

(19)



(11)

EP 1 875 047 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
17.06.2009 Patentblatt 2009/25

(51) Int Cl.:
F01L 13/00 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **06724389.9**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2006/003525

(22) Anmeldetag: **18.04.2006**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2006/111350 (26.10.2006 Gazette 2006/43)

(54) **VERBRENNUNGSMOTOR MIT VARIABLEM VENTILTRIEB**

INTERNAL COMBUSTION ENGINE COMPRISING A VARIABLE VALVE DRIVE

MOTEUR A COMBUSTION INTERNE A COMMANDE DE SOUPAPE VARIABLE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(74) Vertreter: **Zimmermann, Gerd Heinrich et al**
Zimmermann & Partner
Postfach 330 920
80069 München (DE)

(30) Priorität: **17.04.2005 EP 05008327**
30.11.2005 DE 102005057127

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 2 335 634 **FR-A- 1 284 700**
FR-A- 2 849 465 **US-A1- 2004 103 865**
US-B1- 6 684 832

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.01.2008 Patentblatt 2008/02

(73) Patentinhaber: **Eisenbeis, Uwe**
80809 München (DE)

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 2000, Nr. 19, 5. Juni 2001 (2001-06-05) & JP 2001 055915 A (UNISIA JECS CORP; NISSAN MOTOR CO LTD), 27. Februar 2001 (2001-02-27)**

(72) Erfinder: **Eisenbeis, Uwe**
80809 München (DE)

EP 1 875 047 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf einen Verbrennungsmotor, insbesondere auf einen Verbrennungsmotor mit Ventiltrieb. Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf einen Verbrennungsmotor mit Ventiltrieb mit variabler Ventilsteuerung.

[0002] In Verbrennungsmotoren werden üblicherweise Ventiltriebe verwendet, die mittels einer Nockenwelle einen Ventilhub mit fester Hubhöhe und Hubdauer erzeugen. Der Volumenstrom des eingelassenen Luft-Brennstoff-Gemischs wird durch eine Drosselklappe gesteuert. Ein solcher Ventiltrieb ist jedoch mit Nachteilen bezüglich einer optimalen Anpassung an verschiedene Lastbereiche des Verbrennungsmotors verbunden. Solche Nachteile können durch einen Ventiltrieb mit variablem Ventilhub teilweise vermieden werden.

[0003] Ventiltriebe mit variablem Ventilhub sind im Stand der Technik bekannt. Das "Valvetronic"-System von BMW ist beispielsweise ein Ventiltrieb mit variablem Ventilhub, der sich im Fahrzeugserienbau befindet. Es erlaubt eine variable Einstellung des Ventilhubes und der Dauer der Ventilöffnung in Abhängigkeit einer Anzahl von Fahrparametern wie z.B. der Drehzahl und der Stellung des Gashebels bzw. -pedals. Weiterhin sind Ventiltriebe mit variablem Hub für niedrig drehende Motoren mit untenliegender Nockenwelle bekannt. Motoren mit untenliegender Nockenwelle weisen jedoch im Allgemeinen zahlreiche Nachteile insbesondere im oberen Drehzahlbereich auf. Beispielsweise muss bei ihnen im Allgemeinen beim Öffnen und Schließen des Ventils eine relativ große Masse bewegt werden.

[0004] Weiterhin beschreibt EP 1 350 928 eine Vorrichtung zum stufenlosen Variieren der Ventilerhebung in Verbrennungsmotoren. Darin wird ein Linearnocken von einem Betätigungsglied zwischen zwei Rollen weit oder weniger weit eingeschoben, wobei die eine Rolle im Sinne des Ventilhubes beweglich ist. Dadurch löst eine Hubkurve an einer Rolle, gelagert in einem Schleppehebel oder anderem Betätigungsglied zum Ventil hin, den Ventilhub aus.

[0005] Ein weiterer Ventiltrieb für einen Verbrennungsmotor ist in US 5,357,915 beschrieben. Der dort beschriebene Ventiltrieb erlaubt es, die Ventilsynchronisation und den Ventilhub der Ein- und Auslassventile, die durch Kipphebel und obenliegende Nockenwellen angetrieben sind, zu verändern.

[0006] PCT 2002/053881 beschreibt einen variabel einstellbaren mechanischen Ventiltrieb für ein mit einer Schließfeder versehenes Gaswechselventil an einer Kolbenbrennkraftmaschine, mit einem Antriebsmittel zur Erzeugung einer gegen die Kraft der Schließfeder am Gaswechselventil wirkenden Hubbewegung und mit einem zwischen dem Antriebsmittel und dem Gaswechselventil angeordneten Hubübertragungsmittel, das auf das Gaswechselventil in Richtung seiner Bewegungsachse einwirkt und dessen Hubweg in Richtung der Bewegungsachse über ein verstellbares Führungselement veränderbar ist und das durch ein Schwenkelement gebildet wird, das mit seinem in Richtung der Bewegungsachse wirkenden Ende mit dem Gaswechselventil und mit seinem dem Gaswechselventil abgekehrten Ende mit dem Antriebsmittel in Verbindung steht und auf dem als Steuerkurve ausgebildeten Führungselement hin- und herschwenkbar geführt ist.

[0007] FR I 284 700 beschreibt des Weiteren einen Ventiltrieb für Verbrennungsmotoren, der es erlaubt, automatisch die Dauer der Ventilöffnung und den Hub der Ventile zu verändern, um sie an die Drehgeschwindigkeit anzupassen.

[0008] Ein Ventiltrieb für einen Motor gemäß EP 1,515,008 ist folgendermaßen aufgebaut: Ein zwischengeschaltetes Kippelement ist zwischen einer Schwingnockenfläche und einer Kippfläche eines Kipparms angebracht. Durch Verschieben von Kontaktpunkten kann eine Öffnungsdauer und eine Öffnungshöhe des Ventils kontinuierlich eingestellt werden.

[0009] DE 23 35 634 betrifft eine Ventilverstellung für Brennkraftmaschinen, bestehend aus einer Antriebswelle, einer Einrichtung zur Umwandlung der Drehbewegung in eine das Ventil betätigende Schwenkbewegung und einer Einrichtung zur Veränderung der Ventilerhebung in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung der Brennkraftmaschine.

[0010] US 6,684,832 beschreibt einen Ventiltrieb eines Verbrennungsmotors, der es ermöglicht, den Hub und den Öffnungs- und Verschlusswinkel zu verändern.

[0011] Hierfür ist die Nockenwelle nicht auf dem Zylinderkopf fest angebracht, sondern sie oszilliert um eine Achse, und durch diese Oszillation werden Ventilhub und Dauer der Ventilöffnung verändert.

[0012] Die oben genannten Ventiltriebe sind jedoch mit verschiedenen Nachteilen z.B. bezüglich ihres Bauraums, ihres Gewichts, ihrer Verschleißanfälligkeit und Einschränkungen der Variabilität ihrer Ventilsteuerung behaftet.

[0013] Die vorliegende Erfindung versucht, zumindest einige der oben genannten Probleme zu mindern. Weiterhin versucht die vorliegende Erfindung, einen Verbrennungsmotor zur Verfügung zu stellen, der gute Eigenschaften im Hinblick auf Motorleistung, auf Verschleiß und/oder auf andere Aspekte aufweist. Die Aufgabe wird gelöst durch einen Verbrennungsmotor gemäß dem unabhängigen Anspruch 1.

[0014] Weitere Vorteile, Merkmale, Aspekte und Details der Erfindung sowie bevorzugte Ausführungen und besondere Aspekte der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, der Beschreibung und den Figuren.

[0015] Der Verbrennungsmotor weist einen im Bereich des Zylinderkopfes angeordneten Ventiltrieb zur Betätigung eines Ventils auf, wobei der Ventiltrieb ein erstes Antriebsmittel, das um eine erste Rotationsachse drehbar ist, ein Pleuel, mit einem ersten Pleuelgelenk und einem zweiten Pleuelgelenk, und ein Führungselement zum Führen des Pleuels, das um eine Führungsachse schwenkbar ist. Das Pleuel ist mit seinem ersten Pleuelgelenk am ersten Antriebs-

mittel angelenkt und ist mit seinem zweiten Pleuelgelenk am Führungselement angelenkt. Eine Position der ersten Rotationsachse ist bezüglich des Zylinderkopfes veränderbar. Vorzugsweise sind das Pleuel und das Führungselement Bestandteile eines Getriebes, welches mit dem ersten Antriebsmittel gekoppelt ist, um eine Drehbewegung des ersten Antriebsmittels in eine Hubbewegung zur Betätigung des Ventils zu überführen.

[0016] Das Pleuel erlaubt es, die Rotationsbewegung des ersten Antriebsmittels in eine Hubbewegung umzuwandeln, mittels derer das Ventil betätigt wird. Durch das Führungselement kann ein unerwünschtes Schwenken des Pleuels um das erste Pleuelgelenk vermieden werden, wodurch eine gezielte Kraftübertragung vom Pleuel zum Ventil erreicht werden. Auch kann dadurch die Verschleißanfälligkeit des Ventiltriebs verringert werden. Weiterhin wird dadurch, dass die Position der ersten Rotationsachse veränderlich ist, ein zusätzlicher Freiheitsgrad des Ventiltriebs geschaffen, der zur Veränderung verschiedener Eigenschaften des Ventiltriebs genutzt werden kann.

[0017] In einem weiteren bevorzugten Aspekt der Erfindung umfasst der Ventiltrieb ein zweites Antriebsmittel zum Übertragen einer Rotationsbewegung auf das erste Antriebsmittel, wobei das zweite Antriebsmittel vorzugsweise im Bereich des Zylinderkopfes angeordnet ist. Das zweite Antriebsmittel ist um eine zweite Rotationsachse drehbar.

[0018] In einem weiteren bevorzugten Aspekt umfasst der Ventiltrieb ein Drückelement zum Übertragen einer Hubbewegung des Pleuels zur Betätigung des Ventils, wobei das Drückelement am Pleuel oder am Führungselement befestigt oder daran angelenkt ist. Vorzugsweise ist das Drückelement dreh- oder schwenkbar befestigt. In einem besonders bevorzugten Aspekt ist das Drückelement eine Rolle. Somit kann ein durch Gleitreibung verursachter Energieverlust bzw. Verschleiß verringert werden.

[0019] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist ein Übertragungselement in mechanischem, vorzugsweise in lösbarem mechanischem Kontakt mit dem Drückelement. Das Übertragungselement erlaubt, eine vom Drückelement ausgeübte Druckkraft zur Ventilbetätigung zu übertragen. Weiterhin kann durch eine geeignete Gestaltung des Übertragungselements eine gewünschte Ventilerhebungskurve angenähert werden.

[0020] In einem weiteren bevorzugten Aspekt wird das Übertragungselement von einem Kraftelement, beispielsweise einer Feder oder einem federähnlichen Element, in Richtung Ventil vorgespannt. Durch das Kraftelement kann somit ein Kraftschluss zwischen dem Übertragungselement und dem Ventil begünstigt werden, somit kann ein unerwünschtes mechanisches Spiel des Übertragungselements eingeschränkt werden.

[0021] In einem weiteren bevorzugten Aspekt definiert ein fester Anschlag eine maximale Auslenkung des Übertragungselements. Die auf diese Weise definierte maximale Auslenkung ist bevorzugt weg vom Ventil gerichtet. Auch ist es bevorzugt, dass der feste Anschlag ortsfest im Zylinderkopf angeordnet ist. Weiterhin ist es bevorzugt, dass der Anschlag einstellbar ist. Durch den Anschlag kann ein unerwünschtes mechanisches Spiel des Übertragungselements eingeschränkt werden.

[0022] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist das Übertragungselement ein Hebel, der um eine Hebelachse schwenkbar ist; besonders bevorzugt ist der Hebel einarmig. Dadurch kann eine günstige Kraftübertragung zwischen Drückelement, Übertragungselement und Ventil erreicht werden, und es kann eine stabile Lagerung des Übertragungselements zur Verfügung gestellt werden.

[0023] In einem weiteren bevorzugten Aspekt weist das Übertragungselement eine Ventildrückfläche für die Betätigung des Ventils bzw. für den mechanischen Kontakt des Ventils auf. Die Ventildrückfläche erlaubt es, eine vom Drückelement erzeugte Druckkraft auf das Ventil zu übertragen.

[0024] In einem weiteren bevorzugten Aspekt bewirkt eine Bewegung des Drückelements in Richtung der Hebelachse bzw. ein Gleiten oder ein Rollen des Drückelements entlang einer Andruckfläche des Hebels zur Hebelachse hin, ein Öffnen des Ventils. Durch diese Anordnung wird eine günstige Belastung des Hebellagerung um die Hebelachse ermöglicht.

[0025] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist das Ventil ein Einlassventil. In einem weiteren bevorzugten Aspekt umfasst der Verbrennungsmotor ein zweites Einlassventil, wobei beide Ventile vorzugsweise dem gleichen Kolbenraum zugeordnet sind. Hierbei ist der Ventiltrieb vorzugsweise so ausgestattet, dass beide Ventile auf gleiche oder ähnliche Weise betätigt werden, so dass beispielsweise ein gleicher oder ein ähnlicher Ventilhubverlauf bzw. eine gleiche oder eine ähnliche Ventilerhebungskurve erzeugt wird. Durch das zweite Einlassventil kann beispielsweise eine verbesserte Zufuhr mit Luft-Brennstoffgemisch und somit eine Erhöhung der Motorleistung erreicht werden.

[0026] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse eine Ventilerhebungskurve bzw. eine den Ventilhubverlauf kennzeichnende Größe veränderbar. Beispielsweise ist dadurch eine Ventilhubgröße und/oder eine Öffnungsdauer des Ventils veränderbar. Die Öffnungsdauer ist hierbei auf den Motorzyklus bezogen und ist somit beispielsweise in Bezug auf den Drehwinkel der Kurbelwelle definiert. Somit kann eine variable, z.B. eine lastabhängige Steuerung der Ventilbetätigung erreicht werden.

[0027] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist das erste Antriebsmittel synchron zu einem Motorzyklus des Verbrennungsmotors drehbar, so dass eine Phasenbeziehung zwischen dem Drehwinkel des ersten Antriebsmittels und einem Phasenwinkel des Motorzyklus besteht. Durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse ist die Phasenbeziehung veränderbar. Somit können verschiedene Aspekte der Ventilbetätigung variabel gestaltet werden, insbesondere eine Phasenbeziehung der Ventilbetätigung in Relation zum Motorzyklus.

[0028] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse eine Phase des Ventilhubverlaufs relativ zum Motorzyklus des Verbrennungsmotors veränderbar. In einem weiteren bevorzugten Aspekt besteht eine Winkelbeziehung zwischen dem Drehwinkel des ersten Antriebsmittels und dem halben Drehwinkel der Motorkurbel des Verbrennungsmotors, und durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse ist die Winkelbeziehung zwischen dem Drehwinkel des ersten Antriebsmittels und dem halben Drehwinkel der Motorkurbel des Verbrennungsmotors veränderbar.

[0029] In einem weiteren bevorzugten Aspekt wird das Drückelement auf einer Führungsbahn geführt. Vorzugsweise ist die Führungsbahn des Drückelements durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse veränderbar. Somit kann eine Variation des Ventilhubverlaufs ermöglicht werden.

[0030] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse ein Schwenken der ersten Rotationsachse um eine Schwenkachse. Vorzugsweise ist die Schwenkachse gleichzeitig die zweite Rotationsachse. Somit kann der Abstand zwischen erster Rotationsachse und zweiter Rotationsachse während des Schwenkens konstant gehalten werden, wodurch sich Vorteile bezüglich des Zusammenwirkens von erstem und zweitem Antriebsmittel ergeben können, insbesondere wenn das Zusammenwirken durch den Eingriff zweier Zahnräder erfolgt.

[0031] In einem weiteren bevorzugten Aspekt umfasst der Ventiltrieb einen Schwenktrieb zum Schwenken des ersten Antriebsmittels. Der Schwenktrieb umfasst ein um eine dritte Rotationsachse drehbares Schwenktrieb Zahnrad und ein mit dem Schwenktrieb Zahnrad in Eingriff stehendes Schwenktrieb Zahnsegment. Vorzugsweise ist das Schwenktrieb Zahnsegment starr mit einem Schwenkteil verbunden, in dem das erste Antriebsmittel gelagert ist. Dadurch kann eine stabile Lagerung des ersten Antriebsmittels erreicht werden.

[0032] In einem weiteren bevorzugten Aspekt umfasst der Ventiltrieb ein mit dem Schwenktriebs Zahnrad in Eingriff stehendes Schneckenrad bzw. Schneckengetriebe zum Antrieb des Schwenktriebs Zahnrads. Dadurch kann beispielsweise die Lage der ersten Rotationsachse stabil gehalten werden.

[0033] In einem weiteren bevorzugten Aspekt bildet die dritte Rotationsachse ebenfalls die Hebelachse des Hebels. Diese Anordnung erlaubt eine kompakte Bauform des Ventiltriebs.

[0034] In einem weiteren bevorzugten Aspekt sind das Pleuel und das Führungselement Glieder eines Koppelgetriebes, bevorzugt Glieder einer vorzugsweise ebenen Drehgelenkkette, und besonders bevorzugt Glieder einer viergliedrigen Drehgelenkkette. Dadurch wird eine vorteilhafte Führung des Pleuels ermöglicht.

[0035] In einem weiteren bevorzugten Aspekt ist das Ventil ein Einlassventil, und das zweite Antriebsmittel betätigt auch ein Auslassventil. Dadurch wird eine koordinierte Betätigung von Ein- und Auslassventil begünstigt.

[0036] In einem weiteren bevorzugten Aspekt beträgt eine maximale Hubhöhe des Ventils mindestens 5mm, bevorzugt mindestens 7 mm, weiter bevorzugt mindestens 10mm, besonders bevorzugt mindestens 12mm und ganz besonders bevorzugt mindestens 15mm. Dadurch kann eine hohe Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors erreicht werden.

[0037] Der erfindungsgemäße Verbrennungsmotor kann besonders vorteilhaft in Geräten oder Fahrzeugen mit hohen Motordrehzahlen, beispielsweise in Motorrädern, eingesetzt werden. Er kann weiterhin auch z.B. in Personenkraftwagen, Lastkraftwagen, Flugzeugen oder Wasserfahrzeugen eingesetzt werden.

[0038] Der Ventiltrieb lässt sich gemäß einem bevorzugten Aspekt der Erfindung in ein aktives Teilsystem, das kraftschlüssig mit dem ersten Antriebsmittel verbunden ist, und in ein passives Teilsystem, das nur kraftschlüssig mit Teilen des aktiven Systems verbunden ist, einteilen. Bevorzugt sind das erste Antriebsmittel, das Pleuel und das Führungselement sowie gegebenenfalls das Drückelement dem aktiven Teilsystem zugeordnet. Weiterhin sind vorzugsweise das Ventil und gegebenenfalls das Übertragungselement dem passiven Teilsystem zugeordnet. Durch die kraftschlüssige Verbindung ist es möglich, den Ventiltrieb so zu gestalten, dass ein gewisses Ventilspiel möglich ist, und dass Fertigungstoleranzen und thermische Ausdehnung ausgeglichen werden können.

[0039] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Figuren dargestellt und werden im Folgenden näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 zeigt eine seitliche Querschnittsansicht einer ersten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs;

Fig. 1b zeigt eine schematische Ansicht der Ventilkurbel des Ventiltriebs von Fig. 1;

Fig. 2 zeigt ein beispielhaftes Ventilhubdiagramm eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs;

Fig. 3 zeigt eine seitliche Querschnittsansicht einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs einschließlich eines Schwenkrahmens;

Fig. 4 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt eines Teils aus Fig. 3;

Fig. 5 zeigt eine perspektivische Darstellung des Ventiltriebs aus Fig. 3;

- Fig. 6 zeigt eine seitliche Querschnittsansicht einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs;
- Fig. 7 zeigt frontale Querschnittsansicht des Ventiltriebs von Fig. 6;
- Fig. 8 zeigt eine seitliche Querschnittsansicht einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs;
- Fig. 9 zeigt eine perspektivische Darstellung des Ventiltriebs aus Fig. 8;
- Fig. 10a zeigt eine weitere seitliche Querschnittsansicht der Ventiltrieb aus Fig. 9;
- Fig. 10b zeigt einen vergrößerten Ausschnitt aus Fig. 10a;
- Fig. 11 zeigt eine weitere seitliche Querschnittsansicht der Ventiltrieb aus Fig. 9;
- Fig. 12 zeigt eine perspektivische Darstellung des Ventiltriebs aus Fig. 9, der für kleinen Ventilhub eingestellt ist;
- Fig. 13a zeigt eine Seiten-/ Schnittansicht des Ventiltriebs aus Fig. 12;
- Fig. 13b zeigt einen vergrößerten Ausschnitt aus Fig. 13a;
- Fig. 14 zeigt eine Seitenansicht einer weiteren Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs;

[0040] Eine Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors 1 mit Ventiltrieb 2 ist in Fig. 1 in einem seitlichen Querschnitt dargestellt.

