

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 653 014 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**15.05.1996 Patentblatt 1996/20**

(51) Int Cl. 6: **F01L 1/34, F15B 11/16, F15B 11/22**

(21) Anmeldenummer: **93914613.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/DE93/00608**

(22) Anmeldetag: **08.07.1993**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 94/02715 (03.02.1994 Gazette 1994/04)**

(54) **ELEKTROHYDRAULISCHE STELLEINRICHTUNG**

ELECTRO-HYDRAULIC ADJUSTING DEVICE

DISPOSITIF ELECTROHYDRAULIQUE DE POSITIONNEMENT

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR IT**

• **REMBOLD, Helmut**  
**D-70435 Stuttgart (DE)**

(30) Priorität: **25.07.1992 DE 4224653**

(56) Entgegenhaltungen:

**EP-A- 0 245 791**

**WO-A-91/10813**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**17.05.1995 Patentblatt 1995/20**

**DE-A- 2 356 414**

**DE-B- 1 262 883**

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**  
**70442 Stuttgart (DE)**

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 10, no. 273**  
**(M-518)(2329) 17. September 1986 & JP-A-61 96**  
**112**

(72) Erfinder:

• **RUOFF, Manfred**  
**D-71696 Moeglingen (DE)**

**EP 0 653 014 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

### Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer elektrohydraulischen Stelleinrichtung zur Betätigung einer Einrichtung zur Verstellung mindestens einer Nockenwelle einer Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle nach der Gattung des Hauptanspruchs. Bei einer derartigen bekannten elektrohydraulischen Stelleinrichtung werden die Druckräume des als Stellglied dienenden Differentialzylinders von einer Hochdruckpumpe beaufschlagt. Der größere der beiden Druckräume des Differentialzylinders wird dabei direkt vom Pumpendruck beaufschlagt, der Druck im kleineren der beiden Druckräume ist über ein Steuerventil veränderbar. Der Druck in den beiden Druckräumen ist durch entsprechendes Ansteuern des Steuerventils veränderbar, wobei bei stationärer Stellung des Differentialzylinders bzw. Differentialkolbens Haltedrücke eingestellt sind, die sehr viel geringer sind, als die für eine Verstellung notwendigen Drücke. Beim Einsatz einer derartigen elektrohydraulischen Stelleinrichtung zur Ventilsteuerung einer Brennkraftmaschine mit stufenloser Verstellung der Einlaßnockenwelle läßt sich die Vollastkurve der Brennkraftmaschine durch einen optimierten Ventilschluß deutlich verbessern. Diese Ventilsteuerung erfordert eine schnelle Verstellung der Einlaßnockenwelle relativ zur Kurbelwelle über einen Kurbelwellenwinkel von etwa 50°. Für eine derartig schnelle Verstellung sind Hochdruckpumpen mit Maximaldrücken im Bereich von etwa 100 bar erforderlich. Im Zuge der weiteren Verschärfungen der Bestimmungen zur Verringerung des Kraftstoffverbrauches, der Verbrennungsqualität und der Abgasqualität einer Brennkraftmaschine stößt eine Ventilsteuerung mit einer derartigen elektrohydraulischen Stelleinrichtung an ihre Grenzen.

Aus der japanischen Patentanmeldung JP-A-61 96 112 ist zwar bereits eine Nockenwellenverstelleinrichtung für Brennkraftmaschinen bekannt, bei der eine Nockenwelle für das Einlaßventil und eine Nockenwelle für das Auslaßventil unabhängig voneinander mittels hydraulischer Stellglieder relativ zur Kurbelwelle verstellt werden kann, jedoch hat diese Verstelleinrichtung den Nachteil, daß beide hydraulischen Verstelleinrichtungen unabhängig voneinander arbeiten und so zwei konstruktiv aufwendige, voneinander getrennte hydraulische Kreisläufe aufweisen. Desweiteren ist aus der internationalen Patentanmeldung WO-A 91 10 813 eine hydraulische Stelleinrichtung bekannt, die einen Differentialkolben aufweist, dessen kleinere Kolbenfläche von einer Pumpe mit Druckmittel beaufschlagbar ist, während der Druck im Druckraum an seiner größeren Kolbenfläche durch ein elektromagnetisch betätigbares Steuerventil veränderbar ist. Dabei weist auch diese gegebenenfalls als Nockenwellenverstelleinrichtung für Brennkraftmaschinen verwendbare Stelleinrichtung den Nachteil auf, daß für jede einzelne Nockenwelle

eine einzelne hydraulische Stelleinrichtung vorgesehen werden muß, was einen hohen Bauaufwand und somit hohe Kosten verursacht.

### 5 Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Nockenwellenverstelleinrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat den Vorteil, daß mit ihrer Hilfe eine Ventilsteuerung einer Brennkraftmaschine möglich ist, durch die eine weitere wesentliche Verbesserung der Abgasqualität der Brennkraftmaschine möglich ist. Durch die Verstellbarkeit der zweiten Nockenwelle (Auslaßnockenwelle) der Brennkraftmaschine ist auch der Ventilschluß der Auslaßventile im Hinblick auf die Drehzahl und das Lastverhalten der Brennkraftmaschine zu optimieren. Durch die in den Unteransprüchen beschriebene Merkmale sind sowohl reine Schwarz-Weiß-Verstellungen (Zwei Steuerstellungen) der Auslaßnockenwelle als auch eine stufenlose Verstellung der Auslaßnockenwelle relativ zur Kurbelwelle möglich. Die dazu notwendigen hydraulischen Bauelemente sind relativ einfach aufgebaut, die zusätzlich zu verwendenden Bauelemente sind gering. Zudem lassen sich beide Nockenwellen in konstruktiv einfacher Weise mittels eines gemeinsamen hydraulischen Kreislaufes verstellen.

Weitere Vorteile der Erfindung und vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den Unteransprüchen und der Beschreibung.

### Zeichnung

Drei Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der nachfolgenden Beschreibung und Zeichnung näher erläutert. Letztere zeigt in den Figuren 2 bis 4 jeweils eines der drei Ausführungsbeispiele der elektrohydraulischen Stelleinrichtung in vereinfachter Darstellung.

