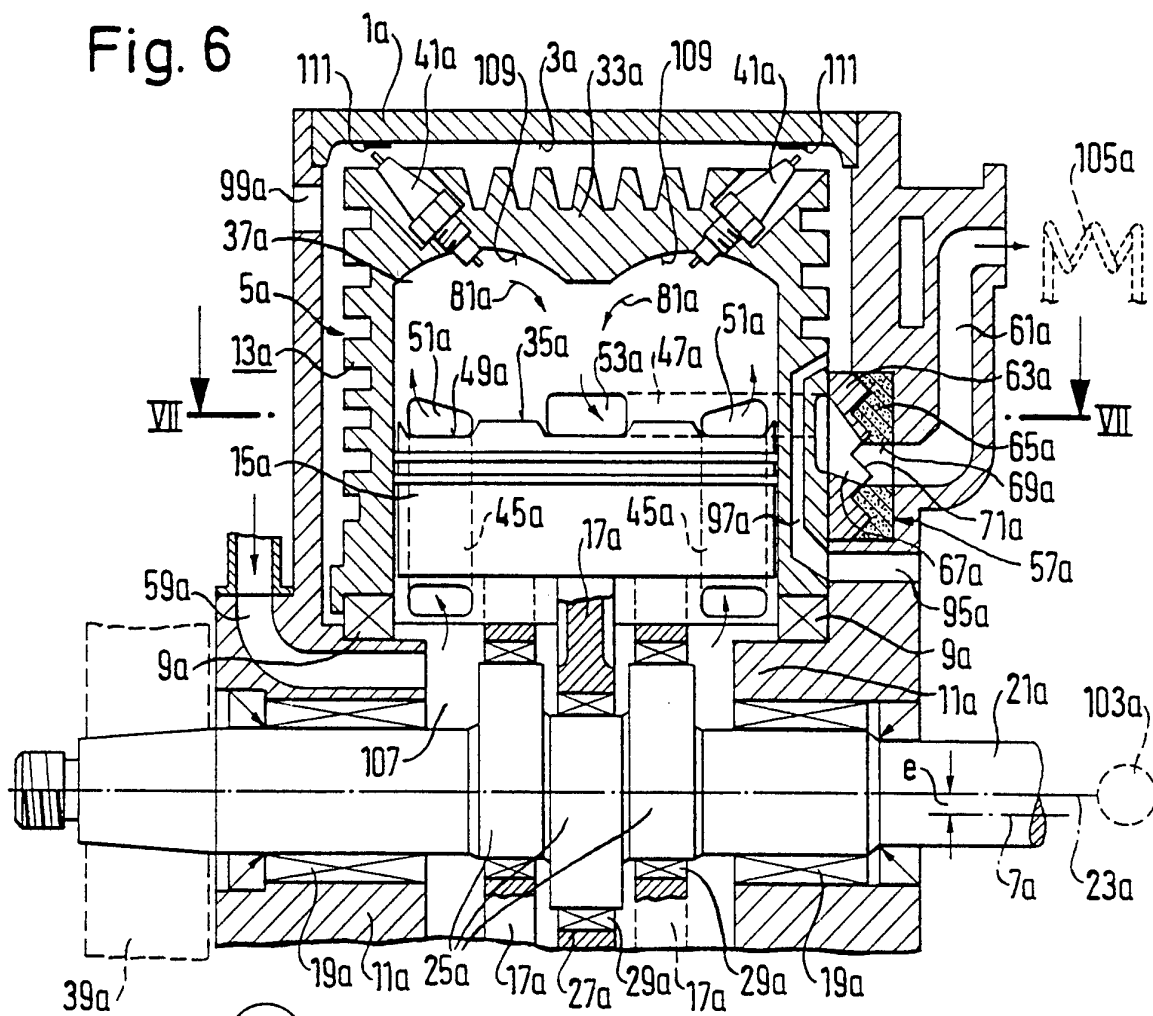


Fig. 7

