

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 268 988 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
08.03.2006 Patentblatt 2006/10

(21) Anmeldenummer: **01927792.0**

(22) Anmeldetag: **23.03.2001**

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

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2001/003342

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2001/075279 (11.10.2001 Gazette 2001/41)

(54) **VARIABLE VENTILSTEUERUNG MIT KULISSENELEMENT UND LEERWEG**

VARIABLE VALVE CONTROL COMPRISING A SLIDING-BLOCK PART AND A FREE TRAVEL
COMMANDE DE SOUPAPE VARIABLE AVEC ELEMENT COULISSANT ET COURSE A VIDE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT

(30) Priorität: **31.03.2000 DE 10016103**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.01.2003 Patentblatt 2003/01

(73) Patentinhaber: **AUDI AG**
85045 Ingolstadt (DE)

(72) Erfinder:
• **WURMS, Rainer**
85101 Lenting (DE)
• **DENGLER, Stefan**
85055 Ingolstadt (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 4 135 257 DE-A- 4 223 173
DE-A- 19 701 203

• **BERG M ET AL: "DELTA-ST EIN NEUES
GETRIEBE ZUR VARIABLEN
VENTILSTEUERUNG IN
HUBKOLBENMOTOREN" , MTZ
MOTORTECHNISCHE ZEITSCHRIFT,
FRANCKH'SCHE VERLAGSHANDLUNG,
ABTEILUNG TECHNIK. STUTTGART, DE, VOL.
53, NR. 10, PAGE(S) 484-491 XP000305458 ISSN:
0024-8525 Abbildungen 1,6,16**

EP 1 268 988 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 eine variable Ventilsteuerung für Hubkolbenmaschinen, insbesondere Brennkraftmaschinen, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Eine derartige variable Ventilsteuerung zeigt beispielsweise die DE 42 23 173 A1, bei der ein im Zylinderkopf der Brennkraftmaschine verstellbares Kulissenteil mit einer Verstellrampe und einer Rolle zwischen dem Nocken einer Nockenwelle einerseits und dem Tassenstößel am Schaftende eines Hubventils andererseits geschaltet ist. Durch Verschieben des Kulissenteils relativ zum Nocken können sowohl ein Vollhub als auch Teilhübe bis gegen Nullhub gesteuert werden. Dabei erfolgt bei Vollhub eine Ventilbetätigung, die sich hinsichtlich Ventilhub und Geschwindigkeitsprofil aus der Geometrie des Nockens und der Verstellrampe ergibt und die entsprechend optimiert sein kann. Bei Teilhub allerdings resultiert zunächst ein Leerhub (=Erzeugungsbewegung) und anschließend der Teilhub (=Erzeugungsbewegung), wobei hier ein zeitlich späterer Nockenbereich zur Wirkung gelangt, der zwangsläufig ein anderes Geschwindigkeitsprofil bzw. ggf. hohe, ruckartige Ventilbeschleunigungen verursachen kann. Dies gilt sowohl für die Ventilöffnung (Anlauframpe) als auch für die Schließung des Ventils (Ablauframpe).

[0003] Aufgabe der Erfindung ist es, eine variable Ventilsteuerung der gattungsgemäßen Art zu schaffen, die große Ventilhubänderungen bei einer weitgehendst ruckfreien Ventilbetätigung ermöglicht und die robust aufgebaut und kostengünstig fertigbar ist.

[0004] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind den weiteren Patentansprüchen entnehmbar.

[0005] Erfindungsgemäß wird vorgeschlagen, zwischen den Nocken und dem Ventilbetätigungselement, insbesondere einem Schwinghebel, einen Leerweg einzuschalten, der sowohl bei Vollhub als auch bei den den Teilhüben des Hubventils eine Vorbeschleunigung (Erzeugungsbewegung) des Rollenpaketes bewirkt, so dass die Erzeugungsbewegung (Öffnungsbewegung) des Hubventils mit positiver und negativer gewünschter Ventilbeschleunigung im wesentlichen durch die Verstellrampe des Kulissenteils gesteuert ist. Diese von der geometrischen Auslegung von Nocken und Verstellrampe ausgeführte Abkopplung von Erzeugungsbewegung und Erzeugungsbewegung schafft weitgehendst unabhängig vom eingestellten Ventilhub ein Geschwindigkeitsprofil ohne erhöhte Beschleunigungsspitzen und damit verbunden einen robusten und hinsichtlich Verschleiß und Betätigungsgeräusche verbesserten Ventiltrieb.

[0006] Die Anordnung des Ventiltriebs gemäß den Merkmalen des Patentanspruchs 3, ermöglicht zudem größere Ventilhub bzw. einen größeren Hubverstellbereich aufgrund des Einsatzes eines Schwinghebels mit den damit verbundenen günstigeren Hebelübersetzun-

gen und aufgrund der allgemeinen Anordnung der Verstellrampe etwa senkrecht zur Nockendrehachse, die geringere seitliche Auswanderungen des Rollenpaketes insbesondere bei der Erregungsbewegung verursachen. Dabei kann die Aniauffläche des Schwinghebels für das Rollenpaket parallel zur Verschieberichtung des Kulissenteils ausgerichtet sein.

[0007] In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung ist die Verstellrampe des Kulissenteils in einer schlitzförmigen Kulissenführung ausgebildet, deren gegenüberliegende Führungsfläche eine Vorbeschleunigungsrampe in der Erregungsbewegung des Rollenpaketes bildet, die einen ruckfreien Übergang in den Anlauframpen-Abschnitt der Verstellrampe zur Erzeugungsbewegung darstellt. Daraus resultiert ein sanftes, gleitendes Aufsetzen des Rollenpaketes auf den Schwinghebel mit anschließend übergangsloser Erzeugungsbewegung.

