

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 288 451 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
18.02.2004 Patentblatt 2004/08

(51) Int Cl.7: **F01L 13/00**, F01L 1/26,
F01L 1/10

(21) Anmeldenummer: **02014670.0**

(22) Anmeldetag: **03.07.2002**

(54) **Zylinderkopf für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einer hubvariablen Ventilsteuerung**

Cylinder head for an internal combustion engine with a variable lift valve controlling device

Culasse pour moteur à combustion interne avec commande de soupapes à levée variable

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **08.08.2001 DE 10139043**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.03.2003 Patentblatt 2003/10

(73) Patentinhaber: **Bayerische Motoren Werke
Aktiengesellschaft
80809 München (DE)**

(72) Erfinder: **Gartner, Jurij
82110 Germering (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-00/09868 DE-C- 727 987
GB-A- 798 135 JP-A- 6 017 627
US-A1- 2001 008 128

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN** vol. 1999, no. 09, 30. Juli 1999 (1999-07-30) & JP 11 107726 A (UNISIA JECS CORP; NISSAN MOTOR CO LTD), 20. April 1999 (1999-04-20)

EP 1 288 451 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Zylinderkopf für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einer hubvariablen Ventilsteuerung gemäß der Merkmale im Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Sie geht aus von der DE 200 66 18 A1, in der eine Ventilsteuereinrichtung mit einer Steuerwelle je Zylinderbank für eine Brennkraftmaschine vorgeschlagen ist. Die Drehbewegung der Steuerwelle, für eine Viertakt-Brennkraftmaschine die halbe Kurbelwellendrehzahl, wird für jedes Ventil über einen Exzentertrieb bzw. Kurbeltrieb und über eine Verbindungsstange in eine Schwenkbewegung für einen Kipphebel, der drehbeweglich um eine Schwenkachse gelagert ist, umgewandelt. Der Kipphebel verfügt auf der dem Gaswechselventil zugewandten Seite über eine Kurvenfläche. Zwischen der Kurvenfläche und dem Gaswechselventil ist ein Schwinghebel in Keilform angeordnet. Eine Seite des Keils liegt wiederum mit einer Kurvenfläche auf dem Gaswechselventil auf, während die zweite Seite des Keils mit der Kurvenfläche des Kipphebels in Wirkverbindung steht. Auf der dem Keil abgewandten Seite ist der Schwinghebel an eine weitere Schwenkachse montiert, die wiederum schwenkbeweglich um die Schwenkachse des Kipphebels angeordnet ist. Bei Betrieb der Brennkraftmaschine dreht sich die Steuerwelle mit der halben Kurbelwellendrehzahl, während der Kipphebel mit der halben Kurbelwellendrehzahl geschwenkt wird. Die Kurvenfläche des Kipphebels drückt den Keil des Schwinghebels in Richtung Gaswechselventil, wodurch dieses periodisch geöffnet wird. Mit Hilfe einer Ventillfeder wird das Gaswechselventil wieder geschlossen. Abhängig vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine wird die Schwenkachse des Schwinghebels um die Schwingachse des Kipphebels geschwenkt. Durch diesen Kippvorgang wird die Dicke des Keils des Schwinghebels zwischen dem Gaswechselventil und dem Kipphebel abhängig vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine variiert, wodurch der Ventilhub ebenfalls variiert wird.

[0003] Nachteilig an dieser Ausgestaltung ist der relativ große Platzbedarf für den Schwinghebel mit seiner Schwenkachse, die von der Schwingachse des Kipphebels beabstandet sein muss.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, den Bauraum für eine derartige hubvariable Ventilsteuerung zu minimieren.

[0005] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 gelöst.