### 40 Beschreibung der Ausführungsbeispiele

In Figur 1 ist eine elektrohydraulische Stelleinrichtung mit einem Differentialzylinder 10 dargestellt, die keinen Teil der vorliegenden Erfindungsbildet und, dessen Druckraum 11 durch einen Differentialkolben 12 mit Kolbenstange 13 von einem Ringraum 14 getrennt ist. Der Ringraum 14 wird über eine Druckleitung 15 stets von einer Pumpe 16 beaufschlagt, die von einer Antriebswelle 17, beispielsweise der Nockenwelle eines Verbrennungsmotors, angetrieben wird.

Der Druckraum 11 an der größeren, wirksamen Kolbenfläche steht über eine Leitung 19 mit dem Eingang 20 eines aktiven Drucksteuerventils 21 in Verbindung. An diesem Eingang 20 ist ein Ventilsitz 22 ausgebildet, der mit einem - hier als Kugel ausgebildeten - Ventilglied 23 zusammenwirkt. An der dem Ventilsitz 22 gegenüberliegenden Seite des Ventilgliedes 23 liegt der Stößel 24 eines Proportionalmagneten 25 an, der in das

Drucksteuerventil 21 ragt. Der Proportionalmagnet 25 ist über eine elektrische Steuerleitung 26 mit einem Steuergerät 27 verbunden. Der Stößel 24 wird durch eine - nicht dargestellte - nur wenig vorgespannte Feder zur Anlage an das Ventiltglied 23 gebracht. Die durch entsprechende Bestromung wirkende Magnetkraft auf den Stößel 24 wirkt in Schließrichtung des Ventiltgliedes 23. Der Ausgang 28 des Drucksteuerventils 21 ist mit einem Behälter 29 verbunden.

Die Leitung 15 zwischen Pumpe 16 und Ringraum 14 und die Leitung 19 zwischen Druckraum 11 und Drucksteuerventil 21 sind mit einer Verbindungsleitung 31 verbunden, in der ein Überströmventil 32 angeordnet ist. Dieses ist so angeordnet, daß sein Eingang 33 von der Leitung 15 her beaufschlagt wird, sein Ausgang 34 führt über die Verbindungsleitung 31 zur Leitung 19. Am Eingang 33 des Überströmventils 32 ist ein Ventilsitz 35 ausgebildet, der mit einem Ventiltglied 36 zusammenwirkt. Dieses wird von einer Druckfeder 37 in Schließrichtung beaufschlagt. Die Vorspannung der Druckfeder 37 ist - auf nicht dargestellte Weise - einstellbar.

Von der Leitung 15 zweigt weiterhin eine Anschlußleitung 39 ab, die mit dem Ringraum 40 eines zweiten Differentialzylinders 41 mit Differentialkolben 42 und Kolbenstange 43 verbunden ist. Der Druckraum 44 an der größeren wirksamen Kolbenseite ist über eine Druckleitung 45 mit einem 3/2-Wegeventil 46 verbunden. Von diesem führt eine Leitungsverbindung 47 zur Anschlußleitung 39. Ein dritter Anschluß 48 des 3/2-Wegeventils 46 ist mit dem Behälter 29 verbunden. Das Ventiltglied 50 des 3/2-Ventils 46 wird durch einen Schaltmagneten 51 gegen die Wirkung einer Druckfeder 52 aus der Neutralstellung I in die Schaltstellung II gebracht. Der Schaltmagnet 51 ist über eine elektrische Steuerleitung 53 mit dem Steuergerät 27 verbunden.

In der Neutralstellung I des 3/2-Wegeventils 46 sind die Druckleitung 45 und der dritte Anschluß 48 miteinander verbunden, während die Leitungsverbindung 47 einseitig verschlossen ist. In der Schaltstellung II ist dagegen die Leitungsverbindung 47 mit der Druckleitung 45 verbunden, während der dritte Anschluß 48 einseitig verschlossen ist.

Die elektrohydraulische Stelleinrichtung dient zur Betätigung einer Einrichtung zur Verstellung einer Nockenwelle einer Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle. Durch diese Verstellung wird eine Phasenverschiebung der Steuerkurven dieser Wellen erreicht. Um beim Einsatz einer Brennkraftmaschine mit einer derartigen Ventilsteuerung mit stufenloser Verstellung der Nockenwelle (Einlaßnockenwelle) eine optimierte Vollastkurve und eine hohe Abgasqualität zu erzielen, wird die Nockenwelle zur Einlaßventilsteuerung auf an sich bekannte Weise gegenüber der Kurbelwelle verdreht. Dazu ist eine schnelle Verstellung über einen relativ großen Winkelbereich (etwa 50°-Kurbelwellenwinkel) erforderlich. Diese Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle wird dazu vom Differentialzylinder bzw.

Differentialkolben als Stellglied betätigt. Um die Abgasqualität der Brennkraftmaschine weiter zu verbessern, kann darüberhinaus auch eine zweite Nockenwelle der Brennkraftmaschine - und zwar die zur Auslaßventilsteuerung - relativ zur Kurbelwelle verdreht werden. Der dabei zu überstreichende Winkelbereich kann kleiner sein als der der ersten Nockenwelle. Zur relativen Verdrehung der zweiten Nockenwelle (Auslaßnockenwelle) wird der zweite Differentialzylinder 41 bzw. Differentialkolben 42 eingesetzt.

In den in Figur 1 dargestellten Arbeitsstellungen der Differentialzylinder 10, 41 und der Steuerventile (Drucksteuerventil 21 und 3/2-Wegeventil 46) befindet sich der erste Differentialzylinder 10 in seiner linken Endstellung. Die nicht dargestellte Einlaßnockenwelle wäre damit nach "spät" verstellt, d.h. zu einer späten Drehlage bzw. Ventilbetätigung (relativ zur Kurbelwelle).

Auch der zweite Differentialzylinder 41 befindet sich in seiner linken Endstellung. Die nicht dargestellte Auslaßnockenwelle wäre damit ebenfalls in eine "späte" Drehlage verstellt. Das 3/2-Wegeventil 46 befindet sich in seiner federbelasteten Neutralstellung I, so daß der Druckraum 44 des zweiten Differentialzylinders 41 über die Druckleitung 45 und das 3/2-Wegeventil 46 zum dritten Anschluß 48 bzw. zum Behälter 29 entlastet ist.

Die Leitungsverbindung 47 ist gleichzeitig geschlossen, so daß der Ringraum 40 über die Anschlußleitung 39 und die Druckleitung 15 mit der Pumpe 16 verbunden ist. Der zweite Differentialzylinder 41 bleibt somit in seiner linken Endstellung bzw. wird in diese gebracht.