[0008] Das Rollenpaket kann vorteilhaft mittels zumindest einer einfachen Schenkelfeder gegen den Nocken vorgespannt sein. Die Schenkelfeder kann bevorzugt an dem Kulissenteil mit dem einen Schenkel abgestützt sein und wirkt mit einem zweiten, verlängerten Schenkel auf das Rollenpaket, dieses gegen den Nocken vorspannend.

[0009] Insbesondere bei der Verwendung eines hydraulischen Ventilspielausgleichselements im Ventiltrieb kann es vorteilhaft sein, wenn der Schwinghebel in der Schließstellung des Hubventils an einem Anschlag des Kulissenteils anliegt. Dabei kann das Rollenpaket aufgrund der Vorspannung der Schenkelfeder vom Schwinghebel abheben - wodurch ein ständiger Kontakt zwischen dem Rollenpaket und dem Nocken hergestellt ist - und es kann über das Ausgleichselement eine Spielfreiheit zwischen dem Schwinghebel, dem Kulissenteil und dem Ventilschaft hergestellt sein.

[0010] Bevorzugt ist zur Erzielung einer steifen und eine hohe Auslegungsgenauigkeit herstellenden Konstruktion der Schwinghebel über zumindest eine Schwinghebelachse schwenkbar im Zylinderkopf gelagert. Dabei könnte dann das hydraulische Ventilspiel-Ausgleichselement an dem mit dem Schaftende des Hubventils zusammenwirkenden Ende des Schwinghebels angeordnet sein. Bevorzugt wird jedoch vorgeschlagen, einen zumindest zweiteiligen Schwinghebel zu verwenden, dessen einer Schwinghebelteil schwenkbar gelagert ist, während dessen zweiter Schwinghebelteil ähnlich einer Wippe einerseits an dem hydraulischen Ventilspielausgleichselement und andererseits an dem Schaftende des Hubventils abgestützt ist, wobei die beiden Schwinghebelteile dazwischenliegend trieblich miteinander verbunden sind (mittels eines quer verlaufendem Mitnehmers oder einer Bolzengeelenkverbindung).

[0011] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist im folgenden mit weiteren Einzelheiten näher erläutert. Die schematische Zeichnung zeigt in

- Fig. 1 einen Querschnitt durch einen variablen Ventiltrieb im Zylinderkopf einer Hubkolben-Brennkraftmaschine entlang der Linie I-I der Fig. 2, mit einem Nocken, einem verschiebbaren Kulissenteil, einem Rollenpaket und einem auf ein Hubventil wirkenden Schwinghebel;
- Fig. 2 eine Ansicht gemäß Pfeil X der Fig. 1 auf den Ventiltrieb;
- Fig. 3 eine Seitenansicht des zwischen dem Kulissenteil und dem Hubventil angeordneten zweiteiligen Schwinghebels;
- Fig. 4 eine Draufsicht auf den Schwinghebel gemäß Fig. 3;
- Fig. 5 Grafiken des Ventiltriebs bei Vollhub; und
- Fig. 6 die gleichen Grafiken bei Teilhub des Hubventiles.

[0012] In den Fig. 1 und 2 ist mit 10 eine Nockenwelle bezeichnet, die drehbar in einem nur teilweise dargestellten Zylinderkopf 12 einem mehrzylindrigen Hubkolben-Brennkraftmaschine gelagert ist und Nocken 14 zur Betätigung von Einlass-Hubventilen trägt, wobei nur ein Hubventil bzw. dessen Ventilschaft 16 dargestellt ist.

[0013] Zur Erzielung eines variablen Ventiltriebs ist im Zylinderkopf 12 ein Kulissenteil 18 über Passbohrungen 20 auf ortsfesten Führungsbolzen 22 verschiebbar angeordnet. Das Kulissenteil 18 kann mittels einer nicht dargestellten Verstelleinrichtung (z. B. eine Exzenterwelle, die hydraulisch oder elektrisch verstellt wird) in Richtung des Doppelpfeiles 24 verstellt werden.

[0014] Das etwa U-förmige Kulissenteil 18 mit einer Basiswand 56 weist in den seitlichen Schenkeln 26,28 je eine Kulissenführung mit einer Verstellrampe 30 und einer Vorbeschleunigungsrampe 32 auf.

[0015] In die nach oben offene, schlitzförmige Kulissenführung 30,32 ist ein Rollenpaket 34 verschiebbar eingesetzt. Das Rollenpaket 34 weist eine mittlere Rolle 34a auf (Fig. 2), die an dem Nocken 14 anläuft. Links und rechts dazu benachbart sind zwei weitere Rollen 34b,34c, vorgesehen, die an den Anlauflächen 36a,36b eines Schwinghebels 36 abwälzen, wobei die besagten Rollen rollengelagert auf einem Übertragungsbolzen 34d angeordnet sind, der mit den besagten Rampen 30,32 zusammenwirkt.

[0016] Der Schwinghebel 36 setzt sich aus einem ersten, H-förmigen Schwinghebelteil 40 und einem dazwischen liegenden Schwinghebelteil 42 zusammen, die wie folgt angeordnet sind:

[0017] Der erste Schwinghebelteil 40 ist einerseits über Lagerbohrungen 44 auf ortsfesten Schwinghebelschalen 46 schwenkbar gelagert und trägt die Anlauflächen 36a,36b für die Rollen 34b,34c des Rollenpaketes 34. Ferner weist der Schwinghebelteil 40 einen querver-

laufenden Mitnehmer 48 auf, der auf den dazwischen angeordneten zweiten Schwinghebelteil 42 nach Art einer Wippe wirkt.