In vorteilhafter Weise liegt die Kurvenfläche des Stellitelementes direkt auf dem Ventilschaft oder auf einem Rollenstößel bzw. einem Spielausgleichselement auf. Durch die erfindungsgemäße Anordnung kann auf ein Zwischenelement, wie beispielsweise einem beweglichen Keil, zwischen Schwenkhebel und Ventilschaft bzw. Rollenstößel oder Spielausgleichselement zur

Hubvariation verzichtet werden. Durch den Entfall des Zwischenelements entfällt somit auch der für die Verstellung notwendige Antrieb des Zwischenelements. Als weiterer Vorteil sind die deutlich geringeren bewegten Massen anzusehen, wodurch die Brennkraftmaschine für einen höheren Drehzahlbereich ausgelegt werden kann. Durch den Entfall von Bauteilen gegenüber dem Stand der Technik reduziert sich in vorteilhafter Weise auch das Gesamtgewicht des Ventiltriebs. Beim Einsatz eines Verstellsystems pro Zylinder der Brennkraftmaschine ist es darüber hinaus auch möglich, eine Einzelzylinderabschaltung zu realisieren, wodurch erhebliche Kraftstoffeinsparungen möglich sind.

[0006] Die erfindungsgemäße Ausgestaltung gemäß der Ansprüche 2 bis 5 ermöglicht eine äußerst kleine und kompakte Bauausführung. Die Hubverstellung erfolgt auf einfachste Weise durch Axialverschiebung der Abtriebswelle. Neben dem Stellelement für die Axialverstellung der Abtriebswelle werden keine weiteren Stellitelemente benötigt.

[0007] Bei der Ausgestaltung des hubvariablen Ventiltriebs gemäß Anspruch 6 wird die Hubverstellung bei gleichem Axialverschiebeweg der Abtriebswelle verstärkt. Entsprechend der Steigung der Schrägverzahnung können fast beliebige Übersetzungsverhältnisse zwischen dem axialen Verschiebeweg der Abtriebswelle und der Hubverstellung für das Gaswechselventil eingestellt werden. Es können Übersetzungen realisiert werden, bei denen entweder durch eine große Axialverschiebung der Abtriebswelle eine kleine Änderung des Ventilhubes oder durch eine kleine Axialverschiebung der Abtriebswelle eine sehr große Ventilhubverstellung bewirkt wird. Durch einfache Änderung der Steigung sind entweder sehr genau positionierbare oder sehr schnelle Verstellsysteme realisierbar.

[0008] Nach Anspruch 7 sind spielfreie Ventiltriebe, auch vollvariable Ventiltriebe, realisierbar.

[0009] Durch die Ausgestaltung gemäß Anspruch 8 wird die Reibung im Ventiltrieb reduziert, was sich auf den Kraftstoffverbrauch vorteilhaft auswirkt.

[0010] Im Folgenden ist die Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels in zwei Figuren näher erläutert.

Fig. 1 zeigt die Aufsicht auf eine hubvariable Ventilsteuerung,

Fig. 2 zeigt die Ausgestaltung einer Abtriebswelle.

[0011] Fig. 1 zeigt die perspektivische Darstellung einer hubvariablen Ventilsteuerung 1, bestehend aus einer Antriebswelle 2 mit einer Antriebsachse 2a und einem Hubzapfen 3, der über eine gelenkige Verbindung 4, bestehend aus einem Pleuel 12 und einem Abtriebs-element 13, mit einer Abtriebswelle 5, mit einer Abtriebsachse 5a gelenkig verbunden ist. Das Pleuel 12 ist einerseits drehbeweglich mit dem Hubzapfen 3 und andererseits über eine Schwenkachse 14 mit dem Ab-

triebsselement 13 drehbeweglich verbunden. Das Abtriebsselement 13 ist auf der, der Schwenkachse 14 abgewandten Seite, schwenkbeweglich um die Abtriebsachse 5 gelagert. In Richtung der Abtriebsachse 5a ist auf beiden Seiten des Abtriebsselements 13 jeweils ein Stellelement 6, 6' radial um die Abtriebswelle 5 angeordnet. Jedes Stellelement 6, 6' verfügt über eine radial am Außenumfang angeordnete Kurvenfläche. Das Stellelement 6, 6' ist ein Nocken mit einem Grundkreis 7, 7' und einem erhabenen Bereich 8, 8'. Die Stellelemente 6, 6' stehen mit der Abtriebswelle 5 über eine erste Verzahnung 9, 9' in Wirkverbindung. Das Abtriebsselement 13 steht mit der Abtriebswelle 5 über eine zweite Verzahnung 10, ersichtlich aus Fig. 2, in Wirkverbindung. Jedes Stellelement 6, 6' drückt mit seiner Kurvenfläche auf einen Rollenstößel 11, 11'.

