



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
22.01.92 Patentblatt 92/04

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01L 1/08, F01L 1/14**

②① Anmeldenummer : **89113228.4**

②② Anmeldetag : **19.07.89**

⑤④ **Ventilsteuerung für Brennkraftmaschinen.**

③① Priorität : **03.08.88 DE 3826365**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
07.02.90 Patentblatt 90/06

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
22.01.92 Patentblatt 92/04

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 3 622 143
FR-A- 2 542 371
FR-A- 2 550 273
GB-A- 2 133 467
US-A- 4 637 357

⑦③ Patentinhaber : **Bayerische Motoren Werke
Aktiengesellschaft
Patentabteilung AJ-30 Postfach 40 02 40
Petuelring 130
W-8000 München 40 (DE)**

⑦② Erfinder : **Seidl, Jiri
Strassbergerstrasse 14
W-8000 München 40 (DE)**

EP 0 353 543 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

Die Erfindung bezieht sich auf eine Ventilsteuerung für Brennkraftmaschinen der im Oberbegriff des Patentanspruches 1 beschriebenen Art.

Eine derartige Ventilsteuerung zeigt beispielsweise die GB-PS 846133. Diese für einen Hochleistungsmotor konzipierte Ventilsteuerung weist ferner Steuerwellen mit Steuernocken für relativ große Ventilhub auf. Weiter sind derartige Steuernocken zur Erzielung einer ausreichenden Füllung der Zylinder im oberen Drehzahlbereich auf relativ große Steuerwinkel von über 300° Kurbelwellenwinkel ausgelegt. Dies ergibt für die Ventile einen späten Schließpunkt nach UT und OT. Dieser Öffnungs- bzw. Zeitquerschnitt nach UT und/oder OT ist wesentlich für die Gasdynamik in der Sauganlage der Brennkraftmaschine zur Erzielung eines hohen Füllungsgrades.

Ein großer Zeitquerschnitt der Ventile zwischen der UT- und OT-Stellung des Kolbens im jeweiligen Zylinder und dem jeweiligen Schließpunkt wirkt sich jedoch im niederen Drehzahlbereich auf Laufruhe und Drehmoment ungünstig aus durch die Rückströmung des Frischgases in die Sauganlage durch das Einlaß-Ventil und die relativ große Überschneidung von Einlaß- und Auslaß-Ventil.

Ziel der Erfindung ist es, bei einer für den Normalbetrieb vorgesehenen Brennkraftmaschine durch mäßigen Leistungsverzicht im oberen Drehzahlbereich einen deutlichen Gewinn an Drehmoment und Laufruhe im niederen Drehzahlbereich dadurch zu verwirklichen, daß bei im wesentlichen gleichen Gesamt-Öffnungs- bzw. Zeitquerschnitt insbesondere des Einlaß-Ventiles dessen Zeitquerschnitt zwischen UT und dem Schließpunkt wesentlich reduziert ist. Hierfür ist eine Verringerung des Steuerwinkels des Steuernockens in Kombination mit einer Vergrößerung des Nocken- bzw. Ventilhubes nicht ohne Berücksichtigung des Krümmungsmaßes der gewölbten Gleitbahn des Stößels möglich. Bei einem großen Krümmungsmaß bzw. kleinem Rollenradius der Gleitbahn des Stößels wird der Steuernocken in seinen Flanken schon bei niedrigen Beschleunigungswerten hohl. Aus Fertigungsgründen muß der Radius einer hohlen Flanke des Steuernockens relativ groß sein, wodurch jedoch ein gemäß der vorgenannten Zielsetzung erforderlicher steiler Ventilöffnungs-Anstieg bei kleinem Rollenradius nicht zu verwirklichen ist. Weiter bedingt ein kleiner Rollenradius in Verbindung mit einem Steuernocken von großem Nocken- bzw. Ventilhub eine erhebliche, verschleißfördernde Querbelastung. Demgegenüber wird bei einer Gleitbahn des Stößels mit kleinem Krümmungsmaß bzw. großem Rollenradius die Querbelastung zwar geringer, jedoch ergibt sich bei einem gegen Unendlich (∞) gehenden Rollenradius eine von Mitte Stößel weit beabstandete Kontaktlinie des nockenspitzenseitigen Flankenbereiches mit der Stößel-Gleitbahn. Eine große Auswanderung der Kontaktlinie des Steuernockens erfordert in Richtung der Nockendrehebene entsprechende Abmessungen des Stößels mit den Nachteilen großer Massenkraften und erheblichen Bauraumes.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, für eine gattungsgemäße Ventilsteuerung hinsichtlich des Rollenradiuses der Stößel-Gleitbahn einen Radienbereich und hinsichtlich des Steuerwinkels und des Nocken- bzw. Ventilhubes des Steuernockens Grenzwerte aufzuzeigen, wobei die drei Werte in Kombination miteinander einen reduzierten Schließquerschnitt der Ventile bei steilem Ventilhub-Verlauf ergeben.