[0018] Der zweite Schwinghebelteil 42 stützt sich einerseits über eine Kugelpfanne 50 an einem einen entsprechenden Kugelkopf aufweisendem Ventilspiel-Ausgleichselement 52 ab, das im Zylinderkopf 12 wie dargestellt angeordnet ist. Dessen anderes Ende trägt einen Mitnehmer 53, der mit dem Schaftende des Hubventiles 16 zusammenwirkt.

[0019] Durch die beschriebene Anordnung wird eine exakte Ventilbetätigung mit ruhendem Ventilspielausgleichselement 52 (geringere bewegte Massen) geschaffen.

[0020] Wie insbesondere aus der Fig. 1 ersichtlich ist, liegt die Verstellrampe 30 insgesamt gesehen etwa senkrecht zur Verstellrichtung 24 des Kulissenteiles 18 und wirkt das Rollenpaket 34 auf den Schwinghebel 36, wobei dessen Anlauflächen 36a,36b parallel zur Verstellrichtung 24 ausgerichtet sind. Der Schwinghebel 36 liegt dabei im wesentlichen unterhalb der Nockenwellen-Drehachse 10a zwischen dem tangential zum Nocken 14 verstellbaren Kulissenteil 18 und dem Hubventil 16.

[0021] Der Schwinghebel 36 (vgl. Fig. 3 und 4) bzw. dessen Schwinghebelteil 40 liegt in der gezeichneten Position gemäß Fig. 1 und 2 (entspricht dem Vollhub) bei geschlossenem Hubventil 16 an einem Anschlag 54 der Basiswand 56 des Kulissenteils 18 an, wobei der Schwinghebel 36 insgesamt über das Ventilspielausgleichselement 52 spielfrei gehalten ist.

[0022] In dieser Position weist das Rollenpaket 34 einen Leerweg s auf, betrachtet zwischen den Anlauflächen 36a,36b des Schwinghebels 36 und dem Grundkreis 14b des Nockens 14.

[0023] Dieser Leerweg s führt zu einem Abheben des Rollenpaketes 34 von den Anlauflächen 36a,36b des Schwinghebels 36, weil zwei im Kulissenteil 18 festgelegte Schenkelfedern 56 mit ihrem einen Schenkel 56a jeweils das Rollenpaket 34 federnd gegen den Nocken 14 vorspannen. Die Schenkel 56a greifen dabei, wie aus der Fig. 2 ersichtlich, jeweils zwischen der mittleren Rolle 34a und den beiden benachbarten Rollen 34b,34c am Übertragungsbolzen 34d an, während sich ihr zweiter Schenkel 56b am Kulissenteil 18 abstützt.

[0024] Damit wird bei einer Ventilbetätigung zunächst das Rollenpaket 34 in einer Erregungsbewegung im Bereich des Leerweges s vorbeschleunigt, wobei dieser Leerweg s bei abnehmendem Ventilhub (Verstellung des Kulissenteils 18 auf der Fig. 1 der Zeichnung nach rechts) entsprechend zunimmt.

[0025] Diese Erregungsbewegung des Rollenpaketes 34 nimmt durch die dargestellte Form der Vorbeschleunigungsrampe 30 zu, bis sich der Übertragungsbolzen 34d auf den Anlaufabschnitt 30a der Verstellrampe 30 verlagert, wobei er gleichzeitig über die Rollen 34b,34c auf die Anlauflächen 36a,36b des Schwinghebels 36 aufläuft und in der weiteren Erzeugungsbewe-

gung das Hubventil 16 betätigt. Der Abschnitt 30a erläuft dabei im wesentlichen etwa tangential zum Nocken 14 bzw. dessen An- und Ablauframpe.

[0026] Beim Schließen des Hubventiles 16 wiederum gerät schließlich der Schwinghebel 36 an den Anschlag 54, dann hebt das Rollenpaket 34 vom Schwinghebel 36 ab, im Rahmen des gerade vorliegenden Leerweges s.

[0027] Die geometrische Auslegung des Nockens 14 und der Verstellrampen 30,32 im Kulissenteil 18 sind anhand der Grafiken gemäß Fig. 5 und 6 näher erläutert.

[0028] Dabei zeigt die Fig. 5 die Bewegungskurven bei einem Vollhub und die Fig. 6 die Bewegungskurven bei einem Teilhub des Hubventiles 16. Die senkrecht eingezeichneten Linien bezeichnen den jeweiligen Ventilhub s_v .

[0029] Die Kurve a entspricht der Verstellbewegung des Rollenpaketes 34, wobei die Anteile der Erregungsbewegung dem Leerweg s des Rollenpaketes 34 entsprechen. Als wesentlich der vorliegenden Erfindung ist zu sehen, dass auch bei Vollhub (Fig. 5) ein Leerweg s vorliegt, der den Anfangspunkt der Erzeugungsbewegung (Ventilbetätigung) auf den Ast zwischen b und c der Kurve a legt, der etwa einer gleichmäßigen Ventilbeschleunigung entspricht.