[0041] Hierin stellt die schraffierte Fläche 3 den Zylinderkopf dar; auch die darauf starr befestigten Aufbauten 3a, 3b repräsentieren Teile des Zylinderkopfes. Nicht dargestellt in Fig. 1 sind weitere unterhalb des Zylinderkopfes 3 angeordnete Teile des Verbrennungsmotors 1, wie beispielsweise Brennraum, Hubkolben und Kurbelwelle, die in üblicher Weise angeordnet sind.

[0042] Der Ventiltrieb 2 ist im oberen Teil der Fig. 1 dargestellt. Der Ventiltrieb 2 umfasst ein Antriebssystem 10 und ein Getriebe 4. Das Antriebssystem 10 stellt eine Rotationsbewegung zur Verfügung. Die Rotationsbewegung verläuft bevorzugt synchron zum Motorzyklus des Verbrennungsmotors, so dass eine volle Rotation einem ganzen Motorzyklus entspricht, und besonders bevorzugt wird sie von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 1 angetrieben. Das Getriebe 4 überträgt die Rotationsbewegung des Antriebssystems in eine Hubbewegung zur Betätigung des Ventils 70. Unter einer Betätigung des Ventils ist hierbei eine Hubbewegung des Ventils 70 zu verstehen, die das Ventil 70 öffnet bzw. schließt, und zwar vorzugsweise synchron zum Motorzyklus.

[0043] Das Antriebssystem 10 umfasst ein Antriebszahnrad 22, ein Ventilkurbelzahnrad 12, und eine Ventilkurbel 16. Das Antriebszahnrad 22 ist ortsfest im Zylinderkopf 3b drehbar um eine Antriebsachse 24 gelagert. Das Ventilkurbelzahnrad 12 ist starr mit der Ventilkurbel 16 verbunden. Die Ventilkurbel 16 und das Ventilkurbelzahnrad 12 sind drehbar um eine Ventilkurbelachse 14 gelagert. Hier und im Folgenden ist unter dem Begriff "Achse" eine geometrische Achse bzw. eine Rotationsachse zu verstehen. Die Lagerung der Ventilkurbel 16 ist in Fig. 1 nicht dargestellt.

[0044] Obwohl der genaue Antriebsmechanismus des Antriebszahnrad 22 in Fig. 1 nicht dargestellt ist, ist jeder für eine Nockenwelle geeignete Antriebsmechanismus auch für das Antriebszahnrad 22 geeignet, z.B. ein Getriebe, Kettentrieb, Kettenritzel, Zahnriemen, Zahnrad oder Stirnradtrieb. Das Antriebszahnrad 22 wird von einer Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 1 angetrieben. Der Antrieb erfolgt synchron zum Motorzyklus, d.h. eine volle Umdrehung des Antriebszahnrad 22 entspricht einem Motorzyklus. Bei einem Viertaktmotor ist das der Fall, wenn die Übersetzung zwischen Kurbelwelle und Antriebszahnrad 2:1 beträgt.

[0045] Das Antriebszahnrad 22 steht mit dem Ventilkurbelzahnrad 12 in Eingriff. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Antriebszahnrad 22 und Ventilkurbelzahnrad 12 beträgt hierbei 1:1. Somit wird auch das Ventilkurbelzahnrad synchron zum Motorzyklus angetrieben. Hier und in einigen folgenden Abbildungen ist der Eingriff dieser und anderer Zahnräder teilweise gegeneinander verschoben dargestellt. Dennoch sind die Abbildungen so zu verstehen, dass die Zähne des einen Zahnrads in die Aussparungen des anderen Zahnrades eingreifen.

[0046] Fig. 1b ist eine schematische Oberansicht der in Fig. 1 gezeigten Ventilkurbel 16. Wie dort gezeigt ist, umfasst die Ventilkurbel 16 einen Lagerzapfen 16a, der entlang der Ventilkurbelachse 14 angeordnet und um diese drehbar ist, einen Hubzapfen 16b, der parallel und exzentrisch zur Ventilkurbelachse 14 angeordnet ist, und eine Wange 16c, die den Lagerzapfen 16a und den Hubzapfen 16b miteinander verbindet. Weiterhin ist das Ventilkurbelzahnrad 12 am Lagerzapfen 16a der Ventilkurbel 16 starr befestigt. Die Ventilkurbel 16 ist mit dem Lagerzapfen 16a in einem Drehlager

(durch am oberen und am unteren Ende der Ventilkurbel 16 angeordnete Kästen dargestellt) drehbar um die Ventilkurbelachse 14 gelagert.

[0047] Am Hubzapfen 16b der Ventilkurbel 16 ist ein Pleuel 30 angelenkt, d.h. über ein Gelenk 34 mit der Ventilkurbel 16 verbunden. Somit ist das Pleuel 30 um eine durch das Gelenk 34 definierte Rotationsachse um den Hubzapfen 16b dreh- bzw. schwenkbar. Diese Rotationsachse ist parallel und exzentrisch zur Ventilkurbelachse 14 angeordnet. Bei der hier gezeigten Anordnung wird ein bevorzugter allgemeiner Aspekt der Erfindung illustriert, nämlich dass das Pleuel mit dem Pleuelgelenk 34 exzentrisch zur Ventilkurbelachse 14 an der Ventilkurbel 16 angelenkt ist, und /oder dass die Pleuelgelenke 34 bzw. 36 Drehgelenke sind.

[0048] Weiterhin sind auf der Seite der Ventilkurbel 16, die bezüglich der Ventilkurbelachse 14 dem Hubzapfen 16b gegenüberliegt, Ausgleichsgewichte 18 angeordnet. Die Ausgleichsgewichte 18 dienen im Allgemeinen dazu, eine Unwucht der Ventilkurbel 16, die durch eine vom Pleuel 30 auf die Ventilkurbel 16 übertragene Kraft verursacht werden kann, teilweise auszugleichen. Sie sind in Bezug auf die erste Rotationsachse gegenüber des Pleuels 30 angeordnet und dienen dazu, eine durch das Pleuel 30 verursachte Unwucht der Drehung der Ventilkurbel zu vermindern.

[0049] Solch ein Ausgleichsgewicht oder Ausgleichsgewichte können auch in anderen Ausführungsformen an der Ventilkurbel bzw. am Antriebsmittel 16 gegenüber dem Pleuel angebracht werden. Bevorzugt weisen sie eine Masse auf, die durch das Pleuel 30 verursachten Unwucht der Drehung des Antriebsmittels 16 um etwa 40%, 50%, 70% oder 100% zu vermindern, oder um die Unwucht um einen Anteil zu vermindern, der in einem Intervall zwischen zwei dieser Prozentzahlen liegt.

[0050] Die Anordnung und die Funktion der Ausgleichsgewichte 18 sind analog zu der Anordnung und der Funktion von Ausgleichsgewichten der Motorkurbelwelle, die im Stand der Technik bekannt sind. Insbesondere ist es erwünscht, zwei Ausgleichsgewichte 18 symmetrisch um das Pleuel anzuordnen, um ein unerwünschtes freies Massenmoment zu vermeiden. In Fig. 1b sind die Ausgleichsgewichte 18 an dem Lagerzapfen 16a der Ventilkurbel befestigt. Alternativ können die Ausgleichsgewichte auch auf andere Weise an der Ventilkurbel 16 oder am Ventilkurbelzahnrad 12 befestigt sein. Beispielsweise kann ein Ausgleichsgewicht auch am Ventilkurbelzahnrad 12 angeordnet sein.

[0051] Wie weiterhin in Fig. 1 gezeigt ist, umfasst das Pleuel 30 neben dem oben beschriebenen ersten Gelenk bzw. Pleuelauge 34 zusätzlich ein zweites Gelenk bzw. Pleuelauge 36 sowie eine Pleuelstange bzw. einen Pleuelkörper, der das erste Gelenk 34 und das zweite Gelenk 36 starr verbindet.

[0052] Das Pleuel 40 hat im Allgemeinen (also unabhängig von der beschriebenen Ausführungsform) eine kurze Länge, d.h. eine Länge von weniger als 10cm, bevorzugt von weniger als 5cm. Unter der Länge des Pleuels ist hierbei der Abstand zwischen dem ersten und dem zweiten Pleuelgelenk 34 und 36 bzw. zwischen einer durch das erste Pleuelgelenk 34 definierten Achse und einer durch das zweite Pleuelgelenk 36 definierten Achse zu verstehen. Die kurze Länge des Pleuels 30 erlaubt eine effiziente Bauraumaussnutzung und insbesondere eine geringe Bauhöhe des Ventiltriebs 2 sowie eine vorteilhafte Kraftübertragung des Getriebes 4.

[0053] Um das Pleuel zu führen, d.h. um beispielsweise ein freies Schwenken des Pleuels 30 um das erste Pleuelgelenk 34 einzuschränken bzw. zu verhindern, ist das Pleuel mit seinem zweiten Gelenk 36 an ein Führungselement 60 angelenkt. Somit ist das Pleuel 30 um eine durch das Gelenk 36 definierte Gelenkachse schwenkbar mit dem Führungselement 60 verbunden. Das Führungselement 60 ist weiterhin um eine Führungsachse 66 schwenkbar gelagert. Die Lagerung des Führungselements 60 ist fest im Zylinderkopf 3a angeordnet. Dadurch wird das Pleuel 30 geführt: Indem die Position des zweiten Pleuelgelenks 36 auf einen Radius um die Führungsachse eingeschränkt wird, wird ein freies Schwenken des Pleuels 30 um das erste Pleuelgelenk 34 eingeschränkt bzw. verhindert.

[0054] Es stellt einen allgemeinen Aspekt der Erfindung dar, dass der Ventiltrieb 2 ein ebenes Koppelgetriebe mit vier Gliedern bzw. eine viergliedrige Drehgelenkkette umfasst. Die Gelenke umfassen hierbei vorzugsweise die Antriebsachse 24, die Führungsachse 66, das erste Pleuelgelenk 34, und das zweite Pleuelgelenk 36. Weiterhin umfasst die Drehgelenkkette folgende Glieder: Erstens die Verbindung zwischen der Führungsachse 66 und der Antriebsachse 24 (durch den Zylinderkopf 3); zweitens die Verbindung zwischen der Antriebsachse 24 und der Aufhängung des Pleuels 30 an seinem ersten Gelenk 34 (durch die Ventilkurbel 16 bzw. durch den Hubzapfen 16c der Ventilkurbel 16); drittens die Verbindung zwischen erstem Gelenk 34 und zweitem Gelenk 36 des Pleuels 30 (durch das Pleuel 30); und viertens die Verbindung zwischen dem zweiten Gelenk 36 des Pleuels 30 und der Führungsachse 66 (durch das Führungselement 60).

[0055] Alle Elemente der oben beschriebenen Drehgelenkkette sind formschlüssig miteinander verbunden, d.h. es ist keine unabhängige Bewegung der Elemente gegeneinander möglich, bzw. ist keine unabhängige Bewegung der Elemente gegeneinander möglich, die den Ventilhub wesentlich beeinflusst. Insbesondere ist durch die feste Lagerung der Führungsachse 66 im Zylinderkopf und bei vorgegebener Position der Ventilkurbelachse 14 der Drehwinkel der Ventilkurbel 16 der einzige wesentliche Freiheitsgrad der Bewegung der Drehgelenkkette. Somit wird insbesondere die Bewegung bzw. die geometrische Anordnung von Pleuel 30 und Führungselement 60 durch den Drehwinkel der Ventilkurbel 16 bestimmt.

[0056] Weiterhin ist in Fig. 1 eine Rolle 40 dargestellt. Die Rolle ist an der Gelenkverbindung des zweiten Pleuelgelenks 36 mit dem Führungselement 60 drehbar befestigt. Die Verbindung zwischen Rolle 40, Pleuel 30 und Führungselement

60 erfolgt durch einen mit dem Führungselement 60 starr verbundenen Übertragungsbolzen, auf dem sowohl das Pleuel 30 als auch die Rolle 40 dreh- bzw. schwenkbar um die durch das Pleuelgelenk 36 definierte Achse gelagert sind.

[0057] Durch die oben beschriebene Drehgelenkkette ist die Position bzw. die Bewegung der Rolle 40 (abgesehen von einer Drehbewegung der Rolle 40 um ihre Rollachse) durch den Drehwinkel der Ventilkurbel 16 festgelegt. Somit ergibt sich der allgemeine, d.h. von der gezeigten Ausführungsform unabhängige bevorzugte Aspekt der Erfindung, der beispielsweise auch in Fig. 4 illustriert ist, dass durch die Drehbewegung der Ventilkurbel bzw. des Antriebsmittels 16 die Rolle bzw. das Drückelement 40 auf einer Führungsbahn 68 bewegt wird. Die Führungsbahn definiert vorzugsweise eine Position des Drückelements 40 in Abhängigkeit des Drehwinkels des Antriebsmittels 16. Die Führungsbahn 68 ist besonders bevorzugt durch die Form und durch die geometrische Anordnung von Ventilkurbel 16, Pleuel 30 und Führungselement 60 vorgegeben. Im Ventiltrieb von Fig. 1 und im Ventiltrieb Fig. 4 liegt die Führungsbahn 68 beispielsweise auf einem Kreissegment um die Führungsachse 66, das durch einen oberen und einen unteren Umkehrpunkt (gestrichelt dargestellte Kreise am oberen und am unteren Ende der Führungskurve 68)

[0058] Der Ventiltrieb vom Fig. 1 enthält ferner einen Übertragungshebel bzw. einen Schlepphebel 50, der schwenkbar um eine Schlepphebelachse 52 gelagert ist. Auf dem Schlepphebel 50 ist eine Rolloberfläche 54 angebracht, entlang derer die Rolle 40 rollen kann. Hierbei ist der Begriff "rollen" so zu verstehen, dass er immer auch ein Roll-Gleiten umfassen kann, d.h. im Allgemeinen wird sich die Rolle 40 während ihrer Bewegung entlang der Rolloberfläche 54 um ihre Rollachse drehen, die Drehung kann aber dergestalt sein, dass auch eine teilweise Gleitbewegung der Rolle 40 entlang der Rolloberfläche 54 stattfindet. Dadurch können Reibungsverluste minimiert werden. Dies ist insbesondere durch den weitgehenden Verzicht auf gleitreibende Elemente zugunsten von rollreibenden Elementen möglich. Auch stellen sich weniger kritische Bedingungen an die Schmierung des Ventiltriebs 2.

[0059] Der Schlepphebel 50 wird in Fig. 1 gegen die Rolle 40 gedrückt, so dass eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Schlepphebel 50 und Rolle 40 herrscht. Allerdings wird durch ein Halteelement 57 eine maximale Auslenkung des Schlepphebels 50 hin zur Rolle 40 vorgegeben, so dass die Rolle 40 vom Schlepphebel 50 abheben kann, falls die Rolle 40 weiter vom Schlepphebel 50 wegbewegt wird als es dieser Maximalauslenkung entspricht.

[0060] Durch den Kraftschluss zwischen Rolle 40 und Schlepphebel 50 gibt eine Position der Rolle 40 eine Schwenkposition des Schlepphebels 50 vor. Somit wird die Schwenkposition des Schlepphebels 50 letztlich von dem Drehwinkel der Ventilkurbel 16 festgelegt. Die genaue Relation zwischen dem Drehwinkel der Ventilkurbel 16 und der Schwenkposition des Schlepphebels 50 hängt einerseits von der Gestalt der Führungsbahn 68 der Rolle 40 und andererseits von der Kontur der Rolloberfläche 54 des Schlepphebels 50 ab.

[0061] Weiter ist in Fig. 1 ein Ventil 70 dargestellt. Das Ventil 70 umfasst einen zylindrischen Ventilschaft und einen Ventilteller. Das Ventil 70 sitzt auf einem Ventilsitz 76 im Zylinderkopf auf und ist somit in Verschlussstellung dargestellt. Das Ventil 70 ist über einen Federteller 74 mit einer Ventildfeder 72 verbunden; die Ventildfeder 72 ist im Zylinderkopf gelagert und drückt das Ventil 70 in eine Verschlussrichtung (d.h. nach oben in Fig. 1). Das Ventil 70 wird betätigt, indem es durch eine Hubbewegung gegen die Kraft der Ventildfeder 72 entlang der Ventilachse (gestrichelte Linie) nach unten gedrückt und somit geöffnet wird, und indem es anschließend durch eine Senkbewegung entlang der Ventilachse wieder geschlossen wird.

[0062] Das Ventil berührt mit seinem Ventilschaft über ein Einstellelement 71 den Schlepphebel 50. Der Schlepphebel 50 ist so angeordnet, dass er das Ventil 70 öffnen kann, d.h. in eine Öffnungsrichtung drücken kann. Umgekehrt wird das Ventil 70, solange es geöffnet ist, mit der Kraft der Ventildfeder 72 gegen den Schlepphebel 50 gedrückt. Somit entsteht die kraftschlüssige Verbindung sowohl zwischen Ventil 70 und Schlepphebel 50 als auch zwischen Schlepphebel 50 und Rolle 40. Wenn das Ventil dagegen geschlossen ist und im Ventilsitz 76 sitzt, kann die Ventildfeder 72 keine kraftschlüssige Verbindung zwischen Ventil 70 und Schlepphebel 50 bzw. zwischen Schlepphebel 50 und Rolle 40 erzeugen.

[0063] Das Halteelement 57 ist so angeordnet, dass es als maximale Auslenkung des Schlepphebels 50 in etwa die Auslenkung vorgibt, die dem Schließen des Ventils 70 entspricht. Somit kann der Schlepphebel 50 bzw. das Einstellelement 71 nicht vom Ventilschaft abheben, selbst wenn das Ventil 70 geschlossen ist und kein Kraftschluss zwischen Ventil 70 und Schlepphebel 50 vorliegt.

[0064] Um die oben beschriebene Wirkung des Halteelements 57 trotz üblicher Fertigungstoleranzen sicherzustellen, kann die Höhe des Einstellelements 71 angepasst werden. Hierzu wird das Einstellelement 71 aus einer Auswahl von Elementen mit unterschiedlicher Höhe ausgewählt. Das Einstellelement 71 ist im Schlepphebel 50 so eingesetzt, dass es problemlos austauschbar ist.

[0065] Die Höhe des Einstellelements 71 sollte hierbei noch ein gewisses Ventilspiel erlauben, das erwünscht bzw. notwendig ist, um Wärmeausdehnung und/oder Fertigungstoleranzen der Bauteile zu kompensieren. Das Einstellelement 71 kann durch verschiedene weitere Elemente realisiert werden, insbesondere durch ein Schraubelement auf dem Ventilschaft oder durch ein Hydraulikelement (Hydrostößel).

[0066] Es stellt einen allgemeinen Aspekt der Erfindung dar, dass der Ventiltrieb 2 im Bereich des Zylinderkopfes 3 angeordnet ist, wie beispielhaft in Fig. 1 gezeigt ist. Unter einer Anordnung im Bereich des Zylinderkopfes 3 ist zu verstehen, dass die Ventilkurbel 16 grundsätzlich (d.h. in mindestens einer möglichen Position der Rotationsachse 14

bzw. in mindestens einer Schwenkposition eines Schwenkrahmens 80, wie er z.B. in Fig. 3 dargestellt ist) auf der Zylinderkopfseite bezüglich der Trennfläche zwischen Motorblock und Zylinderkopf gelagert ist. Selbst wenn im Verbrennungsmotor ein Zylinderkopf und ein Motorblock nicht klar abgrenzbar sein sollte, kann eine solche Trennfläche beispielsweise durch eine Fläche definiert werden, die durch den Kolbenboden des Hubkolbens definiert wird, wobei der Hubkolben im Oberen Kolbentotpunkt liegt. Gemäß dieser Charakterisierung entspricht der Ventiltrieb 2 einem Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle ("overhead camshaft"), wobei die Ventilkurbel 16 der Nockenwelle entspricht.

[0067] Die Funktionsweise des in Fig. 1 dargestellten Ventiltriebs ergibt sich wie folgt: Die Ventilkurbel 16 wird mittels des Antriebszahnrad 22 und des Ventilkurbelzahnrad 12 synchron zur Motortaktung gedreht.

[0068] Eine Drehbewegung der Ventilkurbel 16 um die Achse 14 bewirkt eine Hubbewegung des Pleuels 30. Die Hubbewegung des Pleuels 30 bewirkt wiederum eine Schwenkbewegung des Führungselements 60 um die Führungsachse 66. Gemeinsam mit der Hubbewegung des Pleuels 30 bzw. mit der Schwenkbewegung des Führungselements 60 wird die Rolle 40 periodisch hin und her entlang der Führungsbahn 68 (s. Fig. 4) bewegt.

[0069] Solange der Schlepphebel 50 nicht am Anschlag 57 aufliegt, ist die Rolle 40 mit der Rolloberfläche 54 des Schlepphebels 50 in kraftschlüssigem Berührungskontakt und rollt dabei auf der Rolloberfläche 54 ab. Während der Bewegung der Rolle 40 entlang der Rolloberfläche 54 in Richtung der Schlepphebelachse 52 drückt die Rolle 40 den Schlepphebel 50 nach unten und erzwingt somit eine Schwenkbewegung des Schlepphebels 50 hin zum Ventil 70.