Diese Aufgabe wird mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst. Mit den erfindungsgemäß kombinierten Werten ergibt sich in vorteilhafter Weise bei steilem Ventilhub-Verlauf ein fülliger Öffnungs- oder Zeitquerschnitt des Einlaß-Ventiles zwischen OT und UT eines Hubkolbens. Mit dem nach UT steil abfallenden Ventilhub-Verlauf wird ein das Rückströmen der Frischladung aus dem Zylinder in die Sauganlage wesentlich reduzierender Zeitquerschnitt bis zum Schließpunkt des Einlaß-Ventiles erzielt. Weiter verringert ein steiler Anstieg des Ventilhub-Verlaufes den vor OT gelegten Zeitquerschnitt des Einlaß-Ventiles. Letzteres ergibt durch einen kleinen Überschneidungsbereich der Zeitquerschnitte von Einlaß- und Auslaß-Ventil hohe Laufruhe im Leerlauf bei niedrigen Schadstoffmengen im Abgas, wobei der Schließ-Zeitquerschnitt für das Auslaßventil ebenfalls erfindungsgemäß reduziert sein kann. Im anschließenden Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine wird durch den fülligen Zeitquerschnitt zwischen OT und UT in Verbindung mit dem reduzierten Frischgas-Rückstrom ein hohes Drehmoment erreicht. Die mit der verringerten Gasdynamik in der Sauganlage durch Reduzieren des Schließ-Zeitquerschnittes zwischen UT und dem Schließpunkt des Einlaß-Ventiles verbundene Minderleistung im oberen Drehzahlbereich wird nach Anspruch 3 mittels mehrerer Einlaß-Ventile je Zylinder der Brennkraftmaschine kompensiert. Hierfür bilden drei Einlaß-Ventile einen optimalen Kompromiß zwischen hohem Drehmomentverlauf im niederen Drehzahlbereich und günstigem Leistungsniveau im oberen Drehzahlbereich.

Für die vorbeschriebene Auslegung einer Brennkraftmaschine sind bevorzugte Werte für den Steuerwinkel des Steuernockens und den Rollenradius für die Stößel-Gleitbahn bei mindestens 10 mm Nocken- bzw. Ventilhub im Anspruch 2 angegeben. Die Kombination dieser drei Zahlenwerte ergibt als weiteren Vorteil ein günstiges Maß für die Auswanderung der Kontaktlinie zwischen Steuernocken und der Gleitbahn des Ventil-Stößels ohne einen gewünscht großen Ventilhub durch die gegebene Ventilöffnungsgeschwindigkeit zu

begrenzen. Das günstige Auswanderungs-Maß ergibt weiter relativ kleine Abmessungen des Stößels in Richtung der Steuernocken-Drehebene, verbunden mit kleinen Massen bei kleinem Bauraum. Geringere Massen ermöglichen eine dem steilen Ventilhub-Verlauf entsprechende Ventilbeschleunigung ohne dynamische Probleme.

5 Die Masse des Ventil-Stößels kann ferner neben kleinen Abmessungen auch durch eine im Anspruch 4 beschriebene Gestalt eines in Draufsicht einen rechteckigen oder ovalen Querschnitt aufweisenden Stößels reduziert werden. Im übrigen erleichtern derartige Stößel auch die Anordnung mehrerer Einlaß- und Auslaß-Ventile bei einem Zylinder von relativ kleinem Durchmesser.

