



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 602 10 964 T2** 2007.05.24

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 399 648 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **602 10 964.7**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/AU02/00687**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **02 737 653.2**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2002/097244**

(86) PCT-Anmeldetag: **30.05.2002**

(87) Veröffentlichungstag  
der PCT-Anmeldung: **05.12.2002**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **24.03.2004**

(97) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung beim EPA: **26.04.2006**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **24.05.2007**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F01L 1/34** (2006.01)

**F01L 7/02** (2006.01)

**F01L 25/02** (2006.01)

**F01L 25/08** (2006.01)

**F01L 33/02** (2006.01)

**F02B 29/08** (2006.01)

**F02D 13/02** (2006.01)

**F01L 1/18** (2006.01)

**F01L 1/344** (2006.01)

(30) Unionspriorität:

**PR531501 30.05.2001 AU**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, ES, FR, GB, IT, SE**

(73) Patentinhaber:

**Bishop Innovation Ltd., North Ryde, New South  
Wales, AU**

(72) Erfinder:

**WALLIS, Bruce, Anthony, Gladesville, NSW 2111,  
AU**

(74) Vertreter:

**Uexküll & Stolberg, 22607 Hamburg**

(54) Bezeichnung: **VENTILSTEUERMECHANISMUS FÜR EINEN DREHSCHIEBER-VERBRENNUNGSMOTOR**

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

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

**Beschreibung**

## TECHNISCHES GEBIET

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf einen Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung (variable valve timing mechanism) für eine Drehschieberanordnung, die in einer Verbrennungskraftmaschine verwendet wird, und genauer auf einen Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung, bei dem sich sowohl der Einlasskanal als auch der Auslasskanal in demselben Drehschieber befinden.

## HINTERGRUND

**[0002]** Drehschieberanordnungen sind von vielen Personen vorgeschlagen worden. Ein jüngeres Beispiel ist das, das von dem US-Patent Nr. 5,526,780 (Wallis) vorgeschlagen wird. All diesen Drehschieberanordnungen ist eine Öffnung in dem Umfang des Drehschiebers gemein, die periodisch mit einem ähnlich geformten Fenster in dem Brennraum in Ausrichtung gelangt. Wenn die Öffnung in dem Umfang des Drehschiebers mit dem Fenster in dem Brennraum in Ausrichtung gelangt, kann Fluid in den Brennraum hinein (in dem Fall des Saughubs) und aus dem Brennraum heraus (in dem Fall des Auslasshubs) gelangen. Wenn die Öffnung in dem Umfang des Schiebers nicht mit dem Fenster in dem Brennraum in Ausrichtung ist, ist der Inhalt des Zylinders während des Verdichtungs- und Verbrennungshubs eingeschlossen.

**[0003]** In den meisten Anordnungen des Standes der Technik wird der Drehschieber mit einem festen Winkelgeschwindigkeitsverhältnis zu der Kurbelwelle angetrieben. Dies wird mit Hilfe mechanischer Antriebsmechanismen, wie etwa Zahnradgetrieben, Kettenantrieben oder Riemenantrieben, erreicht, die konstante Winkelgeschwindigkeitsverhältnisse übertragen.

**[0004]** Das "Winkelgeschwindigkeitsverhältnis" ist das Verhältnis, das man erhält, wenn die Winkelgeschwindigkeit des Drehschiebers durch die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle dividiert wird.

**[0005]** Auch wenn Drehschieber für Verbrennungskraftmaschinen (internal combustion (IC) engines) Gegenstand zahlreicher Patente sind, sind keine kommerzialisiert worden. Dies ist eine Folge unzähliger Probleme, die für Drehschieber charakteristisch sind und niemals hinreichend gelöst worden sind. Eine spezielle Anordnung, die viele dieser Probleme gelöst hat, ist die Drehschieberanordnung, die in dem US-Patent Nr. 5,526,780 offenbart ist. Diese Anordnung besteht aus einem einzigen Drehschieber pro Zylinder, wobei der Drehschieber sowohl einen Einlass- als auch einen Auslasskanal in demselben Schieber aufweist. Während die dieses Konzept be-

treffenden mechanischen Probleme gelöst worden sind, beeinträchtigen nun andere Probleme die kommerzielle Einführung dieser Technologie. In den letzten Jahren sind in der gesamten Welt zunehmend strenge Schadstoffvorschriften eingeführt worden. Die IC-Maschinen-Hersteller halten diese Vorschriften durch die Herstellung von IC-Maschinen mit variabler Ventilsteuerung bzw. variablen Steuerzeiten ein. In diesen Motoren werden die Steuerzeiten (valve timing) von Einlass und Auslass unabhängig variiert.

**[0006]** Die in dem US-Patent Nr. 5,526,780 offenbarte Anordnung leidet an dem Problem, dass sowohl der Einlass- als auch der Auslasskanal in demselben Schieber untergebracht ist, wodurch eine unabhängige Variation der Einlass- und Auslasssteuerzeiten bzw. -steuerung unmöglich gemacht wird. Dies wird weithin als ein solcher Nachteil angesehen, dass es eine zukünftige Kommerzialisierung solcher Drehschieber trotz ihrer anderen beträchtlichen Vorteile verhindern wird.

**[0007]** Diese Erfindung nimmt sich dieses Problems mit einem Mechanismus an, der es zulässt, dass ein Drehschieber, bei dem sich sowohl der Einlass- als auch der Auslasskanal in demselben Schieber befindet, diesen Emissionsproblemen zufriedenstellend Rechnung trägt, während er auch die Effizienz von IC-Maschinen verbessert. Darüber hinaus wird dieser Mechanismus auch verwendet, um die Vollgasleistung zu verbessern.

**[0008]** Steuerzeiten werden im allgemeinen als die Position der Einlassöffnungs-, Einlassverschluss-, Auslassöffnungs- und Auslassverschlusspunkte in Bezug auf die Kurbelwellenstellung ausgedrückt. Die Kurbelwellenstellung wird im allgemeinen als ein Winkel in Bezug auf eine Bezugsstellung angegeben. Als diese wird im allgemeinen die Position gewählt, in der sich der Kolben am oberen Ende seines Hubs befindet (d.h. oberer Totpunkt – OT). Wenn der Auslass 15° nach dem OT schließt, beendet der Auslasskanal die Verbindung mit dem Zylinder, wenn sich die Kurbelwelle 15° aus der Stellung gedreht hat, in der sich der Kolben am OT befand. In anderen Fällen wird als Bezugsstellung die Position gewählt, in der sich der Kolben am unteren Ende seines Hubs befindet (d.h. unterer Totpunkt – UT).

**[0009]** Alternativ kann man sich Steuerzeiten als eine Kombination von Dauern vorstellen – Einlassdauer, Auslassdauer, Verschlussdauer und Überschneidungsdauer zusammen mit einer anfänglichen Stellung und Phase. Die anfängliche Stellung bestimmt die Beziehung zwischen der Kurbelwellenstellung und der Drehschieberstellung an irgendeinem Punkt.

**[0010]** "Überschneidung" ist der Teil des Motorzyk-

lus, in dem sowohl der Einlass- als auch der Auslasskanal beide gleichzeitig zu dem Brennraum hin offen sind.

**[0011]** "Dauer" ist der Winkel, um den sich die Kurbelwelle zwischen zwei beliebigen Ereignissen dreht.

**[0012]** "Einlassdauer" ist der Winkel, um den sich die Kurbelwelle dreht, wenn der Einlasskanal in Verbindung mit dem Brennraum steht, d.h. zwischen Einlassöffnung und Einlassverschluss. In ähnlicher Weise ist "Auslassdauer" der Winkel, um den sich die Kurbelwelle dreht, wenn der Auslasskanal in Verbindung mit dem Brennraum steht, d.h. zwischen Auslassöffnung und Auslassverschluss. "Verschlussdauer" ist der Winkel, um den sich die Kurbelwelle dreht, wenn weder der Einlass- noch der Auslasskanal zu dem Brennraum hin offen ist, d.h. zwischen Einlassverschluss und Auslassöffnung. Dies tritt während der Verdichtungs- und Arbeitshübe bei einem Viertaktmotor auf. "Überschneidungsdauer" ist der Winkel, um den sich die Kurbelwelle dreht, wenn sowohl der Einlass- als auch der Auslasskanal gleichzeitig zu dem Brennraum hin offen ist, d.h. zwischen Einlassöffnung und Auslassverschluss.

**[0013]** In allen Verbrennungskraftmaschinen ist die Synchronisation der Ventil- bzw. Schieberereignisse bezüglich ihrer korrekten Position in dem Maschinen- bzw. Motorzyklus wesentlich. Die Phase wird verwendet, um diese Synchronisation zu beschreiben. Wenn die Phase von Zyklus zu Zyklus konstant ist, finden die Ventil- bzw. Schieberereignisse von einem Zyklus zu dem nächsten in genau derselben Position in dem Zyklus statt.

**[0014]** Die Position in dem Zyklus ist durch die Kurbelwellenstellung definiert. Die Stellung des Drehschiebers wird durch den Winkel beschrieben, um den sich der Schieber aus einer Bezugsstellung gedreht hat, als die gewöhnlich eines der leicht beobachtbaren Ventil- bzw. Schieberereignisse gewählt wird – d.h. Einlassventilöffnung (inlet valve open, ivo), Einlassventilverschluss (inlet valve close, ivc), Auslassöffnung (exhaust open, eo) oder Auslassventilverschluss (exhaust valve close, evc). Aus Gründen der einfachen Bezugnahme haben wir als Bezugsposition ivo gewählt. "Drehschieberstellung" ist als der Winkel definiert, um den sich der Schieber von dem ivo-Punkt gedreht hat.

**[0015]** Für herkömmliche Drehschieber-Verbrennungskraftmaschinen, die Antriebsmechanismen verwenden, die ein konstantes Winkelgeschwindigkeitsverhältnis liefern, kann die Stellung des Drehschiebers in Bezug auf die Zyklusposition durch einen Graphen der in [Fig. 11](#) gezeigten Art dargestellt werden. Die Linie **53** definiert die Stellung des Drehschiebers für alle Kurbelwellenstellungen. Solange die durch diese Linie definierte Beziehung bei aufeinander-

anderfolgenden Zyklen auftritt, ist die Phase konstant geblieben. In dem Fall, dass die Beziehung zwischen der Stellung des Drehschiebers und der Stellung der Kurbelwelle zu irgendeiner anderen Zeit durch die Linie **54** dargestellt wird, wird gesagt, dass eine Phasenänderung aufgetreten ist, und ihre Größe ist  $\sigma$ . In dem Fall, dass die Linie **53** als die Referenz gewählt wird, ist die Phase  $\sigma^0$ .

**[0016]** "Phase" ist als die Distanz in Kurbelwellengraden definiert, um die sich die Linie **54**, die eine konstante Phase definiert, in Bezug auf eine Bezugslinie **53** verschoben hat, die eine konstante Phase definiert.

**[0017]** "Phasenänderung" ist als die Distanz in Kurbelwellengraden definiert, um die sich irgendeine Linie, die eine konstante Phase definiert, in Bezug auf irgendeine andere Linie verschoben hat, die eine konstante Phase definiert.

**[0018]** Die Phasenänderung ist als positiv definiert, wenn die Änderung derart ist, dass sich das Einlassventil bzw. der Einlassschieber in dem Motorzyklus später öffnet. Eine Phasenänderung von der Linie **53** zu der Linie **54** in [Fig. 11](#) ist positiv.

**[0019]** Die Phasenänderung ist als negativ definiert, wenn die Änderung derart ist, dass sich das Einlassventil bzw. der Einlassschieber in dem Motorzyklus früher öffnet.

**[0020]** In herkömmlichen Tellerventilmotoren gibt es praktische Einschränkungen in Bezug darauf, wie weit die zeitliche Steuerung aus ihrer Nominalposition variiert werden kann. Dies ist eine Folge des Umstands, dass sich die Tellerventile in den Brennraum öffnen. Wenn sich der Kolben bei dem Saughub am OT befindet, befindet sich der Boden des Kolbens sehr nahe an den Köpfen der vorstehenden Tellerventile. Je größer das Verdichtungsverhältnis, je größer die Anzahl der Ventile und je größer das Verhältnis von Bohrung zu Hub ist, desto näher muss das Ventil dem Kolbenboden kommen. Moderne Motoren versuchen, diese Variablen zu maximieren. Steuerungs- bzw. Steuerzeitenvariationen, die es erfordern, dass das Tellerventil weiter in den Brennraum vorsteht, sind daher in ihrer Größe begrenzt. Im Vergleich zu ihrer Vollgassteuerung bzw. ihren Vollgassteuerzeiten sind Variationen im allgemeinen darauf beschränkt, den Einlass später oder den Auslass früher zu öffnen, was beides den Abstand zwischen dem Kopf des Tellerventils und dem Kolbenboden erhöht.

**[0021]** Alle Motoren erfordern bei Vollgas ein gewisses Maß an Überschneidung, um das optimale Leistungsergebnis zu erreichen. Bei Niedriggaseinstellungen kann diese Überschneidung zu übermäßiger interner Abgasrückführung (AGR) führen, was eine

schlechte Verbrennungsstabilität mit einem sich daraus ergebenden "unregelmäßigen Lauf" und übermäßige Kohlenwasserstoffemissionen verursacht. Die Tellerventilhersteller variieren die Ventilsteuerung bzw. Steuerzeiten, um die Überschneidung bei Betrieb mit Teilgas oder niedriger Last auf ein Minimum zu reduzieren. Allgemein ausgedrückt ist die Steuerungs- bzw. Steuerzeitenvariation auf die Größe des maximalen Winkels beschränkt, um den sich das Ventil von OT öffnet oder schließt. Zum Beispiel erfordern die meisten Motoren typischerweise, dass sich das Einlassventil 15° vor OT öffnet und dass sich das Auslassventil 15° nach OT schließt, um maximale Leistung zu erreichen. Phasenänderungen sind typischerweise auf ein Maximum von ungefähr 15° von der Vollgasphasenposition begrenzt.

**[0022]** Es gibt im Allgemeinen eine praktische Grenze für die Größe der Phasenänderung, die auf eine Tellerventilanordnung mit einer Nocke fester Dauer angewendet werden kann. Wenn die Einlassventil-Öffnungsposition von 15° vor OT zu OT bewegt wird, wenn der Motor bei niedriger Last arbeitet, tritt der Einlassverschlusspunkt ebenfalls 15° später auf. Dieses spätere Schließen des Ventils hat einen erheblichen Verlust an Füllung zur Folge, die mit einem resultierenden Verlust an Effizienz aus dem Zylinder zurück in den Einlasskanal gepumpt wird. Dementsprechend sind Phasenänderungen im Allgemeinen auf eine Größe begrenzt, die ein zufriedenstellendes Ergebnis bezüglich interner AGR erreicht – ungefähr 15°. In dem Fall, dass größere Änderungen erforderlich sind, haben Hersteller Vorrichtungen eingeführt, die die Einlass- und Auslassdauer ändern. In diesem Fall ist die Größe der zulässigen Phasenänderungen vergrößert.

