(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) **EP 3 184 760 A1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
28.06.2017 Patentblatt 2017/26

(21) Anmeldenummer: **16002575.5**

(22) Anmeldetag: **02.12.2016**

(51) Int Cl.:
F01L 1/18 *(2006.01)* ***F01L 1/24*** *(2006.01)*
F01L 13/06 *(2006.01)* ***F02D 9/06*** *(2006.01)*

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
Benannte Validierungsstaaten:
MA MD

(30) Priorität: **22.12.2015 DE 102015016605**

(71) Anmelder: **MAN Truck & Bus AG**
80995 München (DE)

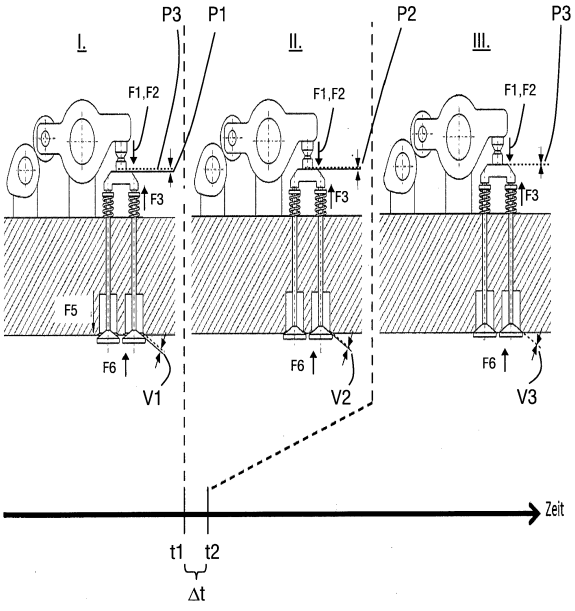
(72) Erfinder:
- **Ebert, Christoph**
  90459 Nürnberg (DE)
- **Herrmann, Tobias**
  90475 Nürnberg (DE)
- **Fink, Adrian**
  90451 Nürnberg (DE)

(74) Vertreter: **v. Bezold & Partner Patentanwälte - PartG mbB**
Akademiestraße 7
80799 München (DE)

(54) BRENNKRAFTMASCHINE MIT EINER MOTORSTAUBREMSE UND EINER DEKOMPRESSIONSBREMSE

(57) Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann, wobei die Dekompressionsbremse durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet wird. Die Brennkraftmaschine umfasst ferner eine Steuereinrichtung zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzung, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung nach einem Ende eines Motorbremsbetriebs erst nach Ablauf einer vorbestimmten Verzögerungszeit wieder zu starten, wobei die vorbestimmte Verzögerungszeit so festgelegt ist, dass sie größer ist als eine Schließzeit des Auslassventils nach Beendigung des Motorbremsbetriebs.

FIG. 3



EP 3 184 760 A1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offengehalten werden kann, insbesondere auch in einer Nockengrundkreisphase.

[0002] Aus den Offenlegungsschriften EP 2 143 894 A1 und EP 2 143 896 A1 sind Brennkraftmaschinen mit Motorbremseinrichtungen und Ventilspielausgleichsmechanismen bekannt. Dabei ist jeweils ein hydraulischer Ventilspielausgleichsmechanismus in einer Ventilbrücke angeordnet. Der Ventilspielausgleichsmechanismus weist dabei einen an einen Druckraum grenzenden Kolben auf, wobei der Druckraum über ein Rückschlagventil mit einer einen konstanten Druck aufweisenden Druckleitung strömungsverbunden ist. Vom Druckraum geht eine Entlastungsleitung aus, welche über ein steuerbares Entlastungsventil in einer Ölaustrittsöffnung mündet. In der Ventilbrücke ist ferner eine hydraulische Ventilzusatzsteuereinheit der Motorsteuereinrichtung angeordnet, deren Steuerdruckraum mit dem Druckraum des steuerbaren Entlastungsventils strömungsverbunden ist. Der Steuerdruckraum steht über einen Ölkanal mit einer Steuerdruckleitung in einem Gegenhalter in Strömungsverbindung, wobei ein Gegenhalter über einen Anschlagkolben die Ventilbrücke an einer den Auslassventilen abgewandten Seite kontaktiert. Durch die zahlreichen in der Ventilbrücke angeordneten hydraulischen Kolben und Druckleitungen ist ein hoher Bearbeitungs- und Fertigungsaufwand der Ventilbrücke erforderlich, wobei die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und somit entsprechend massiv ausgelegt werden muss.

[0003] Bei den in den genannten Druckschriften beschriebenen Motorbremseinrichtungen handelt es sich jeweils um eine Mischform aus einer Motorstaubremse und einer Dekompressionsbremse, die insbesondere auch als EVB (engl. Abkürzung für "exhaust valve brake") bezeichnet wird. Die hydraulische Ventilzusatzsteuereinheit ist dabei einseitig in eine zwei Auslassventile zugleich betätigende Ventilbrücke des Verbindungsmechanismus eingebaut. Die Speisung der hydraulischen Ventilzusatzsteuereinheit mit Öl erfolgt mittels des ohnehin vorhandenen Ölkreises der jeweiligen Brennkraftmaschine. Bei dieser Art von Motorbremseinrichtungen erfordert die Verwendung von hydraulischen Ventilspielausgleichseinrichtungen zusätzliche Maßnahmen, um ein unkontrolliertes Aufpumpen der Ventilspielausgleichseinrichtung während des Motorbremsbetriebes zu vermeiden, was zu schweren Motorschäden führen könnte. Bei der EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 erfolgt dies dadurch, dass der Druckraum der hydraulischen Ventilspielausgleichseinrichtung über ein steuerbares Entlastungsventil während des Motorbremsbetriebes druckentlastet wird. Die aus dem Stand der Technik bekannte Anordnung mit zahlreichen Ölbohrungen und Hydraulikkolben in der Ventilbrücke hat den Nachteil, dass die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und diese somit größer dimensioniert werden muss.