Der Ringraum 14 des ersten Differentialzylinders 10 steht über die Druckleitung 15 ebenfalls mit der Pumpe 16 in Verbindung. Über die Verbindungsleitung 31, das Überströmventil 32 und die Leitung 19 besteht weiterhin eine Verbindung von der Druckleitung 15 zum Druckraum 11 des Differentialzylinders 10 und zum Drucksteuerventil 21. Das Drucksteuerventil 21 dient als aktives Stueurelement für die Bewegung des ersten Differentialzylinders 10, in dem der Druck des Druckraumes 11 über geregeltes Entlasten über den Ventilsitz 22 des Druckbegrenzungsventils 21 beeinflußt wird.

In der dargestellten, nicht bestromten Schaltstellung des Drucksteuerventils 21 wird die Ventilkugel 23 vom Stößel 24 des Proportionalmagneten zur Anlage an den Ventilsitz 22 gebracht. Die Kraft auf das Ventiltglied 23 in Schließrichtung ist jedoch aufgrund der nur wenig vorgespannten - nicht dargestellten - Druckfeder des Proportionalmagneten 25 gering. Daher hebt sich bereits bei geringem Druck am Eingang 20 das Ventiltglied 23 vom Ventilsitz 22 ab. Bei Überschreiten eines vorgegebenen, geringen Gegendruckes öffnet daher das Druckbegrenzungsventil 21, so daß der Druckraum 11 des Differentialzylinders 10 entlastet wird. Der Ringraum 14 wird gleichzeitig mit Druck beaufschlagt, wodurch der Differentialkolben 12 samt Kolbenstange 13 nach links bewegt wird bzw. in der linken Endstellung

gehalten wird. Um den für eine Bewegung des Differentialkolbens 12 nach links erforderlichen Druck im Ringraum 14 aufbauen zu können, muß das Überströmventil 32 bzw. dessen Druckfeder 37 vorgespannt sein. Durch entsprechende Einstellung der Druckfeder 37 wird der Öffnungsdruck des Überströmventils 32 zum Beispiel auf 30 bar eingestellt. Der bei Überschreiten dieses Öffnungsdruckes frei werdende Öffnungsquerschnitt des Überströmventils 32 ist so bemessen, daß beim Durchströmen kein nennenswerter Drosselverlust auftritt.

Bei stromlosem Proportionalmagneten 25 des aktiven Drucksteuerventils 21 baut sich der zur Verstellung des Differentialzylinders nach links ("spät") notwendige Druck von etwa 30 bar (Öffnungsdruck des Überströmventils (32) im Ringraum 14 auf. Im unbestromten Zustand des Proportionalmagneten 25 ist - wie bereits beschrieben - die Vorspannung der Druckfeder des Proportionalmagneten bzw. des Drucksteuerventils 21 sehr gering, so daß sich im Druckraum 11 nur ein sehr geringer Druck aufbauen kann.

Zur Verstellung des ersten Differentialzylinders 10 bzw. des Differentialkolbens 11 nach rechts ("frühe" Drehlage der Nockenwelle) wird durch entsprechende Ansteuerung des Proportionalmagneten 25 die Vorspannung der nicht dargestellten Druckfeder erhöht, so daß der Öffnungsdruck am Eingang 20 ansteigt. Aufgrund des höheren Öffnungsdruckes des aktiven Drucksteuerventils 21 steigt auch der Druck im Druckraum 11 des Differentialzylinders 10. Bei entsprechend hohem Öffnungsdruck des aktiven Drucksteuerventils 21 öffnet das Überströmventil 32 vollständig, wobei der freigegebene Querschnitt so bemessen ist, daß kein nennenswerter Drosselverlust auftritt. Aufgrund der größeren wirksamen Kolbenfläche am Druckraum 11 wird der Differentialkolben 12 nach rechts verstellt.

Zur Einhaltung einer stationären Zwischenstellung des Differentialkolbens 12 wird der Druck am aktiven Drucksteuerventil 21 über entsprechende Erregung (geringere Bestromung, Ansteuerung über Steuergerät 27) des Proportionalmagneten 25 gerade so eingestellt, daß die resultierende Kraft am Differentialkolben 12 aufgrund der Drücke in den beiden Druckräumen gerade der Rückstellkraft aus der Einrichtung zur Verstellung der Einlaßnockenwelle entspricht. Diese Rückstellkraft bzw. das Rückstellmoment resultiert im wesentlichen aus den Reaktionskräften bei der Betätigung der Nocken durch die Nockenwelle und wirkt gegen die Drehrichtung der Nockenwelle, also in Richtung einer späten Drehlage. Über entsprechende Ansteuerung (Steuergerät 27) des Proportionalmagneten 25 wird ebenfalls gewährleistet, daß diese Haltedrücke auch bei sich ändernden Drehzahlen der Nockenwelle auf einem Niveau gehalten werden, das gerade ausreicht, die Rückstellkräfte aus der Einrichtung zur Verstellung der Einlaßnockenwelle aufzunehmen. Die dafür erforderlichen Haltedrücke sind wesentlich geringer als die für eine (schnelle) Verstellung des Differentialkolbens bzw. der Einlaßnockenwelle notwendigen Verstelldrücke.

Der Ringraum 40 des zweiten Differentialzylinders 41 ist über die Verbindungsleitung 39 stets mit dem Druck vor dem Überströmventil 32 beaufschlagt. In der dargestellten Schaltstellung I des 3/2-Wegeventils 46 wird der zweite Differentialzylinder 41 bzw. Differentialkolben 42 in seine linke (späte) Endstellung gebracht bzw. gehalten. Der für eine Optimierung der Abgasqualität notwendige Verstellbereich der Auslaßnockenwelle ist deutlich kleiner als der der Einlaßnockenwelle. Daher kann bei gleicher Verstellzeit der beiden Nockenwellen die Verstellgeschwindigkeit der Auslaßnockenwelle kleiner sein. Zum Verstellen des zweiten Differentialkolbens 42 nach rechts ("frühe" Drehlage der Auslaßnockenwelle) wird das 3/2-Wegeventil 46 durch Ansteuerung des Elektromagneten 51 in seine Schaltstellung II geschaltet. Damit wird der Druckraum 44 ebenfalls durch den Druck in der Verbindungsleitung 39 bzw. den Druck vor dem Überströmventil 32 beaufschlagt. Aufgrund der größeren wirksamen Kolbenfläche wird der Differentialkolben 42 in seine rechte Endstellung geführt.