**[0023]** Demgegenüber stehen Drehschieber nicht in den Brennraum vor. Es gibt daher keine physikalische Grenze dafür, wie weit die Ventilsteuerung variiert werden kann bzw. die Steuerzeiten variiert werden können. Dies erzeugt die Möglichkeit von Lösungen, die Tellerventilmotoren nicht zur Verfügung stehen. Diese Erfindung verschiebt die Phasen eines Drehschiebers mit sowohl dem Einlass- als auch dem Auslasskanal in demselben Schieber in Abhängigkeit von Änderungen in Maschinenbetriebsbedingungen. Im Wesentlichen werden der Einlass und der Auslass in ihrer Phase gleichzeitig um einen gleichen Betrag geändert, während ihre Einlass- und Auslassdauern bei ihrer Vollgasgröße gehalten werden. Diese Erfindung erfordert die Verwendung großer Phasenänderungen in bestimmten Betriebsbedingungen. Bei Tellerventilmotoren ist eine solche Strategie physikalisch nicht möglich. Wenn ein Tellerventilmechanismus zum Beispiel eine gleichzeitige Phasenänderung von gleicher Größe auf sowohl das Einlass- als auch das Auslassventil anwenden würde, während dieselben Vollgas-Einlass- und Auslassdauern beibehalten werden, würde in Abhängigkeit davon, ob

die Phasenänderung positiv oder negativ war, bald entweder das Einlass- oder das Auslassventil den Kolben treffen. Bei Tellerventilmotoren können nur kleine Phasenänderungen dieser Art stattfinden, bevor die Ventile den Kolben treffen. Die Größe der Phasenänderung, die stattfinden kann, bevor die Ventile den Kolben treffen, variiert mit der Ausgestaltung des Motors. In modernen Hochleistungs-Tellerventil-IC-Maschinen (Vier-Ventil-Motoren mit zwei oberliegenden Nocken und hohen Verdichtungsverhältnissen) würde diese im Allgemeinen auf weniger als 10° begrenzt sein.

**[0024]** In dieser Beschreibung wird in Anordnungen, in denen die Dauer von Einlass und/oder Auslass unveränderlich ist, eine "große Phasenänderung" oder ein "großer Betrag der Phasenänderung" so verstanden, dass eine Phasenänderung gemeint ist, die größer als 15° und typischerweise größer als 25° ist.

**[0025]** Alle bekannten Vorschläge zur variablen Steuerung bzw. für variable Steuerzeiten für Drehschieber haben jedoch Strategien übernommen, die diejenigen nachahmen, die von Tellerventilmotorenherstellern verwendet werden. Alle im Stand der Technik bekannten Vorschläge für Drehschieber mit variabler Steuerung bzw. variablen Steuerzeiten verwenden Anordnungen mit separaten Schiebern für den Einlass- und den Auslasskanal. Diese Anordnungen haben den Vorteil, dass die Einlass- und die Auslasskanalsteuerzeiten unabhängig variiert werden können und somit die Tellerventilstrategie der unabhängigen Phasenänderung der Einlass- und Auslassventilsteuerzeiten nachgeahmt werden kann. US-Patent 5,205,251 (Conklin) ist ein Beispiel.

**[0026]** US-Patent 5,205,251 (Conklin) beschreibt ein Mittel zum Variieren der Schiebersteuerung bzw. -steuerzeiten eines Drehschiebermotors, der mit zwei Drehschiebern pro Zylinder ausgestattet ist. Ein Drehschieber enthält einen Einlasskanal, und der andere Drehschieber enthält einen Auslasskanal. Die Drehschieber sind innerhalb von Hülsen untergebracht und können sich in diesen Hülsen drehen. Die Hülsen sind drehbar in dem Zylinderkopf angeordnet. Die Steuerzeitenvariation der Einlass- und Auslassereignisse wird durch eine Kombination einer Drehung der Hülsen und einer Variation der Winkelgeschwindigkeit der Drehschieber während eines Zyklus erreicht. In dieser Anordnung variiert die Variation in der Winkelgeschwindigkeit der Drehschieber während des Zyklus entweder die Einlass- und/oder die Auslassdauer. Die Drehung der Hülse variiert die Position der Einlass- und/oder der Auslassereignisse in Bezug auf die Kurbelwelle oder die Phase dieser Ereignisse in Bezug auf die Kurbelwelle. Die Kombination von Variationen in der Winkelgeschwindigkeit der Drehschieber und einer Drehung der Hülsen erlaubt die unabhängige Bewegung der Einlassöffnungs-, Einlassverschluss-, Auslassöffnungs- und

Auslassverschlusspunkte.

**[0027]** Das Vorsehen einer Hülse und eines zusätzlichen Mechanismus zur Variation ihrer Lage ist eine zusätzliche Komplikation und bringt auch zusätzliche Gasdichtungsschwierigkeiten mit sich. US-Patent 5,205,251 sagt nichts darüber, wie die Gasdichtung erreicht wird. Es ist jedoch klar, dass zwischen dem Brennraum und der Hülse und zwischen der Hülse und dem Drehschieber Gasdichtung erforderlich ist. Es gibt keine bekannte praktische Lösung für diese Anordnung, und das Erfordernis zur Abdichtung an zwei Stellen erhöht lediglich die Komplexität.

**[0028]** Der in dem US-Patent 5,205,251 offenbarte Antriebsmechanismus zur Variation der Winkelgeschwindigkeit des Drehschiebers während des Zyklus ist kompliziert und würde in der Praxis schwierig zu realisieren sein. Das Exzenterzahnrad muss eine Einrichtung haben, um die Exzentrizität zu variieren, während es sich dreht, und das Zwischenrad, mit dem dieses Zahnrad in Eingriff steht, muss dazu in der Lage sein, sein Zentrum während des Zyklus kontinuierlich zu bewegen. Für jeden Schieber ist ein separater Mechanismus erforderlich.

**[0029]** Jede Anordnung, die die Steuerzeiten durch Verwendung einer Hülse variiert, erfordert ein Fenster in dem Zylinderkopf, das weiter als die Öffnung in dem Schieber ist. Dies ist in den [Fig. 2](#) und [Fig. 5](#) in dem US-Patent Nr. 5,205,251 gut dargestellt. Da das Gaswechselvermögen (breathing capacity) des Drehschiebers zum Teil durch die Weite der Öffnung in dem Drehschieber bestimmt wird, gibt es kein praktisches Erfordernis, dass das Fenster in dem Kopf weiter als die Drehschieberöffnung ist, außer dem, dass die Verwendung der Hülse mit sich bringt. Dementsprechend ist das Gaswechselvermögen des Drehschiebers unnötig begrenzt. Das weitere Fenster in dem Zylinderkopf weist auch die folgenden zusätzlichen Probleme auf. Erstens sind die während der Verbrennung auf den Drehschieber ausgeübten Gasbelastungen direkt proportional zu der Weite des Zylinderkopffenssters und sind daher in dem Fall von Anwendungen, die Hülsen zur Variation der Steuerzeiten verwenden, unnötig hoch. Zweitens ist das durch diese Fenster eingenommene Volumen unnötig groß und macht die Ausgestaltung von Brennkammern mit den erforderlichen Verdichtungsverhältnissen schwierig.

**[0030]** Ein einzelner Drehschieber, der sowohl den Einlass- als auch den Auslasskanal in demselben Schieber enthält, stellt gegenüber Anordnungen, die separate Schieber für den Einlass- und den Auslasskanal benötigen, eine erhebliche Verbesserung dar. Die folgenden Erwägungen verdeutlichen dies.

**[0031]** Zwei wichtige Merkmale, die für alle Ventilmechanismen für Verbrennungskraftmaschinen rele-

vant sind, sind die Rate, mit der sich das Ventil öffnet und schließt, und das maximale Gaswechselvermögen des Ventilsystems. Im Fall von Drehschiebern bestimmen die Länge des Fensters in dem Zylinderkopf und der Schieberdurchmesser die Rate, mit der sich der Schieber öffnet und schließt. Die Länge des Fensters ist durch das Erfordernis geometrisch beschränkt, dass sich das Fenster in der Bohrung des Zylinders befinden muss, und kann mit einer gleichen Länge ausgestaltet werden, gleichgültig ob es einen oder zwei Schieber pro Zylinder gibt. Das maximale Gaswechselvermögen wird durch den Schieberdurchmesser bestimmt. Somit muss für dasselbe maximale Gaswechselvermögen der Schieberdurchmesser für den Drehschieber mit einem einzigen Einlasskanal derselbe sein wie der Schieberdurchmesser für einen Schieber mit sowohl einem Einlass- als auch einem Auslasskanal in demselben Schieber. Dementsprechend hat ein einzelner Schieber, der sowohl den Einlass- als auch den Auslasskanal in demselben Schieber enthält, dasselbe maximale Gaswechselvermögen und dieselben Öffnungs- und Schließraten (d.h. dasselbe Gaswechselvermögen) wie zwei Drehschieber, die den Einlass- und den Auslasskanal in separaten Schiebern enthalten, aber mit der halben Anzahl von Komponenten.

**[0032]** In Anordnungen, in denen das maximale Gaswechselvermögen benötigt wird, ist es erforderlich, den Durchmesser des Drehschiebers so groß wie möglich zu machen. Physikalische Packungsbeschränkungen erlauben einzelne Drehschieber von viel größerem Durchmesser als es mit Doppeldrehschiebern möglich ist. Das endgültige Gaswechselvermögen einer Anordnung mit einem einzelnen Drehschieber, der den Einlass- und den Auslasskanal in demselben Schieber enthält, ist daher viel größer als dasjenige einer Anordnung mit zwei Drehschiebern, von denen jeder einen einzigen Kanal enthält.

**[0033]** Darüber hinaus hat ein Doppeldrehschieber, der Einlass- und Auslasskanal in separaten Schiebern enthält, die doppelte Anzahl von Lagern und Dichtungen, als sie bei einem einzigen Schieber erforderlich sind, der sowohl den Einlass- als auch den Auslasskanal in demselben Schieber enthält.

**[0034]** Dementsprechend sind Reibungsverluste in den Zweischieberanordnungen potentiell das Doppelte von denen in den Einzelschieberanordnungen mit sowohl dem Einlass- als auch dem Auslasskanal in demselben Schieber.

**[0035]** In dem Fall, dass andere Erwägungen die Verwendung von zwei Schiebern pro Zylinder erfordern, haben zwei Drehschieber, die sowohl einen Einlass- als auch einen Auslasskanal in demselben Schieber enthalten, die doppelte Öffnungs- und Schließrate für dieselbe Fensterlänge wie zwei Dreh-

schieber derselben, die nur einen einzigen Kanal in jedem Schieber enthalten. Dies setzt voraus, dass der Durchmesser in beiden Typen von Schiebern derselbe ist. In diesem Fall hat die Anordnung mit sowohl einem Einlass- als auch einem Auslasskanal in demselben Schieber das doppelte maximale Gaswechselvermögen. Dementsprechend haben zwei Schieber, die sowohl einen Einlass- als auch einen Auslasskanal in demselben Schieber enthalten, das doppelte Gaswechselvermögen von zwei Schiebern desselben Durchmessers, die Einlass und Auslass in separaten Drehschiebern enthalten.

**[0036]** Während Versuche gemacht worden sind, sich der Frage der variablen Ventilsteuerung bzw. Steuerzeiten in Drehschieberanordnungen anzunehmen, in denen der Einlasskanal und der Auslasskanal in separaten Drehschiebern untergebracht sind, sind keine Versuche gemacht worden, sich der inhärent schwierigeren Anordnung anzunehmen, in der sowohl der Einlass- als auch der Auslasskanal in demselben Drehschieber untergebracht sind.

**[0037]** Diese zusätzliche Schwierigkeit ergibt sich, weil in dieser Anordnung die Phaseneinstellung zwischen den Auslassereignissen und den Einlassereignissen durch die Geometrie des Drehschiebers festgelegt ist. Daher kann eine einfache Phasenänderung zwischen einem Drehschieber, der sowohl Einlass- als auch Auslasskanal enthält, und der Kurbelwelle nicht eine Änderung in der Position von dem Einlass und dem Auslass in Bezug aufeinander bewirken. Im Vergleich dazu bedeutet die Verwendung separater Drehschieber für den Einlasskanal und den Auslasskanal, dass eine einfache Phasenänderung zwischen einem oder beiden der Drehschieber und der Kurbelwelle die Phaseneinstellung zwischen dem Einlass und dem Auslass ändert und die Überschneidung ändert.

**[0038]** Darüber hinaus gibt es bei einem einzelnen Drehschieber, der sowohl Einlass als auch Auslass in demselben Schieber enthält, keinen bekannten Weg zur Änderung der Überschneidungsdauer.

**[0039]** In einer Anordnung mit einem einzelnen Drehschieber ist die Überschneidungsdauer physikalisch durch die Weite der Brücke zwischen dem Einlass- und dem Auslasskanal an dem Drehschieber und die Weite des Fensters in dem Zylinderkopf festgelegt. Typischerweise ist die Weite der Brücke kleiner als die Weite des Fensters, wie es in [Fig. 6](#) gezeigt ist. Diese Anordnung erzeugt Überschneidung. Da die Größe der Überschneidung physikalisch durch die während der Fertigung in dem Drehschieber und dem Zylinderkopf hergestellten Details festgelegt ist, gibt es keinen Weg, die Größe der Überschneidung zu variieren. Dementsprechend stehen die konventionellen Ventil- bzw. Schiebersteuerungsstrategien, die bei Tellerventilen und Doppel-Dreh-

schiebern verwendet werden, für Motoren nicht zur Verfügung, die mit einem einzelnen Drehschieber ausgerüstet sind. Dies ist eine inhärente Beschränkung jedes Drehschiebers, der sowohl den Einlass- als auch den Auslasskanal in demselben Schieber enthält.

**[0040]** Es gibt in der Patentliteratur Fälle (siehe z.B. US-A-4,815,428), in denen eine Steuerungs- bzw. Steuerzeitenvariation in Zusammenhang mit Drehschiebern erwähnt ist, die sowohl Einlass- als auch Auslasskanal in demselben Schieber enthalten. GB-Patent 2 072 264 (Williams) beschreibt einen Drehschiebermotor, der sowohl Einlass- als auch Auslasskanal in demselben Schieber enthält. Dieser einzelne Schieber ist mit zwei oder mehr Zylindern verbunden. Die Anordnung, wie sie beschrieben ist, ist nicht dazu in der Lage, zufriedenstellend als IC-Maschine zu funktionieren. Dies kann durch die folgenden Erwägungen nachgeprüft werden. **Fig. 5A** des GB-Patents 2 072 264 und der Text beschreiben einen Drehschieber, bei dem die Öffnungen in dem Umfang des Drehschiebers einen Winkel von 60° (zentriert auf der Drehachse des Drehschiebers) begrenzen. Die Zylinderöffnung, die eine Verbindung zwischen den Öffnungen in dem Schieberumfang und dem Zylinder herstellt, begrenzt einen Winkel von 45°. Da die Zylinderöffnungen 90° beabstandet sind, ist der zwischen der verschließenden Kante einer Zylinderöffnung und der öffnenden Kante der benachbarten Zylinderöffnung eingeschlossene Winkel 45°. Es ist klar, dass dann, wenn der Schieber aus der in [Fig. 5](#) des GB-Patents 2 072 264 gezeigten Stellung 45° im Uhrzeigersinn gedreht wird, der Einlasskanal gleichzeitig sowohl zu dem Zylinder **50** als auch zu dem Zylinder **52** hin offen ist. Da der Zylinder **52** beim Auslasshub und der Zylinder **50** beim Saughub ist, ist der Einlasskanal nun zu zwei Zylindern bei unterschiedlichen Hüben hin offen. Dies ist eindeutig unausführbar.

**[0041]** Das GB-Patent 2 072 264 versucht aus diesem Umstand einen Vorteil zu machen. Es behauptet, dass es als eine Folge davon, dass der durch die Öffnung in dem Umfang des Schiebers begrenzte Winkel größer als der durch die Zylinderöffnung begrenzte Winkel ist, aufgrund des Mechanismus, der die Steuerung des Schiebers variieren kann, während der Motor läuft, möglich ist, die Zeitdauer zu variieren, für die der Schieber die volle Öffnung aufweist. Das Patent macht keine Offenbarung in Bezug darauf, wie diese Variation in der Zeitdauer erreicht wird, für die der Schieber vollständig geöffnet ist. Ferner gibt es kein bekanntes Mittel zur Variation der Steuerung zur Erreichung eines solchen Ergebnisses. Das Ergebnis kann nicht durch das Einführen einer Phasenänderung (dem Gegenstand dieser Erfindung) erreicht werden, da diese lediglich die Steuerung bzw. Steuerzeiten des Schiebers ändert, aber nicht die Zeitdauer, für die der Schieber vollständig



geöffnet ist. Das Konzept der Variation der Zeitdauer, für die der Schieber vollständig geöffnet ist, hat im Lichte der folgenden Punkte wenige Vorzüge.