[0004] In der Offenlegungsschrift DE 10 2012 100 962 A1 ist eine Möglichkeit beschrieben, einen hydraulischen Ventilspielausausgleich mit einem Entlastungsventil zu kombinieren und somit gleichzeitig eine Motorbremseinrichtung und einen wartungsfreien Ventiltrieb nur mit einem hydraulischen Ventilspielausgleich zu verwirklichen. Die Dekompressionsbremse wird somit durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet. Um ein unerwünschtes Offenhalten des Auslassventils durch den hydraulischen Ventilspielausgleich nach Beendigung des Motorbremsbetriebs zu vermeiden, werden neben den üblichen Komponenten eines hydraulischen Ventilspielausgleichs jedoch noch folgende Komponenten für einen Bremsbetrieb benötigt: eine Entlastungsleitung mit steuerbarem Entlastungsventil inklusive Steuerleitung sowie einen Niederhalter mit Einstellschraube.

[0005] Die Funktion dieser Ausführung ist ähnlich der in den Offenlegungsschriften EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 beschriebenen EVB-Motorbremseinrichtung und lässt sich wie folgt beschreiben: Wird die Abgasdrosselklappe geschlossen, steigt der Abgasdruck im Auslasskanal vor der Verdichtung (unterer Totpunkt) so stark an, dass das Auslassventil durch die Druckwelle eines benachbarten Zylinders kurzzeitig aufgedrückt wird. Der ständig mit Motoröldruck beaufschlagte Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichs hindert das Ventil am erneuten Schließen. Es verbleibt ein geringer Hub, wodurch beim Kompressionstakt im Motor bereits ein Teil der verdichteten Luft aus dem Zylinder ausströmen kann. Nach Erreichen des oberen Totpunkts bleibt diese Öffnung erhalten. Der Druck auf den sich dann abwärts bewegenden Kolben wird wesentlich verringert, die Bremsleistung verbessert sich. Durch die Drosselung des Abgases kann sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsbewegung des Motorkolbens zum Bremsen genutzt werden. Zeitgleich wird im Motorbremsbetrieb das Entlastungsventil geschalten, das eine Entlastungsbohrung zum Hochdruckraum des hydraulischen Ventilspielausgleichs freigibt. Diese Entlastungsbohrung wird aber zunächst noch durch den Niederhalter verschlossen. Bei Beginn des Ausstoßtaktes wird durch die Kipphebelbewegung die Entlastungsbohrung freigegeben, das Öl entweicht und entlastet den Kolben. Somit kann sich der "ausgefahrene" Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichs wieder zurückstellen und das Auslassventil wieder komplett schließen.

[0006] Auch bei dieser Lösung sind somit noch die vorgenannten Komponenten in Form der Entlastungsleitung mit steuerbarem Entlastungsventil inklusive Steuerleitung und Niederhalter mit Einstellschraube zusätzlich zu

einem klassischen hydraulischen Ventilspielausgleich für einen Bremsbetrieb notwendig.

[0007] Es ist somit eine Aufgabe der Erfindung, auf verbesserte Weise sowohl eine Motorbremse als auch einen automatischen Ventilspielausgleich bereitzustellen. Der Erfindung liegt insbesondere die Aufgabe einer einfacheren, kostensparenderen und bauraumsparenden Bereitstellung einer Motorbremse als auch eines automatischen Ventilspielausgleichs zugrunde.

[0008] Diese Aufgaben werden durch eine Vorrichtung mit den Merkmalen des unabhängigen Anspruchs gelöst. Vorteilhafte Ausführungsformen und Anwendungen der Erfindung sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche und werden in der folgenden Beschreibung unter teilweiser Bezugnahme auf die Figuren näher erläutert.

[0009] Gemäß allgemeinen Gesichtspunkten der Erfindung wird eine Vorrichtung, insbesondere eine Brennkraftmaschine, mit zumindest einem über eine Nockenwelle und einer mechanischen Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder bereitgestellt. Hierbei ist zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet. Das hydraulische Ventilspielausgleichselement kann einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung umfassen.

[0010] Hydraulische Ventilspielausgleichselemente (HVA) in Brennkraftmaschinen sind an sich bekannt und dienen dazu, insbesondere die sich über die Betriebsdauer ändernden Längenabmessungen der Ladungswechselventile so auszugleichen, dass in der Grundkreisphase des das Ventil betätigenden Nockens ein sicheres Ventilschließen gewährleistet ist. Dabei soll andererseits die Nockenerhebung verlustfrei auf das Ventil übertragen und somit in eine Ventilhubbewegung umgewandelt werden. Die Wirkungsweise derartiger hydraulischer Ventilspielausgleichselemente, die im Kraftfluss einer Ventilsteuerung, insbesondere einer Brennkraftmaschine, angeordnet sind, wird im Folgenden als bekannt vorausgesetzt.

[0011] Die Brennkraftmaschine umfasst ferner eine Motorbremseinrichtung, aufweisend eine an sich bekannte Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks. Die Motorstaubremse kann beispielsweise eine im Auspufftrakt angeordnete steuerbare oder regelbare Stauklappe umfassen. Beim Schließen der Klappe erhöht sich der Staudruck auf der gegen die Strömungsrichtung liegenden Seite und schafft so in Wirkung auf den Antriebsmotor des Kraftfahrzeugs eine Bremswirkung.

[0012] Die Motorbremseinrichtung umfasst ferner eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann. Die Dekompressionsbremse wird gasgesteuert über den erhöhten Abgasgegendruck bei zumindest teilweise geschlossener Bremsklappe initiiert, bei dem gezielt ein "Ventilspringen" der Auslassventile ausgelöst wird.