[0030] Die Kurve d beschreibt die geometrische Auslegung der Verstellrampe 30, die in Verbindung mit der Auslegung der Kurve a die tatsächliche Ventilerhebung gemäß Kurve e über den Ventilhub s_v ergibt. Die weitere Kurve f beschreibt den Verlauf der Ventilbeschleunigung, wobei bemerkenswert ist, dass die Beschleunigungsspitzen bei Vollhub (Fig. 5) und Teilhub (Fig. 6) etwa gleich sind.

[0031] Der beschriebene Ventiltrieb ermöglicht somit "füllige" Ventilerhebungskurven e für den Vollhub der Hubventile 16, ohne erhöhte Beschleunigungsspitzen bei Teilhub.

Patentansprüche

1. Variabler Ventiltrieb für Hubkolbenmaschinen, insbesondere Brennkraftmaschinen, mit zumindest einem Nocken einer in einem Zylinderkopf drehbar gelagerten Nockenwelle, welcher Nocken über ein in einem Kulissenteil entlang einer Verstellrampe verschiebbar geführtes Rollenpaket und einem nachgeschalteten Ventilbetätigungselement ein Hubventil betätigt, wobei der Ventilhub durch Verschieben des Kulissenteils relativ zum Nocken variabel einstellbar und das Rollenpaket gegen den Nocken federnd vorgespannt ist,
dadurch gekennzeichnet,
dass zwischen Nockengrundkreis (14b) und Ventilbetätigungselement (36) eine eine Vorbeschleunigung als Erregungsbewegung des Rollenpaketes (34) im Bereich eines Leerwegs (s) ermöglichende Vorbeschleunigungsrampe (32) vorgesehen ist, wobei das Rollenpaket (34) bei einer Anlage im Bereich

des Nockengrundkreises (14b) entsprechend dem Leerweg (s) vom Ventilbetätigungselement (36) abgehoben ist.

2. Ventiltrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Erregungsbewegung des Rollenpaketes (34) der Anfangsbeschleunigung und der Endverzögerung der Kontur des Nockens (14, Fig. 5, Kurve a, Leerweg s) entspricht.
3. Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstellrampe (30) insgesamt etwa senkrecht zur Verstellbewegung (Doppelpfeil 24) des Kulissenteils (18) ausgerichtet ist und dass das Rollenpaket (34) auf einen einerseits beweglich abgestützten Schwinghebel (36) wirkt, der im wesentlichen unterhalb der Nockenwellen-Drehachse (10a) zwischen dem tangential zum Nocken (14) verstellbaren Kulissenteil (18) und dem Schaffende des Hubventils (16) angeordnet ist.
4. Ventiltrieb nach den Ansprüchen 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstellrampe (30) einen nahezu tangential zum Nocken (14) verlaufenden Anlaufampen-Abschnitt (30a) aufweist.
5. Ventiltrieb nach den Ansprüchen 3 und 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Anlaufflächen (36a,36b) des Schwinghebels (36) für das Rollenpaket (34) parallel zur Verschieberichtung (24) des Kulissenteils (18) ausgerichtet ist.
6. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstellrampe (30) in einer schlitzförmigen Kulissenführung ausgebildet ist, deren gegenüberliegende Führungsfläche eine Vorbeschleunigungsrampe (32) für die Erregungsbewegung (Leerweg s) des Rollenpaketes (34) bildet.
7. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Rollenpaket (34) mittels zumindest einer Schenkelfeder (56) gegen den Nocken (14) vorgespannt ist.
8. Ventiltrieb nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zumindest eine Schenkelfeder (56) mit ihrem einen Schenkel (56b) unmittelbar an den Kulissenteil (18) gehalten ist.
9. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schwinghebel (36) in der Schließstellung des Hubventiles (16) an einem Anschlag (54) des Kulissenteils (18) anliegt.
10. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** das

Kulissenteil (18) über entsprechende Passbohrungen (20) an am Zylinderkopf (12) befestigten Führungsstiften (22) geführt ist.

11. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schwinghebel (36) über eine oder mehrere Schwinghebelachsen (46) schwenkbar gelagert ist. 5
12. Ventiltrieb nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schwinghebel (36) zumindest zweiteilig ausgebildet ist, wobei der erste Schwinghebelteil (40) schwenkbar über die Schwinghebelachsen (46) gelagert ist und die Anlaufflächen (36a) für das Rollenpaket (34) aufweist und trieblich mit einem zweiten, parallel dazu angeordnetem Schwinghebelteil (42) zusammenwirkt, der einerseits an einem hydraulischen Ventilspielausgleichselement (52) schwenkbar abgestützt und andererseits an dem Schaftende des Hubventiles (16) angreift. 10
13. Ventiltrieb nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Schwinghebelteil (40) H-förmig mit zwei Hebelabschnitten mit Anlaufflächen (36a) und einem auf den zweiten Schwinghebelteil (42) wirkenden, querverlaufenden Mitnehmer (48) ausgebildet ist und dass der zweite Schwinghebelteil (42) zwischen den beiden Hebelabschnitten des ersten Schwinghebelteils (40) verläuft. 15

Claims

1. Variable valve train for reciprocating engines, in particular internal combustion engines, comprising at least one cam of a camshaft rotatably mounted in a cylinder head, wherein the cam actuates a lift valve by means of a roller assembly displaceably guided along an adjusting ramp in a sliding-block part and a downstream valve-actuating element, the valve stroke being adjustable by displacement of the sliding-block part relative to the cam and the roller assembly being spring-loaded relative to the cam, **characterised in that** a pre-acceleration ramp (32) allowing for pre-acceleration as an excitation movement of the roller assembly (34) in the region of an idle stroke (s) is provided between the cam heel (14b) and the valve-actuating element (36), the roller assembly (34) being lifted off the valve-actuating element (36) in accordance with the idle stroke (s) when it bears against it in the region of the cam heel (14b). 20
2. Valve train according to claim 1, **characterised in that** the excitation movement of the roller assembly (34) corresponds to the initial acceleration and the final deceleration of the contour of the cam (14, Fig. 5, curve a, idle stroke s). 25