**[0042]** In jedem Drehschiebermotor wird das maximale Gaswechselvermögen erreicht, indem die Öffnung in dem Umfang des Schiebers und das Fenster so groß wie möglich gemacht werden. Für jede gegebene Dauer wird das optimale Gaswechselvermögen erreicht, wenn die Weite der Öffnung in dem Umfang des Schiebers und die Weite des Fensters gleich sind. Wenn die Weite des Fensters absichtlich schmaler als die Weite der Öffnung in dem Umfang gemacht wird, wie es in dem GB-Patent 2 072 264 offenbart ist, wird das maximale Gaswechselvermögen aufgrund der kleineren Fensteröffnung im Vergleich zu demjenigen verringert, das verfügbar wäre, wenn beide dieselbe Größe hätten. Das Konzept, dann irgendein nicht offenbartes Verfahren zum Erhöhen der Zeit einzuführen, für die sich der Schieber in dem vollständig geöffneten Zustand befindet (vermutlich zur Erhöhung des Gaswechselvermögens), hat wenige Vorteile, wenn man bedenkt, dass es niemals das Gaswechselvermögen erreichen wird, das eine einfache Änderung an der Geometrie des Teils erreicht.

**[0043]** Diese Punkte werden alle in dem JP-Patent 9-32518 (Sakochi) berücksichtigt. In diesem Patent ist ein einzelner Drehschieber offenbart, der einen Einlass- und einen Auslasskanal in demselben Schieber enthält. Dieser Schieber wird zwischen zwei Zylindern geteilt. [Fig. 11](#) des JP-Patents 9-32518 zeigt, dass die Öffnungen in dem Umfang des Schiebers und das Fenster alle dieselbe Weite haben und alle einen Winkel von  $45^\circ$  begrenzen. Ferner ist der von dem schließenden Rand eines Fensters und dem öffnenden Rand des benachbarten Fensters begrenzte Winkel ebenfalls  $45^\circ$ . Dies überwindet das Problem des GB-Patents 2 072 264, bei dem der Einlass- (oder Auslass-) Kanal bei verschiedenen Hüben gleichzeitig zu benachbarten Zylindern hin geöffnet sein kann. Jedoch weist diese Anordnung eine Brücke zwischen dem Einlasskanal und dem Auslasskanal auf, die  $45^\circ$  begrenzt. Wenn diese Brücke unmittelbar über dem Fenster angeordnet ist, ist das Fenster vollständig blockiert. Daher weist diese Anordnung eine Überschneidung von Null auf.

**[0044]** Eine Überschneidung von Null ist bei jeder Ausgestaltung, bei der ein einzelner Drehschieber zwei oder mehr benachbarte Zylinder versorgt, eine notwendige Einschränkung.

**[0045]** Ferner ist die Einlass- (oder Auslass-) Dauer  $2(A+B)$ , wobei A der von der Öffnung in dem Umfang des Schiebers begrenzte Winkel ist und B der von dem Fenster begrenzte Winkel ist. Da diese beiden Winkel in dem Fall des JP-Patents 9-32518  $45^\circ$  sind, ist die Dauer des Einlasses oder des Auslasses darauf beschränkt,  $180^\circ$  zu betragen.

**[0046]** Eine maximale Einlass- und Auslassdauer von  $180^\circ$  ist bei jeder Ausgestaltung, bei der ein einzelner Drehschieber zwei oder mehr benachbarte Fenster versorgt, eine notwendige Einschränkung.

**[0047]** Sowohl die Überschneidung von Null als auch die maximale Einlass- und Auslassdauer von  $180^\circ$  sind erhebliche Einschränkungen bei der Ausgestaltung jeder IC-Maschine. Auch wenn ein Motor mit diesen Einschränkungen funktioniert, wird er im Vergleich zu modernen IC-Maschinen, die typischerweise eine Überschneidung von  $30^\circ$  und eine Dauer von  $230^\circ$  haben, erhebliche Maximalleistungsnachteile aufweisen.

**[0048]** In dem JP-Patent 9-32518 ist auch ein Verfahren zum Variieren der Phase zwischen dem Schieber und der Kurbelwelle offenbart. Diese Offenbarung ist für eine Vorrichtung zum Vornehmen feiner Einstellungen an der Phase des Schiebers in der Weise, dass der Schieber so gehalten werden kann, dass sich der Einlasskanal bei dem Saughub präzise bei OT öffnet, und dass sich der Auslass präzise bei UT des Auslasshubs öffnet. Es ist ein Einstellmechanismus zum Beibehalten der Phase anstatt eines Mechanismus zum Variieren der Phase.

**[0049]** Das Wesentliche der vorliegenden Erfindung ist die Erkenntnis, dass trotz der Tatsache, dass ein Drehschieber, der sowohl Einlass- als auch Auslasskanäle in demselben Schieber enthält, erhebliche physikalische Beschränkungen in Bezug darauf einführt, wie die Steuerung variiert werden kann bzw. die Steuerzeiten variiert werden können, andere für den Drehschieber charakteristische Merkmale (insbesondere das fehlende Ventil- bzw. Schiebervorstellen in den Brennraum) bedeuten, dass durch die Verwendung einer alternativen Strategie, die von diesen einzigartigen Merkmalen Gebrauch macht, Vorteile erzielt werden können. Durch dynamisches Ändern der Phase in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen des Motors können Verbesserungen bei Last und Emission erzielt werden. Ferner verbessern dann, wenn Änderungen in der Phase mit einer Steuerung der Drosselklappe kombiniert werden, kleinere Pumpverluste die Teilgaseffizienz, und es ergeben sich Verbesserungen bei NOx-Emissionen.

## ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

**[0050]** Die vorliegende Erfindung weist eine Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber auf, die eine Kurbelwelle, eine Drosselklappe, ein Drosselklappen-Betätigungselement, einen Zylinderkopf, einen Brennraum und mindestens einen Drehschieber umfasst, der einen Einlasskanal und einen Auslasskanal aufweist, die jeweils als eine Öffnung an dem Umfang des Drehschleibers enden, wobei der Zylinderkopf eine Bohrung aufweist, in der sich der Drehschieber dreht, wobei ein Fenster in der Bohrung mit

dem Brennraum in Verbindung steht und die Öffnungen aufgrund der Drehung nacheinander mit dem Fenster in Ausrichtung gelangen, und einen Antriebsmechanismus mit einer Phasenänderungseinrichtung aufweist, der den Drehschieber antreibt, wobei die Phasenänderungseinrichtung in Abhängigkeit einer Änderung in den Betriebsbedingungen der Maschine eine Phasenänderung bewirkt, die über mindestens einen Zyklus der Maschine auftritt, dadurch gekennzeichnet dass der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine größer als 15° ist.

**[0051]** Bevorzugt ist der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine größer als 25°.

**[0052]** Mehr bevorzugt ist der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine mindestens 45°.

**[0053]** Wenn die Maschine bei oder nahe Volllast arbeitet, ist die Phasenänderung bevorzugt negativ, wenn die Drehzahl der Maschine abnimmt, und die Phasenänderung ist positiv, wenn die Drehzahl der Maschine zunimmt.

**[0054]** Bevorzugt ist die Phasenänderung negativ, wenn die Maschine kalt ist, und die Phasenänderung ist positiv, wenn die Maschine ihre Betriebstemperatur erreicht hat.

**[0055]** In einer bevorzugten Ausführungsform wird der Antriebsmechanismus von der Kurbelwelle angetrieben.

**[0056]** In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist der Antriebsmechanismus ein Elektromotor.

**[0057]** Bevorzugt bewirkt die Phasenänderungseinrichtung die Phasenänderung auch in Abhängigkeit von einer Änderung in mindestens einem an die Maschine gesendeten Vorgabewert.

**[0058]** Bevorzugt bewirkt die Phasenänderungseinrichtung unter bestimmten Maschinenbetriebsbedingungen die Phasenänderung in Abhängigkeit von der Änderung in dem an die Maschine gesendeten Vorgabewert, während das Drosselklappen-Betätigungselement die Stellung der Drosselklappe unverändert hält.

**[0059]** Bevorzugt ist die Stellung der Drosselklappe vollständig geöffnet.

**[0060]** Bevorzugt fordert die Änderung in dem Vorgabewert, dass die Maschine bei Teillast oder niedriger Last arbeitet.

**[0061]** Bevorzugt ist die Phasenänderung positiv,

wenn die Änderung in dem Vorgabewert eine Verringerung der Last der Maschine fordert, und die Phasenänderung ist negativ, wenn die Änderung in dem Vorgabewert eine Erhöhung der Last der Maschine fordert.

**[0062]** Bevorzugt bewirkt die Phasenänderungseinrichtung die maximal zulässige Phasenänderung für die Änderung in dem Vorgabewert, während das Drosselklappen-Betätigungselement die Stellung der Drosselklappe einstellt, um den Vorgabewert zu erreichen.

**[0063]** Bevorzugt werden die Phasenänderung und die Stellung der Drosselklappe durch eine elektronische Steuereinheit berechnet.

**[0064]** Bevorzugt berechnet die elektronische Steuereinheit die maximal zulässige Phasenänderung, um die maximal zulässige interne Abgasrückführung bei der Änderung in dem Vorgabewert zu erreichen.

**[0065]** In einer bevorzugten Ausführungsform weist die Phasenänderungseinrichtung eine Hydraulikdruckquelle, einen hydraulischen Kolben, der ein erstes und ein zweites Keilverzahnungsprofil (spline) enthält, ein erstes Antriebselement, das von der Kurbelwelle angetrieben wird und verschiebbar mit dem ersten Keilverzahnungsprofil in Eingriff steht, und ein zweites Antriebselement auf, das den Drehschieber antreibt und verschiebbar mit dem zweiten Keilverzahnungsprofil in Eingriff steht, wobei mindestens eines von dem ersten und dem zweiten Keilverzahnungsprofil schraubenlinienförmig ist und wobei sich der hydraulische Kolben in Abhängigkeit von einer Druckzufuhr von der Hydraulikdruckquelle axial bewegt und dadurch das erste Antriebselement in Bezug auf das zweite Antriebselement dreht.

**[0066]** In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform weist die Phasenänderungseinrichtung eine Hydraulikdruckquelle, ein erstes Antriebselement, das einen ersten Satz radial verlaufender Rippen enthält, und ein zweites Antriebselement auf, das einen zweiten Satz radial verlaufender Rippen enthält, wobei das zweite Antriebselement konzentrisch zu dem ersten Antriebselement montiert ist, der erste Satz radial verlaufender Rippen verschiebbar gegen das zweite Antriebselement abgedichtet ist, der zweite Satz radial verlaufender Rippen verschiebbar gegen das erste Antriebselement abgedichtet ist, so dass eine Reihe abgedichteter hydraulischer Hohlräume zwischen dem ersten Satz radial verlaufender Rippen und dem zweiten Satz radial verlaufender Rippen gebildet wird, die abgedichteten hydraulischen Hohlräume mit der Hydraulikdruckquelle verbunden sind, das erste Antriebselement von der Kurbelwelle angetrieben wird, das zweite Antriebselement den Drehschieber antreibt und sich das erste Antriebselement in Reaktion auf die Zufuhr von Hydraulikdruck



von der Hydraulikdruckquelle in Bezug auf das zweite Antriebselement dreht, um die Reihe abgedichteter hydraulischer Hohlräume zu wechseln.

**[0067]** Bevorzugt ist die Phasenänderungseinrichtung funktional mit einer elektronischen Steuereinheit verbunden, die die Phase steuert.

**[0068]** In einer bevorzugten Ausführungsform weist der Antriebsmechanismus eine primäre Antriebseinrichtung zum Übertragen von Bewegung zwischen der Kurbelwelle und dem Drehschieber auf, wobei die primäre Antriebseinrichtung mindestens einen Planetenradsatz hat, und die Phasenänderungseinrichtung weist eine sekundäre Antriebseinrichtung auf, die ein Sonnenrad des Planetenradsatzes antreibt.

**[0069]** Bevorzugt ist die sekundäre Antriebseinrichtung ein Elektromotor.

**[0070]** In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform weist der Antriebsmechanismus einen Elektromotor auf, der unmittelbar mit dem Drehschieber gekoppelt ist.

**[0071]** In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform weist der Antriebsmechanismus einen Elektromotor auf, der mindestens ein Zwischenantriebselement antreibt, das funktional mit dem Drehschieber in Eingriff steht.

**[0072]** Bevorzugt weist das mindestens eine Zwischenantriebselement ein Zahnrad, einen Zahnradatz, eine Kettengetriebeanordnung oder eine Riemengtriebeanordnung auf. Bevorzugt ist der Drehschieber ein Axialströmungsdrehschieber.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0073]** [Fig. 1](#) ist eine Querschnittsansicht einer ersten Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0074]** [Fig. 2](#) ist eine isometrische Ansicht der ersten Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0075]** [Fig. 3](#) ist eine isometrische Ansicht einer zweiten Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0076]** [Fig. 4](#) ist eine isometrische Ansicht einer vierten Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0077]** [Fig. 5](#) ist eine auseinandergezogene isomet-

rische Ansicht der [Fig. 4](#).

**[0078]** [Fig. 6](#) ist eine Schnittansicht auf Linie AA der [Fig. 1](#).

**[0079]** [Fig. 7](#) ist eine Schnittansicht der [Fig. 5](#), wobei aber der Drehschieber phasenverschoben ist.

**[0080]** [Fig. 8](#) ist ein Blockdiagramm, das die Arbeitsweise des Steuergeräts (ECU) zeigt.

**[0081]** [Fig. 9](#) ist eine Querschnittsansicht einer fünften Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0082]** [Fig. 10](#) ist eine isometrische Ansicht einer sechsten Ausführungsform eines Drehschiebermotors mit einem Mechanismus zur variablen Ventilsteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung.

**[0083]** [Fig. 11](#) ist eine grafische Darstellung, die verwendet wird, um die Bedeutung von "Phase" und "Phasenänderung" zu definieren.

#### ART UND WEISE DER AUSFÜHRUNG DER ERFINDUNG

**[0084]** Die [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) zeigen eine erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, in der der Drehschieber **1** einen Einlasskanal **2** an einem Ende und einen Auslasskanal **3** an dem anderen Ende aufweist. Diese Kanäle stehen mit den Öffnungen **4** bzw. **5** in dem Umfang des zentralen zylindrischen Abschnitts des Drehschiebers **1** in Verbindung. Wenn sich der Drehschieber **1** dreht, gelangen die Öffnungen **4** und **5** periodisch mit einem ähnlich geformten Fenster **6** in dem Zylinderkopf **7** in Ausrichtung, das sich unmittelbar in den Brennraum **8** am oberen Ende des Zylinders **9** öffnet. Diese Ausrichtung lässt das Passieren von Gasen zum Zylinder **9** und aus dem Zylinder **9** zu. Während der Verdichtungs- und Arbeitshübe deckt der Umfang des Drehschiebers **1** das Fenster **6** in dem Zylinderkopf **7** ab, was den Austritt von Gasen aus dem Brennraum **8** verhindert.

**[0085]** Der Drehschieber **1** ist durch zwei Lager **10** abgestützt und weist einen kleinen radialen Zwischenraum zur Bohrung **11** des Zylinderkopfes **7** auf. Diese Lager **10** lassen es zu, dass sich der Drehschieber **1** in der Bohrung **11** des Zylinderkopfes **7** dreht. Ein Drosselklappen-Betätigungselement steuert die Stellung der Drosselklappe **23**, die den Durchtritt von Luft zum Zylinder **9** reguliert.