Die sich am zweiten Differentialzylinder 41 einstellenden Drücke entsprechen mindestens dem Öffnungsdruck des Überströmventils 32 (30 bar) und sind für die erforderliche Verstellgeschwindigkeit ausreichend. Sollte betriebsbedingt, durch entsprechende Ansteuerung des Drucksteuerventils 21, vor dem Überströmventil 32 ein höherer Druck anstehen, erfolgt die Verstellung des Differentialkolbens 42 bzw. die der Auslaßnockenwelle schneller, was für die Motorfunktion nicht nachteilig ist.

Mit der in Figur 1 dargestellten elektrohydraulischen Stelleinrichtung wird eine reine Schwarz-Weiß-Verstellung der Auslaßnockenwelle erreicht. Die Auslaßnockenwelle wird in Neutralstellung I des 3/2-Wegeventils in ihre "späte" Endlage verstellt, bei geschaltetem 3/2-Wegeventil 46 (Schaltstellung II) wird die Auslaßnockenwelle in ihre "frühe" Enddrehlage verstellt.

Durch die beschriebene Ausbildung der elektrohydraulischen Stelleinrichtung und der der Schaltventile (Drucksteuerventil 21, 3/2-Wegeventil 46) ist ein Motorlauf auch bei Ausfall des Proportionalmagneten 25 bzw. Schaltmagneten 51 bzw. der Hydraulikversorgung gewährleistet. Bei Ausfall des Proportionalmagneten 25 wird das Ventiltglied 23 des aktiven Drucksteuerventils 21 nur aufgrund der geringen Vorspannung der Druckfeder in Schließrichtung beaufschlagt, entsprechend kann sich - wie zuvor beschrieben - im Druckraum 11 nur ein geringer Druck aufbauen. Damit bewegt der sich im Ringraum 14 aufbauende Druck den Differentialkolben 12 in die linke Endstellung ("späte" Drehlage der Einlaßnockenwelle). Bei Ausfall des Schaltmagneten 51 wird das 3/2-Wegeventil 26 aufgrund der Wirkung der Druckfeder 52 in seine Neutralstellung I geschaltet. Der Druckraum 44 wird damit zum Behälter 29 entlastet, so daß der sich im Ringraum 40 aufbauende Druck den Differentialkolben 42 nach links verschiebt ("späte" Drehlage der Auslaßnockenwelle). Bei Ausfall der Hydraulikversorgung werden die Differentialkolben 12

bzw. 42 aufgrund der mechanischen Rückstellkräfte aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle nach links ("spät") bewegt. In beiden Fällen ist aufgrund dieser Rückstellung zur "späten" Drehlage der Nockenwellen ein Motornotlauf gesichert.

Anstelle des Drucksteuerventils 21 kann als aktives Steuerelement auch ein 2/2-Wegeventil eingesetzt werden, das in getakteter Form von einem Elektromagneten angesteuert wird. Die Druckregelung für den ersten Differentialzylinder 10 erfolgt dann über die Steuerung bzw. Regelung des Volumenstroms.

Die in den Figuren 2 bis 4 dargestellten Ausführungsformen einer elektrohydraulischen Stelleinrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung eignen sich für eine stetige Verstellung der Auslaßnockenwelle unabhängig von der stetigen Verstellung der Einlaßnockenwelle bzw. des ersten Differentialzylinders. Bei der in Figur 2 dargestellten ersten Ausführungsform einer elektrohydraulischen Stelleinrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung wird der Ringraum 14 des ersten Differentialzylinders 10 über die Druckleitung 15 von der Pumpe 16 beaufschlagt. Von der Druckleitung 15 zweigt die Verbindungsleitung 39 ab, die zum Ringraum 40 des zweiten Differentialzylinders 41 führt. Vom Druckraum 11 des ersten Differentialzylinders 10 führt eine Leitung 19 zum Drucksteuerventil 21, dessen Aufbau dem des in Figur 1 beschriebenen entspricht. Der Druckraum 44 des zweiten Differentialzylinders 41 ist über die Druckleitung 45 mit einem zweiten aktiven Drucksteuerventil 60 verbunden, dessen Aufbau dem des Drucksteuerventils 21 entspricht.

Von der Leitung 19 zweigt eine erste Verbindungsleitung 61 ab, die zu einem ersten Ausgang 62 eines Stromteilers 63 führt. Von dessen zweitem Ausgang 64 führt eine zweite Verbindungsleitung 65 zur Druckleitung 45. Vom Eingang 66 des Stromteilers 63 geht eine Anschlußleitung 67 aus, die mit der Druckleitung 15 bzw. der Anschlußleitung 39 und damit der Pumpe 16 verbunden ist. In diese Anschlußleitung 67 ist das Überströmventil 32 eingesetzt, dessen Aufbau und Wirkungsweise dem des in Figur 1 beschriebenen entspricht. Das Überströmventil 32 ist so eingesetzt, daß es einen Druckmittelstrom von der Pumpe 16 zum Stromteiler 63 ermöglicht.

Von der ersten Verbindungsleitung 61 zweigt eine erste Drosselleitung 69 ab, die mit der Anschlußleitung 67 verbunden ist, und zwar zwischen dem Überströmventil 32 und dem Stromteiler 63. In die erste Drosselleitung 69 ist eine erste Drossel 70 eingesetzt. Eine zweite Drosselleitung 71 mit einer zweiten Drossel 72 führt von der Anschlußleitung 67 (zwischen Überströmventil 32 und Stromteiler 63) zur zweiten Verbindungsleitung 65.