3. Valve train according to claim 1 or claim 2, **characterised in that** the adjusting ramp (30) is in general aligned substantially perpendicularly to the adjusting movement (double arrow 24) of the sliding-block part (18) and that the roller assembly (34) acts on a cam follower (36) movably supported at one side and arranged substantially below the axis of rotation (10a) of the camshaft between the sliding-block part (18) adjustable tangentially relative to the cam (14) and the shaft end of the lift valve (16). 30
4. Valve train according to claims 1 to 3, **characterised in that** the adjusting ramp (30) has an approach ramp portion (30a) extending almost tangentially relative to the cam (14). 35
5. Valve train according to claims 3 and 4, **characterised in that** the contact surfaces (36a, 36b) of the cam follower (36) for the roller assembly (34) are aligned parallel to the direction of displacement (24) of the sliding-block part (18). 40
6. Valve train according to one or more of claims 1 to 5, **characterised in that** the adjusting ramp (30) is formed in a slot-shaped sliding-block guide, the opposing guide surface of which forms a pre-acceleration ramp (32) for the excitation movement (idle stroke s) of the roller assembly (34). 45
7. Valve train according to one or more of claims 1 to 6, **characterised in that** the roller assembly (34) is spring-loaded relative to the cam (14) by means of at least one leg spring (56). 50
8. Valve train according to claim 7, **characterised in that** the at least one leg spring (56) is held directly on the sliding-block part (18) by means of one leg (56b) thereof. 55
9. Valve train according to one or more of claims 1 to 8, **characterised in that** the cam follower (36) bears against a stop (54) of the sliding-block part (18) in the closed position of the lift valve (16). 60
10. Valve train according to one or more of claims 1 to 9, **characterised in that** the sliding-block part (18) is guided by means of corresponding locating holes (20) on guide pins (22) secured to the cylinder head (12). 65
11. Valve train according to one or more of claims 1 to 10, **characterised in that** the cam follower (36) is mounted to pivot about one or more cam follower axes (46). 70
12. Valve train according to one or more of claims 1 to 11, **characterised in that** the cam follower (36) is formed of at least two parts, the first cam follower 75

part (40) being mounted to pivot about the cam follower axes (46), comprising the contact surfaces (36a) for the roller assembly (34) and cooperating in an operative manner with a second cam follower part (42) arranged parallel thereto, pivotably supported at one end against a hydraulic valve lifter (52) and bearing at the other end against the shaft end of the lift valve (16).

13. Valve train according to claim 12, **characterised in that** the first cam follower part (40) is H-shaped with two lever portions with contact surfaces (36a) and a transversely extending carrier (48) acting on the second cam follower part (42) and that the second cam follower part (42) extends between the two lever portions of the first cam follower part (40).

Revendications

1. Commande de soupape variable pour moteurs à piston alternatif, en particulier moteurs à combustion interne, avec au moins une came d'un arbre à cames monté rotatif dans une tête de cylindre, laquelle came commande une soupape à course rectiligne par le biais d'un ensemble de rouleaux guidé de manière à être poussé le long d'une rampe de réglage dans un élément coulissant et d'un élément de commande de soupape placé après, sachant que la soupape à course rectiligne peut être réglée de manière variable par le déplacement de l'élément coulissant par rapport à la came et que l'ensemble de rouleaux est précontraint par ressort contre les cames.
caractérisé en ce que,
entre le cercle de base des cames (14b) et l'élément de commande de la soupape (36), est prévue une rampe de pré-accélération (32) permettant une pré-accélération comme mouvement d'excitation de l'ensemble de rouleaux (34) dans la zone d'une course à vide (s), sachant que l'ensemble de rouleaux (34) est relevé avec une installation dans la zone du cercle de base de cames (14b) correspondant à la course à vide (s) à partir de l'élément de commande de la soupape (36).
2. Commande de soupape selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le mouvement d'excitation de l'ensemble de rouleaux (34) correspond à l'accélération initiale et à la décélération finale du contour de la came (14, figure 5, courbe a, course à vide s).
3. Commande de soupape selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** la rampe de réglage (30) est alignée au total à peu près perpendiculairement au mouvement de réglage (flèche double 24) de l'élément coulissant (18) et **en ce que** l'ensemble de rouleaux (34) agit sur un levier oscillant (36) appuyé de manière mobile d'un côté, qui est disposé

pour l'essentiel en dessous de l'axe de rotation des arbres à cames (10a) entre l'élément coulissant (18) réglable tangentiellement à la came (14) et l'extrémité de la tige de la soupape à course rectiligne (16).