**[0086]** Ein Kurbelwellenkettensatz **13** treibt durch eine Kette **12** ein Drehschieberkettensatz **14** an. Das Drehschieberkettensatz **14** treibt den Drehschieber **1** über eine Phasenänderungseinrichtung **18** an. Die Phasenänderungseinrichtung **18** besteht aus einer

Nabe **15**, einer äußeren Hülse **16** und einem hydraulischen Kolben **17**, wie es in [Fig. 2](#) gezeigt ist. Der hydraulische Kolben **17** weist ein äußeres schraubenlinienförmiges Keilverzahnungs- bzw. Keilzahnprofil **19** auf, das verschiebbar mit einem passenden inneren schraubenlinienförmigen Keilverzahnungs- bzw. Keilzahnprofil **21** in der äußeren Hülse **16** in Eingriff steht. Der hydraulische Kolben **17** weist ein inneres schraubenlinienförmiges Keilverzahnungs- bzw. Keilzahnprofil **20** auf, das gegenüber den schraubenlinienförmigen Keilverzahnungsprofilen **19** und **21** entgegengesetzt gerichtet ist und das verschiebbar mit einem passenden äußeren schraubenlinienförmigen Keilverzahnungs- bzw. Keilzahnprofil **22** an der Nabe **15** in Eingriff steht. Falls gewünscht kann entweder das äußere schraubenlinienförmige Keilverzahnungsprofil **19** oder das innere schraubenlinienförmige Keilverzahnungsprofil **20** einen Steigungswinkel von Null haben.

**[0087]** Hydraulikfluid wird in Abhängigkeit von der erforderlichen Richtung der Phasenänderung unter Druck entweder einem vorderen Hohlraum **24** oder einem hinteren Hohlraum **27** zugeführt. Die Zufuhr von Hochdruck-Hydraulikfluid zu dem vorderen Hohlraum **24** drückt den hydraulischen Kolben **17** in die Richtung von dem Zylinder **9** weg, was eine Drehung des Drehschiebers **1** über die Nabe **15** in Bezug auf das Kettenrad **14** über die äußere Hülse **16** bewirkt und auf diese Weise eine Phasenänderung zwischen dem Drehschieber **1** und der Kurbelwelle **25** bewirkt.

**[0088]** Diese Ausführungsform stellt ein Mittel bereit, wodurch die Ventilsteuerung bzw. die Steuerzeiten einer Drehschieberanordnung für eine Verbrennungskraftmaschine kontinuierlich variiert werden kann bzw. können. Die vorliegende Erfindung stellt ein Mittel zum Variieren der Ventilsteuerung bzw. Steuerzeiten bereit, während die Einlassdauer, die Auslassdauer und die Überschneidungsdauer alle konstant gehalten werden. Die Variation der Ventilsteuerung bzw. Steuerzeiten wird erreicht, indem Phasenänderungen bewirkt werden.

**[0089]** Mit "kontinuierlich" ist gemeint, dass die Drehschiebersteuerung bzw. -steuerzeiten von einem Zyklus zum nächsten Zyklus kontinuierlich geändert werden kann.

**[0090]** Während die Überschneidungsdauer eines einzelnen Drehschiebers **1** unveränderlich ist, kann seine Phase leicht durch Mechanismen geändert werden, die in der Tellerventiltechnologie wohl bekannt sind. Der in [Fig. 2](#) gezeigte Mechanismus ist ein typisches Beispiel. Die sich aus dem dynamischen Ändern der Phase ergebenden Vorteile lassen sich den folgenden Erwägungen entnehmen.

**[0091]** Bei Vollgas wird die maximale Leistung im Allgemeinen erreicht, wenn die Einlassöffnungs- und

Auslassverschlusspunkte symmetrisch um OT sind, d.h. wenn sich am OT die Brücke **57** des Drehschiebers **1** in der Mitte des Fensters **6** befindet (siehe [Fig. 6](#)). Dies erlaubt die gleichzeitige Abgabe von verbranntem Gas in den Auslasskanal **3** und den Einlass einer frischen Füllung aus dem Einlasskanal **2** in den Zylinder **9**. Diese Strömung wird als ein Ergebnis eines positiven Druckgradienten zwischen dem Einlasskanal **2** und dem Auslasskanal **3** aufrecht erhalten. Die Auslass- und Einlasssysteme können im Allgemeinen so ausgestaltet werden, dass bei Vollgas bei OT-Überschneidung ein negativer Druck in dem Auslasskanal **3** erhalten wird und ein positiver Druck in dem Einlasskanal **2** erhalten wird. Dies gewährleistet die korrekte Richtung der Strömung der Auslass- und Einlassfüllung.

**[0092]** Bei modernen IC-Maschinen ist die Einlassstraktlänge im Allgemeinen in der Weise angepasst, dass die Druckwelle, die den Einlassstrakt durchläuft, bei der Nenndrehzahl für maximales Drehmoment/maximale Leistung ein Maximum benachbart zum Eintrittspunkt zu dem Brennraum **8** in dem Moment erreicht, in dem der Einlassschieber schließt. Dies gewährleistet maximale Aufladung der Luft in dem Zylinder **9** und maximale Leistung. Bei Drehzahlen, die kleiner als diese Nenndrehzahl sind, erreicht die Welle positiven Drucks den Eintrittspunkt zu dem Brennraum **8** vor dem Schließen des Einlassschiebers und nimmt danach in der Größe ab. Zu dem Zeitpunkt, zu dem der Einlassschieber schließt, ist der Druck niedriger als der bei der Nenndrehzahl erreichte. Je weiter die Motordrehzahl von der Nennbetriebsdrehzahl entfernt ist, desto niedriger ist der Druck an dem Punkt des Einlassschieberverschlusses. Dies verringert den Druck des Zylinderinhalts und die Masse zur Verbrennung verfügbarer frischer Füllung.

**[0093]** In dem Fall, dass der Einlassschieberverschlusspunkt bei abnehmender Motordrehzahl verzögert ist (d.h. der Einlass schließt früher), so dass der Schieberverschluss dichter mit dem Auftreten des Spitzendrucks am Eintrittspunkt zum Brennraum **8** (d.h. dem Ventilkopf im Fall des Tellerventils oder dem Fenster **6** im Fall des Drehschiebers) zusammenfällt, tritt die maximale Zylinderfüllung weiter auf.

**[0094]** Da sich sowohl der Einlasskanal **2** als auch der Auslasskanal **3** an demselben Drehschieber **1** befinden, führt ein früheres Schließen des Einlasses auch dazu, dass der Auslass und die Überschneidung früher auftreten. Im Allgemeinen ist das frühere Öffnen des Auslasses nachteilig, da es die Menge von Expansionsarbeit verringert. Jedoch ist die Größe dieses Verlusts im Vergleich zu den durch das frühere Schließen des Einlasses erzielten Gewinnen gering.

**[0095]** In dem Fall eines kalten Motors ist das frühe-

re Öffnen des Auslasses ein Vorteil, da es das Auslasssystem und den Katalysator schneller erwärmt. Dementsprechend arbeitet der Katalysator nach dem Kaltstart eher mit verringerten Emissionen.

**[0096]** Eine Änderung der Überschneidung in der Weise, dass sie früher auftritt, öffnet den Einlass früher und schließt den Auslass früher. Überschneidung tritt immer noch auf. Der einzige Unterschied besteht darin, dass sie statt um den Kolben **26** bei OT zentriert zu sein, um den sich in Richtung auf OT bewegenden Kolben **26** zentriert ist. Unter der Voraussetzung, dass zwischen dem Einlasskanal **2** und dem Auslasskanal **3** ein geeigneter Druckgradient existiert, wird der Zylinder **9** trotz des Umstands geeignet gespült, dass sich der Kolben **26** noch hebt, wenn auch langsam. Im Wesentlichen sind jegliche Effekte, die sich aus einer Phasenänderung von der Art ergeben, dass die Überschneidung früher auftritt, bei oder in der Nähe von Volllast ein Effekt zweiter Ordnung.

**[0097]** Bei einem Motor, der bei Volllast arbeitet, besteht der Nettoeffekt davon, den Einlass früher zu schließen, wenn die Motordrehzahl abnimmt, darin, die Masse zur Verbrennung verfügbarer frischer Füllung wesentlich zu erhöhen, wovon geringe Verluste abgezogen werden müssen, die mit einer früheren Auslassöffnung in Zusammenhang stehen. Der Nettoeffekt ist ein Gewinn an Volllastleistung bei Drehzahlen unter der Nenndrehzahl für maximales Drehmoment/maximale Leistung.

**[0098]** Während diese Strategie von Konstrukteuren von modernen Tellerventilmotoren oder von Drehschiebermotoren mit separaten Ventilen für die Einlass- oder Auslassventile, bei denen es die Flexibilität gibt, die Phase der Einlass- und Auslassventile unabhängig zu variieren, nicht als optimal angesehen werden würde, stellt sie für den Betrieb eines Drehschiebers **1** mit sowohl dem Einlasskanal **2** als auch dem Auslasskanal **3** in demselben Schieber eine wichtige Verbesserung dar. Ein Drehschieber **1** mit sowohl dem Einlasskanal **2** als auch dem Auslasskanal **3** in demselben Schieber hat gegenüber dem Tellerventil viele Vorteile, die ihn zu einer bevorzugten kommerziellen Ausführungsform machen. Er hat auch einige wahrgenommene Nachteile, von denen Einschränkungen bei der Steuerungs- bzw. Steuerzeitenvariation einer ist. Diese Strategie berücksichtigt diese Punkte.

**[0099]** Diese Erfindung versucht, den Betrieb eines Drehschiebers **1** mit sowohl dem Einlasskanal **2** als auch dem Auslasskanal **3** in demselben Schieber weiter zu verbessern, indem einige seiner einzigartigen Merkmale verwendet werden, um die Art und Weise zu ändern, in der der Motor bei Teillast arbeitet.

**[0100]** Herkömmliche Benzin-IC-Maschinen regu-

lieren die Motorlast mit Hilfe der Drosselklappe. Die Drosselklappe stellt die Vorgabewerte ein. Mit der Drosselklappe sind zwei Probleme verbunden. Erstens muss bei geschlossener oder teilweiser Drosselklappe in den Motor eingespeiste Luft durch eine sehr kleine Öffnung (durch die geschlossene Drosselklappe erzeugt) gesaugt werden, was Pumpverluste (d.h. Gegendruckarbeit durch die Kurbelwelle, um die Luft durch die Öffnung zu saugen) zur Folge hat, die die Effizienz des Motors nachteilig beeinflussen. Da die meiste Motorarbeit in Städten bei Teilgas auftritt, ist dies ein größeres Problem, da es zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch und zu erhöhten CO<sub>2</sub>-Emissionen führt. Dieses Problem ist bei Diesel-IC-Maschinen immer berücksichtigt worden, bei denen es keine Drosselklappe gibt und die Motorleistung durch die Menge an injiziertem Kraftstoff reguliert wird.

**[0101]** Zweitens erzeugt die Drosselklappe dann, wenn sie geschlossen oder teilweise geschlossen ist, ein Vakuum in der Ansaugsammelleitung. Als eine Folge ist der Druckgradient während der Überschneidung im Allgemeinen so, dass Abgas in den Zylinder und die Ansaugsammelleitung zurückströmt. Es ist schwierig, die Größe dieses Rückflusses zu steuern. Übermäßiger Rückfluss hat zur Folge, dass zu viel Abgas in dem Zylinder **9** eingeschlossen wird. Abgas, das durch einen solchen Mechanismus in dem Zylinder **9** eingeschlossen wird, ist als interne Abgasrückführung oder interne AGR bekannt. Während eine gewisse Menge an Abgas bei Teilgas erforderlich ist, um die NO<sub>x</sub>-Emissionen zu regulieren, beeinflussen übermäßige Mengen die Verbrennungsstabilität nachteilig, was zu einem "unregelmäßig laufenden" Motor mit erhöhten Kohlenwasserstoff- (KW-) Emissionen führt. Moderne Tellerventilmotoren steuern dies durch Reduzieren der Überschneidung und/oder des Ventilhubes, wenn sie bei Teilgas arbeiten.

**[0102]** Die Größe des Abgasrückflusses ist eine Funktion der Größe der Überschneidung und des Druckgradienten, der zwischen dem Einlasskanal **2** und dem Auslasskanal **3** existiert, und der Motordrehzahl. Bei niedrigen Motordrehzahlen ist die für das Auftreten des Rückflusses verfügbare Zeit länger. Bei einem Drehschieber von der Art, die in dem US-Patent 5,526,780 beschrieben ist, sind die Einlass- und Auslassöffnungsgeschwindigkeiten aufgrund des Fehlens von Nockenrampen sehr groß. Dementsprechend kann die Dauer der Überschneidung, die erforderlich ist, um optimale Leistung zu erreichen, in Bezug auf Standards herkömmlicher Tellerventile klein sein. Typischerweise kann ein zufriedenstellendes Ergebnis mit einer Überschneidung von nur 20° oder weniger erreicht werden. Dies berücksichtigt zum Teil des Problem des Rückflusses durch Verringern seiner Größe.

**[0103]** In modernen Motoren ist jedoch kontrollierte AGR erforderlich, um NO<sub>x</sub>-Emissionen zu steuern,

die in den meisten Ländern streng reguliert sind. Ein Problem, das bei einem Drehschieber der Art besteht, die in dem US-Patent 5,526,780 beschrieben ist, besteht nicht darin, dass interne AGR stattfindet, sondern der Umstand, dass sie unter Berücksichtigung der Vielzahl verschiedener Betriebsbedingungen schwierig zu steuern ist, die ein Motor bei Teillast erfährt.

**[0104]** Die vorliegende Erfindung verbessert die Teillasteffizienz der IC-Maschine, indem sie für die meisten Motor-Teillastbedingungen bei oder in der Nähe von Vollgas arbeitet und Abgas-NO<sub>x</sub>-Emissionen durch genaue Steuerung der internen AGR minimiert. Sie erreicht dies durch eine Kombination von Phasenänderung kombiniert mit einer Steuerung der Drosselklappenstellung.

**[0105]** Wie oben diskutiert wurde, haben Phasenänderungen an der Überschneidung einen geringen Effekt auf den Rückfluss von Abgas, da der Rückfluss hauptsächlich durch die Überschneidungsdauer und die Größe des Druckgradienten zwischen dem Einlasskanal **2** und dem Auslasskanal **3** bestimmt wird. Wie ebenfalls oben diskutiert wurde, lässt es der Drehschieber **1** zu, dass die Überschneidungsdauer im Vergleich zu herkömmlichen Tellerventilen wesentlich verringert wird. Indem die Drosselklappe auf weit geöffnet oder auf die Nähe von weit geöffnet eingestellt wird, wird das Vakuum beseitigt, das in dem Einlasskanal einer herkömmlichen IC-Maschine bei Teillast existiert. Die Beseitigung dieses Vakuums bedeutet, dass sich der Einlasskanal **2** und der Auslasskanal **3** nun bei ähnlichen Drücken befinden, und es gibt nicht mehr einen großen Druckgradienten, der Abgas zurück in den Einlasskanal **2** treibt. Dementsprechend können Überschneidungsströmungen und ihre Variationen aufgrund verschiedener Betriebsbedingungen auf ein Niveau reduziert werden, bei dem sie keine Auswirkungen mehr haben.

**[0106]** In der vorliegenden Erfindung wird die Steuerung der Last und Drehzahl des Motors nicht mehr hauptsächlich durch die Drosselklappe **23** gesteuert, sondern mit Hilfe einer Phasenänderung. Die Menge frischer Füllung, die in den Motor eintritt, kann durch Wählen eines geeigneten Einlassschieberverschlusspunktes gesteuert werden. In dem Fall, dass der Einlassschieberverschlusspunkt unbegrenzt variiert werden kann, kann die Drosselklappe **23** weit geöffnet gelassen und der Einlassverschlusspunkt so gewählt werden, dass die erforderliche Menge Luft in dem Zylinder **9** eingeschlossen wurde. Dies ist eine erhebliche Verbesserung, da die Pumpverluste beseitigt werden, die durch das Saugen von Luft durch eine nahezu geschlossene Drosselklappe verursacht werden. Diese sind durch die Verluste ersetzt worden, die durch Ziehen (während des Saughubs) der Luft durch die zwischen dem Drehschieber **1** und dem Fenster **6** erzeugte Öffnung und durch Heraus-

drücken der Luft (während des Verdichtungs-hubs) aus derselben Öffnung verursacht werden. Da die effektive Größe der durch den Drehschieber **1** und das Fenster **6** erzeugten Öffnung viel größer als die durch die nahezu geschlossene Drosselklappe erzeugte Öffnung ist, sind die Pumpverluste geringer als bei den herkömmlichen Anordnungen.