Der Stromteiler 63 hat ein etwa zylinderförmiges Gehäuse 74, in dem eine Ventilmadel 75 geführt ist. Diese Ventilmadel 75 hat in ihrer Mitte eine umlaufende Ringnut 76, so daß im Bereich ihrer beiden Stirnseiten jeweils ein Führungsbund 77 bzw. 78 verbleiben. Jeder

dieser Führungsbunde 77 bzw. 78 weist an seinem Außenumfang Drosselnuten 79 auf, die die jeweilige Stirnseite der Ventilmadel 75 mit der Ringnut 76 verbinden. Diese Drosselnuten 79 im Bereich der Führungsbunde 77 bzw. 78 sind in ihrem Querschnitt so ausgebildet, daß eine definierte Drosselwirkung erreicht wird. Der Druckabfall an diesen Drosselnuten beträgt hier im Ausführungsbeispiel etwa 3 bar. Die Ventilmadel 75 wird durch zwei Druckfedern 80 bzw. 81 in einer Mittellage im Gehäuse 74 zentriert. Die erste Feder 80 liegt im Bereich des ersten Ausgangs 62 an der Innenseite des Gehäuses 74 an und stützt sich andererseits am Führungsbund 79 der Ventilmadel ab. Die zweite Druckfeder 81 liegt am zweiten Führungsbund 78 der Ventilmadel 75 an, und stützt sich andererseits im Bereich des zweiten Ausgangs 64 im Inneren des Gehäuses 74 ab. Der erste Ausgang 62 und der zweite Ausgang 64 sind jeweils als Ventilsitz ausgebildet, der mit dem Führungsbund 77 bzw. 78 zusammenwirkt und gleichzeitig als Anschlag dient. Der Eingang 66 des Stromteilers ist etwa in der Mitte des Gehäuses 64 angeordnet und mündet im Bereich der Ringnut 76 der Ventilmadel 75.

Bei nicht aktivierten Steuerventilen (Drucksteuerventil 21 und zweites Drucksteuerventil 60) befindet sich die Ventilmadel 75 des Stromteilers 63 in ihrer federzentrierten Mittelstellung. Der von der Pumpe 16 aufgebaute Druck baut sich über das Überströmventil 32 und die Anschlußleitung 67 am Eingang 64 des Stromteilers auf. Über die Ringnut 76 und die Drosselnuten 79 in den Führungsbunden 77 bzw. 78 teilt sich der von der Pumpe erzeugte Volumenstrom zu beiden Ausgängen 62 bzw. 64 symmetrisch auf. Aufgrund der nicht aktivierten Drucksteuerventile 21 bzw. 60 kann sich in den Verbindungsleitungen 61 bzw. 65 jedoch kein nennenswerter Druck aufbauen. Entsprechend gering ist ebenfalls der Druck in der Leitung 19 bzw. der Druckleitung 45 und damit im Druckraum 11 des Differentialzylinders 10 bzw. im Druckraum 44 des zweiten Differentialzylinders 41. Der sich aufgrund der Wirkung des Überströmventils 32 in den Ringräumen 14 bzw. 40 aufbauende Druck über die Druckleitung 15 bzw. Anschlußleitung 39 bewegt die Differentialkolben der Differentialzylinder in ihre "späte" Endstellung bzw. hält sie in dieser.

Wird in dieser dargestellten Schaltstellung des Stromteilers 63 beispielsweise das erste Drucksteuerventil 21 durch entsprechende Ansteuerung vom Steuergerät 27 aktiviert, reduziert sich zunächst der Förderstrom durch die erste Verbindungsleitung 61. Aufgrund des sich dadurch erhöhenden Volumenstroms in der zweiten Verbindungsleitung 65 ergibt sich ein größerer Druckabfall an den Drosselnuten 79 des rechten Führungsbundes 78. Die Ventilmadel wird aufgrund dieses größeren Druckabfalles an der rechten Seite nach rechts ausgelenkt, bis der Förderstrom am zweiten Ausgang 64 angedrosselt wird. Aufgrund dieser Drosselwirkung am zweiten Ausgang 64 kann sich in der ersten Verbindungsleitung 61 bzw. am ersten Ausgang 62 ein Druck aufbauen, der die Ventilmadel 75 durch Druckbe-

aufschlagung an ihrer linken Seite an den rechten Anschlag (zweiter Ausgang 64) drückt. Der zweite Ausgang 64 wird damit verschlossen, so daß der Hauptförderstrom über die Drosselnut 79 im linken Führungsbund 77 und den zweiten Ausgang 62 des Stromteilers 63 fließt. Die Abmessungen der Ventilmadel 75 bzw. der Nadelstirnflächen, der Querschnitt der Drosselnuten 79, der Ventilsitzquerschnitt der Ausgänge 62 und 64 und die Vorspannung der Zentrierfedern 80 und 81 müssen so ausgelegt sein, daß sich dieser Schaltzustand des Stromteilers 63 immer dann einstellt, wenn nur eines der beiden Drucksteuerventile 21 bzw. 60 aktiviert wird. Die aus dem Druckabfall am Drosselquerschnitt resultierende Rückstellkraft zusammen mit der Kraft der Druckfedern muß kleiner sein als die auf die jeweilige Stirnseite wirkenden Kräfte aufgrund des sich aufbauenden Druckes.

Wird in der beschriebenen, aktivierten Schaltstellung des ersten Drucksteuerventils 21 zusätzlich das zweite Drucksteuerventil 60 angesteuert, so stellt sich auch dort infolge des Bypassstroms über die Drossel 72 ein Druck ein, der die Ventilmadel 75 je nach Druckhöhe nach links in Richtung Mittellage zurückbewegt. Die Drosselquerschnitte der Drossel 70 bzw. 72 sind so gewählt, daß der Hauptvolumenstrom jedoch über den Stromteiler 63 erfolgt. Abhängig von den eingestellten Drücken am ersten Drucksteuerventil 21 bzw. am zweiten Drucksteuerventil 60 stellt sich die Ventilmadel 75 so ein, daß immer zum Drucksteuerventil mit höher eingestelltem Öffnungsdruck der größere Volumenquerschnitt freigegeben wird.

Der Druckaufbau und die Volumenverteilung geschieht analog, wenn zuerst das zweite Drucksteuerventil 60 aktiviert wird.

Bei der elektrohydraulischen Stelleinrichtung nach Figur 2 können sich die Druckverläufe in den beiden Druckkreisen (Pumpe 16, Überströmventil 32, Stromteiler 63, Drucksteuerventil 21 und erster Differentialzylinder 10 bzw. Pumpe 16, Überströmventil 32, Stromteiler 63, zweites Drucksteuerventil 60 und zweiter Differentialzylinder 41) aufgrund des gemeinsamen Überströmventil 32 gegenseitig beeinflussen. Eine Druckerhöhung in einem der beiden Druckkreise (Eingangsdruckerhöhung an einem der beiden Drucksteuerventile) zur Verstellung eines der beiden Differentialzylinder kann auch auf den anderen Kreis wirken, in dem zum Beispiel gerade eine Zwischenstellung des Differentialzylinders eingenommen ist. Die daraus resultierende Abweichung bzw. Rückwirkung muß regelungstechnisch über das Steuergerät ausgeglichen werden. Um dies zu umgehen, kann eine weitere Trennung der beiden Druckkreise vorgenommen werden, wie sie in Figur 3 beschrieben ist.