[0070] Die Bahn der Rolle 40 ist hierbei entlang der Führungsbahn 68 festgelegt. Durch den Kraftschluss zwischen Rolle 40 und Schlepphebel 50 ist jeder Position der Rolle 40 auf ihrer Führungsbahn 68 eine bestimmte Auslenkung des Schlepphebels 50 zugeordnet. Diese Zuordnung ergibt sich durch die Konturform der Rolloberfläche 54 in Relation zur Führungsbahn 68.

[0071] Der Schlepphebel 50 überträgt die von der Rolle 40 empfangene Drückkraft bzw. Auslenkung auf das Ventil 70 und drückt das Ventil 70 dadurch in eine Öffnungsrichtung. Eine Gegenkraft zu dieser Kraft wird durch die Ventildfeder 72 erzeugt. Gegen diese Kraft verrichtet der Ventiltrieb 2 bzw. das Antriebssystem 10 des Ventiltriebs Arbeit.

[0072] Während der umgekehrten Bewegung, d.h. der Rückbewegung der Rolle 40 weg von der Schlepphebelachse 52, erlaubt die Rolle 40 eine Schwenkbewegung des Schlepphebels 50 weg vom Ventil 70. Somit kann die Ventildfeder 72 das Ventil 70 wieder schließen.

[0073] Durch den beschriebenen Mechanismus ordnet der Ventiltrieb 2 einem gegebenen Zeitpunkt des Motorzyklus einen Drehwinkel der Ventilkurbel 16 zu; dieser legt wiederum eine Position der Rolle 40 entlang ihrer Führungsbahn 68 fest; diese legt wiederum eine Schwenkposition des Schlepphebels 50 fest; dieser legt wiederum einen zugehörigen Ventilhub des Ventils 70 fest. Durch die beschriebene Wirkungskette ordnet der Ventiltrieb 2 jedem Zeitpunkt des Motorzyklus einen Ventilhub zu.

[0074] Der Ventiltrieb 2 lässt sich gemäß der obigen Beschreibung in ein aktives Teilsystem und ein passives Teilsystem einteilen. Das aktive Teilsystem lässt sich dadurch charakterisieren, dass der Bewegungszustand des aktiven Teilsystems im Wesentlichen durch den Bewegungszustand der Ventilkurbel 16, d.h. durch einen Drehwinkel der Ventilkurbel 16 und durch die Position der Ventilkurbelachse 14, festgelegt ist. Das passive Teilsystem lässt sich dagegen dadurch charakterisieren, dass der Bewegungszustand des passiven Teilsystems neben dem Bewegungszustand der Ventilkurbel 16 weitere wesentliche Freiheitsgrade aufweist, die den Ventilhub beeinflussen können. Die Einteilung in ein aktives und gegebenenfalls ein passives Teilsystem stellt über die gezeigte Ausführungsform einen bevorzugten allgemeinen Aspekt der Erfindung dar, wobei besonders bevorzugt die Ventilkurbel 16 bzw. das erste Antriebsmittel, das Pleuel 30 und das Führungselement 60 dem aktiven Teilsystem zugeordnet sind. Weiterhin ist vorzugsweise die Rolle bzw. das Drückelement 40 dem aktiven Teilsystem zugeordnet. Die Rotationsbewegung der Rolle 40 stellt zwar einen vom Bewegungszustand der Ventilkurbel 16 unabhängigen Freiheitsgrad dar, dieser ist jedoch nicht wesentlich für den Ventiltrieb in dem Sinne, dass er den Ventilhub nicht wesentlich beeinflusst. Weiterhin ist das Ventil 70 und gegebenenfalls der Schlepphebel bzw. das Übertragungselement 50 vorzugsweise dem passiven Teilsystem zugeordnet, da diese Elemente nur kraftschlüssig mit dem aktiven Teilsystem verbunden sind. Daher weisen sie prinzipiell weitere eigene Freiheitsgrade der Bewegung auf, die beispielsweise bei extrem hohen Drehzahlen zu einem Lösen des Kraftschlusses führen könnten.

[0075] Jedoch ist es, wiederum unabhängig von der beschriebenen Ausführungsform, grundsätzlich erwünscht, dass das passive System so beschaffen bzw. angeordnet ist, dass der Kraftschluss bei den Drehzahlen, für die der Verbrennungsmotor 1 ausgelegt ist, weitgehend erhalten bleibt. Dadurch kann ein Ventilflattern weitgehend vermieden werden. Hierzu ist es ein bevorzugter Aspekt der Erfindung, dass die durch die Ventildfeder 72 beschleunigten Massen bzw. die Massen des passiven Teilsystems weniger als 200g, bevorzugt weniger als 100g betragen. Je nach Gestaltung des Ventiltriebs und je nach verwendeten Werkstoffen sind diese Massen auf bis zu 90g, auf bis zu 60g oder sogar auf bis zu 50g reduzierbar.

[0076] Eine Reduktion des Gewichts bis auf die untere genannte Gewichtsgrenze ist beispielsweise durch Verwendung von Titan oder Stahlblech für das Ventil, von Aluminium oder Stahl für den Federteller, durch Verwendung einer pneumatischen Feder als Ventildfeder möglich. Eine zusätzliche Gewichtseinsparung kann erreicht werden, indem das Ventil als Hohlschaftventil realisiert wird.

[0077] Auch kann in verschiedenen bevorzugten Ausführungsformen die per Federkraft einer Ventilfeeder zu bewegendende Masse auf die Masse des Ventils 70, der Ventilfeeder 72 oder eines Teils (in der Regel der Hälfte) der Masse der Ventilfeeder 72, des Federtellers 74 und des Schlepphebels 50 beschränkt werden.

[0078] Die Hubbewegung des Ventils gliedert sich typischerweise in mehrere verschiedene Phasen. Diese Phasen lassen sich anhand der Seitenansicht des Motors in Fig. 1 und Fig. 4 in Verbindung mit der in Fig. 2 dargestellten Ventilhubkurve 90 (durchgezogene Kurve) nachvollziehen. Darin ist der Ventilhub in Abhängigkeit von einem Zeitpunkt bzw. einer Phase des Motorzyklus dargestellt. Der Ventilhub ist hierbei die Hubauslenkung des Ventils 70 entlang der Ventilachse im Vergleich zur Verschlussstellung des Ventils 70 im Ventilsitz 76. Es sei angemerkt, dass das Ventilhubdiagramm von Fig. 2 beispielhaft ist und nicht anhand der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform berechnet wurde. Es weist jedoch die gleichen qualitativen Merkmale wie das Ventilhubdiagramm des Ventiltriebs von Fig. 1 auf.

[0079] In einer Ventilverschlussphase 93 ist die Ventilkurbel 16 so um die Achse 14 gedreht, dass sich die Rolle 40 weg vom Schlepphebel 50 befindet, d.h. dass die Rolle 40 nicht die Rolloberfläche 54 berührt. Das Ventil 70 ist somit geschlossen, d.h. es wird durch die Ventilfeeder 72 in den Ventilsitz 76 gedrückt, so dass kein Ventilhub vorliegt.

[0080] Dreht sich nun die Ventilkurbel 16, so wird die Rolle 40 durch das Pleuel 30 entlang seiner Führungsbahn 68 zum Schlepphebel 50 hin (d.h. nach unten in Fig. 1) bewegt, so dass die Rolle 40 den Schlepphebel berührt und entlang der Rolloberfläche 54 rollt, wobei sie auf die Rolloberfläche 54 drückt. Dadurch wird der Schlepphebel 50 gedrückt und zum Ventil 70 hin ausgelenkt. Der Schlepphebel 50 drückt wiederum das Ventil 70 gegen die Kraft der Ventilfeeder 72 und erzwingt dadurch ein Öffnen des Ventils 70.

[0081] Die weitere Betätigung des Ventils könnte man in die folgenden im Ventilhubdiagramm von Fig. 2 dargestellten Phasen gliedern: Nach einem Zeitpunkt der Ventilöffnung 94 folgt eine Öffnungsphase 95, die aus einer Öffnungsphase 95a mit geringem Ventilhub und einer anschließenden Öffnungsphase 95b mit rascher Hubvergrößerung besteht. Anschließend folgt der Zeitpunkt 96 des maximalen Ventilhubes 90a bzw. H_{akt} . Anschließend folgt eine Verschlussphase, die sich analog zur Öffnungsphase in eine Verschlussphase 97b mit rascher Hubverringerung und eine anschließende Verschlussphase 97a mit geringem Ventilhub untergliedert. Anschließend folgt ein Zeitpunkt des Ventilschließens 98. Im Anschluss daran wiederholt sich wiederum die Ventilverschlussphase 93. Die Dauer der Öffnung ist der Zeitraum zwischen dem Öffnen 94 und dem Schließen 98 des Ventils.

[0082] Eine Abgrenzung der Phasen 95a und 95b bzw. 97a und 97b untereinander ist beispielsweise dadurch möglich, dass die Phasen 95a und 97a einen Bereich umfassen, in dem der Ventilhub weniger als einen bestimmten Prozentsatz (z.B. weniger als 50%, 66%, oder 26%) der maximal einstellbaren Hubhöhe 92 bzw. H_{max} beträgt, und die Phasen 95b und 97b den Bereich umfassen, in dem der Ventilhub über diesen Werten liegt.

[0083] Entsprechend der Einteilung des Ventilhubdiagramms in Phasen 93 und 95 bzw. 97 kann man die Führungsbahn 68 der Rolle 40 in verschiedene Bereiche gliedern: Einen Verschlussbereich, während dessen die Rolle 40 von der Rolloberfläche 54 abhebt, und einen Öffnungsbereich, während dessen die Rolle 40 die Rolloberfläche 54 berührt. Entsprechend der weiteren Unterteilung der Phasen 95 bzw. 97 kann man den Öffnungsbereich der Führungsbahn 68 bzw. die Rolloberfläche 54 noch in weitere Bereiche einteilen, die den Phasen 95a und 97a bzw. 95b und 97b zugeordnet sind. Gemäß dieser Einteilung entsprechen die Phasen 95a und 97a einem ersten Bereich und die Phasen 95 und 97 einem zweiten Bereich innerhalb des Öffnungsbereichs der Führungsbahn 68 bzw. auf der Rolloberfläche 54.

[0084] Weiterhin ist in Fig. 4 der Teil der Rolloberfläche, auf den die Rolle 40 zum Öffnungszeitpunkt 94 auf die Rolloberfläche 54 aufschlägt, als Aufschlagbereich 54a gekennzeichnet. Fig. 1 und 4 zeigen den Bewegungszustand des Ventiltriebs beim Aufschlagen der Rolle auf die Rolloberfläche 54, d.h. zum Öffnungszeitpunkt 94 (oder - je nach Drehrichtung der Ventilkurbel 16 - zum Verschlusszeitpunkt 98).

[0085] Die Form des in Fig. 2 gezeigten Ventilhubdiagramms wird im Wesentlichen durch die Führungsbahn 68 der Rolle 40 sowie, im Verhältnis hierzu, durch die Gestaltung bzw. das Profil der Rolloberfläche 54 definiert. Für eine gegebene Führungsbahn 68 kann somit eine gewünschte Form des Ventilhubdiagramms durch eine entsprechende Gestaltung der Rolloberfläche 54 erzielt bzw. angenähert werden.

[0086] Für die Form des Ventilhubdiagramms ist einerseits eine rasche Öffnung des Ventils vorteilhaft, z.B. um eine ausreichende Zuführung von Luft-Brennstoff Gemisch in die Brennkammer des Motors und somit eine hohe Motorleistung im oberen Drehzahlbereich sicherzustellen. Andererseits ist ein sanftes Aufsetzen des Ventils auf den Ventilsitz vorteilhaft, denn dadurch kann ein hartes Aufschlagen des Ventils 70 auf den Ventilsitz und eine dadurch verursachte mechanische Belastung der Bauteile verringert werden.

[0087] Daher ist es vorteilhaft, wenn einerseits der Bereich der Rolloberfläche, der den Phasen 95b und 97b zugeordnet ist, so gestaltet ist, dass ein rasches Öffnen des Ventils erfolgt, d.h. dass der Gradient des Ventilhubes möglichst groß ist; und wenn andererseits der Bereich der Rolloberfläche, der den Phasen 95a und 97a zugeordnet ist, so gestaltet ist, dass ein sanfter Ventilverschluss erfolgt, d.h. dass der Gradient des Ventilhubes beim Schließen des Ventils in Phase 97a, insbesondere in der Nähe des Schließzeitpunkts 98, möglichst klein ist. Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn die Aufschlagfläche 54a der Rolloberfläche 54, auf der die Rolle 40 zum Zeitpunkt 94 des Ventilöffnens aufschlägt, so gestaltet ist, dass selbst bei gewissen Fertigungstoleranzen ein sanftes Aufschlagen der Rolle auf die Aufschlagfläche 54a gewährleistet ist.

[0088] Erfindungsgemäß kann in dem in Fig. 1 dargestellten Ventiltrieb die Position der Ventilkurbelachse 14 verändert werden. Der genaue Mechanismus hierfür ist im Ventiltrieb von Fig. 3 dargestellt. Darin ist zusätzlich zu den in Fig. 1 gezeigten Elementen ein Schwenkrahmen 80 sichtbar. Der Schwenkrahmen 80 besteht aus drei starr miteinander verbundenen Teilen, eine Andere Anzahl wäre jedoch ebenso möglich. Er ist am Zylinderkopf 3 schwenkbar um die Schwenkachse gelagert, die identisch mit der in Fig. 1 gezeigten Antriebsachse 24 ist. Weiterhin ist die Ventilkurbel 16 in dem Schwenkrahmen 80 gelagert, so dass ein Schwenken des Schwenkrahmens 80 ein Schwenken der Ventilkurbelachse 14, d.h. eine Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 entlang einer Kreisbahn um die Schwenkachse 24 bewirkt.

[0089] Dadurch, dass die Schwenkachse 24 und die Antriebsachse identisch sind, wird gewährleistet, dass die Position der Ventilkurbelachse 14 in jeder Schwenkposition des Schwenkrahmens 80 auf einem Kreissegment um die Antriebsachse 24 bleibt. Dadurch ist sichergestellt, dass das um die Ventilkurbelachse 14 drehbar gelagerte Ventilkurbelzahnrad 12 und das Antriebszahnrad 22 in jeder Schwenkposition des Schwenkrahmens 80 in Eingriff bleiben.

[0090] Der Schwenkrahmen kann mittels des Schwenktriebs 84 in einer festen Position gehalten oder geschwenkt werden. In Fig. 3 ist der Schwenktrieb 84 symbolisch als Stange dargestellt, die mit dem Schwenkrahmen 80 verbunden ist. Der Schwenktrieb 84 sollte eine ausreichende Stabilität gewährleisten, so dass der Schwenkrahmen 80 sicher in einer festen Schwenkposition gehalten und ein ungewolltes Schwenken des Schwenkrahmens 80 verhindert werden kann. Insbesondere sollte der Schwenktrieb 84 gewährleisten, dass die Lagerung der Ventilkurbel 16 trotz der darauf wirkenden Kräfte stabil in einer festen Position relativ zum Zylinderkopf gehalten werden kann. Auch der Schwenkrahmen 80 ist vorzugsweise so konstruiert, dass er ein hohes Maß an Steifigkeit aufweist. Durch diese Maßnahmen wird eine gute Kraftübertragung zwischen Ventilkurbel 16 und Ventil 70, eine geringe Betriebstoleranz des Ventiltriebs, sowie eine hohe Verschleißfestigkeit des Ventiltriebs befördert.

[0091] Der Schwenktrieb 84 kann auch auf eine andere Weise als durch die in Fig. 3 und 5 dargestellte Stange realisiert werden. Ein alternativer Schwenktrieb könnte beispielsweise einen mit dem Schwenkrahmen fest verbundenen hydraulischen oder pneumatischen Antrieb oder einen Zahnradantrieb, der in ein am Schwenkrahmen 80 fest angebrachtes Zahnsegment eingreift, umfassen. Das Zahnsegment kann hierbei an einer Außenseite oder an einer Innenseite am Schwenkrahmen angebracht sein.

[0092] Durch die Veränderung der Position der Achse 14 wird die Führungsbahn 68 der Rolle 40 verändert. Hierbei ist, wie beispielhaft im Ventiltrieb von Fig. 4 gezeigt ist, die Führungsbahn 68 durch das Führungselement 60 grundsätzlich auf einem Kreissegment um die Führungsachse 66 festgelegt. Jedoch kann durch die Veränderung der Position der Achse 14 die Führungsbahn der Rolle 40 in dem Sinn verändert werden, dass a) der durch die Rolle 40 überstrichene Kreissegmentbereich verändert wird, indem etwa der obere und der untere Umkehrpunkt der in Fig. 4 dargestellten Führungsbahn 68 verändert werden, und b) dass die Position, auf der sich die Rolle 40 zu einem gegebenen Zeitpunkt des Motorzyklus auf diesem Kreissegment befindet, verändert wird.

[0093] Ein Motorzyklus eines Viertaktmotors entspricht hierbei einer Umdrehung der Motorkurbelwelle um 720° , und ein gegebener Zeitpunkt des Motorzyklus entspricht einem zugeordneten Phasenwinkel, der innerhalb eines Motorzyklus den Bereich von 0° bis 360° durchläuft, wobei jeweils einem festen Punkt des Motorzyklus, beispielsweise dem Oberen Kolbentotpunkt (OT) oder dem Unteren Kolbentotpunkt (UT), ein fester Wert des Phasenwinkels zugeordnet ist. Ein solcher Phasenwinkel kann z.B. bei einem Viertaktmotor durch einen durch 2 geteilten Drehwinkel der Kurbelwelle des Motors gegeben werden. Da das Antriebszahnrad 22 synchron zum Motorzyklus angetrieben wird, kann ein gegebener Zeitpunkt bzw. ein gegebener Phasenwinkel des Motorzyklus insbesondere auch durch einen entsprechenden Drehwinkel des Antriebszahnrads 22 dargestellt werden, also beispielsweise durch einen Winkel einer auf dem Antriebszahnrad 22 angebrachten Markierung relativ zur Horizontalen.

[0094] Durch die Veränderung der Führungsbahn 68 können verschiedene Eigenschaften des in Fig. 2 dargestellten Ventilhubverlaufs 90 beeinflusst werden. Die einzelnen Veränderungen werden im Folgenden dargestellt. Es gilt unabhängig von der beschriebenen Ausführungsform, dass der erfindungsgemäße Ventiltrieb durch eine Veränderung der Position der Ventilkurbelachse bzw. Rotationsachse 14 eine oder mehrere dieser Veränderungen ermöglicht.

[0095] Erstens kann ein Punkt des maximalen Ventilhubes verändert werden. Dieser Punkt ist der äußerste Punkt der Rolle 40 auf ihrer Führungsbahn in Richtung der Ventilöffnung, den die Rolle durch Drehen der Ventilkurbel 16 um die Ventilkurbelachse 14 erreichen kann; dieser Punkt entspricht im Ventilhubdiagramm von Fig. 2 dem Zeitpunkt 96 des maximalen Ventilhubes. Somit kann eine Hubhöhe 90a (s. Fig. 2) des Ventils verändert werden. Die Veränderung des Punktes des maximalen Ventilhubes geht einher mit einer Veränderung des Bereiches der Rolloberfläche 54, entlang dessen die Rolle 40 rollt.

[0096] Zweitens kann die Dauer (bezogen auf einen Motorzyklus, d.h. die Größe eines entsprechenden Phasenwinkelintervalls) der Ventilöffnung verändert werden. Dies geht vorzugsweise einher mit einer Veränderung der Dauer, während der die Rolle 40 die Rolloberfläche 54 berührt.

[0097] Drittens kann ein Rotationswinkel der Ventilkurbel 16 relativ zum Motorzyklus verändert werden. Dadurch wird eine Phase der Ventilöffnung relativ zum Motorzyklus verändert, d.h. die Ventilerhebungskurve von Fig. 2 wird entlang der x-Achse verschoben, bzw. ein gegebener Zeitpunkt der Ventilerhebungskurve wird in Relation zum Motorzyklus

verändert. Als einen solchen gegebenen Zeitpunkt der Ventilerhebungskurve kann man beispielsweise den Zeitpunkt 96 des maximalen Ventilhubes oder einen Zeitpunkt, der einem bestimmten Rotationswinkel der Ventilkurbel 16 zugeordnet ist, definieren.

[0098] Die Phase der Ventilöffnung wird im in Fig. 1 dargestellten Ventiltrieb auf folgende Weise verändert. Wie oben beschrieben, erfolgt die Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 entlang eines Kreissegmentes um die Antriebsachse 24. Der Winkel, um den die Ventilkurbelachse 14 entlang des Kreissegmentes bewegt wird, sei mit α bezeichnet.