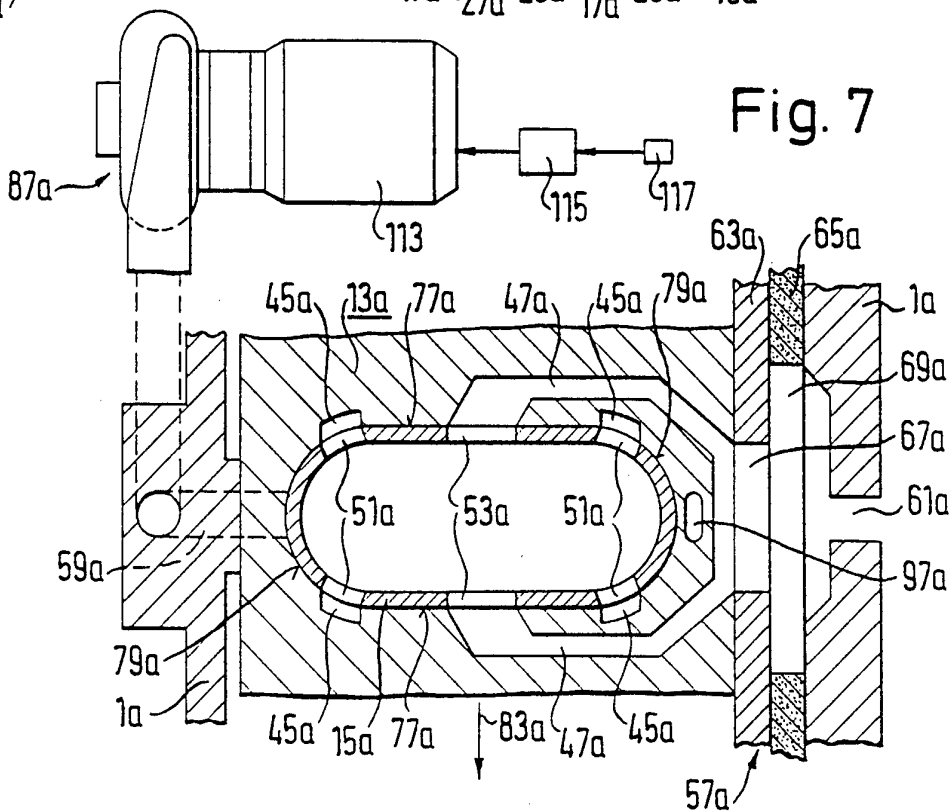
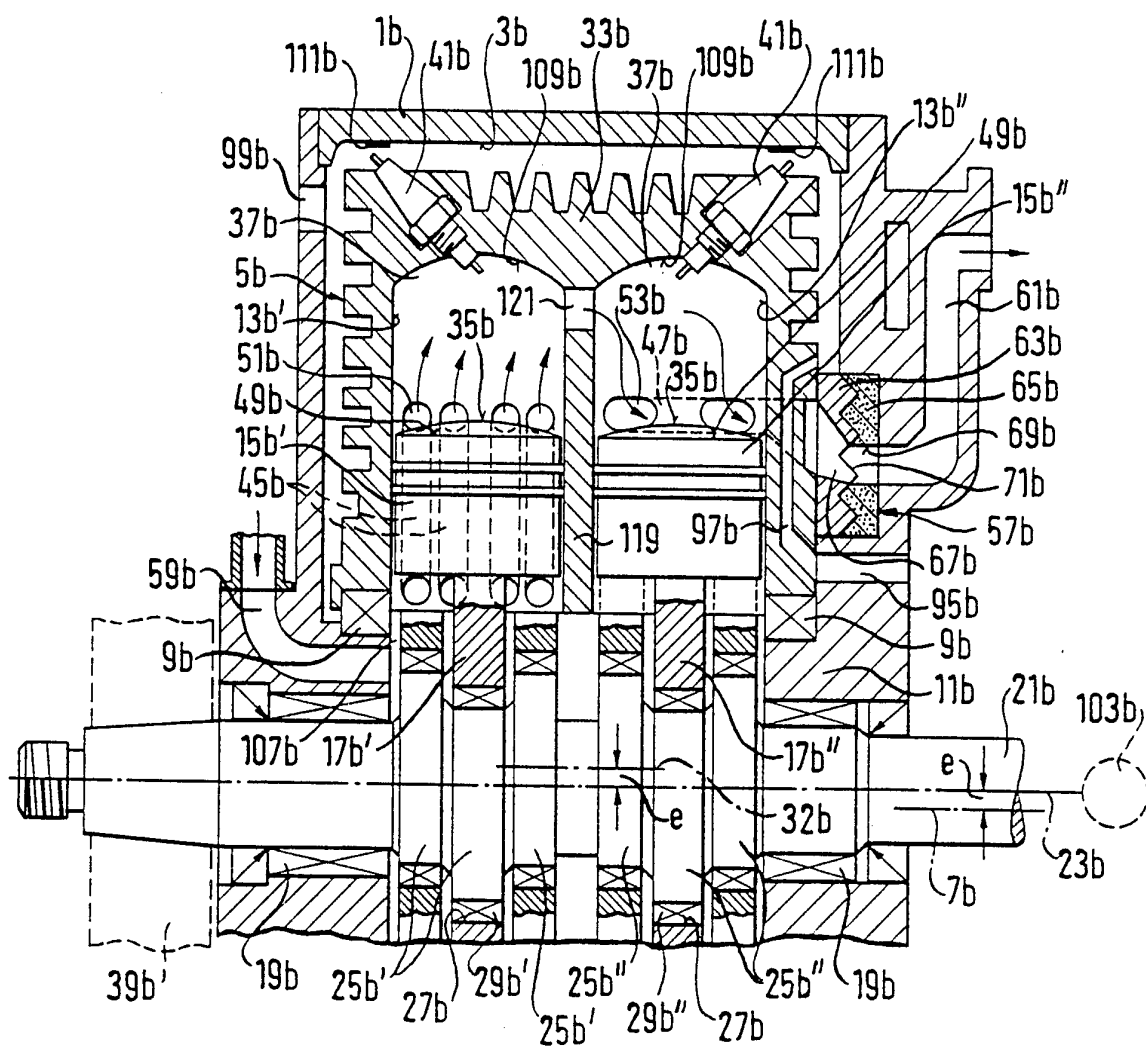