[0012] Bei Betrieb der Brennkraftmaschine wird die Antriebswelle 2 von einem hier nicht dargestellten Antrieb angetrieben, die dadurch um ihre Antriebsachse 2a rotiert. Der Hubzapfen 3 und das Pleuel 13 rotieren entsprechend um die Antriebsachse 2a. Die rotatorische Bewegung des einen Endes des Pleuels 12 wird über das Abtriebsselement 13 in Verbindung mit der Schwenkachse 14 in eine Schwenkbewegung der Abtriebswelle 5 um die Abtriebsachse 5a gewandelt. Die Stellelemente 6, 6' schwenken bei einer vollen Umdrehung der Antriebswelle 2 ein mal um die Abtriebsachse 5a. Je nach Winkellage der Kurvenfläche 6, 6' bezüglich der Rollenstößel 11, 11', bzw. der nicht dargestellten Gaswechselventile, überstreicht bei einer Schwenkbewegung der Abtriebsachse 5 ein unterschiedlicher Anteil des Grundkreises 7, 7' bzw. des erhabenen Bereichs 8, 8' des Stellelements 6, 6' den Rollenstößel 11, 11'. Wird die Achse 5 nun axial von der Kurvenfläche 6 in Richtung Kurvenfläche 6' verschoben, der Antrieb für die Axialverstellung ist nicht dargestellt, so wird die Kurvenfläche 6, 6' koaxial zur Abtriebsachse 5a entgegen dem Uhrzeigersinn verschoben. Durch diese Verschiebung, entsprechend einer Winkeländerung des Stellelements 6, 6' bezüglich des Rollenstößels 11, 11', erhöht sich der Anteil des Grundkreises 7, 7', der bei einer Schwenkbewegung der Abtriebswelle 5 auf dem Rollenstößel 11, 11' abwälzt, der Ventilhub wird verringert. Wird die Abtriebsachse 5 von der Kurvenfläche 6' in Richtung der Kurvenfläche 6 axial verschoben, so ändert sich wiederum die Winkellage der Kurvenfläche 6, 6' im Uhrzeigersinn, wodurch der Anteil des erhabenen Bereichs 8, 8' bei einer Schwenkbewegung der Abtriebswelle 5 auf dem Rollenstößel 11, 11' zunimmt. Durch diese relative Verdrehung wird der Ventilhub vergrößert.

[0013] In Fig. 2, in der die Abtriebswelle 5 nochmals perspektivisch dargestellt ist, gelten dieselben Bezugszeichen wie in Fig. 1. Die Abtriebswelle 5 verfügt über drei schräg verzahnte Bereiche radial auf ihrem Außenumfang, zwei Bereiche mit einer ersten Verzahnung 9, 9', zwischen denen ein Bereich mit einer zweiten Verzahnung 10 angeordnet ist. Die Steigung der ersten Ver-

zahnung 9, 9' und der zweiten Verzahnung 10 sind zueinander gegenläufig ausgelegt.

[0014] Die erste Verzahnung 9, 9' kämmt mit einer Innenverzahnung in dem Stellelement 6, 6'. Die zweite Verzahnung 10 kämmt mit einer Innenverzahnung in dem Abtriebsselement 13. Aufgrund der gegenläufigen Verzahnung zwischen der ersten Verzahnung 9, 9' und der zweiten Verzahnung 10 wird die Winkelverstellung der Kurvenfläche 6, 6' bezüglich einer Axialverschiebung der Abtriebswelle 5 verstärkt.