[0099] Da das Antriebszahnrad 22 und das Ventilkurbelzahnrad 12 während der Bewegung der Ventilkurbelachse 14 ständig in Eingriff stehen und der Eingriff eine Übersetzung von 1:1 aufweist, wird durch diese Bewegung ein Drehwinkel des Ventilkurbelzahnrads 12 (beispielsweise der Winkel zwischen einer Markierung an dem Ventilkurbelzahnrad 12 und der Horizontalen) relativ zu einem Drehwinkel des Antriebszahnrades 22 (beispielsweise dem Winkel zwischen einer Markierung am Antriebszahnrad 22 und der Horizontalen) um den Betrag α verändert. Somit wird auch eine Phase der Drehung der Ventilkurbel 16, d.h. ein Drehwinkel der Ventilkurbel 16, relativ zum Motorzyklus um den Betrag α verändert. Somit wird auch eine Phase der Ventilöffnung relativ zum Motorzyklus um den Betrag α verändert.

[0100] Das Ventilhubdiagramm von Fig. 2 zeigt als gestrichelte Kurve eine mögliche durch eine Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 weg von dem Schleppebel 50 hervorgerufene Veränderung der Ventilsteuerung. Hierbei ist zu sehen, wie sich gleichzeitig eine Hubhöhe 90a' und ein Zeitpunkt der Ventilöffnung 96' verändern, wobei der Zeitpunkt der Ventilöffnung 96' gegenüber dem Zeitpunkt 96 um den Betrag α verändert ist. Weiterhin verändern sich ein Zeitpunkt des Öffnens 94' und des Schließens 98' und somit eine Dauer der Ventilöffnung des Ventils.

[0101] Die durchgezogene Linie von Fig. 2, in der die Hubhöhe 90a der maximalen Hubhöhe 92 entspricht, könnte beispielsweise einer Ventilsteuerung eines Einlassventils unter Volllast entsprechen, und die gestrichelte Linie könnte einer Ventilsteuerung eines Einlassventils unter Teillast entsprechen. Unter Volllast ist die Hubhöhe 90a, die Dauer 35 und der Zeitpunkt 96 der Ventilöffnung so gewählt, dass das Ventil lange und weit geöffnet ist, so dass eine hohe Menge an Luft-Brennstoff-Gemisch der Brennkammer zugeführt wird; hierbei wird eine hohe Ventilüberschneidung in Kauf genommen bzw. gewünscht. Unter Teillast ist die Hubhöhe 90a' sowie die Dauer 35' und der Zeitpunkt 96' der Ventilöffnung so gewählt, dass eine geringere Menge Luft-Brennstoff-Gemisch der Brennkammer zugeführt wird; hierbei wird eine Ventilüberschneidung verringert bzw. vermieden. Dadurch lassen sich Brennstoffverbrauch, Geräuschentwicklung, Leistung und weitere Charakteristika des Motors dynamisch an die jeweiligen Erfordernisse anpassen.

[0102] Weiterhin ist die Veränderung der Phase 90c bzw. der Steuerzeiten des Ventilhubverlaufs so mit der Veränderung der Hubhöhe und der Ventilöffnungsduer gekoppelt, dass diese Größen in Bezug auf die oben genannten jeweiligen Erfordernisse unter Voll- bzw. Teillast angepasst werden. Beispielsweise kann bei hoher Drehzahl bzw. Motorlast eine hohe Literleistung erreicht werden. Zugleich kann die Fahrbarkeit bei niedrigen Drehzahlen und Teillast verbessert werden: Beispielsweise kann ein Ruckeln des Motors verringert und/oder das Ansprechverhalten des Motors verbessert werden.

[0103] Somit ist durch eine effizient angepasste Nutzung der Motorleistung auch effektivere Verbrennung möglich. Dies kann zu einer Verringerung des Schadstoffausstoßes und des Brennstoffverbrauchs führen. Weiterhin kann der Drehmomentverlauf des Motors, die Abgaswerte und die Geräuschemission über den gesamten Drehzahlbereich optimiert werden.

[0104] Die Veränderung der Ventilsteuerung kann elektronisch, d.h. durch einen elektronisch gesteuerten Mechanismus zur Veränderung der Ventilkurbelachse 14 erfolgen, der an den Schwenktrieb 84 gekoppelt ist. Die elektronische Steuerung kann in Abhängigkeit verschiedener relevanter Daten erfolgen, beispielsweise eines Weges am Gasgriff oder -pedal bzw. einer Gasgriff oder -pedalstellung, einer Motordrehzahl, einer Fahrgeschwindigkeit. Weiterhin kann die elektronische Steuerung durch ein Traktionskontrollsystem, ein System zur akustischen Steuerung oder ein System zur Emissionssteuerung beeinflusst werden. Durch die elektronische Steuerung des Ventiltriebs kann zudem eine Traktionskontrolle ohne Eingriff ins Bremssystem leicht realisiert werden.

[0105] Bei dem dargestellten Ventiltrieb entfällt somit die Notwendigkeit einer Drosselklappe, da eine Kontrolle der Gaszufuhr in die Brennkammer durch Steuern des Ventiltriebs erfolgen kann. Da Drosselverluste somit vermieden werden können, kann dadurch eine bessere Motorleistung insbesondere im Hochleistungsbereich erzielt werden.

[0106] Weiterhin kann die Ventilsteuerung sowohl in Hinblick auf die Leistungsfähigkeit des Motors im oberen Leistungsbereich als auch in Hinblick auf Abgaswerte, Brennstoffverbrauch oder ihrer akustischer Verträglichkeit des Motors eingestellt werden. Einerseits können dadurch hohe Spitzenleistungen erbracht werden; dazu sind große Ventilhube, lange Ventilöffnungszeiten und große Ventilüberschneidungen (d.h. eine gleichzeitige Öffnung von Einlass- und Auslassventil) vorteilhaft. Andererseits können Nachteile im Teillastbereich und bei niedrigen Drehzahlen vermieden werden, indem zu hohe Ventilüberschneidungen dort vermieden werden.

[0107] Es ist ein bevorzugter und von der gezeigten Ausführungsform unabhängiger Aspekt der Erfindung, dass mittels des Ventiltriebs 2 eine Hubhöhe des Ventilhubverlaufs bzw. der Ventilerhebungskurve 90 variiert werden kann. Die Hubhöhe kann bevorzugt über einen Hubhöhenbereich hinweg variiert werden, der das Intervall von 0 mm bis 5 mm, bevorzugt das Intervall von 0 mm bis 7 mm, weiter bevorzugt das Intervall von 0 mm bis 10 mm, und besonders bevorzugt

das Intervall von 0 bis 12mm umfasst.

[0108] Es ist ein weiterer bevorzugter und von der gezeigten Ausführungsform unabhängiger Aspekt der Erfindung, dass mittels des Ventiltriebs 2 eine Variation der Steuerzeiten bzw. der Phase 90c der Ventilerhebungskurve 90 über einen Phasen- bzw. Winkelbereich möglich ist, der ein Intervall von 10° (d.h. 10/360 eines Motorzyklus oder 30° Kurbelwellenwinkel einer Kurbelwelle eines Viertaktmotors) und bevorzugt ein Intervall von 15° umfasst.

[0109] Die Einstellung der Phase 90c ist ohne ein separates Phasenverstellelement möglich. Dadurch können sich Vorteile in Bezug auf Herstellungskosten, Bauraum, Wartungsanfälligkeit und Gewicht ergeben. Hierzu ist es vorteilhaft, die Konstruktion des Ventiltriebs 2 und insbesondere die Größe des Antriebszahnrad 22 und des Ventilkurbelzahnrad 24 so zu wählen, dass die Phase, die Hubhöhe und die Öffnungsdauer des Ventils an jeweilige Erfordernisse, beispielsweise an verschiedene Lastbereiche, simultan angepasst werden.

[0110] Fig. 5 zeigt den Ventiltrieb von Fig. 3 in perspektivischer Ansicht. Darin ist die dreidimensionale Anordnung der in Fig. 3 gezeigten Elemente sichtbar. Zusätzlich zu den Elementen von Fig. 3 ist hierin ein mit dem Antriebszahnrad 22 verbundenes Kettenzahnrad 26 zum Antrieb des Antriebszahnrad 22 durch eine Kette, die wiederum von der Kurbelwelle des Motors angetrieben ist. Das Übersetzungsverhältnis dieses Antriebs ist so gewählt, dass das Antriebszahnrad 22 synchron zum Motorzyklus des Verbrennungsmotors drehbar ist, d.h. in einem Viertaktmotor ist das Übersetzungsverhältnis von Motorkurbelwelle und Antriebszahnrad 2:1.

[0111] Weiterhin ist sichtbar, dass der Ventiltrieb den gleichzeitigen Betrieb von zwei Ventilen vorsieht. Hierzu ist ein gemeinsames Pleuel über ein gemeinsames Verbindungselement 38 mit zwei Rollen 40 (wobei nur eine der Rollen sichtbar ist) verbunden; die Rollen 40 werden jeweils durch ein eigenes Führungselement 60, 60' geführt. Weiterhin sind zwei Schleppebel 50, 50' sichtbar, die jeweils ein Ventil betätigen, wobei nur eines der Ventile sichtbar ist.

[0112] Die Führungselemente 60, 60' sind mit dem Verbindungselement 38 verbunden, entweder über ein Lager, beispielsweise ein Wälzlager, oder durch eine starre Verbindung. Außen am Verbindungselement 38 sind die Rollen 40 drehbar gelagert; innen ist das Pleuel 30 drehbar am Verbindungselement 38 gelagert. Somit wird sichergestellt, dass beide Ventile synchron angetrieben werden.

[0113] Die in Fig. 1-5 dargestellten Ventiltriebe können in verschiedenen Aspekten variiert werden. Im Folgenden sind Ausführungsformen beschrieben, die sich beispielsweise als Variationen der in Fig. 1 bis 5 gezeigten Ventiltriebe ergeben. Diese Variationen sind allerdings insofern unabhängig von den dort gezeigten Ausführungsformen, als dass sie ebenso gut auch in Kombination mit weiteren Ausführungsformen, beispielsweise mit den in Fig. 6-14 gezeigten Ausführungsformen oder in noch weiteren Ausführungsformen, angewendet werden können.

[0114] In einer Ausführungsform beträgt das Übersetzungsverhältnis zwischen Ventilkurbelzahnrad 12 und Antriebszahnrad 22 nicht 1:1, sondern ist allgemein 1:x. Es stellt einen bevorzugten Aspekt der Erfindung dar, dass die Ventilkurbel 16 oder ein ihr entsprechendes drehbares Antriebsmittel synchron zum Motorzyklus gedreht wird, d.h. dass ein Motorzyklus einer vollen Umdrehung der Ventilkurbel 16 entspricht. Daher sollte das Antriebszahnrad 22 in einem solchen Übersetzungsverhältnis zur Motorkurbelwelle angetrieben sein, dass diese Bedingung erfüllt ist. Bei einem Viertaktmotor sollte somit das Übersetzungsverhältnis zwischen Antriebszahnrad und Motorkurbelwelle x:2 betragen.

[0115] In einer weiteren Ausführungsform kann der Antrieb der Ventilkurbel 16 auch über einen anderen Mechanismus als in Fig. 1 dargestellt erfolgen. Beispielsweise kann die Ventilkurbel 16 auch durch ein anderes für eine Nockenwelle übliches Antriebsmittel angetrieben werden. Hierbei ist es bevorzugt, dass bei einer Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 auch eine Veränderung des Rotationswinkels bzw. der Phase der Ventilkurbel 16 und somit der Phase der Ventilerhebungskurve erfolgt.

[0116] Beispielsweise kann ein Antrieb der Ventilkurbel 16 über eine Kette erfolgen, in die ein mit der Ventilkurbel 16 verbundenes Kettenzahnrad eingreift. Hierbei ist darauf zu achten, dass das Übersetzungsverhältnis so ist, dass eine volle Umdrehung der Ventilkurbel einem Motorzyklus entspricht. Durch Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 kann nun beispielsweise eine Position des Kettenzahnrad entlang eines Umfangs der Kette verändert werden. Bezeichnet l die dabei durch das Kettenzahnrad entlang des Umfangs der Kette zurückgelegte Strecke und L die Länge, um die sich die Kette während eines Motorzyklus fortbewegt, so ergibt sich eine Veränderung des Drehwinkels der Ventilkurbel 16 um den Winkel

$$\alpha = (l/L) \cdot 360^\circ$$

[0117] Infolgedessen verändert sich der Drehwinkel bzw. die Phase der Ventilkurbel 16 und somit die Phase der Ventilerhebungskurve relativ zum Motorzyklus um den Betrag α .

[0118] In einer weiteren Ausführungsform können weitere für einen Ventiltrieb übliche Elemente hinzugefügt werden. Beispielsweise ist es möglich, durch ein optionales Phasenverstellelement die Phase des Antriebsmittels 16 unabhängig vom Ventilhub zu verstellen.

[0119] In einer weiteren Ausführungsform können Elemente des Ventiltriebs durch Elemente mit jeweils äquivalenter

Funktion ersetzt werden. Beispielsweise kann die Ventilkurbel 16, die als Kurbelwelle dargestellt ist, auch als eine Exzenterwelle ausgeführt werden. Weiterhin kann beispielsweise die als Spiralfeder dargestellte Ventilfeeder auch als eine pneumatische Feder ausgeführt werden.

[0120] In einer weiteren Ausführungsform ist eine alternative Gestaltung des Schlepphebels 50 möglich, bei der die Rolle 22 die Rolloberfläche 54 bzw. den Schlepphebel 50 auch während der Ventilverschlussphase 93 berührt und somit einen festen Anschlag des Schlepphebels 50 zur Verfügung stellt. Dann gliedert sich die Rolloberfläche 54 in einen Verschlussbereich, der der Verschlussphase 93 des Ventils entspricht; und einen Öffnungsbereich, der einem Öffnen des Ventils, d.h. den Phasen 95a, 95, 97 und 97a entspricht. In dieser Ausführungsform kann auf das Halteelement 57 verzichtet werden; und es muss das Ventilspiel des Ventils über das Ventileinstellelement 71 eingestellt werden.

[0121] In einer weiteren Ausführungsform kann der Schlepphebel 50 durch eine Schlepphebelfeder in Richtung des Ventils 70 gedrückt werden. Dadurch kann vorzugsweise ein kraftschlüssiger Kontakt zwischen Schlepphebel 50 und Ventil 70 auch dann hergestellt werden, wenn Rolle 40 nicht auf den Schlepphebel 50 drückt. Als Schlepphebelfeder kann beispielsweise eine Drehfeder, eine Spiralfeder, eine hydraulische, eine pneumatische oder eine andere Feder verwendet werden. Weiterhin kann statt einer Feder auch jedes andere Mittel, dass ein Drücken des Schlepphebels 50 in Richtung des Ventils 70 bewirkt, verwendet werden. In diesem Fall entfällt die Notwendigkeit des in Fig. 1 gezeigten Halteelements 57, da seine Funktion, einen Kontakt zwischen Ventil 70 und Schlepphebel 50 sicherzustellen, durch die Schlepphebelfeder übernommen werden kann. In diesem Fall kann gleichzeitig auch auf das Einstellelement 71 verzichtet werden, falls eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Schlepphebel 50 und Ventil 70 unabhängig von geringen Fertigungstoleranzen ein ausreichendes Ventilspiel sicherstellt. In diesem Fall kann eine einfache Einstellung des Ventilspiels erreicht werden, die tolerant gegenüber abnutzungsbedingten Veränderungen des Ventiltriebs oder des Ventil-sitzes ist.

[0122] In einer weiteren Ausführungsform kann die Rolle 40 durch ein alternatives Drückelement, beispielsweise einen Gleitstein, ersetzt werden, das auf eine Andruckfläche 54 des Schlepphebels 50 drückt.

[0123] In einer weiteren Ausführungsform kann die Rolle oder das Drückelement 40 an einer beliebigen Stelle des Pleuels 30 oder des Führungselementes 60 befestigt sein. Die Art der Befestigung kann weiterhin auf eine beliebige Weise erfolgen. Ist die Rolle 40 am Pleuel 30 befestigt, so kann anders als in Fig. 4 die Führungsbahn 68 der Rolle 40 auch eine von der Hinbewegung unterschiedliche Rückbewegung des Pleuels 40 beinhalten. Solange eine Schwenkbewegung 60 des Führungselementes oder eine Hubbewegung des Pleuels 30 so auf die Rolle 40 übertragen wird, dass durch Drehen der Ventilkurbel 16 die Rolle 40 entlang einer periodischen Bahn bewegt wird, kann die Ausführungsform von Fig. 1-5 in nahe liegender Weise an die veränderte Befestigung der Rolle oder des Drückelements 40 angepasst werden. Hierzu ist es im Wesentlichen notwendig, die Anordnung des Schlepphebels 60 und die Kontur der Andruckfläche 54 anzupassen.

[0124] In einer weiteren Ausführungsform drückt das Drückelement direkt auf den Ventilschaft des Ventils 70. Hierzu ist das Pleuel 30 und das Führungselement 40 vorzugsweise so gestaltet und angeordnet, dass eine geeignete, d.h. annähernd in Richtung der Ventilachse des Ventils 70 verlaufende Führungsbahn 68 des Drückelements 40 resultiert. Diese Ausführungsform macht insbesondere einen Schlepphebel nicht erforderlich.

[0125] In einer weiteren Ausführungsform wird bei einer Veränderung der Position der Ventilkurbelachse 14 auch die Position der Führungsschse 66 verändert. Diese Ausführungsform kann beispielsweise realisiert werden, indem nicht nur die Ventilkurbel 16 an ihrer Achse 14, sondern auch das Führungselement 60 an seiner Führungsschse 66 im Schwenkrahmen 80 schwenkbar gelagert sind. In dieser Ausführungsform wird durch das Schwenken des Schwenkrahmens 80 nicht nur die Führungsbahn 68 der Rolle 40 entlang des Kreissegments um die Führungsschse 66 verändert, sondern es wird im Gegensatz zu der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform auch das Kreissegment selbst, d.h. sein Mittelpunkt 66, verändert.

[0126] Fig. 6 zeigt eine weitere Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs in einem seitlichen Querschnitt. Dieser Ventiltrieb entspricht in seinen funktionalen Merkmalen dem Ventiltrieb von Fig. 1, so dass die Beschreibung von Fig. 1 im Wesentlichen auch für Fig. 6 herangezogen werden kann; gleiche oder ähnliche Bestandteile werden mit identischen Nummern bezeichnet.

[0127] Im Vergleich zum in Fig. 1 dargestellten Ventiltrieb sind einzelne Elemente des Ventiltriebs von Fig. 6 anders angeordnet. Insbesondere erfolgt die Bewegung der Rolle 40 entlang der Rolloberfläche 54 eher in horizontaler Richtung, während sie in Fig. 1 eher in vertikaler Richtung erfolgt.

[0128] Weiterhin ist das Führungselement 60 so angeordnet, dass es - je nach Bewegungszustand des Ventiltriebs mehr oder weniger - nahezu kollinear mit der Ventilachse (gestrichelte Linie) des Ventils 70 liegt, wohingegen das Pleuel 30 nahezu im rechten Winkel zur Ventilachse angeordnet ist. Durch eine solche Anordnung kann die Gegenkraft zur Kompensation der durch die Ventilfeeder 72 erzeugten Druckkraft bzw. der durch die Hubbewegung des Ventils 70 erzeugten Beschleunigung überwiegend über das Führungselement 60 zur Verfügung gestellt werden, das an der Führungsschse 66 fest im Zylinderkopf gelagert ist.

[0129] Anders als im in Fig. 1 dargestellten Ventiltrieb wirkt eine Feder 58 auf den Schlepphebel ein, so dass ein kraftschlüssiger Kontakt zwischen Schlepphebel 50 und Ventil 70 auch dann hergestellt wird, wenn die Rolle 40 nicht

auf den Schlepphebel 50 drückt. Als Feder ist eine Drehfeder dargestellt, jedoch kann auch eine Spiralfeder, eine hydraulische, eine pneumatische oder eine andere Feder verwendet werden. Analog zu Fig. 3 kann die Feder durch ein Halteelement ersetzt werden, das einen festen Anschlag des Schlepphebels 50 zur Verfügung stellt.

[0130] Analog zur Darstellung in Fig. 1b weist der Ventiltrieb ein Ausgleichsgewicht 18 auf. Das Ausgleichsgewicht 18 ist direkt an dem Ventilkurbelzahnrad 12 angebracht. Um ein ungewünschtes Massenmoment und somit eine einseitige Belastung der Ventilkurbel 16 zu vermeiden, ist an der Ventilkurbel 16 ein weiteres gleich großes Ausgleichsgewicht symmetrisch zu dem dargestellten Ausgleichsgewicht 18 angebracht.

[0131] Fig. 7 zeigt eine vordere Querschnittsansicht des Ventiltriebs von Fig. 6. Darin ist die räumliche Anordnung der verschiedenen in Fig. 6 gezeigten Elemente genauer nachzuvollziehen. Der Ventiltrieb ist für den Antrieb zweier Ventile 70, 70' ausgelegt. Das Pleuel 30 ist für die Betätigung beider Ventile vorgesehen. Das Pleuel ist über ein Wälzlager drehbar um das Verbindungselement 38 gelagert. Das Verbindungselement 38 ist starr mit dem Führungselement 60 verbunden. Durch diese Verbindung wird die dreh- bzw. schwenkbare Gelenkverbindung 36 zwischen Pleuel 30 und Führungselement 60 definiert.