[0013] Eine Besonderheit liegt vorliegend darin, dass die Dekompressionsbremse hierbei durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet ist. Mit anderen Worten sind die Motorstaubremse und das hydraulischen Ventilspielausgleichselement so ausgelegt, dass eine Summe der auf das Auslassventil wirkenden Kräfte im Motorbremsbetrieb zu einer Offenstellung des Auslassventils führt. Die auf das Auslassventil wirkenden Kräfte umfassen einerseits eine Ventilfederkraft des Auslassventils, eine brennraumseitig erzeugte Gasdruckkraft, die jeweils in Schließrichtung des Auslassventils wirken, eine in der Übertragungseinrichtung wirkende Reibungskraft und andererseits eine von der Motorstaubremse erzeugte Gasdruckkraft des Abgasdruckes, eine von dem Ventilspielausgleichselement erzeugte Öldruckkraft und eine Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements, die jeweils in eine der Schließrichtung entgegengesetzte Richtung wirken. Im Motorbremsbetrieb wirkt somit eine durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement ausgeübte Kraft zusammen mit der durch die Motorstaubremse erzeugten Gaskraft des Abgasdruckes auf das Auslassventil und führt dazu, dass das Auslassventil in die Offenstellung gedrückt und/oder in der Offenstellung gehalten wird. Der hydraulische Ventilspielausgleich übernimmt somit eine Doppelfunktion. Zum einen wird mit ihm in herkömmlicher Weise ein wartungsfreier Ventiltrieb verwirklicht, zum anderen wird er im Motorbremsbetrieb zur Bremsleistungssteigerung verwendet, in der mittels des hydraulischen Ventiltriebs in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann, so dass der hydraulische Ventiltrieb auch die Funktion einer Dekompressionsbremse übernimmt. Dies spart Bauteile und Kosten.

[0014] Ein besondere Vorzug der Erfindung liegt darin, dass der hydraulische Ventilspielausgleich als klassischer bzw. herkömmlicher hydraulischer Ventilspielausgleich ausgebildet sein kann, d. h. in Form eines hydraulischen Ventilspielausgleichs bereitgestellt werden kann, der keine zusätzlichen Mittel aufweist, um eine beschleunigte Druckentlastung des Druckraumes des hydraulischen Ventilspielausgleichs zu ermöglichen, um ein schnelleres Schließen des Auslassventils nach Beendigung des Motorbremsbetriebs zu ermöglichen.

[0015] Um sicherzustellen, dass die Auslassventile nach Beendigung des Motorbremsbetriebs vor dem befeuerten Betrieb wieder vollständig geschlossen sind, und um somit einen sicheren Übergang von einem Motorbremsbetrieb in den befeuerten Betrieb sicherzustellen, umfasst die Brennkraftmaschine eine Steuereinrichtung zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzung, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung nach einem Ende eines Motorbremsbetriebs erst nach Ablauf einer vorbestimmten Verzögerungszeit wieder zu starten. Hierbei ist die vorbestimmte Verzögerungszeit so festgelegt, dass sie größer ist als eine Schließzeit des Auslassventils nach Beendigung des Motorbremsbetriebs. Der befeu-

erte Betrieb wird somit nicht unmittelbar nach einem Ende des Motorbremsbetriebs wieder aufgenommen, sondern erst nach Abwarten einer Verzögerungszeit eingeleitet.

[0016] Unter der Schließzeit des Auslassventils wird die Zeitspanne zwischen dem Öffnen der Motorstaubremse, was dem Ende des Motorbremsbetriebs entspricht, und der Geschlossenstellung des durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement im Motorbremsbetrieb offengehaltene Auslassventil verstanden. Die Schließzeit kann beispielsweise experimentell auf einem Prüfstand gemessen werden.

[0017] Das hydraulische Ventilspielausgleichselement ist vorzugsweise so ausgeführt, dass eine Dauer der Schließzeit im Wesentlichen einer Dauer entspricht, die ein Leckage bedingter Rückstellvorgang des ausgelenkten Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements dauert, der am Ende des Motorbremsbetriebs durch eine Reduzierung einer auf das Auslassventil wirkenden Gaskraft des Abgasdruckes ausgelöst wird. Dies ist beispielsweise dann der Fall, falls das hydraulische Ventilspielausgleichselement keine zusätzlichen Mittel aufweist, um eine beschleunigte Druckentlastung des Druckraumes des hydraulischen Ventilspielausgleichs zu ermöglichen. Bei einem derartigen Ventilspielausgleichselement sorgen, nach Wegfall der Gaskraft des Abgasdruckes, die Ventilfeder und der Gasdruck aus dem Brennraum dafür, dass das hydraulische Ventilspielausgleichselement wieder in die Ausgangslage zurückgedrückt wird. Beim "Zurückdrücken" wird Öl aus der Hochdruckkammer über den Leckspalt ausgepresst, was einer Ölvolumenreduzierung im Hochdruckraum des hydraulischen Ventilspielausgleichs entspricht.

[0018] Gemäß dieser Ausführungsform ist im Wesentlichen der Rückgang der durch die Motorstaubremse erzeugten Gaskraft und nicht eine Veränderung der von der Ventilspielausgleichselement erzeugten Ölkraft maßgeblich für die Rückkehr des Auslassventils in die Schließstellung nach Beendigung des Motorbremsbetriebs und damit auch für den Wert der Schließzeit. Eine Dauer der Schließzeit kann somit im Wesentlichen von einer bei Öffnen der Motorstaubremse am Ende des Motorbremsbetriebs verursachten Reduzierung einer auf das Auslassventil wirkenden Gaskraft des Abgasdruckes abhängen.

[0019] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist keine von einem Druckraum des Ventilspielausgleichselements ausgehende, über ein steuerbares Entlastungsventil mit einer Drucksenke verbindbare Entlastungsleitung vorgesehen. Eine besonders vorteilhafte Variante dieser Ausführungsform sieht ferner vor, dass kein Gegenhalter vorgesehen ist, der ausgebildet ist, eine Austrittsöffnung der Entlastungsleitung erst zu Beginn eines Auslasstaktes freizugeben. Insbesondere ist kein Gegenhalter vorgesehen, an dem die Übertragungseinrichtung in einer Endstellung an dem vorzugsweise verstellbaren Gegenhalter anliegt. Dadurch können Kosten für diese zusätzlichen Teile und der dafür benötigte Bauraum eingespart werden.