[0015] Die zweite Verzahnung 10 kann auch als Geradverzahnung ausgelegt werden, jedoch entfällt für diesen Fall die Vergrößerung des Verstellwinkels bei gleicher axialer Verschiebung der Abtriebswelle 5. Je größer die Steigung der Verzahnungen ist, desto kleiner wird der Verstellwinkel bezüglich einer axialen Verschiebung der Abtriebswelle 5. Daraus folgt, dass bei einer großen Steigung große Verstellwege der Abtriebswelle 5 zu kleinen Winkeländerungen des Stellelements 6, 6' führt. Eine kleine Steigung der Verzahnung führt im Gegensatz dazu zu einer großen Winkelverstellung des Stellelements 6, 6'. Durch die Variation der Steigung können die Verstellgeschwindigkeit und die Genauigkeit des Verstellsystems auf den entsprechenden hubvariablen Ventiltrieb angepasst werden.

[0016] Die Lagerungen zwischen dem Hubzapfen 3 und dem Pleuel 12, sowie der Schwenkachse 14 und dem Abtriebsselement 13 können wahlweise als Gleit- oder Roll-Lager ausgeführt werden. Als Werkstoffe können die üblichen Ventiltriebswerkstoffe eingesetzt werden. Wie heute in Ventiltrieben üblich, kann zwischen dem Stellelement und dem Ventil auch Ventilspielausgleichselement angeordnet werden.

[0017] In dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel betätigt die Abtriebswelle 5 die Gaswechselventile eines Zylinders. In dieser Konfiguration ist auch eine Einzelzylinderabschaltung möglich. In anderen Ausführungsvarianten betätigt eine Abtriebswelle 5 die Gaswechselventile mehrerer Zylinder bzw. einer gesamten Zylinderbank.

Bezugszeichenliste:

[0018]

1	Hubvariable Ventilsteuerung
2	Antriebswelle
2a	Antriebsachse
3	Hubzapfen
4	Gelenkige Verbindung
5	Abtriebswelle
5a	Abtriebsachse
6, 6'	Stellelement
7, 7'	Grundkreis
8, 8'	Erhabener Bereich
9, 9'	Erste Verzahnung
10	Zweite Verzahnung
11, 11'	Rollenstößel

- 12 Pleuel
- 13 Abtriebsselement
- 14 Schwenkachse

wechselventil indirekt in Wirkverbindung steht, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen dem Ventil und dem Stellelement (6, 6') ein Rollenstößel angeordnet ist.

5

Patentansprüche

1. Zylinderkopf für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einer hubvariablen Ventilsteuerung mit zumindest einem Gaswechselventil und mit einer Antriebswelle mit zumindest einem Hubzapfen der über eine gelenkige Verbindung mit einer zur Antriebswelle parallel angeordneten Abtriebswelle mit zumindest einem Stellelement mit zumindest einer radial angeordneten Kurvenfläche verbunden ist, wobei eine Drehung der Antriebswelle um eine Antriebsachse über die gelenkige Verbindung in eine Schwenkbewegung der Abtriebswelle um eine Abtriebsachse transformiert wird, wobei der Ventilhub durch Schwenken des Stellelementes um die Abtriebsachse einstellbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellelement (6, 6') durch Verschieben der Abtriebswelle (5) in Richtung der Abtriebsachse um die Abtriebsachse (5a) schwenkbar ist.
2. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellelement (6, 6') ein Nocken mit einem Grundkreis (7, 7') und zumindest einem erhabenen Bereich (8, 8') ist.
3. Zylinderkopf nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Stellelement (6, 6') mit der Abtriebswelle (5) über eine erste Verzahnung (9, 9') und die gelenkige Verbindung (4) mit der Abtriebswelle über eine zweite Verzahnung (10) in Wirkverbindung steht.
4. Zylinderkopf nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Verzahnung (9, 9') eine Schrägverzahnung und die zweite Verzahnung (10) eine Geradverzahnung oder eine Schrägverzahnung ist.
5. Zylinderkopf nach Anspruch 4, wobei die erste und die zweite Verzahnung eine Schrägverzahnung ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schrägverzahnungen zueinander gegenläufig sind.
6. Zylinderkopf nach einem der zuvor genannten Ansprüche, wobei die Kurvenfläche mit dem Gaswechselventil indirekt in Wirkverbindung steht, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen dem Ventil und dem Stellelement (6, 6') ein Ventilspielausgleichselement angeordnet ist.
7. Zylinderkopf nach einem der zuvor genannten Ansprüche, wobei die Kurvenfläche mit dem Gas-