[0132] Am Verbindungselement 38 sind weiterhin zwei Rollen 40, 40' drehbar über ein Wälzlager 42 befestigt. Unter jeder der Rollen 40, 40' ist jeweils ein Schlepphebel 60, 60' zur Betätigung durch die Rollen angeordnet. Jeder der Schlepphebel 60, 60' betätigt wiederum ein eigenes Ventil 70, 70'.

[0133] Unabhängig von der gezeigten Ausführungsform ist es vorteilhaft, dass, wie hier gezeigt ist, das Pleuel drehbar um ein Verbindungselement 38 gelagert ist, wobei das Verbindungselement 38 vorzugsweise starr mit dem Führungselement 60 verbunden ist. Auf ähnliche Weise bevorzugt ist die Rolle 40 drehbar um das Verbindungselement 38 gelagert.

[0134] Das Führungselement 60 weist an seinem oberen Ende einen Rahmen auf, der sowohl das Pleuel 30 als auch die Rollen 40, 40' umgreift, und dessen Außenseite mit der Außenseite des Verbindungselement 38 starr verbunden ist. Dadurch ist das Verbindungselement 38 beidseitig der Rollen 40, 40' gestützt. Der Rahmen erlaubt somit eine zusätzlich verbesserte Kraftübertragung über das Verbindungselement 38, ohne dass das Verbindungselement 38 über Gebühr einseitig belastet wird.

[0135] Zwar ist in Fig. 7 der Ventiltrieb für den Antrieb zweier Ventile 70, 70' dargestellt. Durch nahe liegende Modifikationen kann der Ventiltrieb jedoch auch für eine beliebige andere Anzahl von Ventilen angepasst werden.

[0136] Fig. 8 zeigt eine seitliche Querschnittsansicht eines erfindungsgemäßen Ventiltriebs. Zusätzlich zu den in Fig. 6-7 gezeigten Elementen ist hier auch ein Schwenkrahmen 80 dargestellt, der um die Schwenkachse 24 schwenkbar ist, wobei die Schwenkachse 24 und die Rotationsachse des Antriebszahnrad wiederum identisch sind. Aufbau und Funktion des Schwenkrahmens 80 sind im Wesentlichen analog zu der Beschreibung von Fig. 3, wobei einige Unterschiede bezüglich des Schwenkrahmens im Folgenden dargestellt werden. Der Schwenkrahmen von Fig. 8 besteht aus zwei starr miteinander verbundenen Teilen, die über eine Schraubverbindung mit Schrauben 86 miteinander verbunden sind.

[0137] Auf der rechten Seite des Schwenkrahmens 80 ist der Schwenktrieb 84 gezeigt. Er umfasst ein mit dem Schwenkrahmen 80 starr verbundenes Zahnsegment 84a, in das ein Zahnrad 84b eingreift. Der Schwenkrahmen 80 kann geschwenkt werden, indem durch Drehen des Zahnrad 84b das Zahnsegment 84a auf und ab bewegt wird. Entsprechend dieser Funktion ist das Zahnsegment 84a entlang eines Kreissegments um die Schwenkachse 24 gekrümmt.

[0138] Unabhängig von der hier beschriebenen Ausführungsform ist es allgemein vorteilhaft, wenn das Zahnrad 84b so angeordnet ist, dass es um die Schlepphebelachse 52 drehbar ist. Dadurch wird eine kompakte Bauweise ermöglicht, aus der sich Vorteile sowohl bezüglich des Bauraums als auch bezüglich der Steifigkeit der Konstruktion ergeben können.

[0139] Fig. 9 zeigt den Ventiltrieb von Fig. 8 in perspektivischer Ansicht. Zusätzlich ist in Fig. 9 ein weiteres Paar von Ventilen 78, die als Tassenstößelzylinder ausgeführt sind, dargestellt. Die Ventile 78 werden über einen konventionellen Nockenwellenantrieb 5 angetrieben. Der Nockenwellenantrieb 5 erfolgt gemeinsam mit dem Antrieb der Ventilkurbel 16 über das Antriebszahnrad 22. In Fig. 9 sind die konventionell angetriebenen Ventile 78 Auslassventile, während die erfindungsgemäß angetriebenen Ventile 70 Einlassventile sind.

[0140] Weiterhin ist in Fig. 9 ein Schneckengetriebe 84c dargestellt. Das Schneckengetriebe 84c steht mit dem Zahnrad 84b in Eingriff und dient dazu, dieses zu drehen. Dadurch kann, wie für Fig. 8 beschrieben, der Schwenkrahmen 80 geschwenkt werden. Der Schneckengetriebe 84c wird von einem elektronisch gesteuerten Motor (nicht dargestellt) analog zu der Beschreibung des Schwenktriebs von Fig. 1 angetrieben.

[0141] Alternativ zum Schneckengetriebe 84c könnte das Zahnrad 84b auch z.B. über eine Kupplung, einen Kettenantrieb, ein Kegelzahnradpaar, oder auf eine andere Weise angetrieben werden. Dabei ist ein Antrieb zu bevorzugen, der ein ungewolltes Schwenken des Schwenkrahmens 80 verhindert.

[0142] Fig. 10a stellt eine Seitenansicht eines Ventiltriebs dar. Die in Fig. 10a gezeigten Elemente entsprechen den jeweiligen Beschreibungen von Fig. 6-9. Fig. 10b zeigt eine Ausschnittvergrößerung von Fig. 10a. Darin ist die Rolloberfläche 54 deutlicher als in Fig. 10a zu sehen. Die Rolle 40 befindet sich in dieser Figur auf dem Aufschlagbereich der Rolloberfläche, d.h. auf dem Bereich, auf dem er bei der Bewegung entlang seiner Führungsbahn auf die Rolloberfläche aufschlägt und somit in Berührungskontakt mit der Rolloberfläche kommt. In Fig. 10b ist zu sehen, dass der Aufschlag-

bereich der Rolloberfläche 54 so geformt ist, dass die Rolle 40 sanft, d.h. in einem möglichst flachen Winkel, darauf aufschlägt. (zur Illustration dieses Sachverhalts ist in Fig. 10b die Führungsbahn des aufschlagenden Bereichs der Rolle 40 als gestrichelte Linie 40a gezeigt). Auch ist zu sehen, dass um den Aufschlagbereich ein etwas schräg zu dieser Führungsbahn verlaufender Rampenbereich aufweist. Dieser Rampenbereich erlaubt es, trotz etwaiger Fertigungstoleranzen einen geeigneten Aufschlagbereich zur Verfügung zu stellen. Auch in anderen Ausführungsformen ist es vorteilhaft, einen Rampenbereich der Rolloberfläche bzw. der Andruckfläche 54 zur Verfügung zu stellen, der einen Aufschlagbereich der Rolle bzw. des Drückelements 40 enthält, und der bevorzugt in einem Winkel zur Führungsbahn des Drückelements steht, der bevorzugt weniger als 30° und besonders bevorzugt weniger als 20° beträgt.

[0143] In Fig. 10b ist die Rolloberfläche 54 weiterhin so geformt, dass das Ventil zunächst (d.h. bei geringer Öffnung) langsam geöffnet wird und anschließend rasch bis zu voller Hubhöhe geöffnet wird (entsprechend den in Fig. 2 gezeigten Phasen 95a und 95b) bzw. einen umgekehrten Verlauf beim Ventilverschluss aufweist (entsprechend den in Fig. 2 gezeigten Phasen 97b und 97a).

[0144] Fig. 11 stellt eine weitere Seitenansicht des Ventiltriebs von Fig. 9 dar. Im Unterschied zu Fig. 10a sind darin auch die weiteren Ventile 78 von Fig. 9 und ihr Antrieb dargestellt.

[0145] In den in den Figuren 6 - 11 dargestellten Ventiltrieben ist der Schwenkrahmen jeweils auf geringe Hubhöhen eingestellt, d.h. er entspricht dem als gestrichelte Kurve dargestellten Ventilhubdiagramm von Fig. 2. Fig. 12 zeigt eine weitere perspektivische Darstellung des in Fig. 6-11 gezeigten Ventiltriebs, in der der Schwenkrahmen 80 jedoch für große Hubhöhe eingestellt ist. Eine Seitenansicht dieses Zustands ist weiterhin in Fig. 13 gezeigt.

[0146] Ausgehend vom in den Figuren 6-11 gezeigten Zustand wurde im in Fig. 12 und 13 gezeigten Ventiltrieb der Schwenkrahmen 80 in Richtung des Ventils 70 geschwenkt. Wie oben beschrieben, wird das Schwenken des Schwenkrahmens 80 folgendermaßen erreicht: Wird das Schneckengetriebe 84c gedreht, so dreht sich das Zahnrad 84b. Das Zahnrad 84b wirkt auf das Zahnsegment 84a ein, so dass das Zahnsegment 84a in Richtung des Ventils 70 bewegt wird, wodurch der Schwenkrahmens 80 geschwenkt wird.

[0147] Dadurch, dass der Schwenkrahmen 80 um einen Winkel α gegenüber dem in den Figuren 6-11 gezeigten Zustand zum Ventil 70 hin geschwenkt ist, ist die Position der Ventiltriebsachse 14 verändert, d.h. um einen Winkel α um die um die Schwenkachse 24 gedreht. Eine erste Konsequenz dieser Veränderung ist, dass die Rolle 40 entlang eines veränderten Bereichs der Rolloberfläche 54 hin und her rollt. Der veränderte Bereich der Rolloberfläche hat folgende Wirkungen:

[0148] Erstens erreicht die Rolle 40 einen Bereich der Rolloberfläche 54, der im Vergleich zu dem in Fig. 6-12 erreichten Bereich einer größeren Ventilöffnung entspricht. Daher vergrößert sich die Hubhöhe 90a, d.h. der in einem Zyklus erreichbare maximale Ventilhub. Hierdurch wird auch insbesondere der integrierte Ventilhub, d.h. die Fläche unter dem Ventilhubdiagramm in Fig. 2, größer.

[0149] Zweitens berührt und drückt die Rolle 40 über einen größeren Drehbereich der Ventilkurbel 16 die Rolloberfläche 54. Daher erfolgt der in Fig. 2 dargestellte Zeitpunkt der Ventilöffnung 94 bei einem kleineren Drehwinkel der Ventilkurbel 16, d.h. bei einem Drehwinkel, der früher erreicht wird. Entsprechend erfolgt der Zeitpunkt des Ventilschließens 98 bei einem Drehwinkel der Ventilkurbel 16, der später erreicht wird. Die zwischen diesen Zeitpunkten liegende Ventilöffnungs-dauer ist demzufolge länger, und die Ventilverschlussphase 93 dauert entsprechend kürzer. Hierbei ist, wie auch sonst in der Beschreibung, die Dauer auf einen Motorzyklus bezogen.

[0150] Eine zweite Konsequenz der Veränderung der Position der Ventiltriebsachse 14 ist, dass der Drehwinkel der Ventilkurbel 16 im Vergleich zum Drehwinkel des Antriebszahnrad 22 um den Winkel α verändert ist. Dadurch ist die Phase der Drehung der Ventilkurbel, d.h. der Phasenwinkel relativ zum Motorzyklus, um einen Phasenwinkel α verändert. Dadurch ist die Phase des Hubhöhendigramms um einen Phasenwinkel α (90c) verändert, d.h. beispielsweise der Zeitpunkt des maximalen Ventilhub 96 ist um einen Phasenwinkel α (90c) verschoben.

[0151] Ein weiterer erfindungsgemäßer Ventiltrieb ist schematisch in Fig. 14 dargestellt. Dieser Ventiltrieb entspricht im Wesentlichen der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform; gleiche oder ähnliche Bestandteile werden mit identischen Nummern bezeichnet.

[0152] Ein Unterschied zu Fig. 1 besteht darin, dass der Schleppehebels 50 in Richtung des Ventils 70 gedrückt wird, indem die Rolle 40 weg von der Schleppehebelachse 52 bewegt wird. Dadurch kann bei dem Drücken des Schleppehebels in Richtung des Ventils 70 eine Hebelwirkung des Schleppehebels 50 effizient genutzt werden.

[0153] Im in Fig. 14 gezeigten Ventiltrieb ist im Gegensatz zu den Darstellungen in Fig. 1-13 der Schleppehebel 50 so lang, dass die Rolle 40 immerzu den Schleppehebel berührt. Dadurch entfällt die Notwendigkeit, einen separaten Anschlag 57 oder eine Hebelhaltefeder 58 zur Verfügung zu stellen.

[0154] Der Antrieb der Ventilkurbel 16 ist nicht dargestellt und kann analog zu Fig. 1 erfolgen.

[0155] Die Position der Ventilkurbelachse 14 ist veränderbar. Der Mechanismus hierfür ist nicht explizit dargestellt und kann mittels eines Schwenkrahmens, der analog zu dem in Fig. 3 gezeigten Schwenkrahmen 80 ist, erfolgen.

Bezugszeichen :

[0156]

5	Bezeichnung	Bezugszeichen
	Verbrennungsmotor	1
	Ventiltrieb	2
	Zylinderkopf	3
10	Getriebe	4
	Konventioneller Ventiltrieb für Auslassventile	5
	Antriebssystem	10
	Erstes Antriebszahnrad	12
	Rotationsachse der Ventilkurbel	14
15	Ventilkurbel / erstes Antriebsmittel	16
	Lagerzapfen der Ventilkurbel	16a
	Hubzapfen der Ventilkurbel	16b
	Wange der Ventilkurbel	16c
20	Ausgleichsgewicht	18
	Zweites Antriebszahnrad / Antriebsmittel	22
	Rotationsachse des zweiten Antriebszahnrad	24
	Kettenrad	26
	Pleuel	30
25	Erstes Pleuellager (Pleuelauge)	34
	Zweites Pleuellager (Pleuelauge)	36
	Verbindungselement	38
	Drückelement / Rolle	40
30	Lagerung des Drückelements	42
	Führungsbahn des Drückelements	68
	Hebel / Übertragungselement	50
	Hebelachse	52
	Konturfläche	54
35	Aufschlagbereich der Konturfläche für das Drückelement (Fig. 4)	54a
	Führungsbahn des Aufschlagbereichs Drückelement (Fig. 10b)	54a
	Berührfläche des Hebels für Ventil	56
	Hebelanschlag	57
40	Hebelhaltefeder	58
	Führungselement	60
	Oberer Rahmen des Führungselements	60a
	Führungshebelachse	66
	Führungsbahn des Drückelements	68
45	Ventil	70
	Einstellelement	71
	Ventilfeder	72
	Ventilfederteller	74
	Ventilsitz	76
50	Zweites Ventil	70'
	Auslassventile	78
	Schwenkteil	80
	Schwenkachse	82
55	Schwenktrieb	84
	Schwenktrieb Zahnsegment	84a
	Schwenktrieb Zahnrad	84b

(fortgesetzt)

	Bezeichnung	Bezugszeichen
	Schneckengetriebe	84c
5	Steuerung des Schwenktriebs	84d
	Einstellschrauben	87
	Ventilerhebungskurve	90
	Phase mit geschlossenem Ventil	93
10	Zeitpunkt des Ventilöffnens	94
	Ventilöffnungsphase	95
	Ventilöffnungsphase mit geringem Ventilhub	95a
	Übrige Ventilöffnungsphase	95b
	Ventilverschlussphase	97
15	Ventilverschlussphase mit geringem Ventilhub	97a
	Übrige Ventilverschlussphase	97b
	Zeitpunkt des Ventilschließens	98
	Hubhöhe	90a
20	Dauer der Ventilöffnung	90b
	Verschiebung des Phasenwinkels	90c
	Maximale Hubhöhe	92

Patentansprüche

1. Ventiltrieb (2) zur Betätigung eines Ventils (70) eines Verbrennungsmotors (1), umfassend

- ein erstes Antriebsmittel (16), das um eine erste Rotationsachse (14) drehbar ist,
- ein Pleuel (30) mit einem ersten Pleuelgelenk (34) und einem zweiten Pleuelgelenk (36), und
- ein Führungselement (60) zum Führen des Pleuels, das um eine Führungsachse (66) schwenkbar ist, wobei

das Pleuel (30) mit seinem ersten Pleuelgelenk (34) am ersten Antriebsmittel (16) angelenkt ist und das Pleuel (30) mit seinem zweiten Pleuelgelenk (36) am Führungselement (60) angelenkt ist, und wobei der Ventiltrieb (2) zur Anordnung im Bereich des Zylinderkopfes des Verbrennungsmotors vorgesehen ist, so dass das Antriebsmittel (16) in mindestens einer möglichen Position der Rotationsachse (14) auf der Zylinderkopfseite bezüglich einer Trennfläche zwischen Motorblock und Zylinderkopf des Verbrennungsmotors gelagert ist, und wobei die Position der ersten Rotationsachse (14) veränderbar ist.

2. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 1, weiterhin umfassend

ein zweites Antriebsmittel (22) zum Antrieb des ersten Antriebsmittels (16), wobei das zweite Antriebsmittel (22) um eine zweite Rotationsachse (24) drehbar ist.

3. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 2, wobei

das zweite Antriebsmittel (22) ein zweites Antriebszahnrad ist, und weiterhin umfassend ein erstes Antriebszahnrad (12) zum Antreiben des ersten Antriebsmittels (16), wobei das erste Antriebszahnrad (12) um die erste Rotationsachse (14) drehbar ist.

4. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-3, weiterhin umfassend

ein am Führungselement (60) befestigtes Drückelement (40).

5. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 4, wobei

das Drückelement (40) eine Rolle ist.

6. Ventiltrieb gemäß einem der Ansprüche 4 oder 5, weiterhin umfassend ein Übertragungselement (50) in lösbarem mechanischem Kontakt mit dem Drückelement (40).

7. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 6, wobei

das Übertragungselement (50) von einem Kraftelement (58) in Richtung Ventil (70) vorgespannt wird.

8. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 6 oder 7, weiterhin umfassend einen festen Anschlag (57) zur Definition einer maximalen Auslenkung des Übertragungselements (50).

9. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 6 bis 8, wobei das Übertragungselement (50) ein Hebel ist, der um eine Hebelachse (52) schwenkbar ist

10. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 9, wobei Der Hebel (50) einarmig ist.

11. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 9 oder 10, wobei eine Bewegung des Drückelements (40) in Richtung der Hebelachse (52) ein Öffnen des Ventils bewirkt.

12. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-11, wobei durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse (14) eine den Ventilhubverlauf (90) kennzeichnende Größe veränderbar ist.

13. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 12, wobei die den Ventilhubverlauf (90) kennzeichnende Größe eine Hubhöhe und/oder eine Öffnungsdauer des Ventils ist.

14. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-13, wobei durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse (14) eine Phasenbeziehung zwischen dem Drehwinkel des ersten Antriebsmittels (16) und einem Phasenwinkel des Motorzyklus veränderbar ist.

15. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 5-16 soweit sie sich auf Anspruch 4 beziehen oder nach Anspruch 4, wobei das Drückelement (40) auf einer Führungsbahn (68) geführt wird, und die Führungsbahn (68) des Drückelements (40) durch die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse (14) veränderbar ist.

16. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-15, wobei die Veränderung der Position der ersten Rotationsachse (14) ein Schwenken der ersten Rotationsachse (14) um eine Schwenkachse (24) ist.

17. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 16, weiterhin umfassend einen Schwenktrieb (84) zum Schwenken der ersten Rotationsachse (14), der umfasst ein um eine dritte Rotationsachse (86) drehbares Schwenktriebzahnrad (84b) und ein mit dem Schwenktriebzahnrad (84b) in Eingriff stehendes Schwenktriebzahnsegment (84a).

18. Ventiltrieb (2) gemäß Anspruch 17, wobei die dritte Rotationsachse (86) gleichzeitig die Hebelachse (52) des Hebels (50) bildet.

19. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 17 oder 18, weiterhin umfassend ein mit dem Schwenktriebzahnrad (84b) in Eingriff stehendes Schneckengetriebe (84c) zum Antrieb des Schwenktriebszahnrad (84b).

20. Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-19, wobei das Pleuel (30) und das Führungselement (60) Glieder einer ebenen Drehgelenkkette sind.

21. Verbrennungsmotor (1) mit einem Ventil (70) und einem Ventiltrieb (2) gemäß einem der Ansprüche 1-20 zur Betätigung des Ventils (70).

22. Verbrennungsmotor (1) gemäß Anspruch 21, wobei das Ventil (70) ein Finlassventil ist.

23. Verbrennungsmotor (1) gemäß einem der Ansprüche 21 oder 22, wobei das Ventil (70) ein Einlassventil ist, und das zweite Antriebsmittel (22) auch ein Auslassventil betätigt.

24. Verbrennungsmotor (1) gemäß einem der Ansprüche 21-23, wobei eine maximale Hubhöhe des Ventils (70) mindestens 5mm beträgt.