4. Commande de soupape selon les revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** la rampe de réglage (30) comporte un tronçon de rampe de démarrage (30a) passant presque tangentiellement par rapport à la came (14).
5. Commande de soupape selon les revendications 3 et 4, **caractérisée en ce que** les surfaces d'arrêt (36a, 36b) du levier oscillant (16) sont dirigées parallèlement au sens de déplacement (24) de l'élément coulissant (18) pour l'ensemble de rouleaux (34).
6. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** la rampe de réglage (30) est réalisée dans un guidage coulissant en forme de fente, dont la surface de guidage opposée forme une rampe de pré-accélération (32) pour le mouvement d'excitation (course à vide s) de l'ensemble de rouleaux (34).
7. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 6, **caractérisée en ce que** l'ensemble de rouleaux (34) est précontraint au moins par un ressort hélicoïdal (56) contre la came (14).
8. Commande de soupape selon la revendication 7, **caractérisée en ce qu'**au moins un ressort hélicoïdal (56) est tenu avec l'une de ses branches (56b) directement contre l'élément coulissant (18).
9. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce que** le levier oscillant (36) se trouve dans la position finale de la soupape à course rectiligne (16) contre une butée (54) de l'élément coulissant (18).
10. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 9, **caractérisée en ce que** l'élément coulissant (19) est guidé par le biais d'alésages ajustés (20) correspondants sur des goupilles de guidage (22) fixées à la tête de cylindre (12).
11. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 10, **caractérisée en ce que** le levier oscillant (36) est logé de manière orientable par le biais d'un ou de plusieurs axes de levier oscillant (46).
12. Commande de soupape selon une ou plusieurs des revendications 1 à 11, **caractérisée en ce que** le levier oscillant (36) est réalisé au moins en deux parties, sachant que le premier élément du levier os-

cillant (40) est logé de manière orientable par le biais des axes du levier oscillant (46) et comporte les surfaces d'arrêt (36a) pour l'ensemble de rouleaux (34) et coopère par commande avec un deuxième élément du levier oscillant ajouté en parallèle, qui est en appui de manière orientable d'une part sur un élément de compensation hydraulique du jeu de soupape (52) et d'autre part est en prise à l'extrémité de la tige de la soupape à course rectiligne (16).

5

10

13. Soupape de commande selon la revendication 12, **caractérisée en ce que** le premier élément de levier oscillant (40) est réalisé en forme de H avec deux tronçons de course avec surfaces d'arrêt (36a) et un entraînement s'étendant transversalement (48) agissant sur le deuxième élément de levier oscillant et **en ce que** le deuxième élément de levier oscillant (42) passe entre les deux tronçons de course du premier élément de levier oscillant (40).