[0020] Eine Möglichkeit der erfindungsgemäßen Realisierung beispielsweise sieht vor, dass die Verzögerungszeit in einem Bereich von 0,5 bis 3 Sekunden liegt, weiter vorzugsweise in einem Bereich von 1 bis 2 Sekunden liegt. Ferner kann die Verzögerungszeit in der Steuereinrichtung oder in einer von der Steuereinrichtung verwendeten Speichereinrichtung hinterlegt sein.

[0021] In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel umfasst die mechanische Übertragungseinrichtung eine Ventilbrücke und einen als Kipphebel oder Schlepphebel ausgebildeten Ventilhebel, der durch die Nockenwelle angetrieben wird und über die Ventilbrücke auf die Auslassventile wirkt.

[0022] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform können ein Kolben, ein Rückschlagventil und eine Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements zwischen dem Ventilhebel und der Ventilbrücke angeordnet sein. Je nach Ventiltriebsaufbau sind jedoch auch andere Einbauorte bzw. Bauformen für den hydraulischen Ventilspielausgleich möglich. Beispielsweise kann der hydraulische Ventilspielausgleich zwischen Stößelstange und Kipphebel angeordnet sein, integriert in einen Tassenstößel oder einen Ventilstößel.

[0023] Gemäß einem weiteren Aspekt betrifft die Erfindung ferner ein Kraftfahrzeug, insbesondere ein Nutzfahrzeug, mit einer Brennkraftmaschine, wie in diesem Dokument beschrieben.

[0024] Die zuvor beschriebenen bevorzugten Ausführungsformen und Merkmale der Erfindung sind beliebig miteinander kombinierbar. Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden im Folgenden unter Bezug auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben. Es zeigen:

Figur 1 einen Ventiltrieb mit hydraulischem Ventilspielausgleich gemäß einer Ausführungsform der Erfindung;

Figur 2 eine Illustration der im Motorbremsbetrieb wirkenden Kräfte auf die Auslassventile des Ventiltriebs der Figur 1; und

Figur 3 eine Illustration des Übergangs von Motorbremsbetrieb zum befeuertem Betrieb gemäß einer Ausführungsform der Erfindung.

[0025] Gleiche oder funktional äquivalente Elemente sind in allen Figuren mit denselben Bezugszeichen bezeichnet.

[0026] Figur 1 zeigt einen Ventiltrieb 11 mit hydraulischem Ventilspielausgleich 6 einer Brennkraftmaschine gemäß einer Ausführungsform der Erfindung. Die Brennkraftmaschine umfasst einen nicht dargestellten 4-Takt-Hubkolbenverbrennungsmotor, der je Zylinder wenigstens ein Einlassventil (nicht dargestellt) und zwei Auslassventile 1 aufweist.

[0027] Die Ein- und Auslassventile 1 sind von einer

(nicht dargestellten) Nockenwelle her steuerbar. Die Nockenwelle kann in Bezug auf den Kipphebel 3 untenliegend oder obenliegend sein. Figur 1 entspricht der Version mit obenliegender Nockenwelle (nicht gezeigt) im Bereich der Steuerung der beiden Auslassventile 1 eines Zylinders. Der Kipphebel 3 ist am Zylinderkopf 7 an einem Lagerbock 9 auf einer Lagerachse mit Gleitlager drehbar gelagert. Der Kipphebel 3 wiederum wirkt auf eine Ventilbrücke 4 ein. Diese Ventilbrücke 4 dient zur Steuerung der beiden achsparallel zueinander angeordneten Auslassventile 1 eines Zylinders (nicht dargestellt) der Brennkraftmaschine (nicht dargestellt). Jedes der Auslassventile 1 ist mit seinem Schaft 1 a im Zylinderkopf 7 (stark schematisiert dargestellt) axial beweglich gelagert und durch eine Schließfeder (Rückstellfeder) 5, die sich einenendes an einer Zylinderkopffläche 7a und andernendes an einem am Auslassventilschaft 1 a befestigten Federteller 1 b abstützt, mit einer bestimmten Vorspannkraft F3 (siehe auch Figur 2) in Schließrichtung C beaufschlagt. Jede der beiden Schließfedern 5 kann dabei entweder durch nur eine Spiralfeder oder zwei zueinander koaxiale Spiralfedern realisiert sein.

[0028] Zwischen dem Kipphebel 3 und der Ventilbrücke 4 ist ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement 6 angeordnet, so dass der Kipphebel über das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 und eine kugelgelenkig angelenkte Stützkalotte 8 auf die Ventilbrücke 4[EC(1] und damit auf die Auslassventile 1 einwirkt.

[0029] Das in an sich bekannter Weise ausgeführte hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 weist einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung auf (jeweils nicht dargestellt). Der Kolben, das Rückschlagventil und die Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 sind zwischen dem Ventilhebel 3 und der Ventilbrücke 4 angeordnet.

[0030] Das hydraulisches Ventilspielausgleichselement 6 dient dazu, insbesondere den Verschleiß (Ventil arbeitet sich in den Ventilsitz ein) über die Motorlebensdauer zu kompensieren, so dass in der Grundkreisphase des das Auslassventil 1 betätigenden Nockens ein sicheres Ventilschließen gewährleistet ist.

[0031] Die Auslasskanäle 2 der Zylinder münden in einen Abgastrakt der Brennkraftmaschine, in den möglichst motornah in an sich bekannter Weise eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks eingebaut ist. Diese kann durch eine Drosselklappe oder ein Tellerventil oder einen Schieber gebildet sein. In den meisten Fällen wird eine Drosselklappe verwendet. Die Motorstaubremse bildet einschließlich ihrer Steuer- und/oder Regelorgane einen Teil der Motorbremseinrichtung und dient während Motorbremsvorgängen zur zumindest partiellen Absperrung des Abgastraktes und zu einer hierdurch stromauf hervorgerufenen Aufstauung des Abgases. Weiterer Teil der Motorbremseinrichtung ist eine Dekompressionsbremse zur Motorbremsleistungssteigerung, die vorliegend durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 gebildet wird.