10 Der in Anspruch 2 angegebene Wert für den Rollenradius der Gleitbahn des Ventilstößels ergibt neben dem für die Stößel-Abmessung günstigen Maß der Kontaktlinien-Auswanderung den weiteren Vorteil, bei fülligem Ventilhub-Verlauf zwischen den Umkehrpunkten des Hubkolbens im Zylinder für die Spitze des Steuernockens einen Radius wählen zu können, mit dem insbesondere bei niedriger Drehzahl der Brennkraftmaschine die Hertz'sche Pressung zwischen Nockenspitze und Stößel-Gleitbahn niedrig ist. Zusätzlich kommt ein zu größeren Zahlenwerten tendierender Radius an der Nockenspitze der Gestaltung einer fülligen Ventilerhebungs-
 15 kurve bzw. einem fülligeren Ventilhub-Verlauf entgegen.

Anhand eines bevorzugten, in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels wird die Erfindung näher erläutert. Es zeigen :

- 20 Fig. 1 eine Ventilsteuerung für ein Einlaßventil in einem abschnittsweise im Schnitt dargestellten Zylinderkopf,
 Fig. 2 eine Stößel-Anordnung für zwei Einlaßventile eines Zylinders der Brennkraftmaschine in Draufsicht (ohne Steuerwelle),
 Fig. 3 Einlaßventil-Zeitquerschnitte im Vergleich.

25 Eine Ventilsteuerung 1 in einem Zylinderkopf 2 einer nicht gezeigten Hubkolben-Brennkraftmaschine umfaßt eine Steuerwelle 3 mit einem Steuernocken 4, der über einen Stößel 5 ein Einlaßventil 6 in einer Brennraummulde 7 des Zylinderkopfes 2 für einen Zylinder betätigt.

30 Der Steuernocken 4 weist einen Hauptnocken mit einem Steuerwinkel $\alpha = 236^\circ$ Kurbelwellenwinkel bei einem Nocken- bzw. Ventilhub h_v von mindestens 10 mm auf. Dieser Steuernocken 4 wirkt mit einer zylindrisch gewölbten Gleitbahn 8 des Stößels 5 zusammen. Die Gleitbahn 8 ist mit einem Rollenradius $R_R \approx 65$ mm ausgebildet.

35 Mit der wie vorstehend bemessenen Ventilsteuerung 1 ist im Zusammenwirken der vorgegebenen drei Werte gemäß Fig. 3 ein steiler Ventilhub-Verlauf — durchgezogene Linie — erreicht, wobei der Zeitquerschnitt des Einlaß-Ventiles 6 vom Öffnungsbeginn Eö bis zum Hubkolben-OT vorteilhaft klein ist gegenüber herkömmlicher Auslegung nach der gestrichelten Kurve. Weiter ergibt der Ventilhub-Verlauf nach der durchgezogenen Linie gegenüber der gestrichelten Kurve einen fülligen Zeitquerschnitt für Drehmoment und Leistung. Schließlich zeigt der durchgezogene Ventilhub-Verlauf einen deutlich verringerten Schließ-Zeitquerschnitt von "Hubkolben-UT" bis "Einlaß schließt (Es)". Damit ist bei niedrigen Drehzahlen der Brennkraftmaschine ein Rückströmen der angesaugten Frischladung aus dem Zylinder in die Sauganlage erheblich reduziert mit der
 40 Folge eines hohen Drehmomentverlaufes. Zur Erzielung einer akzeptablen Leistung im oberen Drehzahlbereich im Anschluß an den fülligen Drehmomentverlauf sind mindestens zwei Einlaßventile 6 je Brennraum 7 vorgesehen.

45 Die Bemessung der zusammenwirkenden Ventiltriebelemente nach den weiter vorne angegebenen Zahlenwerten ergibt unter Vermeidung insbesondere fertigungstechnisch aufwendiger, ausgeprägter Hohlflanken der Steuernocken 4 bei großem Ventilhub h_v einen günstigen Wert für die Auswanderung "A" der Kontaktlinie "K" des Steuernockens 4 mit der Gleitbahn 8 beim beginnenden Eingriff des Steuernocken-Spitzenbereiches 9. Dies führt zu kleinbauenden Stößeln 5 von geringer Masse. Diese kann weiter im Querschnitt durch im wesentlichen rechteckige Stößel 5, wie aus Fig. 2 ersichtlich, verringert werden. Die rechteckigen oder ovalen Stößel 5 sind einer eng benachbarten Anordnung der Einlaßventile 6 in der Brennraummulde 7 förderlich, wobei
 50 die Gleitbahnen 8 im größten gegenseitigen Abstand angeordnete Führungsflächen 10 der Stößel 5 miteinander verbinden.