**[0107]** In vielen IC-Maschinen hat die Phasenänderung gegenüber der des Steuerns der Motorleistung eine zusätzliche Funktion. Sie muss auch die interne AGR regeln, um NO<sub>x</sub>-Emissionen zu minimieren. Dies wird wie folgt erreicht.

**[0108]** [Fig. 6](#) zeigt den Kolben **26** bei OT bei dem Einlasshub. Die Überschneidung ist phasenmäßig ausgestaltet, um ein optimales Leistungsergebnis bei hoher Motordrehzahl und -last zu erreichen. Typischerweise tritt die Einlassöffnung bei 10° vor OT auf, und der Auslass schließt 10° nach OT. Typischerweise würde für optimale Leistung bei hoher Drehzahl und hoher Last der Einlassverschlusspunkt angeordnet sein, um 50° nach UT aufzutreten, und der Auslassöffnungspunkt bei 50° vor UT.

**[0109]** Wenn sich die Motorvorgabewerte zu niedriger Drehzahl/niedriger Last ändern, veranlasst die vorliegende Erfindung eine Phasenänderung, um sowohl die erforderliche interne AGR während der Überschneidung als auch die Last und Drehzahl des Motors zu regeln. Typischerweise kann eine 45°-Phasenänderung eingeführt werden. [Fig. 7](#) zeigt die relative Stellung von Kolben **26** und Drehschieber **1**, wenn sich der Kolben **26** beim Einlasshub am OT befindet und dem Drehschieber **1** eine positive Phasenänderung von 45° gegeben worden ist. Wenn der Kolben **26** beginnt, sich nach OT abwärts zu bewegen, wird Abgas aus dem Auslasskanal **3** in den Zylinder **9** gesogen, während der Einlasskanal **2** geschlossen bleibt. Später, wenn sich der Einlasskanal **2** öffnet, und in Abwesenheit eines wesentlichen Druckgradienten zwischen Einlasskanal **2** und Auslasskanal **3**, wird (aufgrund der weit geöffneten Drosselklappe) gleichzeitig mit einer Strömung aus dem Auslasskanal **3** in den Zylinder **9** eine frische Luft/Kraftstoff-Mischung aus dem Einlasskanal **2** in den Zylinder **9** gesogen. Wenn sich der Auslasskanal **3** schließt, werden Luft und Kraftstoff weiter aus dem Einlasskanal **2** in den Zylinder **9** gesogen. Bei diesem Prozess kann die Menge interner AGR durch die Größe der Phasenänderung genau gesteuert werden. Je größer die Phasenänderung ist, desto größer ist die Menge interner AGR. Während des Rests des Einlasshubs werden die interne AGR und die frische Luft/Kraftstoff-Mischung gut gemischt.

**[0110]** Der Einlassverschlusspunkt tritt nun 95° nach UT auf. Bei hoher Motordrehzahl/hoher Last ist der Einlassverschlusspunkt so angeordnet, dass er nach UT auftritt, um das Volumen in dem Zylinder **9**

eingeschlossener frischer Füllung zu maximieren. Er verwendet den Impuls des ankommenden Luftstroms, um Luft nach UT trotz des Umstands weiter in den Zylinder **9** zu drücken, dass sich der Kolben **26** am Beginn des Verdichtungshubs den Zylinder **9** nach oben bewegt. Bei niedriger Motordrehzahl/niedriger Last gibt es zu wenig Impuls in dem ankommenden Luftstrom, um den Zylinder **9** weiter zu füllen, nachdem der Kolben **26** mit dem Verdichtungshub beginnt. Der aufsteigende Kolben **26** kehrt die Strömung des ankommenden Luftstroms um und drückt ihn zurück durch den Einlasskanal **2** heraus. Die herkömmliche Tellerventilstrategie besteht darin, das Einlassventil bei niedriger Last/niedriger Drehzahl früher zu schließen, um den Rückfluss von Luft zu minimieren und das Volumen eingeschlossener Luft zu maximieren. Anstatt einen früheren Einlassverschlusspunkt zu erzeugen, erzeugt die vorliegende Erfindung einen späteren Einlassverschlusspunkt.

**[0111]** Wenn sich der Kolben bei dem Verdichtungshub nach oben bewegt, werden die interne AGR und die frische Luft/Kraftstoff-Mischung, die nun gemischt sind, aus dem Zylinder **9** heraus in den Einlasskanal **2** gedrückt, bis sich der Einlasskanal **2** schließt. Während des folgenden Saughubs wird diese Mischung von Abgas und frischer Ladung während des Einlasshubs zurück in den Zylinder **9** gesogen. Die Menge während des Verdichtungshubs in den Einlasskanal **2** gepumpten Abgases ist gut gesteuert und ist hauptsächlich eine Funktion der Überschneidungssteuerung bzw. -steuerzeiten und der Einlassverschlusssteuerung bzw. -steuerzeiten.

**[0112]** Die Größe der erforderlichen Phasenänderung wird durch zwei Faktoren bestimmt. Erstens die Menge erforderlicher interner AGR und zweitens die Vorgabewerte, die die erforderliche Motorlast und -drehzahl vorschreiben. Es ist unwahrscheinlich, dass diese beiden Anforderungen dieselbe erforderliche Phasenänderung zur Folge haben. In dem Fall, dass die Phasenänderung, die erforderlich ist, um der Motorleistung gerecht zu werden, erreicht wird, bevor das maximal zulässige Niveau interner AGR erreicht wird, wird die Phasenänderung so gewählt, dass sie den Motorleistungsanforderungen gerecht wird, und die Drosselklappe wird vollständig geöffnet gelassen. In dem Fall, dass das maximal zulässige Niveau interner AGR erreicht wird, bevor eine ausreichende Phasenänderung vorgenommen worden ist, um der Motorleistung gerecht zu werden, wird die Phasenänderung an dem Punkt festgehalten, der erforderlich ist, um die maximal zulässige interne AGR zu liefern. Bei dieser Einstellung erzeugt der Motor mehr Last als erforderlich. In diesem Fall wird die Drosselklappe **23** teilweise geschlossen, um die Menge frischer Luft weiter zu verringern, die während des Saughubs in den Zylinder **9** gesogen wird. In diesem Fall wird die Drosselklappe **23** als eine Einstell- oder Feinabgleichvorrichtung verwendet.

**[0113]** In dem Fall sehr schwacher Last, wo minimale interne AGR erforderlich ist, um die NO<sub>x</sub>-Emissionen zu steuern, und Laufruhe von höchster Bedeutung ist, kann die Ventilsteuerung in ihre Vollgasstellung zurück gebracht werden, und die Drosselklappe **23** wird in einer herkömmlichen Weise verwendet.

**[0114]** Der Auslassöffnungspunkt tritt nun 5° vor UT auf. Dies ist ein wünschenswertes Ergebnis, wenn der Motor bei Bedingungen niedriger Last/niedriger Drehzahl arbeitet. Normalerweise muss der Auslass bei einem Betrieb mit hoher Last/hoher Drehzahl deutlich vor UT geöffnet werden, um zu gewährleisten, dass der Auslassdruck abgelassen werden kann, bevor der Kolben **26** UT erreicht und den Verdichtungshub beginnt. Wenn der Auslass nicht abgelassen worden ist, wird während des Auslasshubs übermäßige Arbeit gegen den in dem Zylinder **9** verbleibenden Druck geleistet. Diese frühere Auslassöffnung ist jedoch mit dem Opfer eines gewissen Verlustes an Arbeit beim Arbeitshub verbunden. In dem Fall, dass der Motor bei niedriger Drehzahl/niedriger Last arbeitet, ist die Masse verbrannten Gases, die ausgestoßen werden muss, klein und die Zeit, die zur Verfügung steht, um das Ablassen zu erreichen, groß. Dementsprechend ist es wünschenswert, den Auslass unter diesen Umständen später zu öffnen, da es die Menge an Arbeit erhöht, die der Kurbelwelle **25** während des Arbeitshubs zugeführt wird.

**[0115]** Um in der obigen Weise zu arbeiten, kann die Drosselklappe **23** nicht mehr fest mit dem Gaspedal verdrahtet sein, sondern wird durch das Drosselklappen-Betätigungselement **59** gesteuert, das wiederum durch das Motor-Steuergerät **60** gesteuert wird. Das Gaspedal erzeugt die Vorgabewerte für den Motor.

**[0116]** Vorgabewerte sind diejenigen an das Steuergerät **60** gesendeten Werte, die die Werte vorschreiben, die der Motor erzeugen muss. Diese Vorgabewerte müssen stets die Drehzahl und Last vorschreiben, bei denen der Motor arbeiten muss. Die Vorgabewerte können auch weitere Einschränkungen bei dem Betrieb des Motors vorschreiben. Eine übliche weitere Einschränkung ist zum Beispiel die Anforderung, dass der Motor bei einem bestimmten Luft/Kraftstoff-Verhältnis arbeitet. Vorgabewerte können in Abhängigkeit von der Anwendung von mehreren Quellen erzeugt werden. In dem Fall eines Kraftfahrzeugmotors werden die Last- und Drehzahlvorgabewerte typischerweise dadurch erzeugt, dass der Fahrer das Gaspedal positioniert.

**[0117]** In diesem Fall können die Motorleistung und das erforderliche Niveau interner AGR gesteuert werden, indem eine geeignete Kombination von Einlassverschlusspunkt und Drosselklappenstellung gewählt wird.



**[0118]** Ein Merkmal der vorliegenden Erfindung besteht darin, dass große Phasenänderungen bewirkt werden, während feste Einlass- und Auslassdauern und eine feste Phasenbeziehung des Einlasses in Bezug auf den Auslass beibehalten werden.

**[0119]** Die Arbeitsweise des Steuergeräts **60** ist in [Fig. 8](#) gezeigt. Sensoren, die Motor- und Motorbetriebsparameter, wie etwa Motordrehzahl, Motorlast, Motortemperatur und Lufttemperatur, überwachen, senden Signale **48** an das Steuergerät **60**. Ein Signal **58** von dem Gaspedal oder irgendeiner anderen Eingangsquelle sendet die Motorvorgabewerte an das Steuergerät **60**. Das Steuergerät **60** bestimmt mit Hilfe einer Nachschlagetabelle oder einer Berechnung von Algorithmen oder beidem die erforderliche Phase und die erforderliche Drosselklappenstellung. Das Steuergerät **60** gibt die Steuersignale **61** und **62** an das Drosselklappen-Betätigungselement **59** bzw. das Phasen-Betätigungselement **55** aus. Das Phasen-Betätigungselement **55** treibt die Phasenänderungseinrichtung **55** in die gewünschte Phase. Das Drosselklappen-Betätigungselement **59** treibt die Drosselklappe **23** in die erforderliche Stellung.

**[0120]** Ein Beispiel dieser Betriebsart ist wie folgt. Man betrachte einen Motor, der bei Volllast arbeitet. Seine Schiebersteuerung ist so, wie sie in [Fig. 6](#) gezeigt ist, d.h. die Überschneidung ist bei OT in dem Fenster **6** zentriert. In Reaktion auf eine Änderung der Position des Gaspedals (d.h. auf eine Änderung der Vorgabewerte des Motors), die das Erfordernis für den Motor signalisiert, bei derselben Motordrehzahl von Volllast auf 1/3 Last zu wechseln. Das Steuergerät **60** berechnet die Phasenänderung, die die maximal zulässige Menge interner AGR für diese Motorbetriebsbedingungen zulässt, die von den Vorgabewerten vorgeschrieben werden. Das Steuergerät **60** berechnet auch die Phasenänderung, die erforderlich ist, damit der Motor bei 1/3 Last mit vollständig geöffneter Drosselklappe **23** läuft. Das Steuergerät **60** vergleicht diese Phasenänderungsanforderungen. Wenn sie identisch sind, sendet das Steuergerät **60** dem Phasen-Betätigungselement **55** ein Signal zur Durchführung einer Phasenänderung um den berechneten Betrag. In dem Fall, dass die für maximale interne AGR erforderliche Phasenänderung größer als die Phasenänderung ist, die erforderlich ist, um den Motor bei 1/3 Last zu betreiben, sendet das Steuergerät **60** dem Phasen-Betätigungselement **55** ein Signal zur Durchführung einer Phasenänderung um den Betrag, der erforderlich ist, um den Motor bei 1/3 Last und mit vollständig geöffneter Drosselklappe zu betreiben. In dem Fall, dass die für maximale interne AGR erforderliche Phasenänderung geringer als die Phasenänderung ist, die erforderlich ist, um den Motor bei 1/3 Last und mit vollständig geöffneter Drosselklappe zu betreiben, sendet das Steuergerät **60** dem Phasen-Betätigungselement **55** ein Signal zur Durchführung einer Phasenänderung um den Betrag,

den das Steuergerät **60** berechnet, es erzeugt die maximal zulässige interne AGR und sendet dem Drosselklappen-Betätigungselement **59** ein Signal, um die Drosselklappe **23** ausreichend zu schließen, damit der Motor bei 1/3 Last läuft.

**[0121]** [Fig. 3](#) zeigt eine zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, in der das Kurbelwellenkettenrad **13** das Drehventilkettenrad **14** mit Hilfe der Kette **12** antreibt. Das Drehventilkettenrad **14** treibt das Drehventil **1** über eine Phasenänderungseinrichtung **30** an. Die Phasenänderungseinrichtung **30** weist eine äußere Hülse **32** mit inneren, radial verlaufenden Rippen **31**, die verschiebbar gegen den Außendurchmesser einer Nabe **28** abgedichtet sind, und die Nabe **28** mit äußeren, radial verlaufenden Rippen **29** auf, die verschiebbar gegen den Innendurchmesser der äußeren Hülse **32** abgedichtet sind. Zwischen dem Innendurchmesser der äußeren Hülse **32**, ihren inneren, radial verlaufenden Rippen **31**, dem Außendurchmesser der Nabe **28**, ihren äußeren, radial verlaufenden Rippen **29**, der Endfläche **35** der Nabe **28** und der Endfläche **36** der äußeren Hülse **32** sind hydraulische Hohlräume **33** und **34** ausgebildet.

**[0122]** Den hydraulischen Hohlräumen **33** und **34** wird über Ölzufuhrbohrungen **38** bzw. **37** unter Druck stehendes Hydraulikfluid zugeführt. Eine Drehung des Schiebers **1** über die Nabe **28** in Bezug auf das Kettenrad **14** wird durch Zuführen von Hochdruck-Hydraulikfluid entweder in die Hohlräume **33** über die Bohrungen **38** oder in die Hohlräume **34** über die Bohrungen **37** erreicht.

**[0123]** In einer dritten Ausführungsform, wie sie in den [Fig. 4](#) und [Fig. 5](#) gezeigt ist, treibt das Kurbelwellenzahnrad **43** das Ringrad **45** eines Planetenradsatzes **41** an. Die Planetenräder **46** treiben das Zahnrad **44** an, das über das Zwischenrad **40** das Drehschieberzahnrad **39** antreibt. Ein elektrischer Servomotor **42** treibt das Sonnenrad **47** des Planetenradsatzes **41** an. In dem Fall, dass der elektrische Servomotor **42** stationär oder gesperrt ist, wird Bewegung von dem Kurbelwellenzahnrad **43** auf das Drehschieberzahnrad **39** übertragen, wobei das Drehschieberzahnrad **39** ein konstantes Winkelgeschwindigkeitsverhältnis zu dem Kurbelwellenzahnrad **43** beibehält. Wenn der elektrische Servomotor **42** das Sonnenrad **47** antreibt, erhöht oder erniedrigt er das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis zwischen dem Drehschieberzahnrad **39** und dem Kurbelwellenzahnrad **43** in Abhängigkeit davon, in welche Richtung das Sonnenrad **47** gedreht wird.