[0032] Die Funktion des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 zur Motorbremsleistungssteigerung lässt sich wie folgt beschreiben:

> Wird die Abgasdrosselklappe für einen Motorbremsbetrieb geschlossen, baut sich eine auf das Auslassventil 1 wirkende Gaskraft F5 des Abgasdruckes auf. Hierbei steigt der Abgasdruck im Auslasskanal vor der Verdichtung, insbesondere im Ansaugtakt vor dem unterem Totpunkt und im unteren Totpunkt, so stark an, dass das Auslassventil 1 durch die Druckwelle eines benachbarten Zylinders kurzzeitig aufgedrückt wird, wodurch in der Nockengrundkreisphase ein Spalt zwischen Auslassventil 1 und dem Ventilsitzring gebildet wird bzw. eine Öffnung zum Auslasskanal 2 entsteht (sogenanntes Ventilspringen oder Ventilflattern). Unterstützt wird das Aufdrücken des Ventils noch durch eine erste Kraftkomponente F1, die von dem hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 infolge des Öldruckes ausgeht, und durch eine zweite Kraftkomponente F2, die von dem hydraulischen Ventilspielausgleichselement 6 infolge der Rückstellfeder ausgeht.

[0033] Das Aufdrücken des Auslassventils 1 durch die zwei beschriebenen Effekte führt zu einer Entlastung des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 und aufgrund des konstanten anliegenden Öldrucks und der Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichelementes folglich zum Nachstellen des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6. Der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichelementes fährt somit aus. Das erneute Schließen des Ventils wird dadurch verhindert.

[0034] Es verbleibt ein kleiner Spalt der Größe V1 zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring, nachfolgend kurz als Spalt bezeichnet, wodurch beim Kompressionstakt im Motor bereits ein Teil der verdichteten Luft aus dem Zylinder ausströmen kann. Der Druck auf den sich anschließend wieder abwärts bewegenden Kolben (Arbeitstakt) wird wesentlich verringert. Hierdurch verbessert sich die Motorbremsleistung. Durch die Drosselung des Abgases kann sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsbewegung des Motorkolbens zum Bremsen genutzt werden.

[0035] Der Spalt, der sich im Motorbremsbetrieb zwischen Auslassventil 1 und seinem Ventilsitzring einstellt, ist abhängig von den folgenden Einflussgrößen:

> (a) dem Abgasdruck, der die auf das Auslassventil 1 wirkenden Gaskraft F5 erzeugt.
>
> (b) dem Gasdruck von der Brennraumseite, der die Gaskraft F6 erzeugt, die in Schließrichtung C wirkt,
>
> (c) dem Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, der die Öldruckkraft F1 erzeugt;

(d) der Federkraft F2 der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs;

(e) der Ventilfederkraft F3 der Schließfedern 5;

(f) der Reibung im Ventiltrieb, die eine Reibungskraft F4 erzeugt.

[0036] Die auf das Auslassventil 1 wirkenden Kräfte F1 bis F6 sind in den Figuren 2 und 3 dargestellt. Die von der Motorstaubremse erzeugte Kraft F5 und die von dem Ventilspielausgleichselement erzeugten Kräfte F1 und F2 wirken beide in die gleiche Richtung O, d. h. in eine Richtung hin zur Offenstellung des Auslassventils 1. Die Federkraft F3 der Schließfeder 5 (Rückstellfeder) des Auslassventils und die Gaskraft F6, die durch den Brennraumdruck im Zylinder erzeugt wird, wirken dagegen in Schließrichtung C des Auslassventils.

[0037] Durch Anpassen dieser Einflussgrößen bzw. Kräfte lassen sich die maximale Spaltgröße und die Motordrehzahl, ab der es zum Auftreten jeweils eines Spaltes zwischen den Auslassventilen 1 und den zugeordneten Ventilsitzringen kommt, beeinflussen. Die beiden Auslassventile 1 springen somit beide und werden durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6, das über die Ventilbrücke 4 mit beiden Auslassventilen 1 in Verbindung steht, offen gehalten.

[0038] Eine Vergrößerung des Spaltes zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring bzw. eine Verschiebung des Auftretens des Spaltes hin zu niedrigeren Motordrehzahlen lässt sich durch zumindest eine der folgenden Maßnahmen erzielen: Abgasdruck erhöhen, Gasdruck von Brennraumseite verringern, Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, erhöhen; Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs erhöhen; Ventilfederkraft verringern oder Reibung im Ventiltrieb verringern.

[0039] Eine Verringerung des Spaltes bzw. eine Verschiebung des Auftretens des Spaltes hin zu größeren Motordrehzahlen lässt sich in analoger Weise durch zumindest eine der folgenden Maßnahmen erzielen: Abgasdruck verringern, Gasdruck von Brennraumseite erhöhen, Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, verringern; Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs verringern; Ventilfederkraft erhöhen oder Reibung im Ventiltrieb erhöhen.

[0040] Auf diese Weise kann die im Motorbremsbetrieb über das Ventilspielausgleichselement 6 eingestellte Spaltgröße und damit die gewünschte Erhöhung der Motorbremsleistung eingestellt werden. Der Spalt nähert sich bei einer bestimmten Motordrehzahl immer einem Maximalwert an. Der Maximalwert des Spaltes stellt sich bei einem Kräftegleichgewicht der oben aufgeführten Einflussgrößen ein. Mit steigender Motordrehzahl erhöht sich dieser Maximalwert.

[0041] Anhand von Figur 3 wird die Funktionsweise der Motorbremseinrichtung erläutert und insbesondere ein Übergang von einem Motorbremsbetrieb zum anschließenden befeuerten Betrieb erläutert.

[0042] Die in Figur 3 mit "I.", "II." und "III." bezeichneten Zustände des Ventiltriebs 11 zeigen jeweils den Zustand des Ventiltriebs, insbesondere die Auslassventilstellung in der Nockengrundkreisphase, d. h., der Ventilhebel 3 ist nicht ausgelenkt. Unter der "Nockengrundkreisphase" soll dabei insbesondere ein Winkelbereich der Nockeneinheit verstanden werden, in dem Nockenkonturen sämtlicher Teilnocken der Nockeneinheit ein gemeinsames Grundkreisniveau einnehmen.