Die in Figur 3 beschriebene elektrohydraulische Stelleinrichtung unterscheidet sich von der in Figur 2 beschriebenen dadurch, daß das Überströmventil 32 in der Verbindungsleitung 67 fehlt. Stattdessen ist jedem der Drucksteuerventile 21 bzw. 60 und damit jedem der

beiden Differentialzylinder 10 bzw. 41 ein eigenes Überströmventil zugeordnet. Ein erstes Überströmventil 85 ist in der ersten Verbindungsleitung 61 angeordnet, und zwar zwischen der Mündung in die Leitung 19 und der Verbindung mit der ersten Drosselleitung 69. Ein zweites Überströmventil 86 ist zwischen der zweiten Drosselleitung 71 und der Druckleitung 45 in die zweite Verbindungsleitung 65 eingesetzt. Beide Überströmventile 85 und 86 entsprechen in ihrem Aufbau und ihrer Wirkungsweise denen in Figur 1 und Figur 2. Beide Überströmventile 85 und 86 sind so eingesetzt, daß sie einen Druckmittelstrom vom Stromteiler zum Drucksteuerventil 21 bzw. 60 ermöglichen. Durch diese beiden Überströmventile 85 bzw. 86 werden die beiden Druckkreise (Steuerung des ersten Differentialzylinders 10 bzw. des zweiten Differentialzylinders 41) besser entkoppelt, so daß sich eine Druckerhöhung in einem der beiden Kreise (Aktivierung eines der beiden Drucksteuerventile 21 bzw. 60) weniger stark auf den jeweils anderen Differentialzylinder auswirkt.

Das in Figur 4 dargestellte Ausführungsbeispiel der elektrohydraulischen Stelleinrichtung unterscheidet sich von den beiden zuvor beschriebenen vor allem durch die Ausbildung des Stromteilers. Der Stromteiler 85 hat ein zylindrisches Gehäuse 86, in welchem ein Kolben 87 geführt ist. Dieser hat an seinen beiden Stirnseiten jeweils einen Absatz 88 bzw. 89 geringeren Durchmessers. An den Stirnseiten des Kolbens 87 stützt sich jeweils das eine Ende einer Druckfeder 90 bzw. 91 ab, die jeweils den entsprechenden Absatz 88 bzw. 89 umfaßt. Das andere Ende der Druckfeder 90 bzw. 91 liegt am jeweils angrenzenden stirnseitigen Ende des Gehäuses 86 an. In diesen Stirnseiten sind ein erster Ausgang 92 und auf der gegenüberliegenden (rechten) Seite ein zweiter Ausgang 93 angeordnet. Diese beiden Ausgänge 92 bzw. 93 sind als Ventilsitze ausgebildet, und dienen gleichzeitig als Anschlag für den Kolben bzw. die Absätze 88 bzw. 89. In das Gehäuse 86 des Stromteilers 85 münden weiterhin zwei radiale Eingänge 94 bzw. 95, von denen der erste Eingang 94 im Bereich des Absatzes 88 und der zweite Eingang 95 im Bereich des Absatzes 89 angeordnet ist. Etwa radial gegenüberliegend sind zwei weitere Ausgänge angeordnet, von denen der dritte Ausgang 96 dem ersten Eingang 94 gegenüberliegt. Der vierte Ausgang 97 liegt dem zweiten Eingang 95 gegenüber. Die beiden Eingänge 94 und 95 sind durch eine Eingangsleitung 98 miteinander verbunden, die wiederum über eine Druckleitung 99 mit einer Pumpe 100 verbunden ist.

Der erste Ausgang 92 steht über eine erste Druckleitung 101 mit dem Ringraum 14 des ersten Differentialzylinders 10 in Verbindung. Der zweite Ausgang 93 steht entsprechend über eine zweite Druckleitung 102 mit dem Ringraum 40 des zweiten Differentialzylinders 41 in Verbindung. Der Druckraum 11 des ersten Differentialzylinders 10 steht über die Leitung 19 mit dem Drucksteuerventil 21 in Verbindung. Entsprechend steht der Druckraum 44 des zweiten Differentialzylinders 41

über die Druckleitung 45 mit dem zweiten Drucksteuerventil 60 in Verbindung. Vom dritten Ausgang 96 führt eine erste Leitungsverbindung 103, in der eine Blende 104 angeordnet ist, zur Leitung 19 und ist mit dieser verbunden. Entsprechend führt vom vierten Ausgang 97 eine zweite Leitungsverbindung 105 mit einer Blende 106 zur Druckleitung 45 und ist ebenfalls mit dieser verbunden. Zwischen der ersten Blende 104 und der Leitung 19 geht von der ersten Verbindungsleitung 103 eine erste Zweigleitung 107 aus, die andererseits mit der ersten Druckleitung 101 verbunden ist.

In dieser ersten Zweigleitung 107 ist ein erstes federbelastetes Rückschlagventil 108 angeordnet, das einen Druckmittelfluß von der ersten Leitungsverbindung 103 zur ersten Druckleitung 101 ermöglicht. Analog ist die zweite Leitungsverbindung 105 über eine zweite Zweigleitung 109 mit der zweiten Druckleitung 102 verbunden. In dieser zweiten Zweigleitung 109 ist ebenfalls ein entsprechendes zweites Rückschlagventil 110 angeordnet, das einen Druckmittelfluß von der zweiten Leitungsverbindung 105 zur zweiten Druckleitung 102 ermöglicht.