15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG. 1

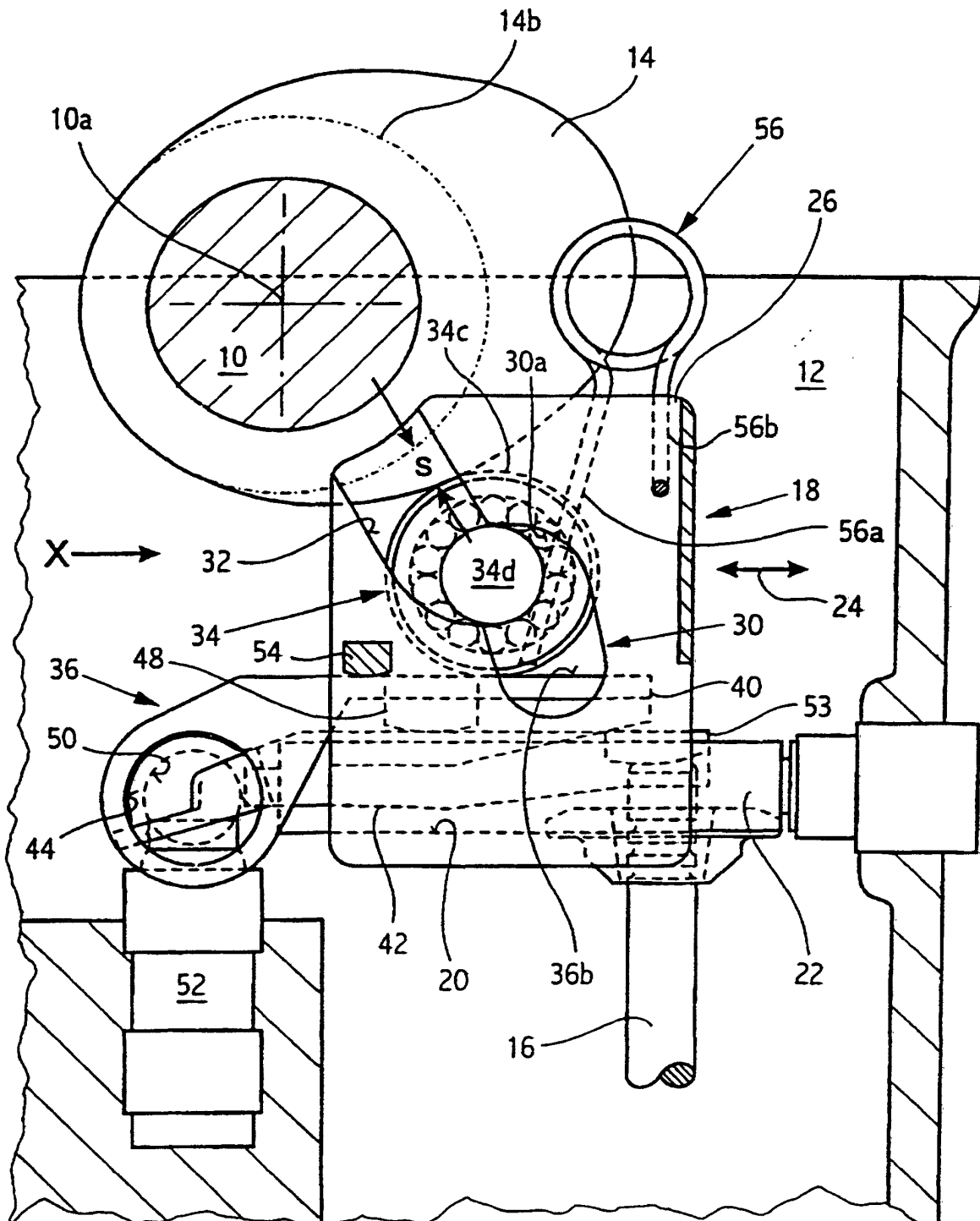


FIG. 2

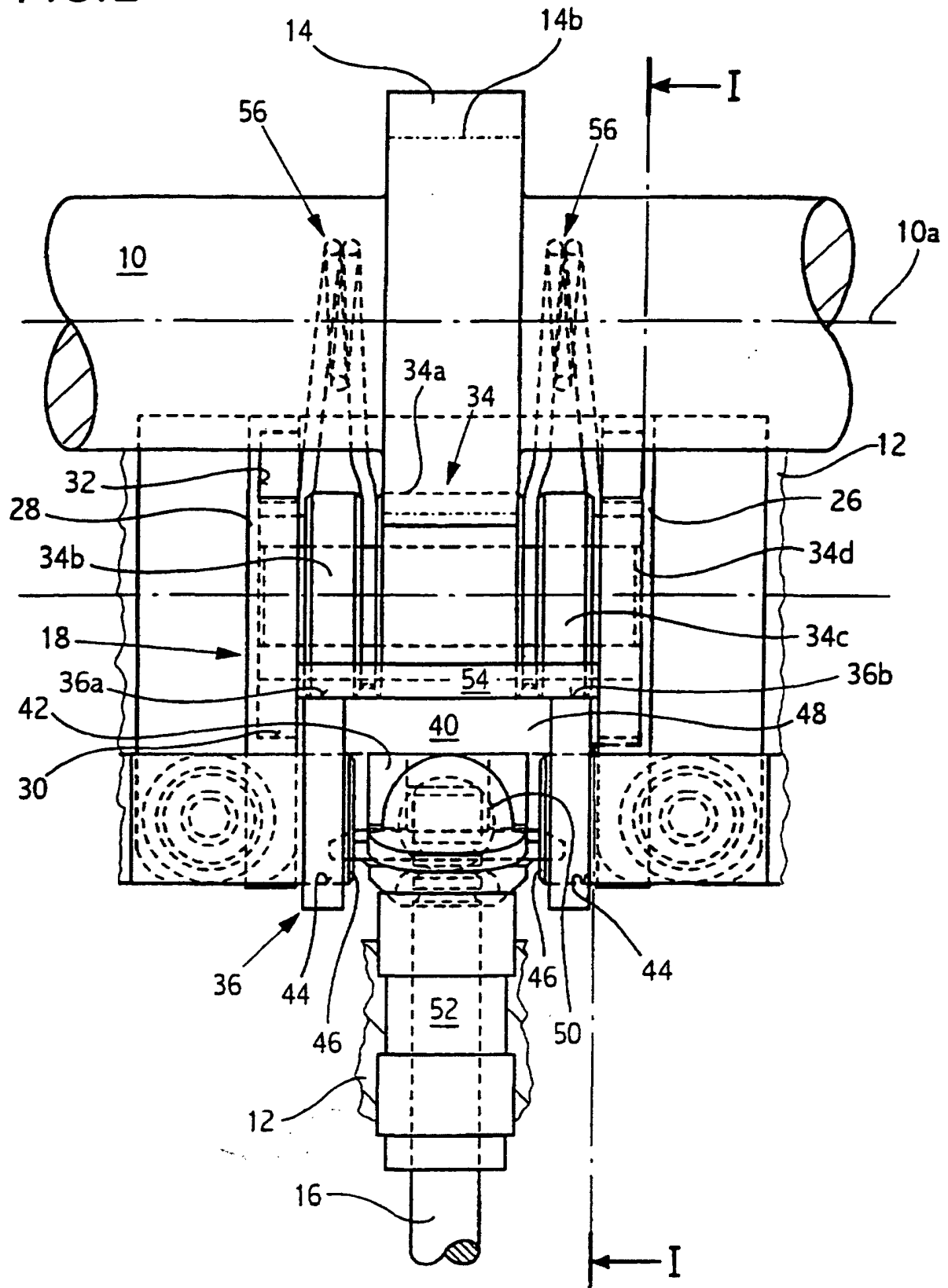