5 **Claims**

1. Valvetrain (2) for actuating a valve (70) of a combustion engine (1), comprising
 - a first driving member (16), which is rotatable about a first rotation axis (14);
 - a connecting rod (30) with a first joint (34) and a second joint (36), and
 - a guiding member (60) for guiding the connecting rod, the guiding member being pivotable around a guiding member axis (66), wherein
 the connecting rod (30) is joined with its first joint (34) to the first driving member (16), and the connecting rod (30) is joined with its second joint (36) to the guiding member (60), and wherein the valvetrain (2) is adapted for being arranged in a cylinder head portion of the combustion engine, such that the driving member (16) is mounted, in at least one possible position of the rotational axis (14), on a cylinder head side relative to a dividing surface between motor block and cylinder head of the combustion engine, and wherein the position of the first rotation axis (14) is adjustable.
2. Valvetrain (2) according to claim 1, further comprising a second driving member (22) for driving the first driving member (16), wherein the second driving member (22) is rotatable about a second rotation axis (24).
3. Valvetrain (2) according to claim 2, wherein the second driving member (22) is a second driving gearwheel, the combustion engine further comprising a first driving gearwheel (12) for driving the first driving member (16), wherein the first driving gearwheel (12) is rotatable about the first rotation axis (14).
4. Valvetrain (2) according to any one of claims 1-3, further comprising a pushing member (40) fastened to the guiding member (60).
5. Valvetrain (2) according to claim 4, wherein the pushing member (40) is a roller.
6. Valvetrain (2) according to any one of claims 4 or 5, further comprising a transmission member (50) in releasable mechanical contact with the pushing member (40).
7. Valvetrain (2) according to claim 6, wherein the transmission member (50) is biased, by a forcing member (58), towards the valve (70).
8. Valvetrain (2) according to any one of claims 6 or 7, further comprising a fixed stop (57) defining a maximum displacement of the transmission member (50).
9. Valvetrain (2) according to any one of claims 6 to 8, wherein the transmission member (50) is a lever, which is pivotable around a lever axis (52).
10. Valvetrain (2) according to claim 9, wherein the lever (50) is a one-arm lever.
11. Valvetrain (2) according to any one of claims 9 or 10, wherein a movement of the pushing member (40) toward the lever axis (52) causes the valve to open.
12. Valvetrain (2) according to any one of claims 1-11, wherein a quantity characterizing the valve lifting behaviour (90) is adjustable by the adjustment of the position of the first

rotation axis (14).

13. Valvetrain (2) according to claim 12, wherein
the quantity characterizing the valve lifting behaviour (90) is a magnitude of valve lift and/or a duration of the valve opening.

14. Valvetrain (2) according to any one of claims 1-13,
wherein
a phase relation between the rotational angle of the first driving member (16) and a phase angle of the engine cycle is adjustable by the adjustment of the position of the first rotation axis (14).

15. Valvetrain (2) according to any one of claims 5-14 insofar as they refer to claim 4 or according to claim 4, wherein
the pushing member (40) is guided to follow a guided path (68), and
the guided path (68) of the pushing member (40) is adjustable by the adjustment of the position of the first rotation axis (14).

16. Valvetrain (2) according to any one of claims 1-15,
wherein
the adjusting of the position of the first rotation axis (14) is a pivoting of the first rotation axis (14) around a pivoting axis (24).

17. Valvetrain (2) according to claim 16, further comprising
a pivoting drive (84) for pivoting the first rotation axis (14), the pivoting drive comprising
a pivoting drive gearwheel (84b), which is rotatable about a third rotation axis (86), and
a pivoting drive gear segment (84a), which is in meshing connection with the pivoting drive gearwheel (84b).

18. Valvetrain (2) according to claim 17, wherein
the third rotation axis (86) is also the lever axis (52) of the lever (50).

19. Valvetrain (2) according to any one of claims 17 or 18, further comprising
a worm gear (84c) for driving the pivoting drive gearwheel (84b), the worm gear (84c) being in meshing connection with the pivoting drive gearwheel (84b).

20. Valvetrain (2) according to any one of claims 1-19,
wherein
the connecting rod (30) and the guiding member (60) are members of a pinned, planar linkage.

21. Combustion engine (1) having a valve (70) and a valvetrain (2) according to any one of claims 1-20 for actuating the valve (70).

22. Valvetrain (2) according claim 21, wherein
the valve (70) is an intake valve.

23. Combustion engine (1) according to any one of claims 21 or 22, wherein
the valve (70) is an intake valve, and the second driving member (22) also actuates an exhaust valve.

24. Combustion engine (1) according to any one of claims 21-23,
wherein
a maximum valve lift of the valve (70) is at least 5mm.

Revendications

1. Entraînement de soupape (2) pour manoeuvrer une soupape (70) d'un moteur à combustion (1), comprenant

- une première unité de commande (16), susceptible de pivoter autour d'un axe de rotation (14),
- une bielle (30) munie d'une première articulation (34) et d'une seconde articulation (36), ainsi que
- pour guider la bielle un élément de guidage (60) susceptible de pivoter autour d'un axe de guidage (66), où

la première articulation (34) de la bielle (30) est jointe à la première unité de commande (16) et la seconde articulation (36) de la bielle (30) est jointe à l'élément de guidage (66), où il est prévu que l'entraînement de soupape (2) soit localisé dans le domaine de la tête de cylindre, de manière que l'unité de commande (16) soit montée, au moins pour une position de l'axe de rotation (14), sur le côté de la tête de cylindre relatif à une surface de séparation entre le bloc moteur et la tête de cylindre du moteur à combustion, et où la position du premier axe de rotation (14) est ajustable.

2. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 1, comprenant de surcroît une deuxième unité de commande (22) pour entraîner la première unité (16), sachant que la deuxième unité (22) est susceptible de pivoter autour d'un deuxième axe de rotation (24).

3. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 2, où la deuxième unité de commande (22) est un deuxième pignon d'entraînement, l'ensemble comprenant de surcroît un premier pignon d'entraînement (12) pour entraîner la première unité de commande (16), où le premier pignon (12) est susceptible de pivoter autour du premier axe de rotation (14).

4. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, comprenant de surcroît un élément de pression (40) fixé sur l'élément de guidage (60).

5. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 4, où l'élément de pression (40) est un rouleau.

6. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 4 ou 5, l'ensemble comprenant de surcroît un élément de transmission (50) en contact mécanique relâchable avec l'élément de pression (40).

7. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 6, où l'élément de transmission (50) est contraint en direction de la soupape (70) par un élément de contrainte (58).

8. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 6 ou 7, l'ensemble comprenant de surcroît un butoir fixe (57) qui définit le déplacement maximum de l'élément de transmission (50)..

9. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 6 à 8, où l'élément de transmission est un levier susceptible de pivoter autour d'un axe de soulèvement (52).

10. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 9, où le levier (50) a un seul bras

11. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 9 ou 10, où un mouvement de l'élément de pression (40) en direction de l'axe de soulèvement (52) déclenche l'ouverture de la soupape.

12. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, où un changement de position du premier axe de rotation (14) permet de modifier un paramètre caractérisant le mouvement (90) de la soupape.

13. Entraînement de soupape (2) selon la revendication 12, où le paramètre caractérisant le mouvement (90) de la soupape est l'amplitude et / ou la durée d'ouverture de la soupape.

14. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 1 à 13, où un changement de position du premier axe de rotation (14) permet de modifier une relation de phase entre l'angle de rotation de l'unité de commande (16) et l'angle de la phase du cycle moteur.

15. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 5 à 16 dans le cas où elles se réfèrent à la revendication 4, ou selon la revendication 4, où l'élément de pression (40) est guidé sur une piste de guidage (68), et la piste de guidage (68) de l'élément de pression (40) est susceptible d'être modifiée en changeant la position de l'axe de rotation (14).

16. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 1 à 15, où le changement de position du premier axe de rotation (14) correspond à une rotation du premier axe de rotation (14) autour d'un axe de pivotement (24).

5 **17.** Entraînement de soupape (2) selon la revendication (16), l'ensemble comprenant un entraînement de pivot (84) faisant pivoter le premier axe de rotation (14), qui comprend un pignon de pivotement (84b) pouvant tourner autour d'un troisième axe de rotation (86) et un segment de pignon de pivotement (84a) engrené avec le pignon (84b).

10 **18.** Entraînement de soupape (2) selon la revendication (17), où le troisième axe de rotation (86) est en même temps l'axe de soulèvement (52) du levier (50).

19. Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 17 ou 18, l'ensemble comprenant un engrenage à vis sans fin (84c) engrené sur le pignon de pivotement (84b) afin d'entraîner le pignon (84b).

15 **20.** Entraînement de soupape (2) selon l'une quelconque des revendications 1 à 19, où la bielle (30) et l'élément de guidage (60) sont membres d'une chaîne de pivots articulés.

21. Moteur à combustion (1) comprenant une soupape (70) et un entraînement de soupape (2) afin de manoeuvrer la soupape (70) selon l'une quelconque des revendications 1 à 20.

22. Moteur à combustion (1) selon la revendication 21 mettant en oeuvre la soupape (70) comme soupape d'arrivée.

25 **23.** Moteur à combustion (1) selon l'une quelconque des revendications 21 ou 22, où la soupape (70) est une soupape d'arrivée et le second élément de commande (22) commande également une soupape de sortie.

24. Moteur à combustion (1) selon l'une quelconque des revendications 21 à 23, où l'amplitude maximum d'ouverture de la soupape est au moins de 5 mm.

30

35

40

45

50

55

Figur 1

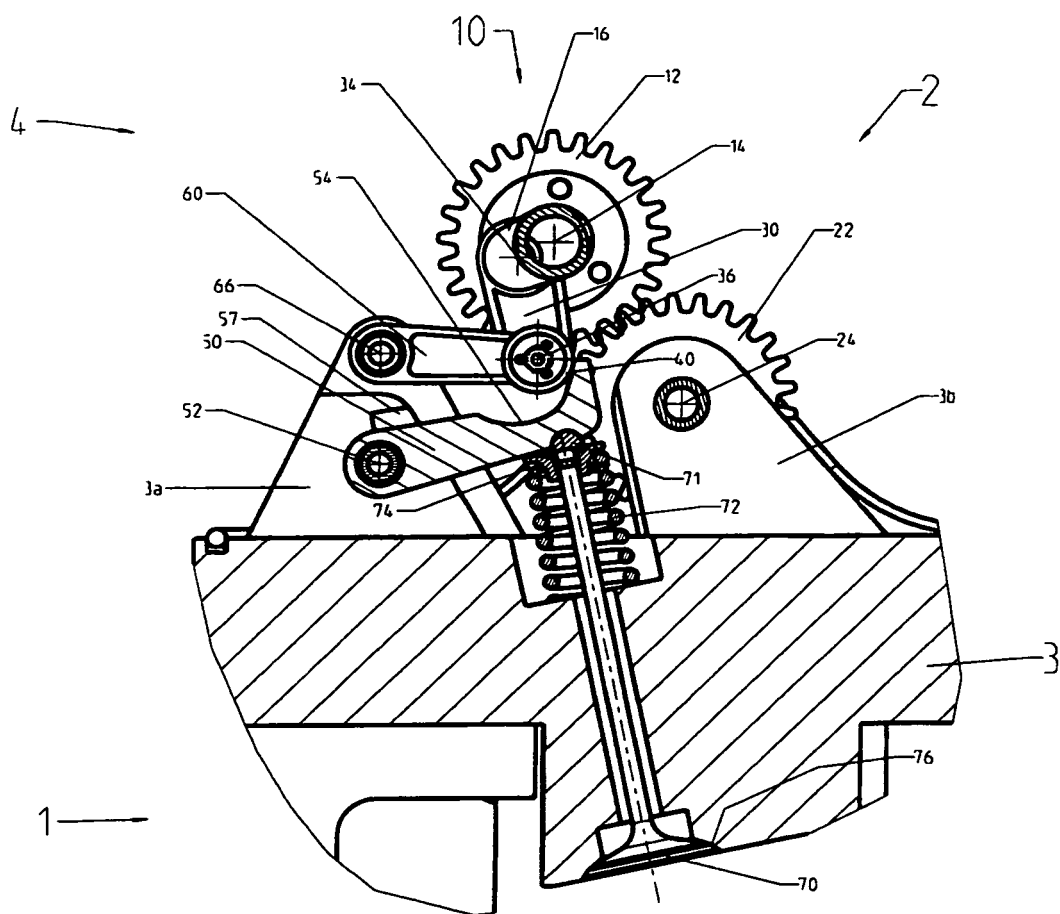


Fig. 1b

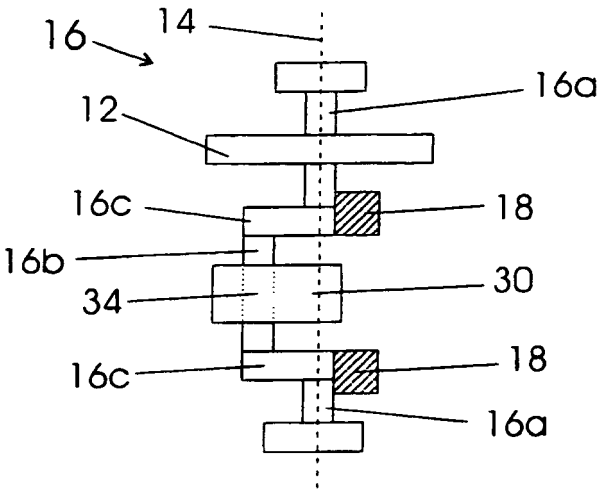
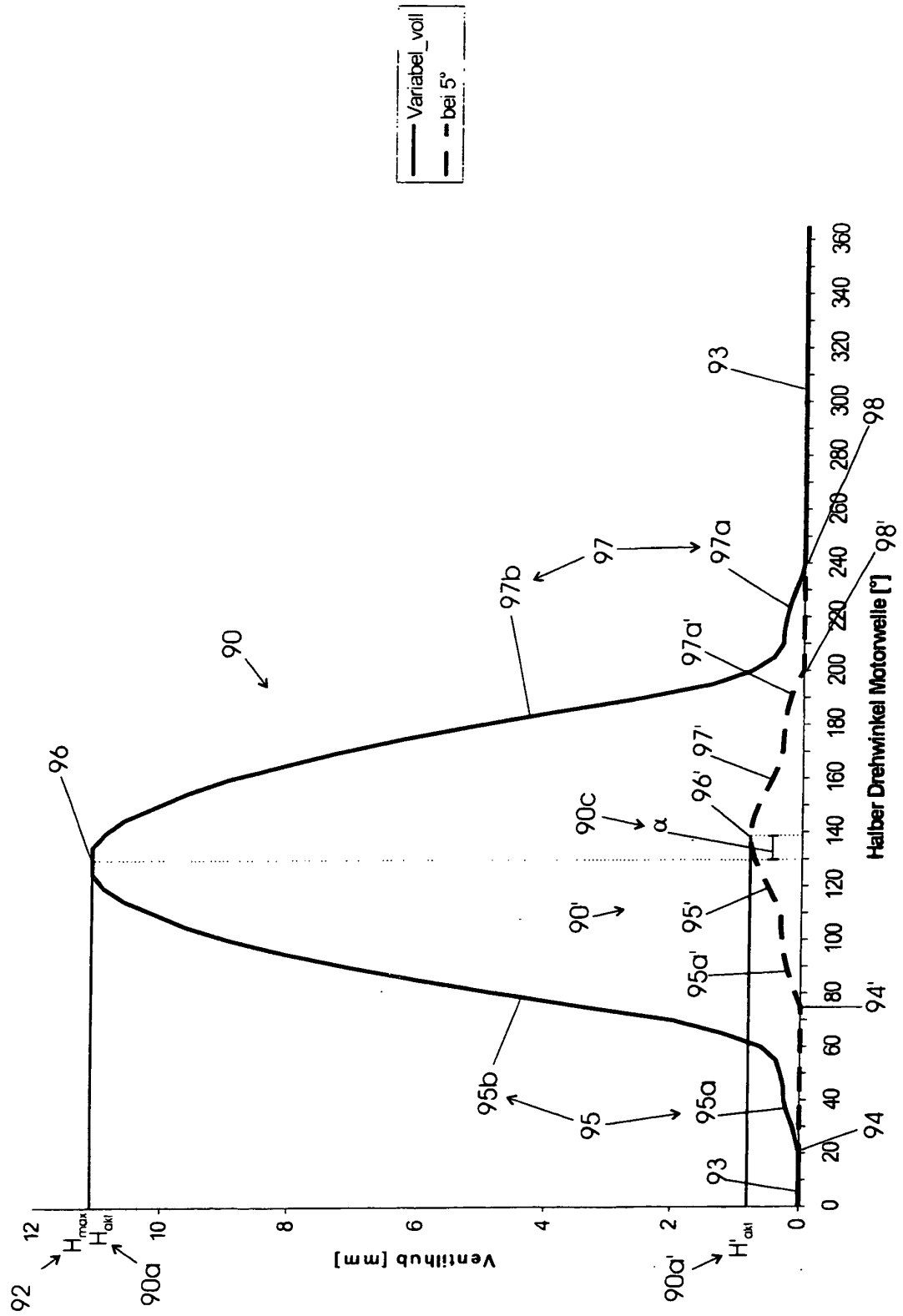
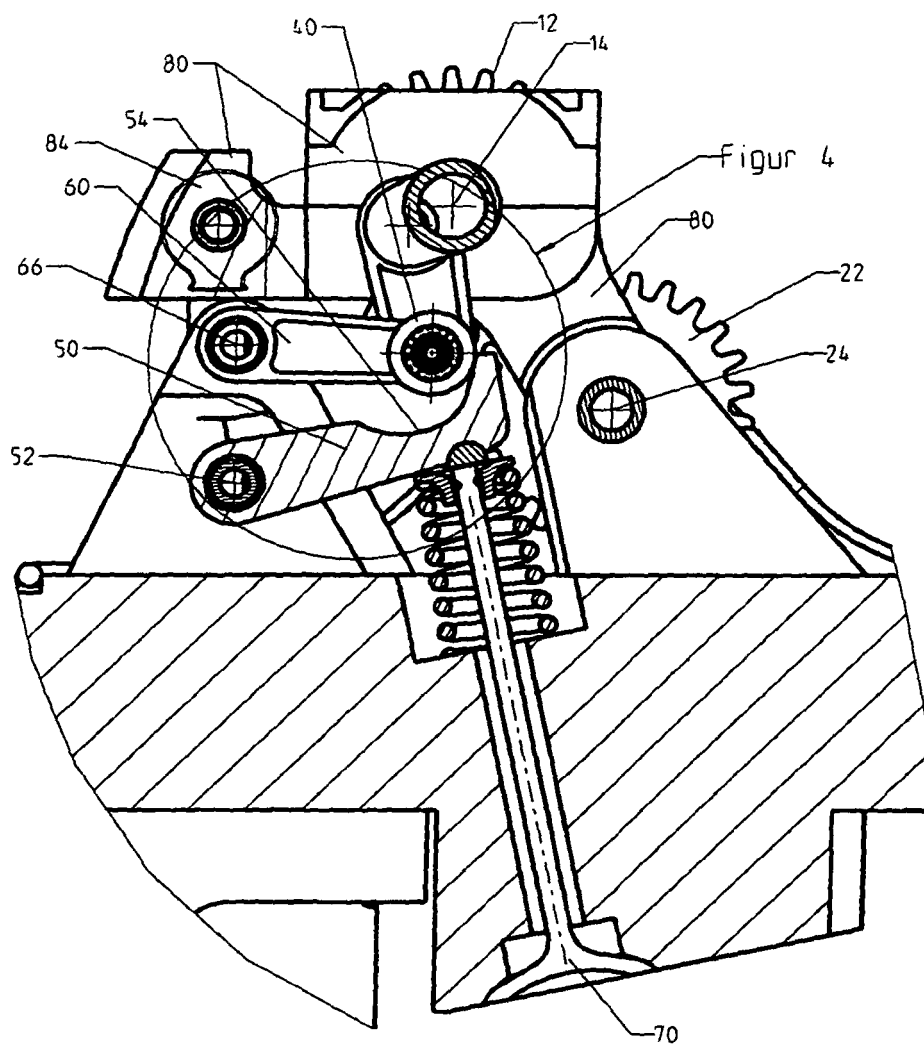