Fig. 8





INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/EP93/02325

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl.<sup>5</sup> : F02B 57/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl.<sup>5</sup> : F02B; F01B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE, A, 3 619 612 (OPEL) 17 December 1987, see the whole document ---	1,2
A	GB, A, 113 158 (CARTER) 14 February 1918, see the whole document ---	1,2,3
A	US, A, 3 477 415 (WYSSBROD) 11 November 1969, see the whole document ---	1,2,9
A	WO, A, 8 808 483 (GAIL) 3 November 1988, see the whole document ---	1,8
A	WO, A, 8 703 042 (RUSSELL) 21 May 1987, see the whole document -----	1,8

Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

- \* Special categories of cited documents:
- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
27 October 1993 (27.10.93)

Date of mailing of the international search report  
3 November 1993 (03.11.93)

Name and mailing address of the ISA/  
European Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

**ANNEX TO THE INTERNATIONAL SEARCH REPORT  
ON INTERNATIONAL PATENT APPLICATION NO.**

EP 9302325  
SA 78620

This annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The members are as contained in the European Patent Office EDP file on  
The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information. 27/10/93

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE-A-3619612	17-12-87	None	
GB-A-113158		None	
US-A-3477415	11-11-69	DE-A- 1576190	06-05-70
WO-A-8808483	03-11-88	None	
WO-A-8703042	21-05-87	None	

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

PCT/EP 93/02325

Internationales Aktenzeichen

I. KLASSIFIKATION DES ANMELDUNGSGEGENSTANDS (bei mehreren Klassifikationssymbolen sind alle anzugeben) <sup>6</sup>		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
Int.Kl. 5 F02B57/08		
II. RECHERCHIERTE SACHGEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff <sup>7</sup>		
Klassifikationssystem	Klassifikationssymbole	
Int.Kl. 5	F02B ; F01B	
Recherchierte nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Sachgebiete fallen <sup>8</sup>		
III. EINSCHLAGIGE VERÖFFENTLICHUNGEN <sup>9</sup>		
Art. <sup>o</sup>	Kennzeichnung der Veröffentlichung <sup>11</sup> , soweit erforderlich unter Angabe der maßgeblichen Teile <sup>12</sup>	Betr. Anspruch Nr. <sup>13</sup>
A	DE,A,3 619 612 (OPEL) 17. Dezember 1987 siehe das ganze Dokument ---	1,2
A	GB,A,113 158 (CARTER) 14. Februar 1918 siehe das ganze Dokument ---	1,2,3
A	US,A,3 477 415 (WYSSBROD) 11. November 1969 siehe das ganze Dokument ---	1,2,9
A	WO,A,8 808 483 (GAIL) 3. November 1988 siehe das ganze Dokument ---	1,8
-/--		
<p><sup>o</sup> Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen <sup>10</sup> :</p> <p>"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist</p> <p>"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</p> <p>"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)</p> <p>"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht</p> <p>"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist</p> <p>"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist</p> <p>"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden</p> <p>"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist</p> <p>"&amp;" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist</p>		
IV. BESCHEINIGUNG		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
27. OKTOBER 1993		03. 11. 93
Internationale Recherchenbehörde		Unterschrift des bevollmächtigten Bediensteten
EUROPAISCHES PATENTAMT		WASSENAAR G.

III. EINSCHLAGIGE VERÖFFENTLICHUNGEN (Fortsetzung von Blatt 2)		
Art °	Kennzeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der maßgeblichen Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO,A,8 703 042 (RUSSELL) 21. Mai 1987 siehe das ganze Dokument -----	1,8

**ANHANG ZUM INTERNATIONALEN RECHERCHENBERICHT  
 ÜBER DIE INTERNATIONALE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 9302325  
 SA 78620

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten internationalen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.  
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am  
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

27/10/93

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE-A-3619612	17-12-87	Keine	
GB-A-113158		Keine	
US-A-3477415	11-11-69	DE-A- 1576190	06-05-70
WO-A-8808483	03-11-88	Keine	
WO-A-8703042	21-05-87	Keine	

EPO FORM P0473

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82