**[0124]** In dieser Anordnung stellt der Zahnradantrieb von der Kurbelwelle **25** die grobe Bewegung bereit, und der elektrische Servomotor **42** stellt die Variation in der Bewegung bereit, die erforderlich ist, um die Phase zu ändern.



**[0125]** Eine vierte Ausführungsform umfasst eine Variation der in den [Fig. 4](#) und [Fig. 5](#) gezeigten Anordnung, wobei das Kurbelwellenzahnrad **43** das Ringrad **45** des Planetenradsatzes **41** antreibt. Das Sonnenrad **47** treibt das Zahnrad **44** an, das über das Zwischenrad **40** das Drehschieberzahnrad **39** antreibt. Der elektrische Servomotor **42** treibt die Planetenräder **46** des Planetenradsatzes **41** an. In dem Fall, dass der elektrische Servomotor **42** stationär oder gesperrt ist, wird Bewegung von dem Kurbelwellenzahnrad **43** auf das Drehschieberzahnrad **39** übertragen, wobei das Drehschieberzahnrad **39** ein konstantes Winkelgeschwindigkeitsverhältnis zu dem Kurbelwellenzahnrad **43** beibehält. Wenn der elektrische Servomotor **42** die Planetenräder **46** antreibt, variiert er die Phase.

**[0126]** Eine fünfte Ausführungsform ist in [Fig. 9](#) gezeigt. Der Drehschieber **1** wird durch einen elektrischen Servomotor **49** mit hohlem Anker angetrieben. Der Rotor **51** des elektrischen Servomotors **49** mit hohlem Anker ist an dem Umfang des Drehschiebers **1** an dem Einlassende des Drehschiebers **1** montiert. Der Stator **50** des elektrischen Servomotors **49** mit hohlem Anker ist konzentrisch zu dem Rotor **51** montiert.

**[0127]** In einer sechsten Ausführungsform, wie sie in [Fig. 10](#) gezeigt ist, treibt ein elektrischer Servomotor **42** ein Übertragungszahnrad **52** entweder unmittelbar oder über ein Untersetzungsgetriebe an. Das Übertragungszahnrad **52** treibt das Drehschieberzahnrad **39** an, das an dem Umfang des Einlassendes des Drehschiebers **1** montiert ist.

**[0128]** Die Begriffe "aufweisen" und "umfassen", wie sie hierin verwendet werden, werden in dem einschließlichen Sinne von "enthalten" oder "haben" und nicht in dem ausschließlichen Sinne von "nur bestehen aus" verwendet.

### Patentansprüche

1. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber, die eine Kurbelwelle (**25**), eine Drosselklappe (**23**), ein Drosselklappen-Betätigungselement (**59**), einen Zylinderkopf (**7**), einen Brennraum (**8**) und mindestens einen Drehschieber (**1**) umfasst, der einen Einlasskanal (**2**) und einen Auslasskanal (**3**) aufweist, die jeweils als eine Öffnung (**4**, **5**) an dem Umfang des Drehschiebers enden, wobei der Zylinderkopf eine Bohrung (**11**) aufweist, in der sich der Drehschieber dreht, wobei ein Fenster (**6**) in der Bohrung mit dem Brennraum in Verbindung steht und die Öffnungen aufgrund der Drehung nacheinander mit dem Fenster in Ausrichtung gelangen, und einen Antriebsmechanismus (**13**, **12**, **14**, **18**) mit einer Phasenänderungseinrichtung (**18**) aufweist, der den Drehschieber antreibt, wobei die Phasenänderungseinrichtung in Abhängigkeit von einer Änderung in den Betriebsbe-

dingungen der Maschine eine Phasenänderung bewirkt, die über mindestens einen Zyklus der Maschine auftritt, dadurch gekennzeichnet, dass der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine größer als 15° ist.

2. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine größer als 25° ist.

3. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 2, bei der der Betrag der Phasenänderung über den Bereich von Betriebsbedingungen der Maschine mindestens 45° beträgt.

4. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der dann, wenn die Maschine bei oder nahe Vollast arbeitet, die Phasenänderung negativ ist, wenn die Drehzahl der Maschine abnimmt, und die Phasenänderung positiv ist, wenn die Drehzahl der Maschine zunimmt.

5. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der die Phasenänderung negativ ist, wenn die Maschine kalt ist, und die Phasenänderung positiv ist, wenn die Maschine ihre Betriebstemperatur erreicht hat.

6. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Antriebsmechanismus von der Kurbelwelle angetrieben wird.

7. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Antriebsmechanismus ein Elektromotor ist.

8. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der die Phasenänderungseinrichtung die Phasenänderung auch in Abhängigkeit von einer Änderung in mindestens einem an die Maschine gesendeten Vorgabewert bewirkt.

9. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 8, bei der unter bestimmten Maschinenbetriebsbedingungen die Phasenänderungseinrichtung die Phasenänderung in Abhängigkeit von der Änderung in dem an die Maschine gesendeten Vorgabewert bewirkt, während das Drosselklappen-Betätigungselement die Stellung der Drosselklappe unverändert konstant hält.

10. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 9, bei der die Stellung der Drosselklappe vollständig geöffnet ist.

11. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 9, bei der die Änderung in dem Vorgabewert fordert, dass die Maschine bei Teillast oder niedriger Last arbeitet.

12. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 9, bei der die Phasenänderung positiv ist, wenn die Änderung in dem Vorgabewert eine Verringerung der Last der Maschine fordert, und die Phasenänderung negativ ist, wenn die Änderung in dem Vorgabewert eine Erhöhung der Last der Maschine fordert.

13. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 8, bei der die Phasenänderungseinrichtung die maximal zulässige Phasenänderung für die Änderung in dem Vorgabewert bewirkt, während das Drosselklappen-Betätigungselement die Stellung der Drosselklappe einstellt, um den Vorgabewert zu erreichen.

14. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 13, bei der die Phasenänderung und die Stellung der Drosselklappe durch eine elektronische Steuereinheit berechnet werden.

15. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 14, bei der die elektronische Steuereinheit die maximal zulässige Phasenänderung berechnet, um die maximal zulässige interne Abgasrückführung bei der Änderung in dem Vorgabewert zu erreichen.

16. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der die Phasenänderungseinrichtung eine Hydraulikdruckquelle, einen hydraulischen Kolben, der ein erstes und ein zweites Keilverzahnungsprofil enthält, ein erstes Antriebselement, das von der Kurbelwelle angetrieben wird und verschiebbar mit dem ersten Keilverzahnungsprofil in Eingriff steht, und ein zweites Antriebselement aufweist, das den Drehschieber antreibt und verschiebbar mit dem zweiten Keilverzahnungsprofil in Eingriff steht, wobei mindestens eines von dem ersten und dem zweiten Keilverzahnungsprofil schraubenlinienförmig ist, und wobei sich der hydraulische Kolben in Abhängigkeit von einer Druckzufuhr von der Hydraulikdruckquelle axial bewegt und dadurch das erste Antriebselement in Bezug auf das zweite Antriebselement dreht.

17. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der die Phasenänderungseinrichtung eine Hydraulikdruckquelle, ein erstes Antriebselement, das einen ersten Satz radial verlaufender Rippen enthält, und ein zweites Antriebselement aufweist, das einen zweiten Satz radial verlaufender Rippen enthält, wobei das zweite Antriebselement konzentrisch zu dem ersten Antriebselement montiert ist, der erste Satz radial verlaufender Rippen verschiebbar gegen das zweite Antriebselement abgedichtet ist, der zweite Satz radial verlaufender Rippen verschiebbar gegen das erste Antriebselement abgedichtet ist, so dass eine Reihe abgedichteter hydraulischer Hohlräume zwischen dem ersten Satz ra-

dial verlaufender Rippen und dem zweiten Satz radial verlaufender Rippen gebildet wird, die abgedichteten hydraulischen Hohlräume mit der Hydraulikdruckquelle verbunden sind, das erste Antriebselement von der Kurbelwelle angetrieben wird, das zweite Antriebselement den Drehschieber antreibt und sich das erste Antriebselement in Reaktion auf die Zufuhr von Hydraulikdruck von der Hydraulikdruckquelle in Bezug auf das zweite Antriebselement dreht, um die Reihe abgedichteter hydraulischer Hohlräume zu wechseln.

18. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der die Phasenänderungseinrichtung funktional mit einer elektronischen Steuereinheit verbunden ist, die die Phase steuert.

19. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Antriebsmechanismus eine primäre Antriebseinrichtung zum Übertragen von Bewegung zwischen der Kurbelwelle und dem Drehschieber mit mindestens einem Planetenradsatz aufweist und die Phasenänderungseinrichtung eine sekundäre Antriebseinrichtung aufweist, die ein Sonnenrad des Planetenradsatzes antreibt.

20. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 19, bei der die sekundäre Antriebseinrichtung ein Elektromotor ist.

21. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Antriebsmechanismus einen Elektromotor aufweist, der unmittelbar mit dem Drehschieber gekoppelt ist.

22. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Antriebsmechanismus einen Elektromotor aufweist, der mindestens ein Zwischenantriebselement antreibt, das funktional mit dem Drehschieber in Eingriff steht.

23. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 22, bei der das mindestens eine Zwischenantriebselement ein Zahnrad, ein Zahnradatz, eine Kettengetriebeanordnung oder eine Riemengetriebeanordnung aufweist.

24. Verbrennungskraftmaschine mit Drehschieber nach Anspruch 1, bei der der Drehschieber ein Axialströmungsdrehschieber ist.