Claims

1. A cylinder head for a reciprocating engine comprising a variable-stroke valve control with at least one gas change valve and comprising a drive shaft with at least one crank pin connected by an articulated connection to a driven shaft mounted parallel with the drive shaft and at least one adjusting element with at least one radial cam surface, wherein rotation of the drive shaft round a drive axis via the articulated connection is converted into pivoting motion of the driven shaft round a driven axis, the valve stroke being adjustable by pivoting the adjusting element around the driven axis, **characterised in that** the adjusting element (6, 6') is pivotable round the driven axis (5a) by moving the driven shaft (5) in the direction of the driven axis.
2. A cylinder head according to claim 1, **characterised in that** the adjusting element (6, 6') is a cam with a base circle (7, 7') and at least one raised region (8, 8').
3. A cylinder head according to claim 1 or claim 2, **characterised in that** the adjusting element (6, 6') is operatively connected to the driven shaft (5) via first teeth (9, 9') and the articulated connection (4) is operatively connected to the driven shaft via second teeth (10).
4. A cylinder head according to claim 3, **characterised in that** the first teeth (9, 9') are helical teeth and the second teeth (10) are spur teeth or helical teeth.
5. A cylinder head according to claim 4, wherein the first and the second teeth are helical teeth, **characterised in that** the helical teeth are oppositely directed.
6. A cylinder head according to any of the preceding claims, wherein the cam surface is indirectly operatively connected to the gas change valve, **characterised in that** a valve clearance-compensating element is disposed between the valve and the adjusting element (6, 6').
7. A cylinder head according to any of the preceding claims, wherein the cam surface is indirectly operatively connected to the gas change valve, **characterised in that** a roller shaft is disposed between the valve and the adjusting element (6, 6').

Revendications

1. Culasse pour un moteur à combustion interne à pistons dotée d'un mécanisme de commande de soupape à course variable, comportant au moins une soupape d'échange des gaz et un arbre d'entraînement muni d'un tourillon relié de façon articulée, par le biais d'une liaison articulée, à un arbre de transmission disposé parallèlement à l'arbre d'entraînement et comportant au moins un élément de positionnement ayant au moins une surface courbe disposée de façon radiale, où une rotation de l'arbre d'entraînement autour d'un axe d'entraînement par le biais de la liaison articulée est transformée en un mouvement de pivotement de l'arbre de transmission autour d'un axe de transmission, où la course de la soupape peut être réglée par un pivotement de l'élément de positionnement autour de l'axe de transmission, **caractérisée en ce que** l'élément de positionnement (6, 6') peut pivoter autour de l'axe de transmission (5a) par déplacement de l'arbre de transmission (5) en direction de l'axe de transmission.
2. Culasse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'élément de positionnement (6, 6') est une came comportant un cercle de base (7, 7') et au moins une zone proéminente (8, 8').
3. Culasse selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** l'élément de positionnement (6, 6') est en liaison active avec l'arbre de transmission (5) par le biais d'une première denture (9, 9') et **en ce que** la liaison articulée (4) est en liaison active avec l'arbre de transmission par le biais d'une deuxième denture (10).
4. Culasse selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** la première denture (9, 9') est une denture oblique et **en ce que** la deuxième denture (10) est une denture droite ou une denture oblique.
5. Culasse selon la revendication 4, où la première et la deuxième denture sont des dentures obliques, **caractérisée en ce que** les dentures obliques sont disposées de façon inversée l'une à l'autre.
6. Culasse selon l'une des revendications précédentes, où la surface courbe est en liaison active de façon indirecte avec la soupape d'échange des gaz, **caractérisée en ce qu'** un élément de compensation du jeu aux soupapes est disposé entre la soupape et l'élément de posi-

tionnement (6, 6').

7. Culasse selon l'une des revendications précédentes, où la surface courbe est en liaison active de façon indirecte avec la soupape d'échange des gaz, **caractérisée en ce qu'** un poussoir à galet est disposé entre la soupape et l'élément de positionnement (6, 6').