Für ein nicht gezeigtes Auslaß-Ventil kann die Steuerung analog ausgelegt werden, um insbesondere die Größe der Ventilüberschneidung von Einlaß- und Auslaß-Ventil zusätzlich beeinflussen zu können.

55

Patentansprüche

1. Ventilsteuerung für Brennkraftmaschinen,

- wobei ein Ventil (6) über einen Stößel (5) von einer Steuerwelle (3) betätigt ist, und
- ein Steuernocken (4) der Steuerwelle (3) mit einer gewölbten Gleitbahn (8) des Stößels (5) zusammenwirkt, dadurch gekennzeichnet,
- daß der Steuernocken (4) für ein Ventil (6) einen Hauptnocken mit einem Steuerwinkel (α) von höchstens 240° Kurbelwellenwinkel bei einem Nocken- bzw. Ventilhub (h_v) von mindestens 10 mm aufweist,
- wobei die Gleitbahn (8) des Stößels (5) mindestens in einem wesentlichen Abschnitt mit einem Rollenradius (R_R) aus dem Wertebereich von $50 \leq R_R \leq 80$ mm ausgebildet ist.
- 2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
- daß der Steuerwinkel $\alpha = 236^\circ$ Kurbelwellenwinkel beträgt, und
- daß der Rollenradius $R_R \approx 65$ mm mißt.
- 3. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerwelle (3) mit Steuernocken (4) für mehrere Ventile (6) je Zylinder der Brennkraftmaschine ausgerüstet ist.
- 4. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet,
- daß der Stößel (5) — in Draufsicht gesehen — einen rechteckigen oder ovalen Querschnitt aufweist, und
- daß die Gleitbahn (8) im größten gegenseitigen Abstand angeordnete Führungsflächen (10) des Stößels (5) miteinander verbindet.
- 5. Ventilsteuerung nach den Ansprüchen 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß die Gleitbahn (8) des Stößels (5) aus Abschnitten mit unterschiedlichen Rollenradien (R_R) aus dem Wertebereich von $50 \leq R_R \leq 80$ gebildet ist.

Claims

1. A valve-operating device for internal combustion engines, a valve (6) being actuated by a camshaft (3) via a stem (5), and a peripheral cam (4) on the camshaft (3) cooperating with an arcuate slideway (8) of the stem (5), characterised in that the peripheral cam (4) for a valve (6) comprises a main cam having an operating angle or crankshaft angle (α) of not more than 240° at a cam lift or valve lift (h_v) of at least 10 mm, and the slideway (8) of the stem (5), or at least a considerable portion thereof, is given a roller radius (R_R) in the range between 50 and 80 mm inclusive.
2. A valve operating device according to claim 1, characterised in that the operating angle or crankshaft angle is $\alpha = 236^\circ$, and the roller radius R_R is about 65 mm.
3. A valve operating device according to claim 1 or 2, characterised in that the camshaft (3) is equipped with peripheral cams (4) for a number of valves (6) for each engine cylinder.
4. A valve operating device according to claim 3, characterised in that the stem (5), seen in plan view, has a rectangular or oval cross-section, and the slideway (8) interconnects guide surfaces (10) of the stem (5), the guide surfaces being spaced the maximum distance apart.
5. A valve operating device according to claims 1-4, characterised in that the slideway (8) of the stem (5) is made up of portions having different rolling radii (R_R) in the range from 50 to 80 inclusive.

Revendications

1. Commande de soupape pour moteur à combustion interne, dans laquelle une soupape (6) est actionnée par l'intermédiaire d'un poussoir (5) par un arbre à cames (3) et une came de commande (4) de l'arbre à cames (3) coopère avec une glissière bombée (8) du poussoir (5), commande de soupape caractérisée en ce que la came de commande (4) pour une soupape (6) présente une came principale avec un angle de commande (α) d'au plus 240° d'angle d'arbre de vilebrequin lors d'une course de came ou course de soupape (h_v) d'au moins 10 mm, la glissière (8) du poussoir (5) étant pourvue au moins dans une section essentielle d'un rayon de roulement (r_r) compris dans la zone de valeurs $50 \leq r_r \leq 80$ mm. (R_R).
2. Commande de soupape selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'angle de commande vaut l'angle d'arbre de vilebrequin $\alpha = 236^\circ$ et le rayon de roulement a pour valeur $r_r \approx 65$ mm.
3. Commande de soupape selon la revendication 1 et la revendication 2, caractérisée en ce que l'arbre à cames (3) est équipé de cames de commande (4) pour plusieurs soupapes (6) à chaque cylindre du moteur à combustion interne.
4. Commande de soupape selon la revendication 3, caractérisée en ce que le poussoir (5) — vu par dessus, présente une section rectangulaire ou ovale et que la glissière (8) relie les faces de guidage (10) du poussoir (5) disposées à la plus grande distance mutuelle.