[0043] Der Zustand I. entspricht dabei dem Zustand des Ventiltriebs 11 während einer Motorbremsphase (Zeitraum vor t1). Der Zustand II. entspricht dabei dem Zustand des Ventiltriebs 11 während einer Übergangsphase t1 bis t2, während der ein Schleppbetrieb nach Beendigung des Motorbremsbetriebs erfolgt, d. h. keine Einspritzung erfolgt. Der Zustand III. entspricht dabei dem Zustand des Ventiltriebs 11 während eines befeuerten Betriebs, der nach einer Verzögerungsphase der Dauer Δt im Zeitpunkt t2 beginnt.

[0044] Eine besondere Herausforderung ist der Übergang vom Motorbremsbetrieb in den befeuerten Motorbetrieb. Es sollte sichergestellt sein, dass die Auslassventile 1 vor dem befeuerten Motorbetrieb wieder vollständig geschlossen sind, um einen erhöhten Ventil-/Sitzringverschleiß bzw. eine Überlastung des Ventiltriebes durch Offenstehen der Auslassventile 1 im befeuerten Betrieb zu verhindern.

[0045] Im Bremsbetrieb stellt sich nach einer gewissen Zeit ein Maximalwert V1 für den Spalt zwischen Auslassventil 1 und dem Ventilsitzring ein, wobei der Maximalwert von der Motordrehzahl abhängig ist. In diesem Zustand ist der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 im ausgefahren Zustand P1, gekennzeichnet durch die durchgezogene Linie P1. Die Ausgangsstellung ist mit der gepunkteten Linie P3 dargestellt.

[0046] In diesem Zustand befinden sich die Kräfte Öldruckkraft F1, Rückstellfederkraft F2 des hydraulischen Ventilspielausgleichs, Gaskraft F5 des Abgasdruckes, Ventilfederkraft F3, Reibungskraft F4 und die vom Zylinderraumdruck erzeugte Gaskraft F6 im Gleichgewicht.

[0047] Dies entspricht dem Zustand I. der Figur 3 (Zeitraum vor t1). Direkt nach Beenden des Motorbremsbetriebes im Zeitpunkt t1, an dem die Abgasklappe der Motorstaubremse geöffnet wird, steht das Auslassventil 1 aufgrund des ausgelenkten Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 zunächst noch offen.

[0048] Durch das Öffnen der Abgasklappe im Zeitpunkt t1 wird die Gaskraft F5 des Abgasdruckes jedoch schlagartig stark reduziert und somit das beschriebene Kräftegleichgewicht gestört. Die Gaskraft F6 aus dem Zylinderraum und maßgeblich die Ventilfederkraft F3 führen nun dazu, dass sich der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 wieder in Richtung der Ausgangsposition zurückstellt und die Auslassventile 1 wieder komplett schließen können.

[0049] Diese Schließzeit des Auslassventils 1 nach Beendigung des Motorbremsbetriebs kann vorab experimentell auf einem Prüfstand gemessen werden.

[0050] Eine Möglichkeit, um das vollständige Schließen der Auslassventile 1 vor dem befeuerten Motorbetrieb sicherzustellen, ist eine verzögerte, erneute Kraftstoffeinspritzung mit Hilfe entsprechender Vorgaben des Motorsteuergerätes.

[0051] Hierzu ist das Motorsteuergerät 10, welches die Kraftstoffeinspritzung steuert, ausgeführt, eine Kraftstoffeinspritzung nach einem Ende eines Motorbremsbetriebs (Zeitpunkt t1) erst nach Ablauf einer vorbestimmten Verzögerungszeit Δt wieder zu starten, wobei die vorbestimmte Verzögerungszeit Δt so festgelegt ist, dass sie um einen Abstandswert größer ist als eine zuvor bestimmte Schließzeit des Auslassventils 1 nach Beendigung des Motorbremsbetriebs. In der Zeitspanne t1 bis t2, was in Figur 3 dem Zustand II. des Ventiltriebes entspricht, weist der Spalt zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring somit eine zunehmend geringere Größe V2 auf und geht schließlich auf den Wert V3 = null zurück. Entsprechend fährt der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 wieder ein. Das Auslassventil ist vor Erreichen des Zeitpunkts t2 wieder geschlossen. In der Zeit zwischen t1 (Ende Motorbremsbetrieb) und $t2=t1+\Delta t$ findet somit ein Schleppbetrieb und somit keine Einspritzung statt. Damit wird sichergestellt, dass der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 genügend Zeit zum Einfahren bzw. das Auslassventil 1 genügend Zeit zum Schließen hat. Im Zustand II. der Figur 3 ist eine Zwischenposition P2 des Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 gezeigt, in der dieser fast wieder zurück in die Ausgangsstellung P3 eingefahren ist.

[0052] Im Zeitpunkt t2 befindet sich der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 wieder in der Ausgangsstellung P3. Die Spaltgröße V3 ist null, d. h., das Auslassventil 6 ist wieder geschlossen. Im Zeitpunkt t2 startet dann das Motorsteuergerät 10 wieder den befeuerten Betrieb.

[0053] Gemäß dieser Ausführungsform kann somit vermieden werden, ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement mit einer Entlastungsleitung mit steuerbarem Entlastungsventil inklusive Steuerleitung sowie einen Niederhalter mit Einstellschraube zu kombinieren. Stattdessen wird der Übergang vom Motorbremsbetrieb zum befeuerten Betrieb so gesteuert, dass der befeuerte Betrieb nach Beendigung des Motorbremsbetriebs erst nach einer Verzögerungszeit einsetzt, die so gewählt ist, dass dem Auslassventil genügend Zeit bleibt, sich in die Schließstellung zu bewegen.