Fig. 2

Ventilhubdiagramm



Figur 3



Figur 4
2:1

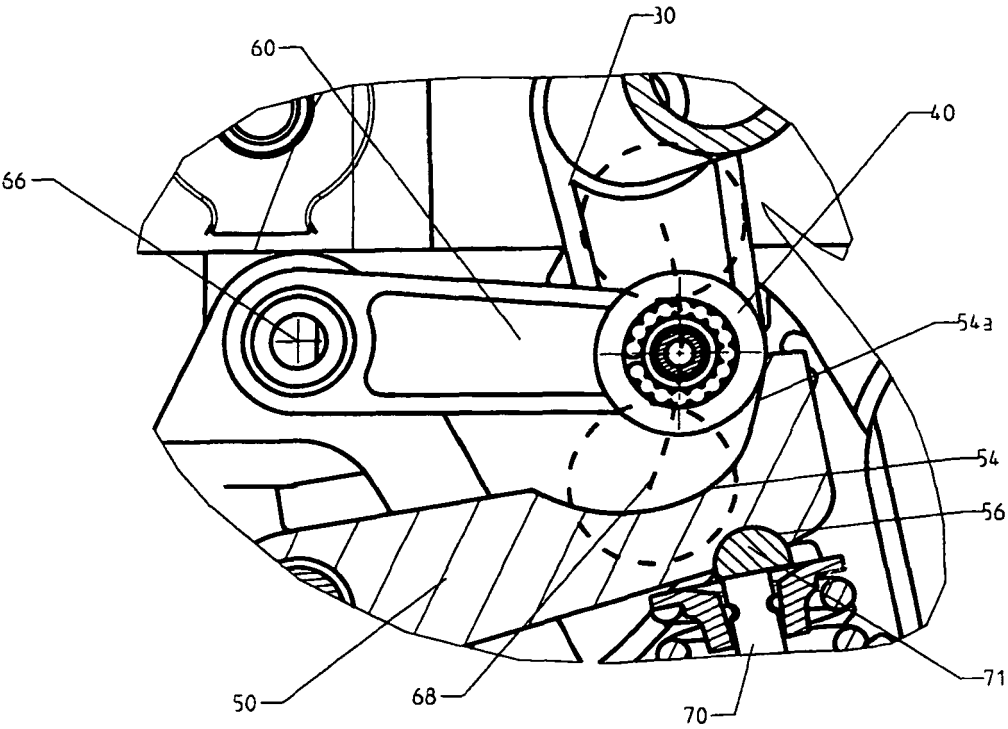
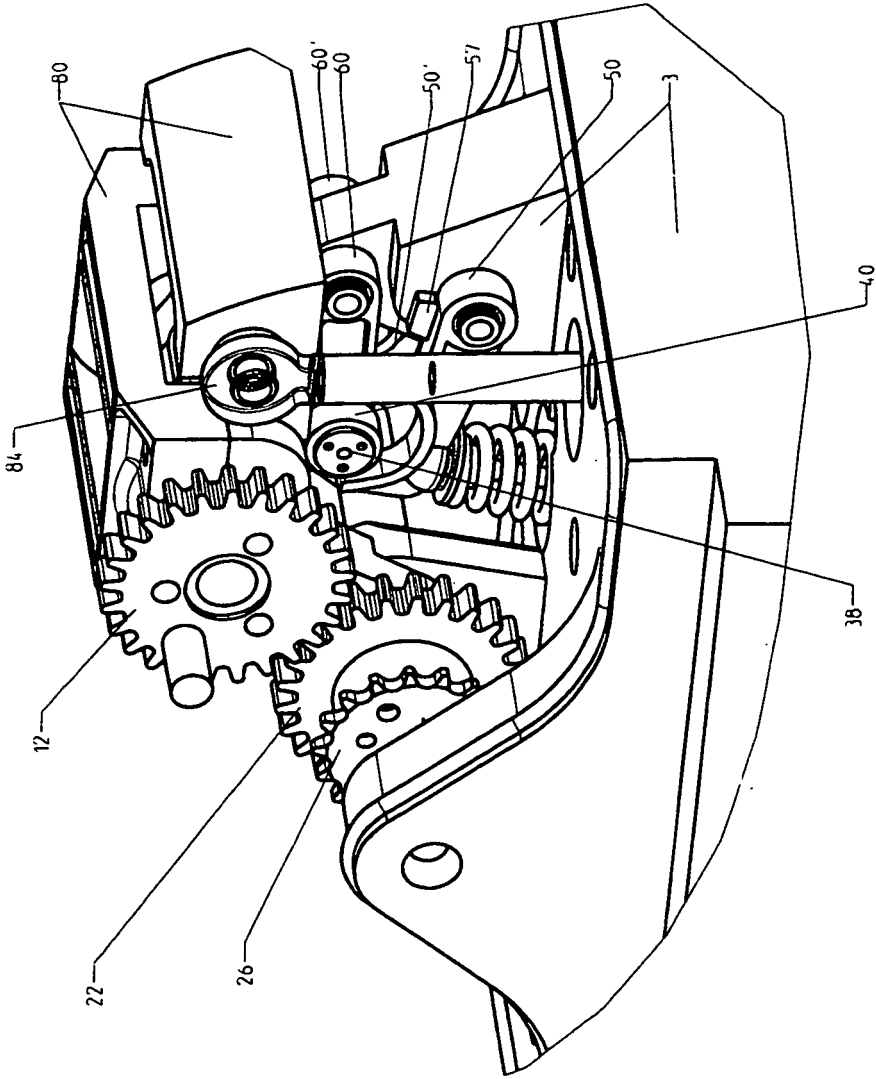
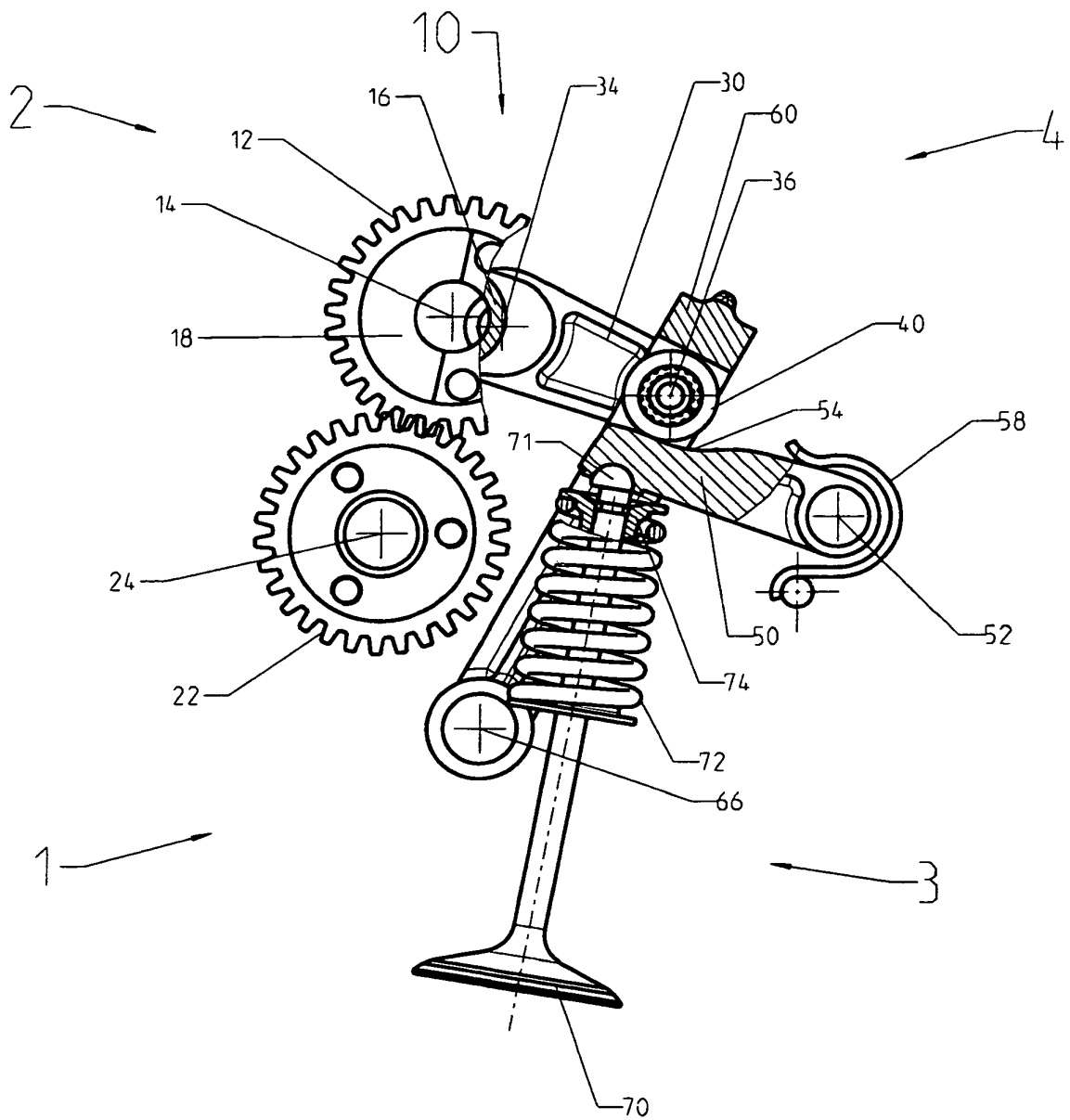