Es folgen 11 Blatt Zeichnungen

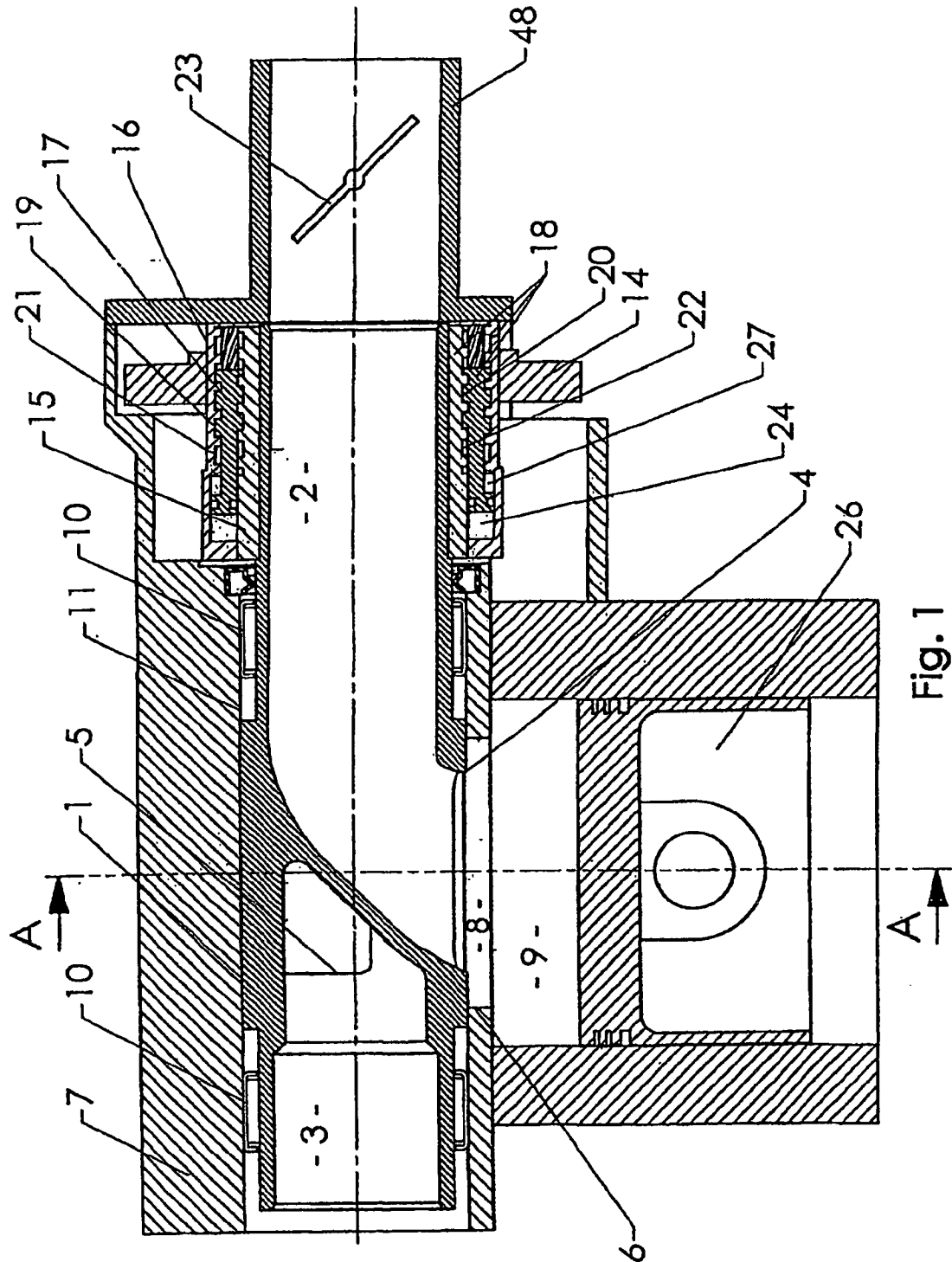


Fig. 1

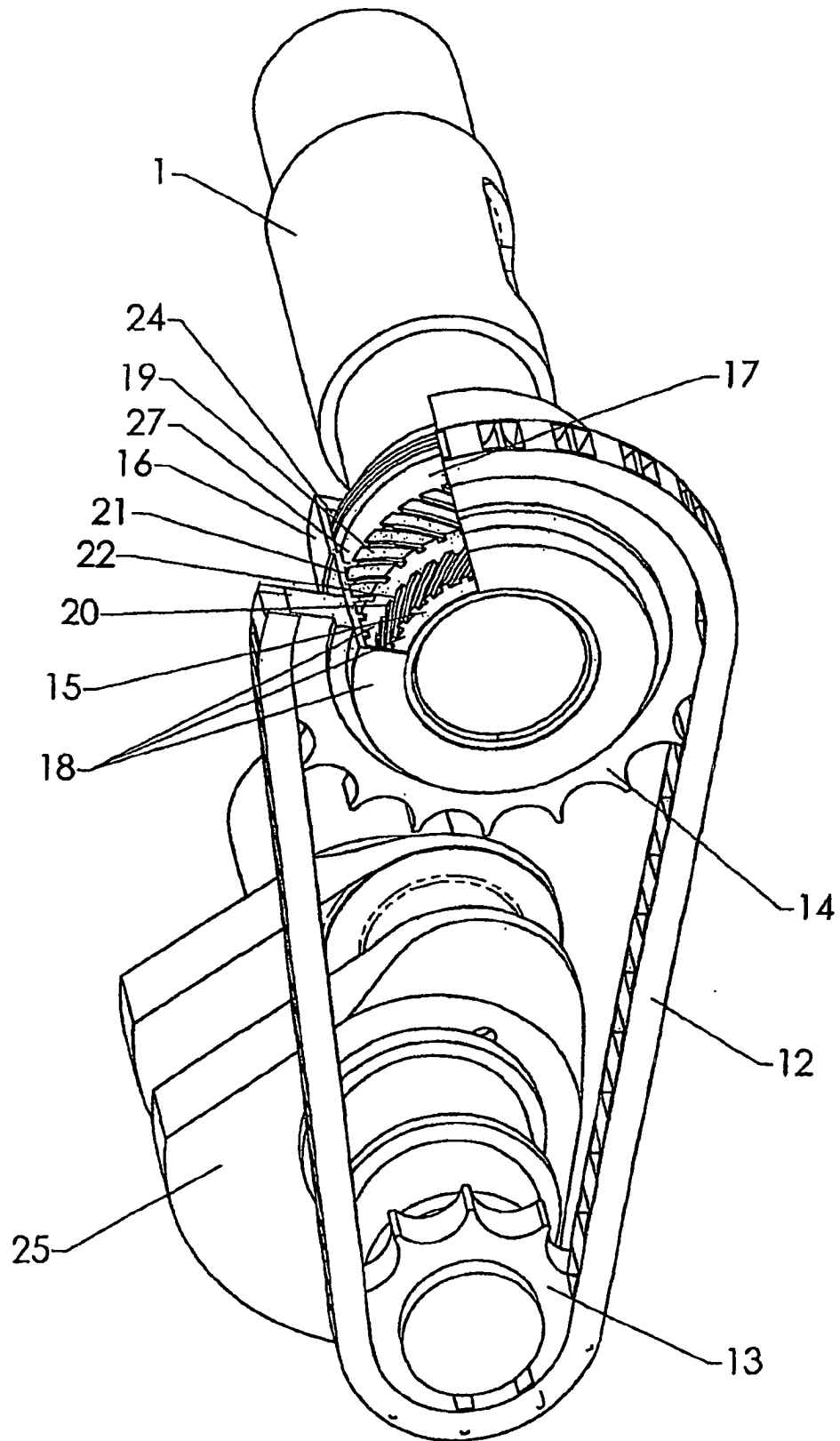
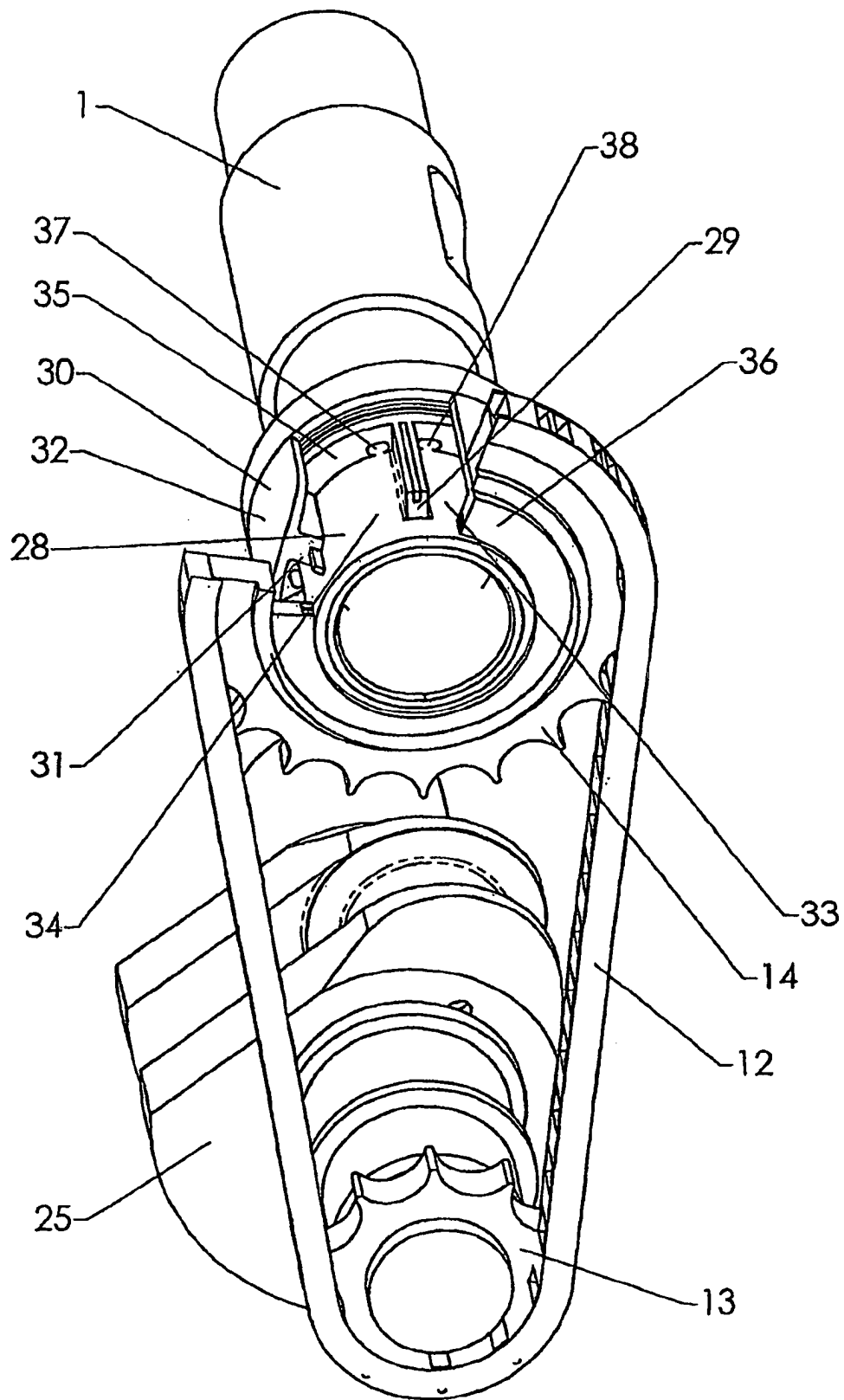


Fig. 2



**Fig. 3**

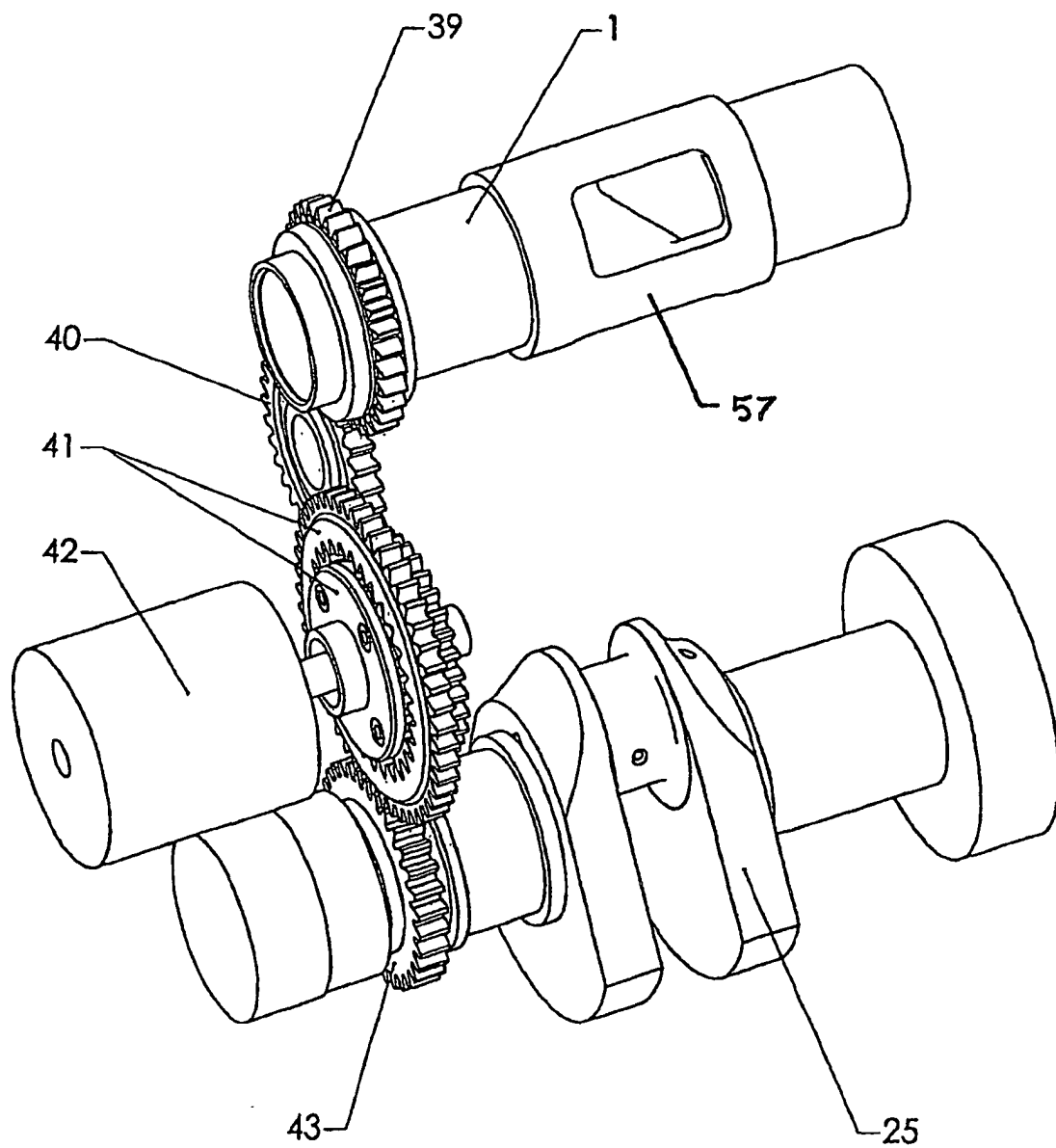
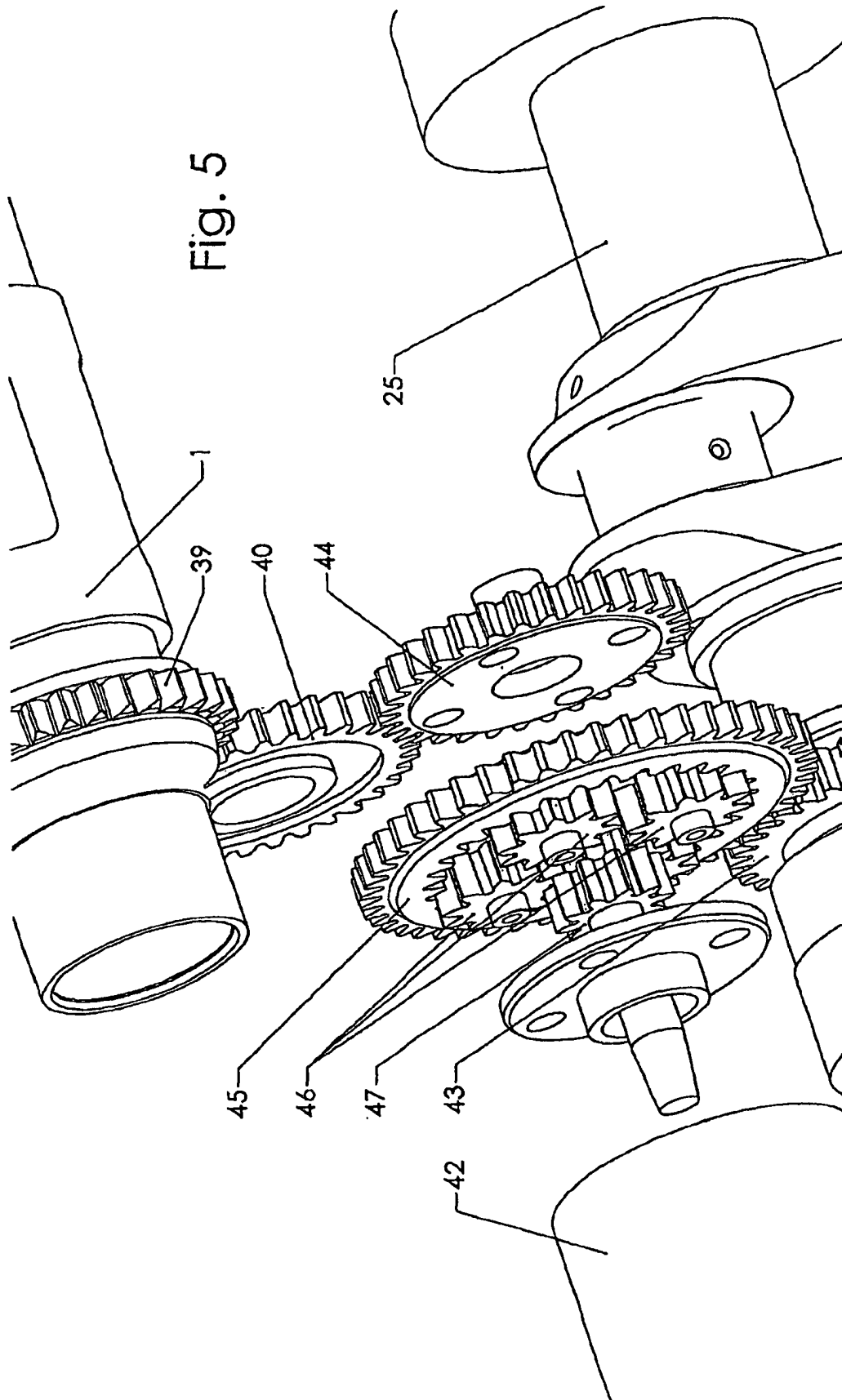