[0054] Obwohl die Erfindung unter Bezugnahme auf bestimmte Ausführungsbeispiele beschrieben worden ist, ist es für einen Fachmann ersichtlich, dass verschiedene Änderungen ausgeführt werden können und Äquivalente als Ersatz verwendet werden können, ohne den Bereich der Erfindung zu verlassen. Zusätzlich können viele Modifikationen ausgeführt werden, ohne den zugehörigen Bereich zu verlassen. Folglich soll die Erfindung nicht auf die offenbarten Ausführungsbeispiele begrenzt sein, sondern soll alle Ausführungsbeispiele umfassen, die in den Bereich der beigefügten Patentansprüche fallen. Insbesondere beansprucht die Erfindung auch Schutz für den Gegenstand und die Merkmale der Unteransprüche unabhängig von den in Bezug genommenen Ansprüchen.

Bezugszeichenliste

[0055]

1	Auslassventil
1a	Schaft
1b	Federteller
2	Auslasskanal
3	Kipphebel
4	Ventilbrücke
5	Schließfeder
6	Ventilspielausgleichselement
7	Zylinderkopf
7a	Zylinderkopffläche
8	Stützkalotte
9	Lagerbock
10	Steuereinrichtung, z. B. Motorsteuergerät
11	Ventiltrieb
t1	Ende Motorbremsbetrieb
t2	Beginn befeuerter Betrieb
Δt	Verzögerungszeit
F1	Öldruckkraft des hydraulischen Ventilspielausgleichselements
F2	Federkraft des hydraulischen Ventilspielausgleichselements
F3	Federkraft der Schließfeder
F4	Reibungskraft
F5	Gaskraft durch Motorstaubremse
F6	Gaskraft durch Brennraumdruck im Zylinder
V1, V2, V3	Spaltgröße zwischen Auslassventil und Ventilsitzring

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung (3, 4) betätigbaren Auslassventil (1) pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil (1) ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement (6) in der Übertragungseinrichtung (3, 4) angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil (1) offen gehalten werden kann,
wobei die Dekompressionsbremse durch das hy-

draulische Ventilspielausgleichselement (6) gebildet wird,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Brennkraftmaschine eine Steuereinrichtung (10) zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzung umfasst, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung nach einem Ende eines Motorbremsbetriebs erst nach Ablauf einer vorbestimmten Verzögerungszeit (Δt) wieder zu starten, wobei die vorbestimmte Verzögerungszeit (Δt) so festgelegt ist, dass sie größer ist als eine Schließzeit des Auslassventils (1) nach Beendigung des Motorbremsbetriebs.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung umfasst.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** keine von dem Druckraum des Ventilspielausgleichselements (6) ausgehende, über ein steuerbares Entlastungsventil mit einer Drucksenke verbindbare Entlastungsleitung vorgesehen ist.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** kein Gegenhalter, der ausgebildet ist, eine Austrittsöffnung der Entlastungsleitung erst zu Beginn eines Auslasstaktes freizugeben, vorgesehen ist.

5. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) so ausgeführt ist, dass eine Dauer der Schließzeit im Wesentlichen einer Dauer entspricht, die ein leckagebedingter Rückstellvorgang des ausgelenkten Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements (6) dauert, der am Ende des Motorbremsbetriebs durch eine Reduzierung einer auf das Auslassventil (1) wirkenden Gaskraft (F5) des Abgasdruckes ausgelöst wird.

6. Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verzögerungszeit (Δt) in einem Bereich von 0,5 bis 3 Sekunden liegt, weiter vorzugsweise in einem Bereich von 1 bis 2 Sekunden liegt.

7. Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verzögerungszeit (Δt) in der Steuereinrichtung (10) oder in einer von der Steuereinrichtung verwendeten Speichereinrichtung hinterlegt ist.

8. Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungseinrichtung umfasst:

(a) eine Ventilbrücke (4); und
(b) einen als Kipphebel (3) oder Schlepphebel ausgebildeten Ventilhebel, der durch die Nockenwelle angetrieben wird und über die Ventilbrücke (4) auf die Auslassventile wirkt.

9. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben, das Rückschlagventil und die Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements (6) zwischen dem Ventilhebel und der Ventilbrücke (4) angeordnet sind.