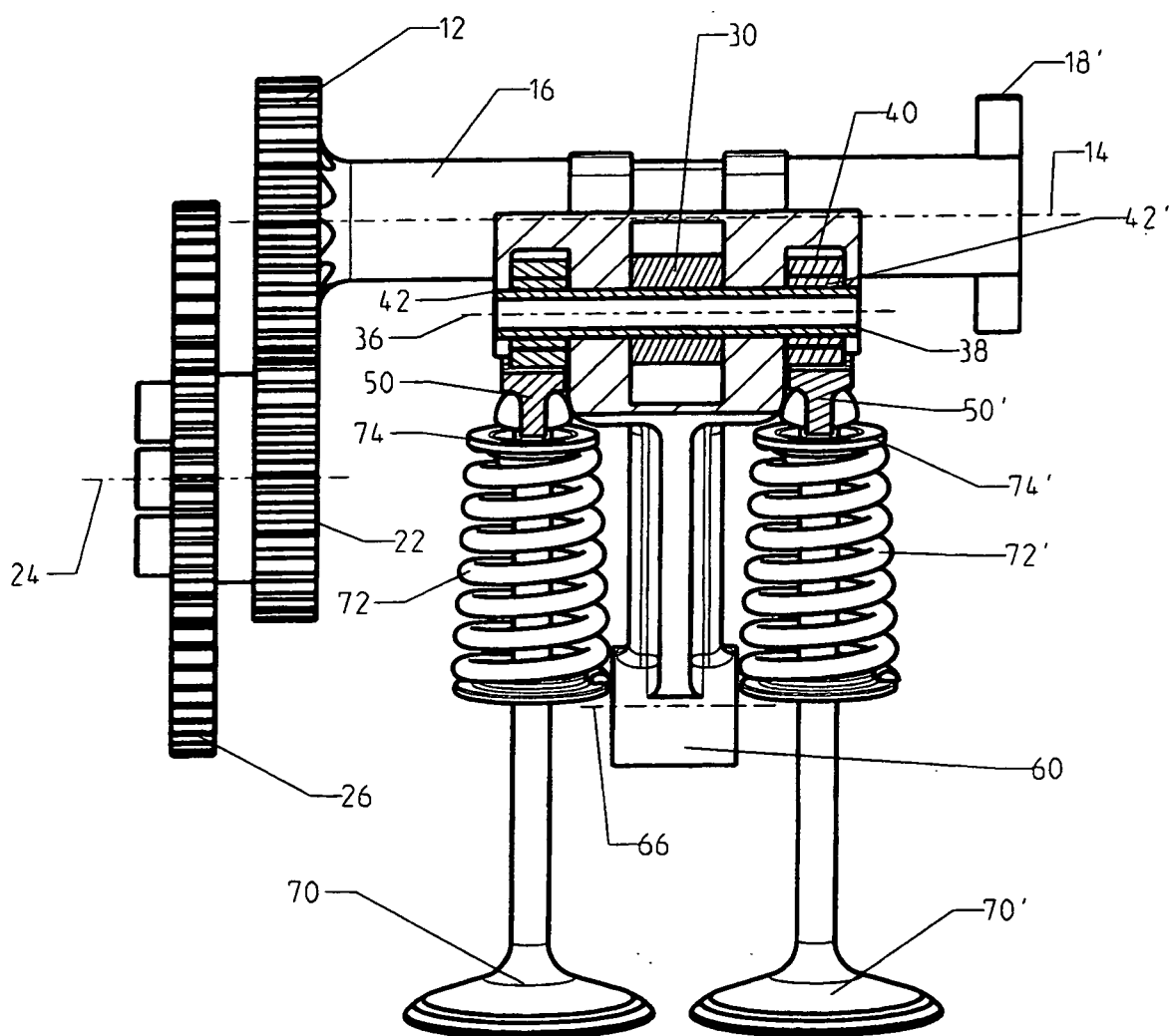
Figure 5



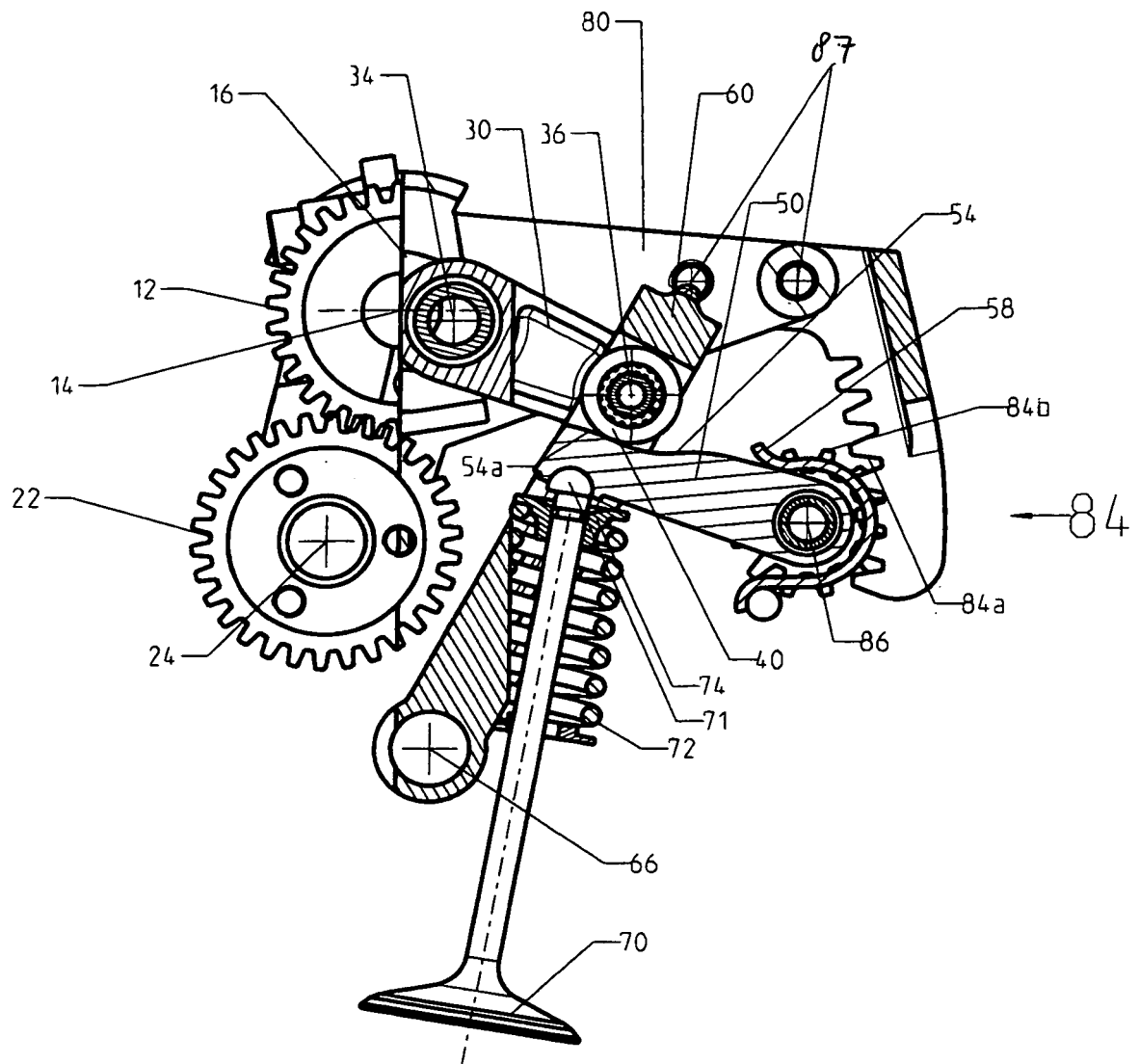
Figur 6



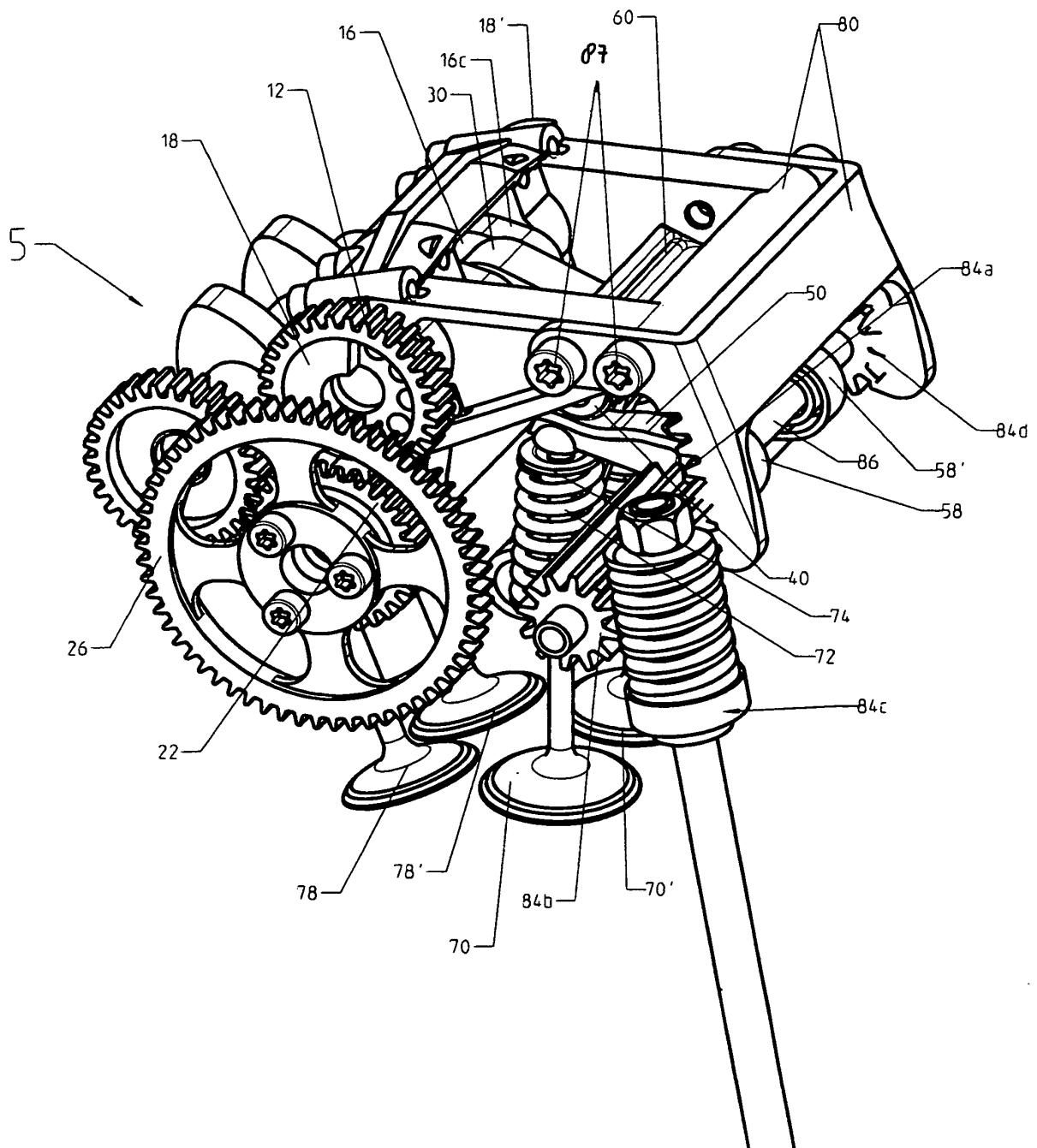
Figur 7



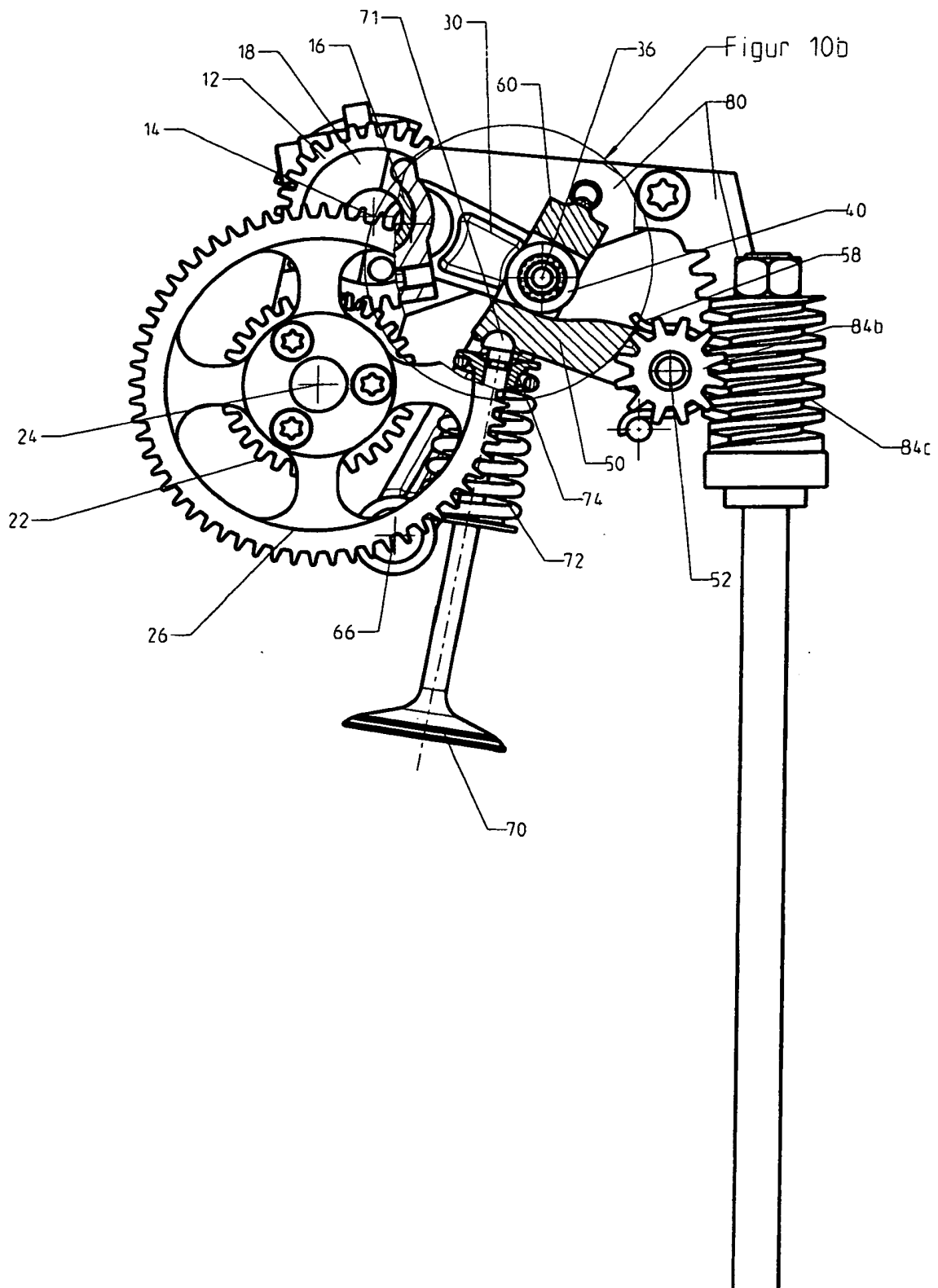
Figur 8



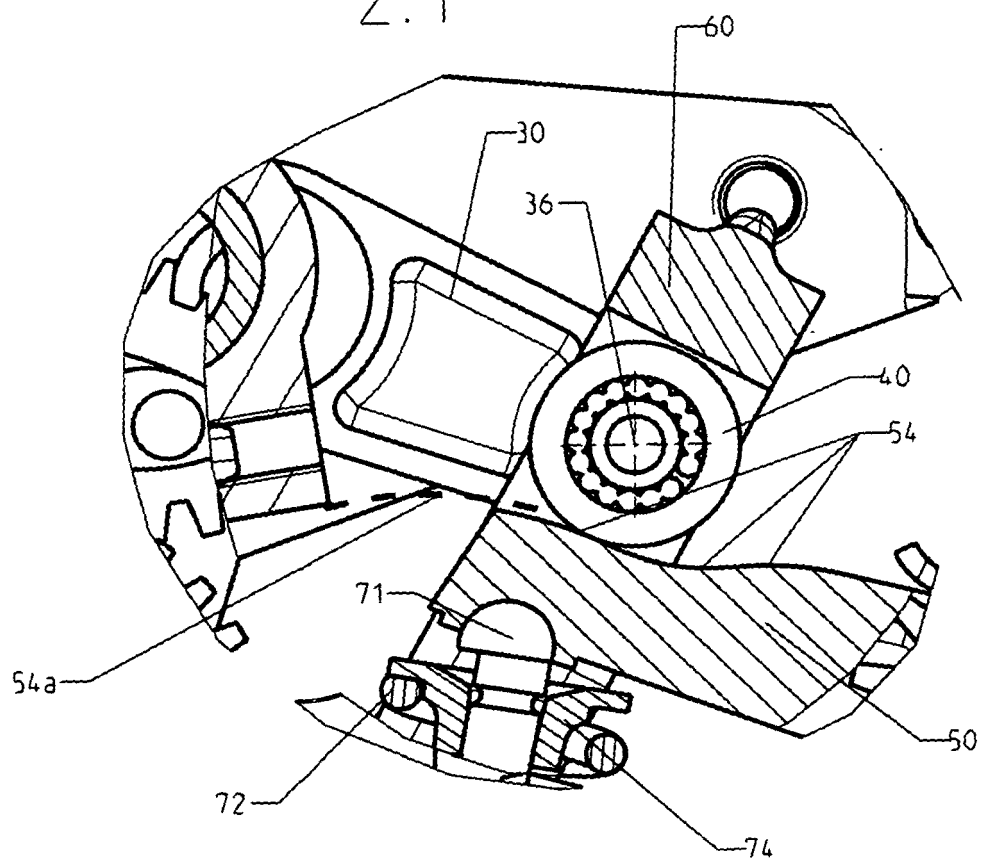
Figur 9



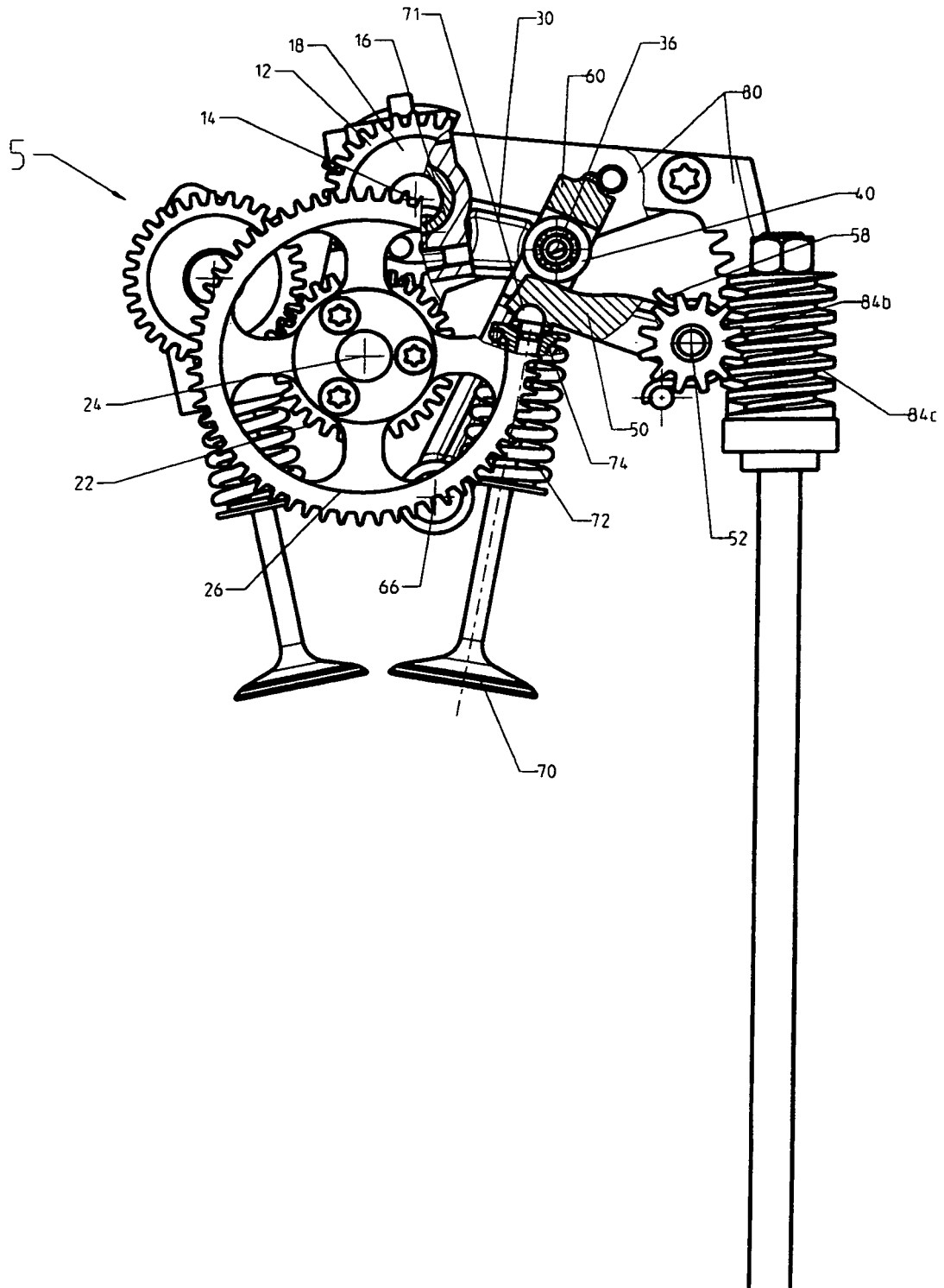
Figur 10a



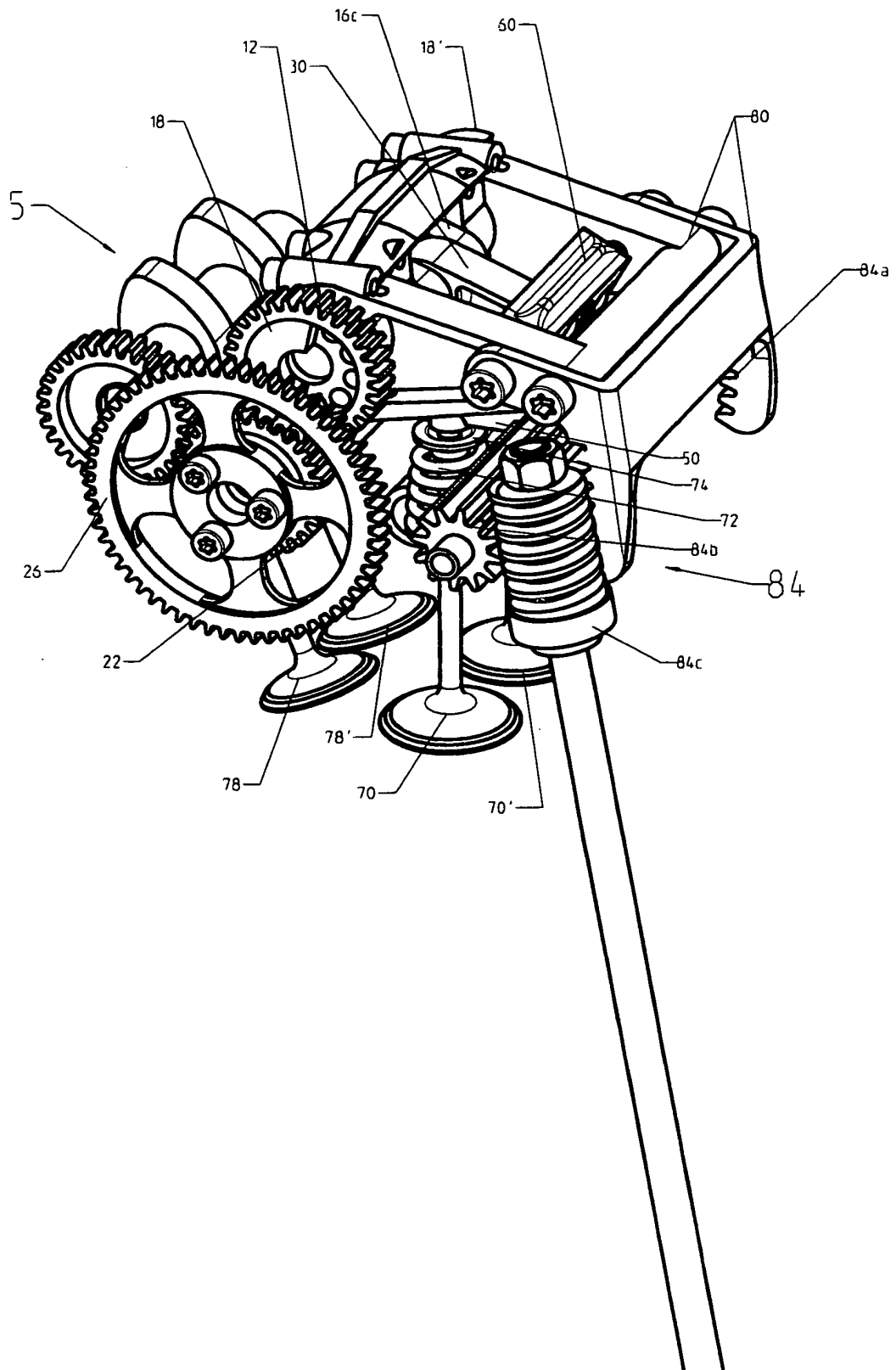
Figur 10b
2:1



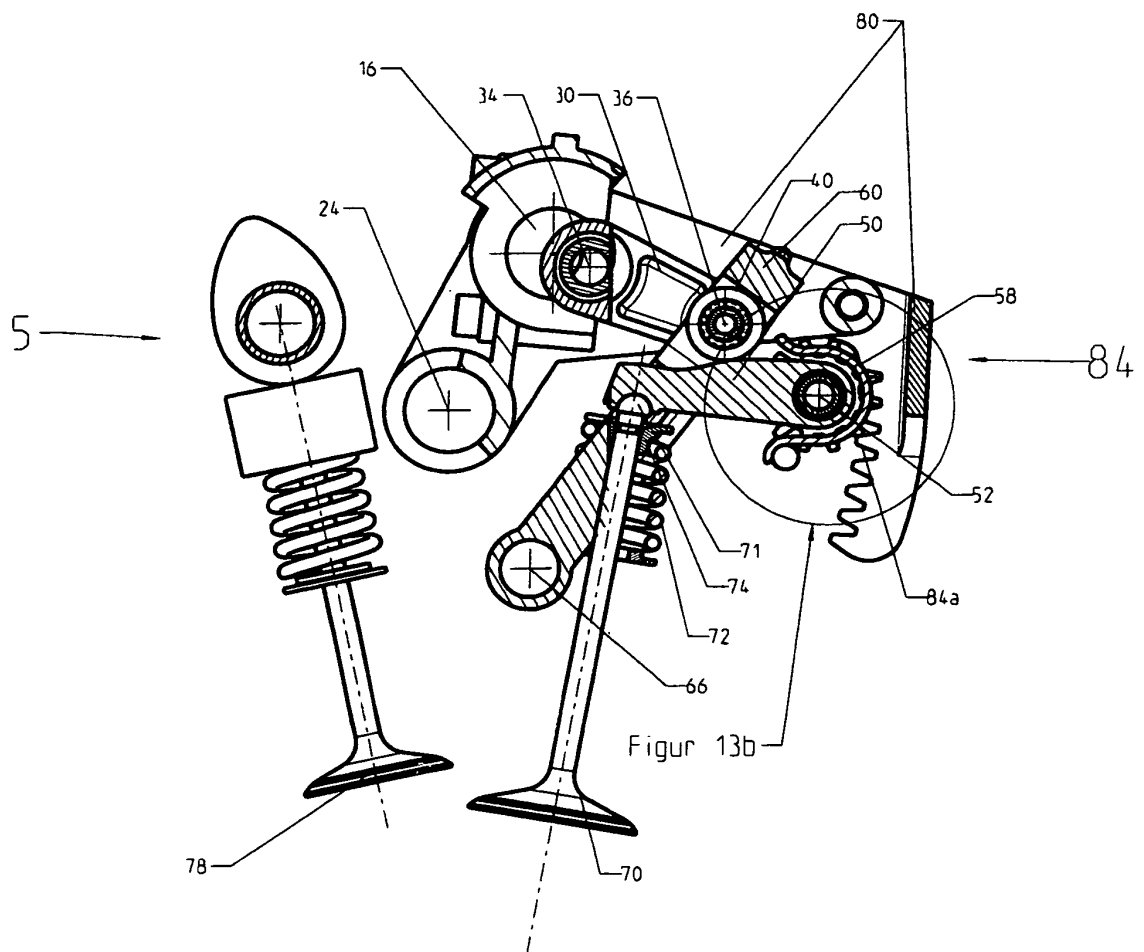
Figur 11



Figur 12



Figur 13a



Figur 13b

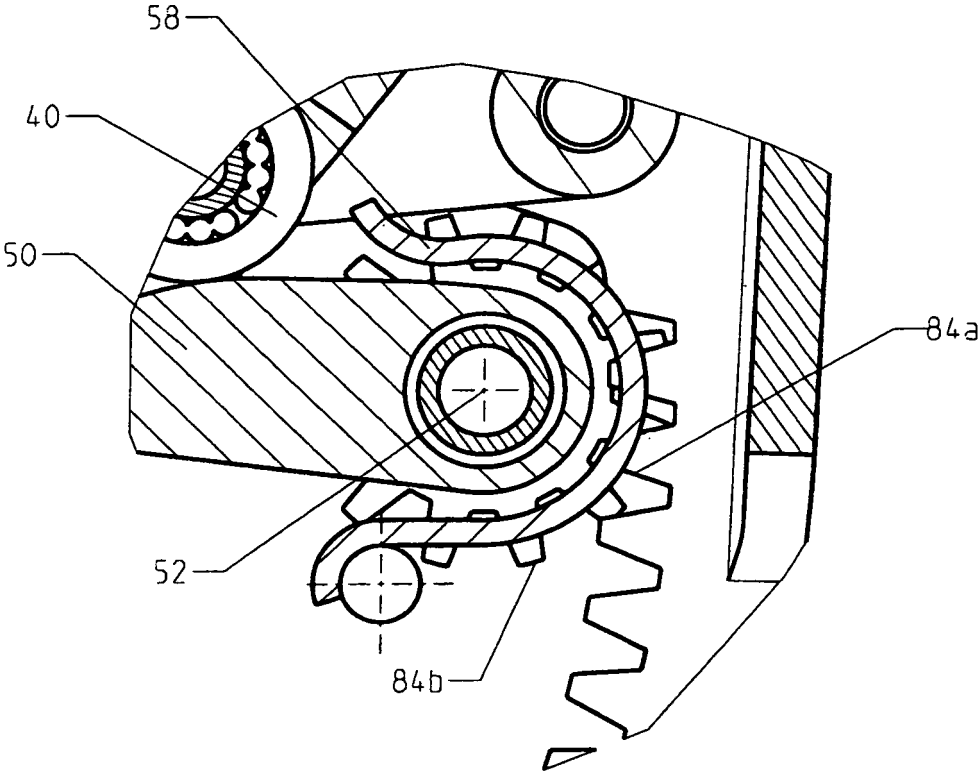
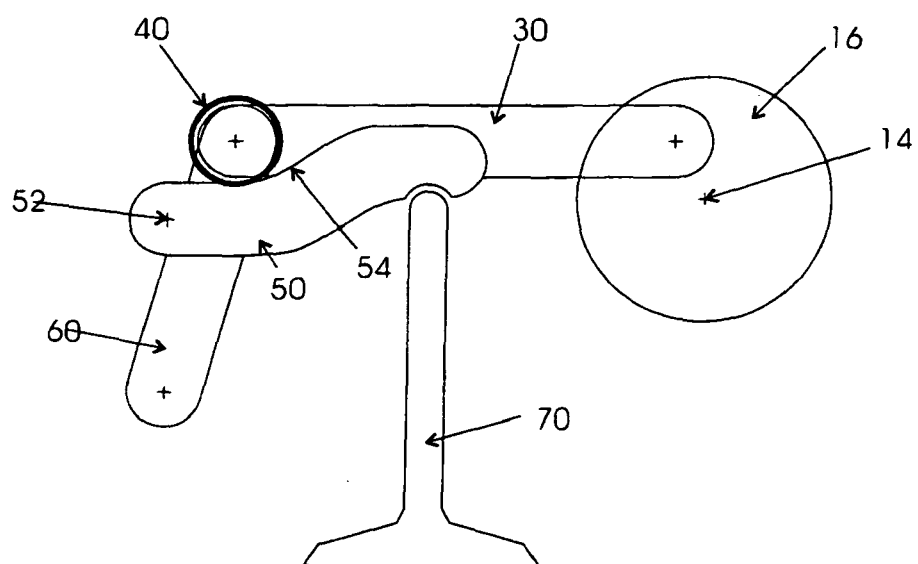


Fig. 14



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1350928 A [0004]
- US 5357915 A [0005]
- FR I284700 [0007]
- EP 1515008 A [0008]
- DE 2335634 [0009]
- US 6684832 B [0010]