Fig. 4





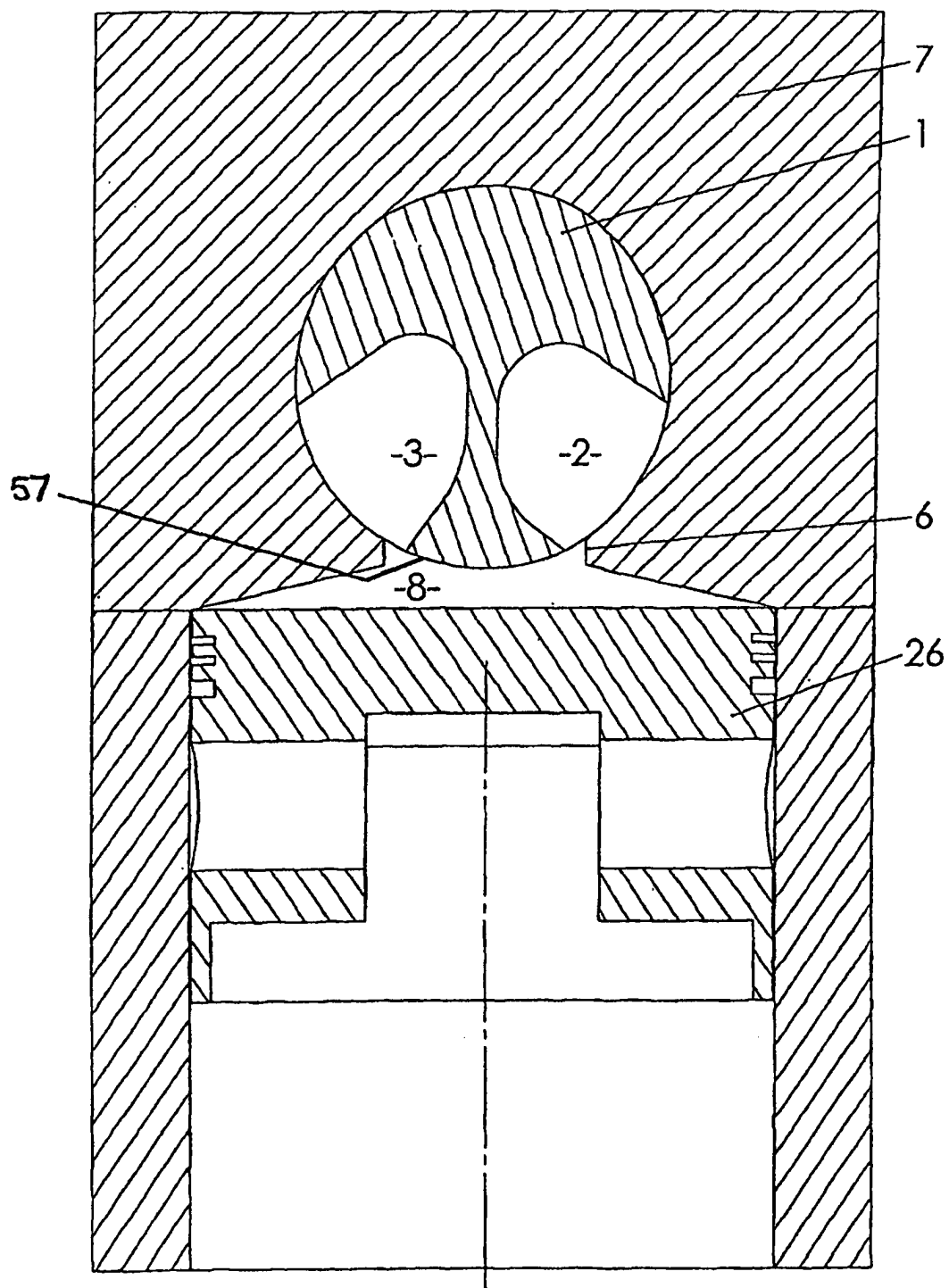


Fig. 6

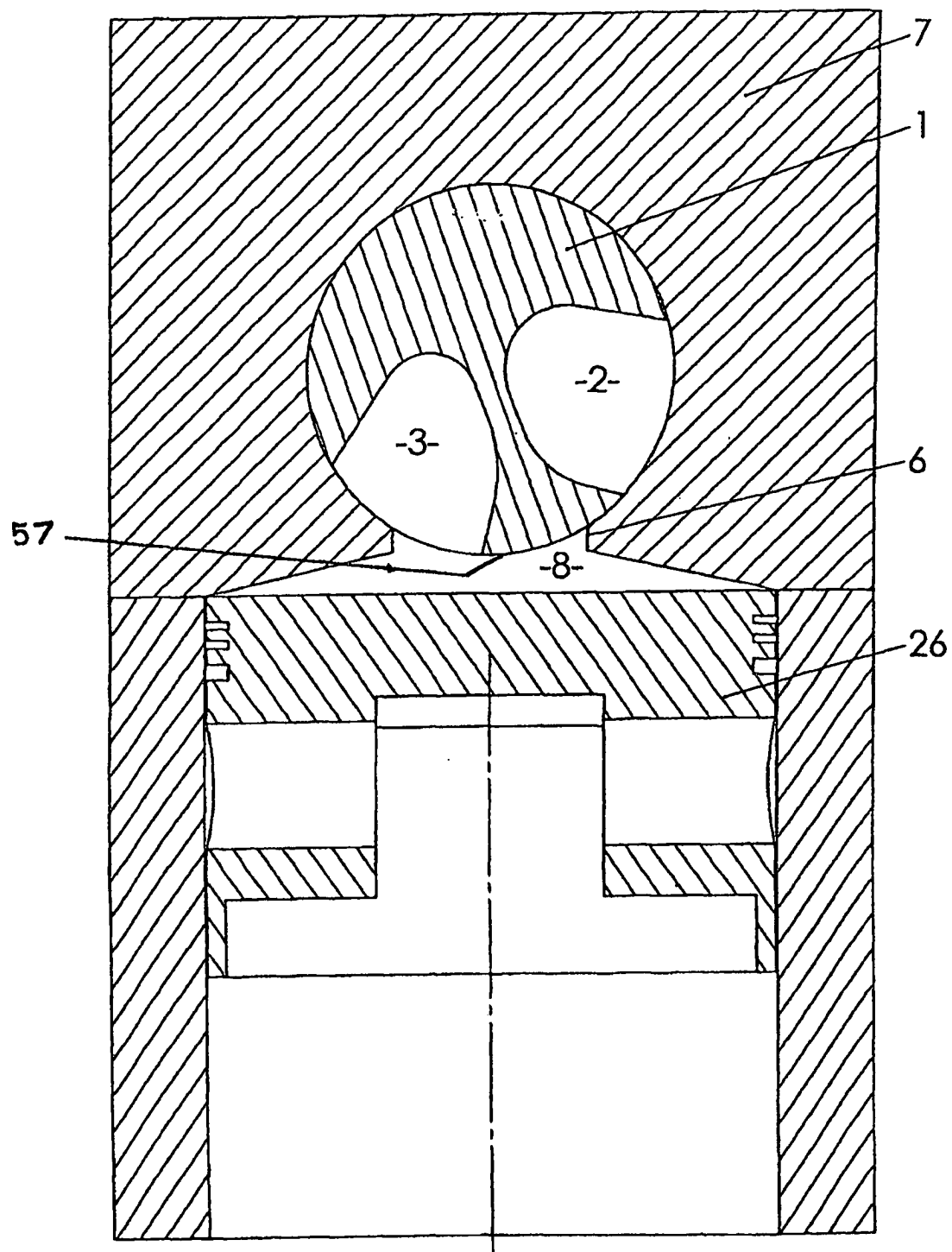


Fig. 7

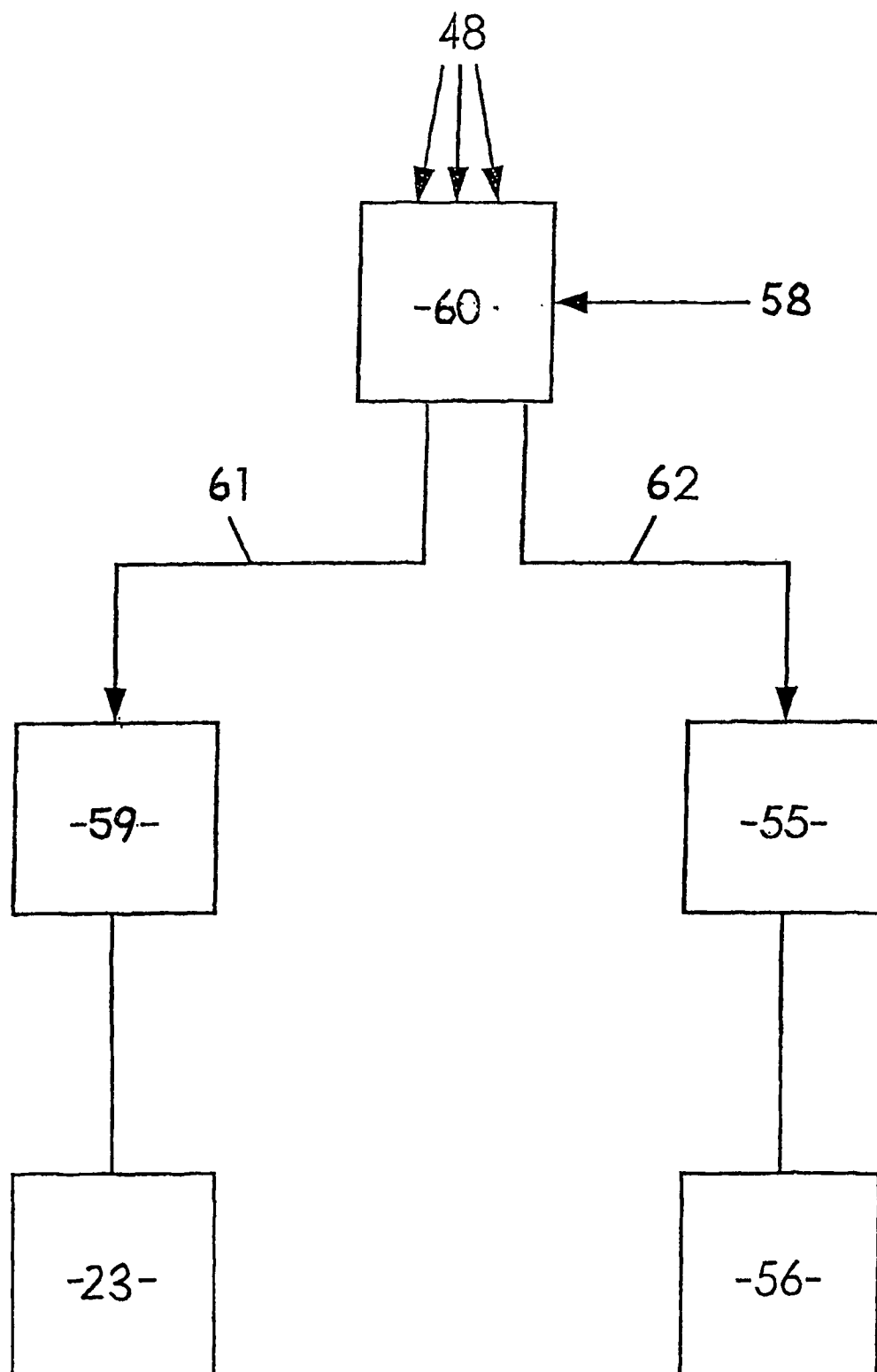


Fig. 8

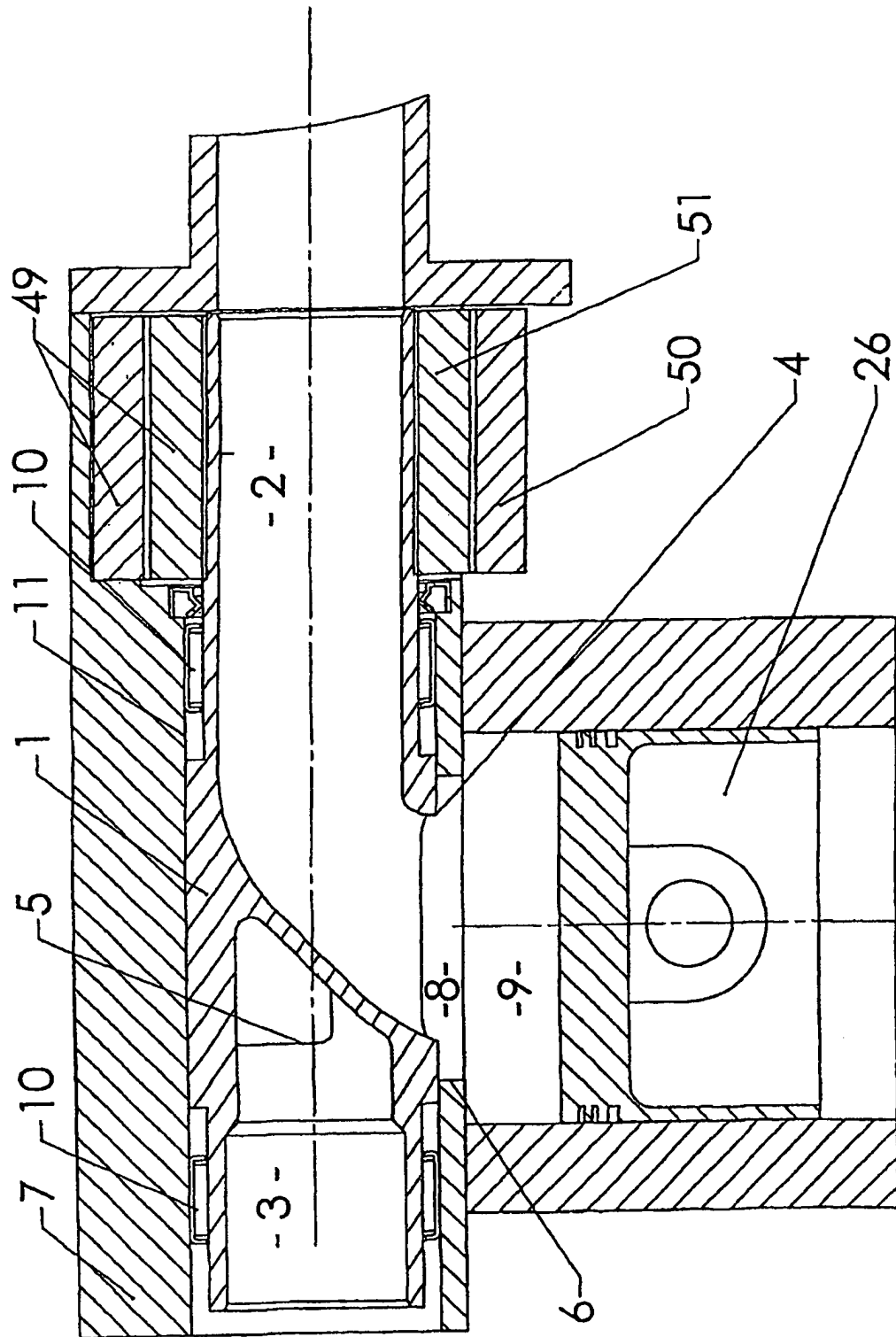


Fig. 9

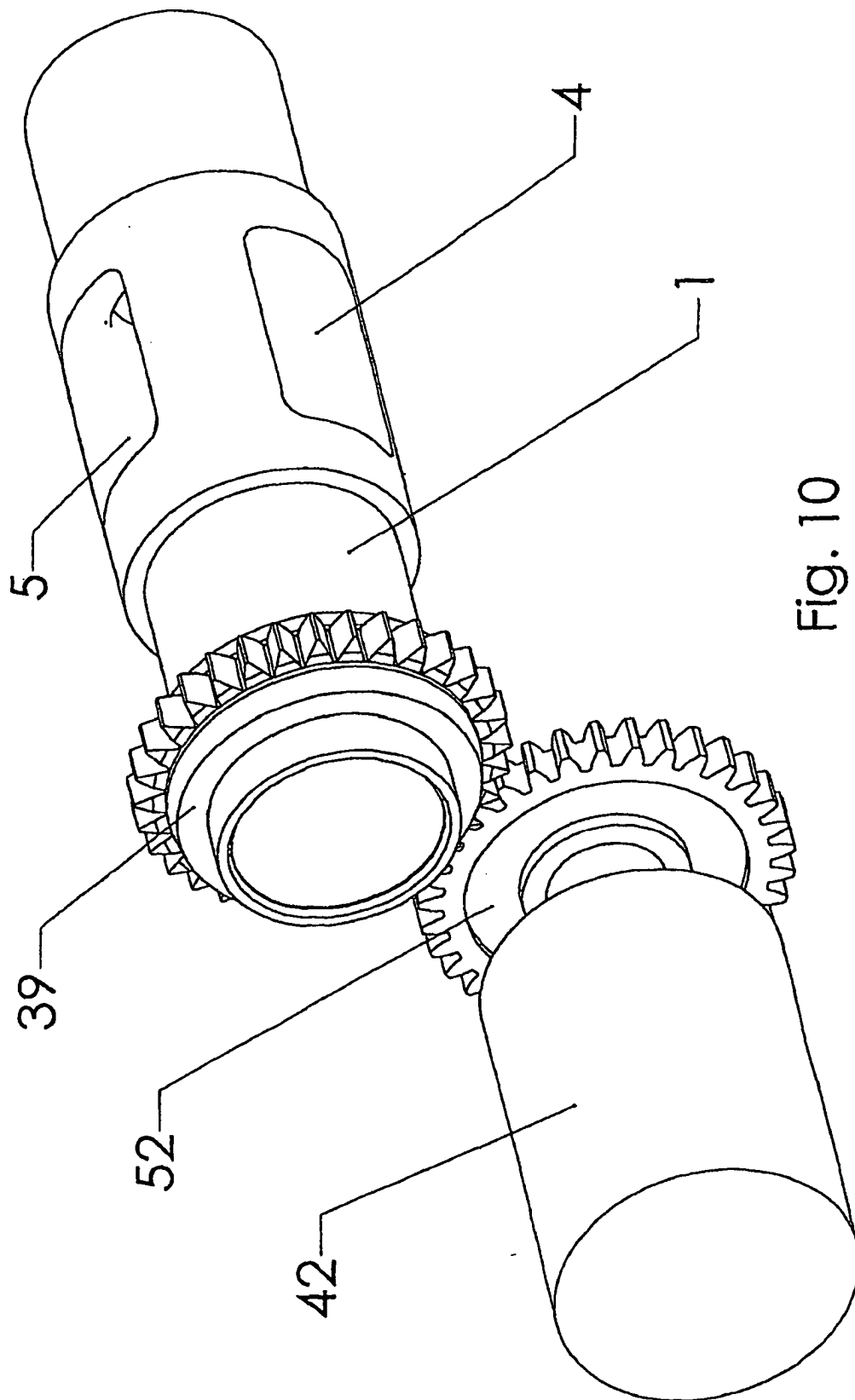


Fig. 10



**Fig. 11**