Ein weiterer Abzweig führt von der ersten Druckleitung 101 zur ersten Leitungsverbindung 103 und mündet zwischen der Leitung 19 und der Mündungsstelle der ersten Zweigleitung 107. In diesem ersten Abzweig 111 ist das Überströmventil 82 angeordnet, dessen Eingang 33 der ersten Druckleitung 101 zugewandt ist. Analog ist die zweite Druckleitung 102 durch einen zweiten Abzweig 112 mit der zweiten Leitungsverbindung 105 verbunden. In diesem zweiten Abzweig 112 ist entsprechend das zweite Überströmventil 83 angeordnet. In einer Abwandlung des Ausführungsbeispiels kann die erste Leitungsverbindung 103 auch in Form einer Leitungsverbindung 103A von der Druckleitung 101 abzweigen (gestrichelte Darstellung), wobei dann der dritte Ausgang 96 des Stromteilers 85 und die erste Zweigleitung 107 mit dem ersten Rückschlagventil 108 entfallen. Entsprechend kann eine zweite Zweigleitung 105A von der Druckleitung 102 ausgehen, wobei dann der vierte Ausgang 97 des Stromteilers und die zweite Zweigleitung 109 mit dem zweiten Rückschlagventil 110 entfallen.

In der in Figur 4 dargestellten Schaltstellung befinden sich die beiden Differentialzylinder 10 und 41 in ihrer jeweiligen "späten" Endstellung, der Stromteiler 85 befindet sich in seiner federzentrierten Mittelstellung. Der Ringraum 14 des ersten Differentialzylinders 10 wird über die erste Druckleitung 101, den zweiten Ausgang 92, den Innenraum des Stromteilers 85 sowie den ersten Eingang 94, die Eingangsleitung 98 und die Druckleitung 99 von der Pumpe 100 beaufschlagt. Entsprechend wird der Ringraum 40 des zweiten Differentialzylinders 41 über die zweite Druckleitung 102, den zweiten Ausgang 93, das Innere des Stromteilers 85, den ersten Eingang 89 sowie die Eingangsleitung 98 und die Druckleitung 99 von der Pumpe 100 beaufschlagt.

Die beiden Drucksteuerventile 21 und 60 sind nicht aktiviert, so daß sich - wie bei den Ausführungsbeispielen zuvor beschrieben - in den Druckräumen 11 und 44 der Differentialzylinder 10 und 41 kein höherer Druck aufbauen kann. Aufgrund der Anordnung der Überströmventile 82 und 83 und der ersten Blende 104 bzw. der zweiten Blende 106 kann sich dagegen in den Ringräumen 14 und 40 ein ausreichender Druck aufbauen. Wird jetzt beispielsweise das erste Drucksteuerventil 21 so angesteuert, daß der zuvor am Überströmventil 82 eingestellte Öffnungsdruck überschritten wird, wird der Kolben 87 des Stromteilers 85 aufgrund des sich aufbauenden Druckes am ersten Ausgang 92 nach rechts bewegt. Der Kolben 87 bewegt sich so weit nach rechts, bis der zweite Ausgang 93 bzw. der entsprechende Ventilsitz vom Absatz 89 des Kolbens 87 verschlossen wird. Damit kann nur noch ein relativ geringer Volumenstrom über den vierten Ausgang 97 und die zweite Blende 106 zum zweiten Differentialzylinder 41 bzw. zum zweiten Drucksteuerventil 60 gelangen. Der Hauptvolumenstrom steht somit der Steuerung des ersten Differentialzylinders 10 zur Verfügung, der analog zu den zuvor beschriebenen Ausführungsbeispielen durch Ansteuerung des ersten Drucksteuerventils 21 in die jeweilige Stellrichtung bewegt wird bzw. in stationärer Stellung gehalten wird.

Ist der zweite Ausgang 93 des Stromteilers 85 durch den Kolben 87 verschlossen, ist das Druckmittelvolumen im Ringraum 40 des zweiten Differentialzylinders 41 aufgrund der Wirkung des zweiten Rückschlagventils 110 und der Wirkung des zweiten Überströmventils 83 eingeschlossen, so daß eine Bewegung des Differentialkolbens in Stellrichtung "früh" bis zu einem Öffnen des Überströmventils 83 verhindert wird. Der zweite Differentialzylinder 41 wird demzufolge in seine "späte" Endstellung gefahren bzw. in dieser gehalten. Soll der Differentialzylinder in einer beliebigen Zwischenstellung gehalten werden, muß durch entsprechendes Ansteuern des zweiten Drucksteuerventils 60 im Druckraum 44 ein entsprechender Gegendruck aufgebaut werden. Soll der Differentialkolben des zweiten Differentialzylinders 41 aus einer beliebigen Zwischenstellung in eine "späte" Stellung verschoben werden, wird der Öffnungsdruck des zweiten Drucksteuerventils 60 entsprechend abgesenkt. Über das zweite Rückschlagventil 110 kann der Ringraum 40 entsprechend mit Druckmittel beaufschlagt werden. Dies geschieht einerseits über einen Volumenaustausch zwischen Druckraum 44 und Rückschlagventil 110 und andererseits über einen Druckmittelzufluß vom vierten Ausgang 97 des Stromteilers über die Blende 106. Zusätzlich unterstützend wirkt bei einer derartigen Verstellung des Differentialkolbens die Rückstellwirkung der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle.

Soll aus der Haltestellung bzw. Verstellung nach "spät" des zweiten Differentialzylinders 41 eine Bewegung in "frühe" Stellrichtung erzielt werden, wird durch entsprechende Ansteuerung des zweiten Drucksteuer-

ventils 60 dessen Öffnungsdruck heraufgesetzt, so daß sich der Zufluß aus dem vierten Ausgang 97 über die zweite Leitungsverbindung 105 und die zweite Blende 106 staut und der Kolben 87 des Stromteilers 85 nach links bewegt wird. Damit öffnet sich gleichzeitig der zweite Ausgang 93, so daß sowohl der Ringraum 40 als auch das Überströmventil 83 mit Druck beaufschlagt werden.

Bei Überschreiten des Öffnungsdruckes des Überströmventils 83 wird gleichzeitig der Druckraum 44 mit dem entsprechenden Pumpendruck beaufschlagt, so daß aufgrund der größeren wirksamen Kolbenfläche eine Verstellung erfolgt.

Sollen beide Differentialzylinder 10 bzw. 41 aus einer "späten" Stellposition in eine "frühe" gebracht werden, wird über den Stromteiler 85 dem Differentialzylinder, der eine größere Verstellkraft aufbringt, der größere Volumenstrom zugeteilt. Aufgrund des sich durch die größere Verstellkraft ergebenden größeren rückwirkenden Druckes am ersten bzw. zweiten Ausgang 92 bzw. 93 wird der Kolben 87 ausgelenkt, so daß auf der Anschlußseite geringeren Druckes der Ausgang entsprechend gedrosselt wird. Durch Ansteuerung eines der beiden Druckbegrenzungsventile 21 bzw. 60 läßt sich diese Volumenverteilung entsprechend abändern.