FIG.3

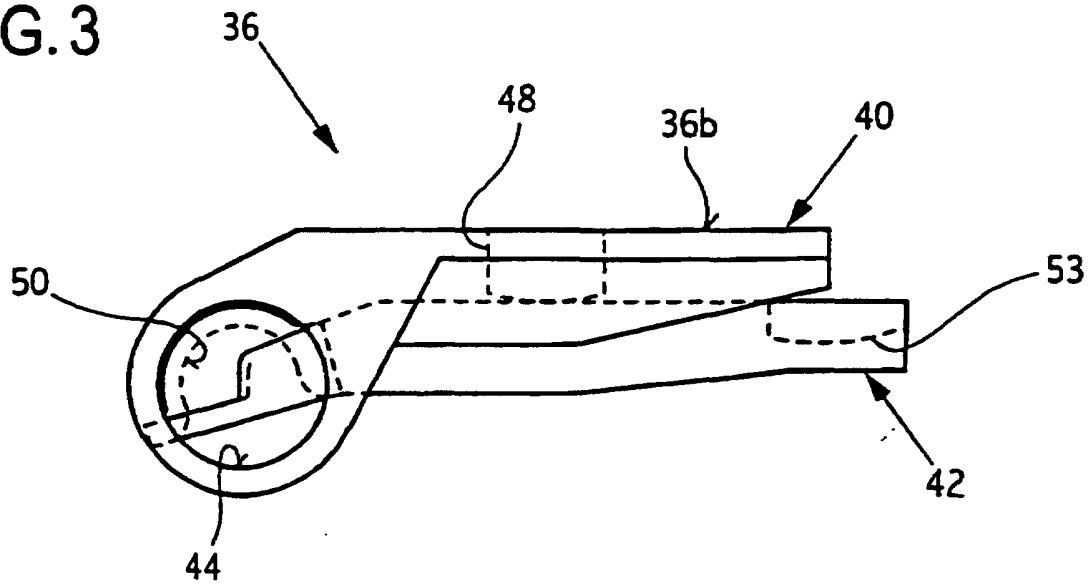


FIG.4

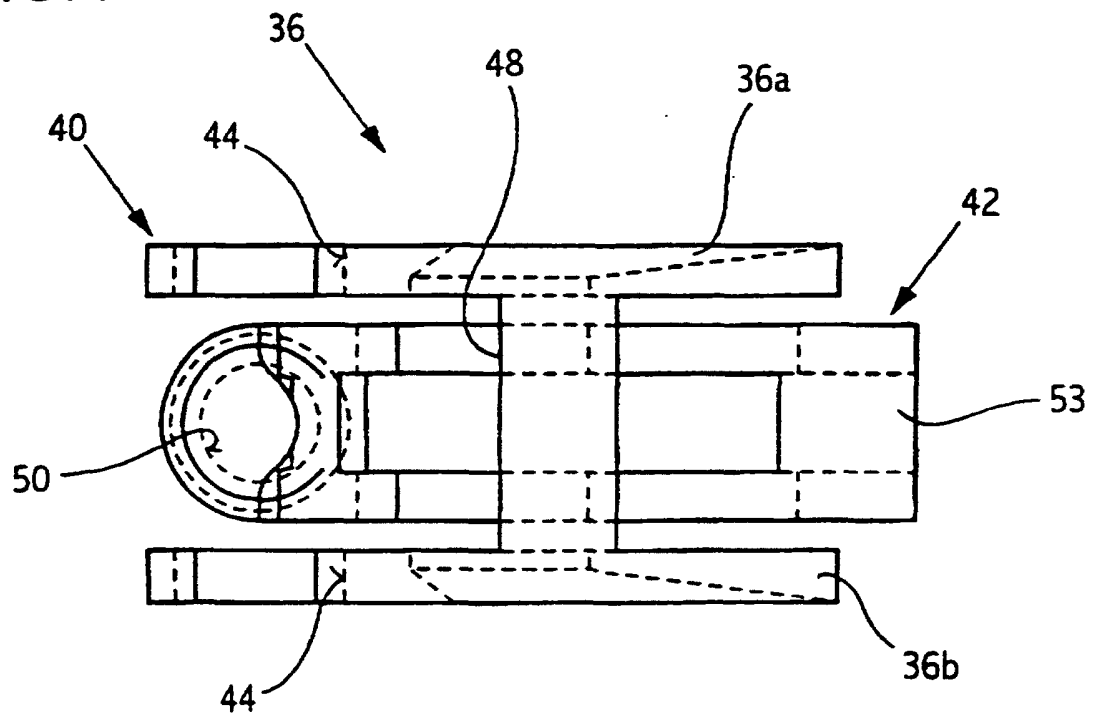


FIG. 5

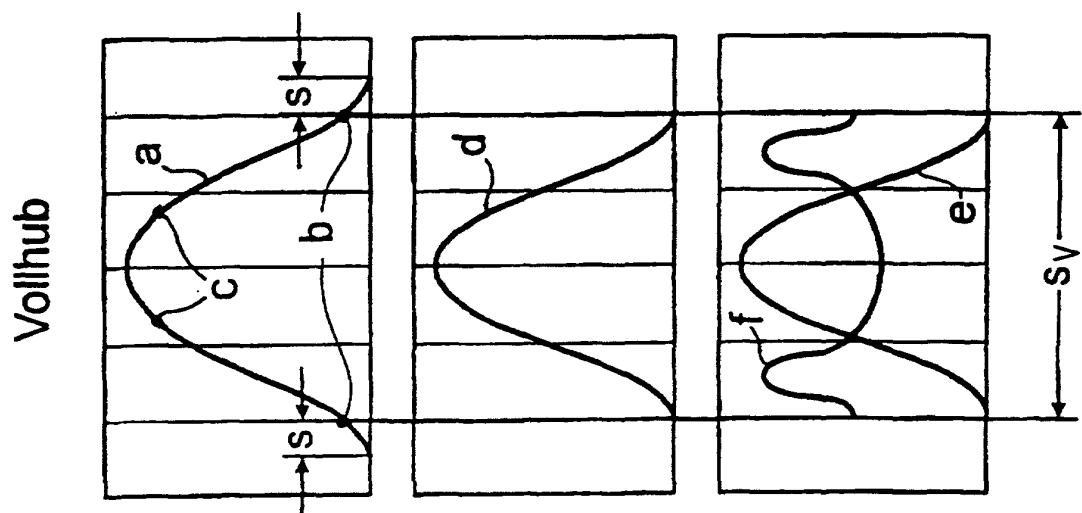


FIG. 6