5. Commande de soupape selon les revendications 1-4, caractérisée en ce que la glissière (8) du poussoir (5) est formée de sections avec des rayons de roulement différents (R_R) compris dans la zone de valeur de $50 \leq r_r \leq 80$.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

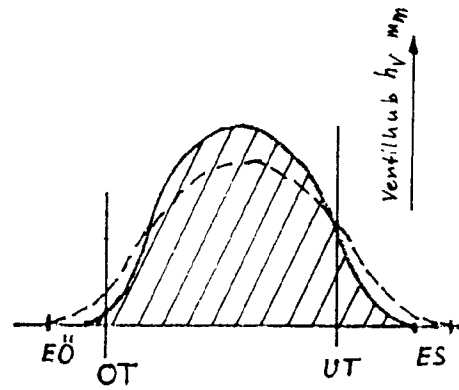
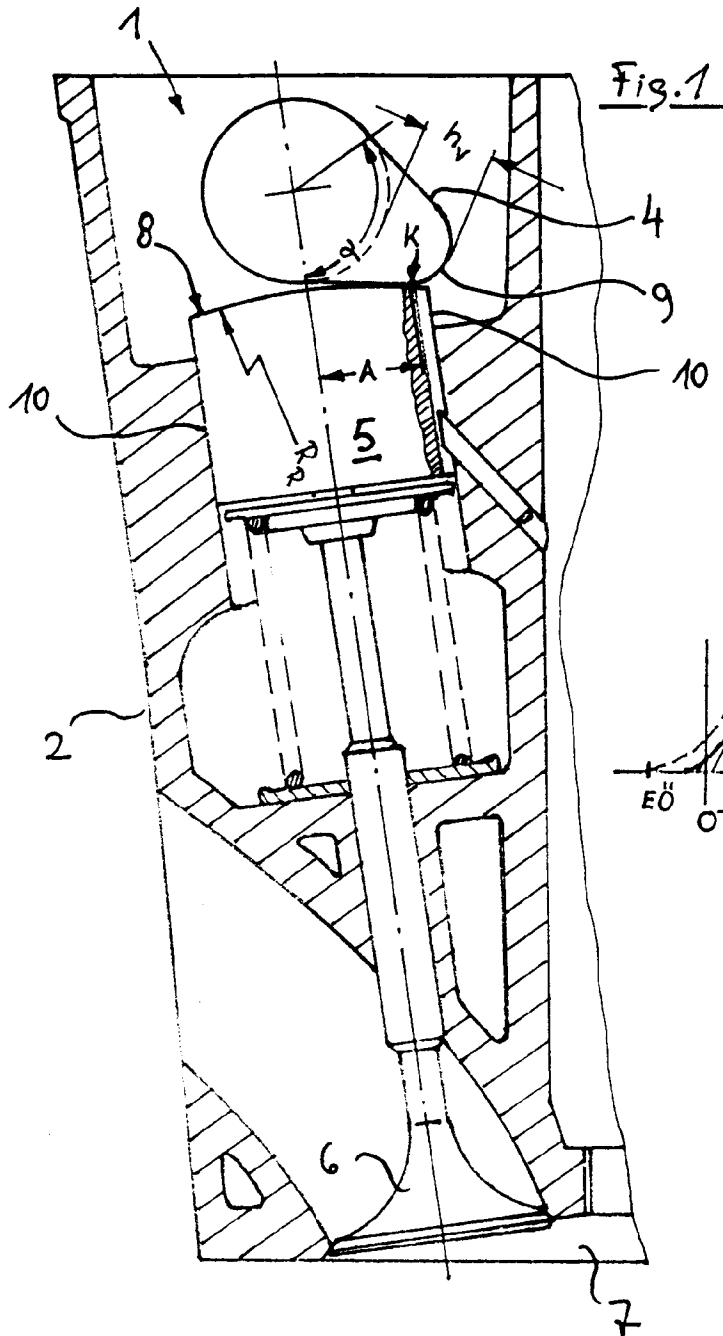


Fig. 3