#### Patentansprüche

1. Nockenwellenverstelleinrichtung einer Brennkraftmaschine bestehend aus einer Einrichtung zur Verstellung mindestens einer Nockenwelle einer Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle mit mindestens einem Differenzialkolben (12, 42), dessen kleinere Kolbenfläche (14, 40) von einer Pumpe (16, 100) mit Druckmittel beaufschlagbar ist, während der Druck im Druckraum (11, 44) an seiner größeren Kolbenfläche durch ein elektromagnetisch betätigbares Steuerventil (21, 60) veränderbar ist, und mit einem zweiten unabhängigen Differenzialkolben (42), dessen kleinere Kolbenfläche (40) von der Pumpe (16, 100) mit Druckmittel beaufschlagbar ist, während der Druck im Druckraum (11, 44) an seiner größeren Kolbenfläche durch ein zweites elektromagnetisch betätigbares Steuerventil (21, 60) veränderbar ist, wobei mit diesem zweiten unabhängigen Differenzialkolben (42) eine zweite Nockenwelle der Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle verstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Steuerventile (21, 60) über ein Stromteilerventil (63, 85) miteinander und mit der Pumpe (16, 100) verbunden sind.
2. Nockenwellenverstelleinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dem Stromteilerventil (63, 85) mindestens eine Drosseleinrichtung (70, 72) parallel geschaltet ist.

3. Nockenwellenverstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Pumpe (16, 100) und Drucksteuerventil (21 bzw. 60) mindestens ein einstellbares Überströmventil (32; 82, 83, 85, 86) angeordnet ist.
4. Nockenwellenverstelleinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Überströmventil (82, 83, 85, 86) zwischen dem Stromteilerventil (63, 85) und dem Drucksteuerventil (21, 60) angeordnet ist.
5. Nockenwellenverstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß dem Überströmventil (82, 83) ein Rückschlagventil (108, 110) parallel geschaltet ist.
6. Nockenwellenverstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß dem Überströmventil (82, 83) eine Drosseleinrichtung (104, 106) parallel geschaltet ist.

#### Claims

1. Camshaft adjusting device of an internal combustion engine, comprising a device for adjusting at least one camshaft of an internal combustion engine in relation to its crankshaft, having at least one differential piston (12, 42) whose smaller piston face (14, 40) can be acted on by a pump (16, 100) with pressure medium while the pressure in the pressure space (11, 44) can be varied at its larger piston face by means of an electromagnetically actuatable control valve (21, 60), and having a second independent differential piston (42) whose smaller piston face (40) can be acted on by the pump (16, 100) with pressure medium, while the pressure in the pressure space (11, 44) can be varied at its larger piston face by means of a second electromagnetically actuatable control valve (21, 60), a second camshaft of the internal combustion engine being capable of being adjusted in relation to its crankshaft using this second independent differential piston (42), characterized in that the two control valves (21, 60) are connected to one another, and to the pump (16, 100), via a flow divider valve (63, 85).
2. Camshaft adjusting device according to Claim 1, characterized in that at least one throttle device (70, 72) is connected in parallel with the flow divider valve (63, 85).
3. Camshaft adjusting device according to one of Claims 1 to 2, characterized in that at least one adjustable overflow valve (32; 82, 83, 85, 86) is arranged between the pump (16, 100) and pressure

control valve (21 or 60).

4. Camshaft adjusting device according to Claim 3, characterized in that the overflow valve (82, 83, 85, 86) is arranged between the flow divider valve (63, 85) and the pressure control valve (21, 60). 5
5. Camshaft adjusting device according to one of Claims 1 to 4, characterized in that a non-return valve (108, 110) is connected in parallel with the overflow valve (82, 83). 10
6. Camshaft adjusting device according to one of Claims 1 to 5, characterized in that a throttle device (104, 106) is connected in parallel with the overflow valve (82, 83). 15

4. Installation de réglage d'arbres à cames selon la revendication 3, caractérisée en ce que la soupape de débordement (82, 83, 85, 86) est prévue entre le répartiteur de débit (63, 85) et la soupape de commande de pression (21, 60).

5. Installation de réglage d'arbres à cames selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce qu'une soupape anti-retour (108, 110) est branchée en parallèle sur la soupape de débordement (82, 83).

6. Installation de réglage d'arbres à cames selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisée en ce qu'une installation d'étranglement (104, 106) est branchée en parallèle sur la soupape de débordement (82, 83).

### Revendications

1. Installation de réglage des arbres à cames d'un moteur à combustion interne, comprenant une installation pour régler au moins un arbre à cames d'un moteur à combustion interne par rapport au vilebrequin avec au moins un piston différentiel (12, 42) dont la plus petite surface de piston (14, 40) est alimentée en liquide sous pression par une pompe (16, 100), alors que la pression dans la chambre de pression (11, 44) correspondant à sa plus grande surface de piston est variable par une soupape de commande électromagnétique (21, 60) ainsi qu'un second piston différentiel (42), indépendant, dont la petite surface de piston (40) est alimentée en liquide sous pression par la pompe (16, 100), alors que la pression dans la chambre de pression (11, 44) correspondant à la surface de piston plus grande est modifiée par une seconde soupape de commande électromagnétique (21, 60), ce second piston différentiel indépendant (42) pouvant régler un second arbre à cames du moteur à combustion interne par rapport au vilebrequin, caractérisée en ce que les deux soupapes de commande (21, 60) sont reliées l'une à l'autre par l'intermédiaire d'un répartiteur de débit (63, 85), et sont reliées à la pompe (16, 100). 20 25 30 35 40 45
2. Installation de réglage d'arbres à cames selon la revendication 1, caractérisée en ce que le répartiteur de débit (63, 85) comporte en parallèle au moins une installation d'étranglement (70, 72). 50
3. Installation de réglage d'arbres à cames selon l'une des revendications 1 à 2, caractérisée en ce qu'entre la pompe (16, 100) et la soupape de commande de pression (21, 60) il est prévu au moins une soupape de débordement réglable (32, 82, 83, 85, 86). 55