10. Kraftfahrzeug, insbesondere Nutzfahrzeug, mit einer Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

FIG. 1

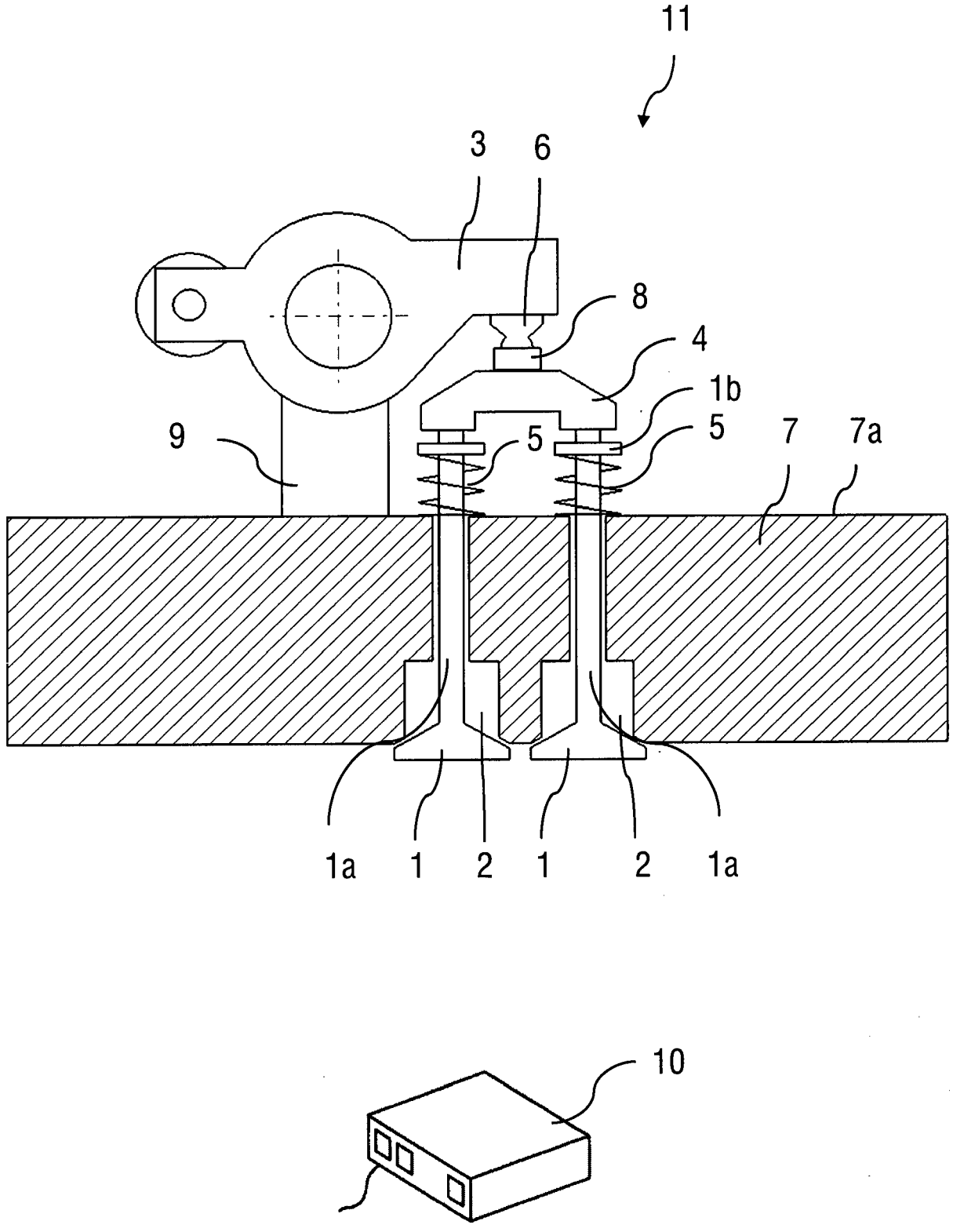


FIG. 2

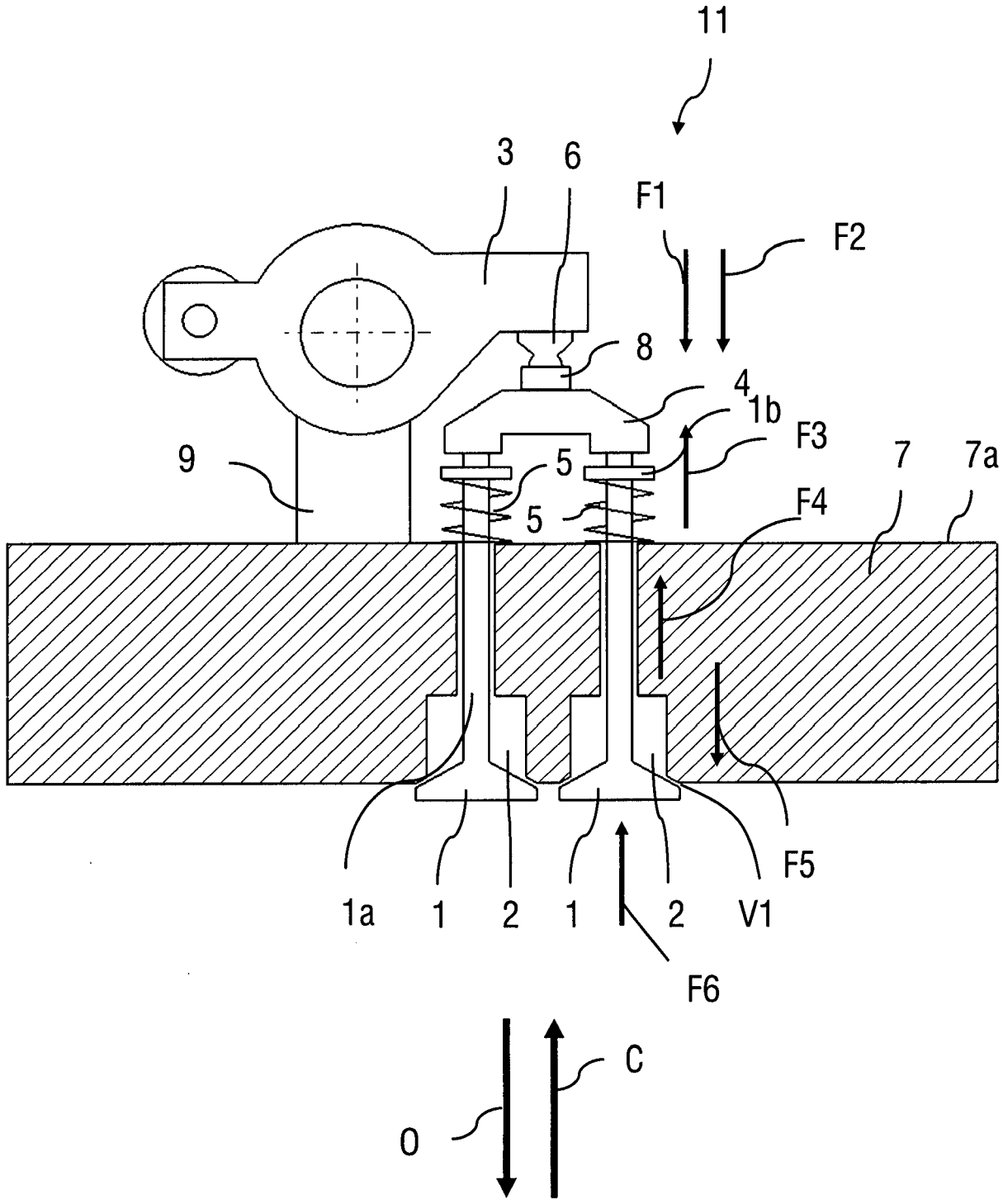
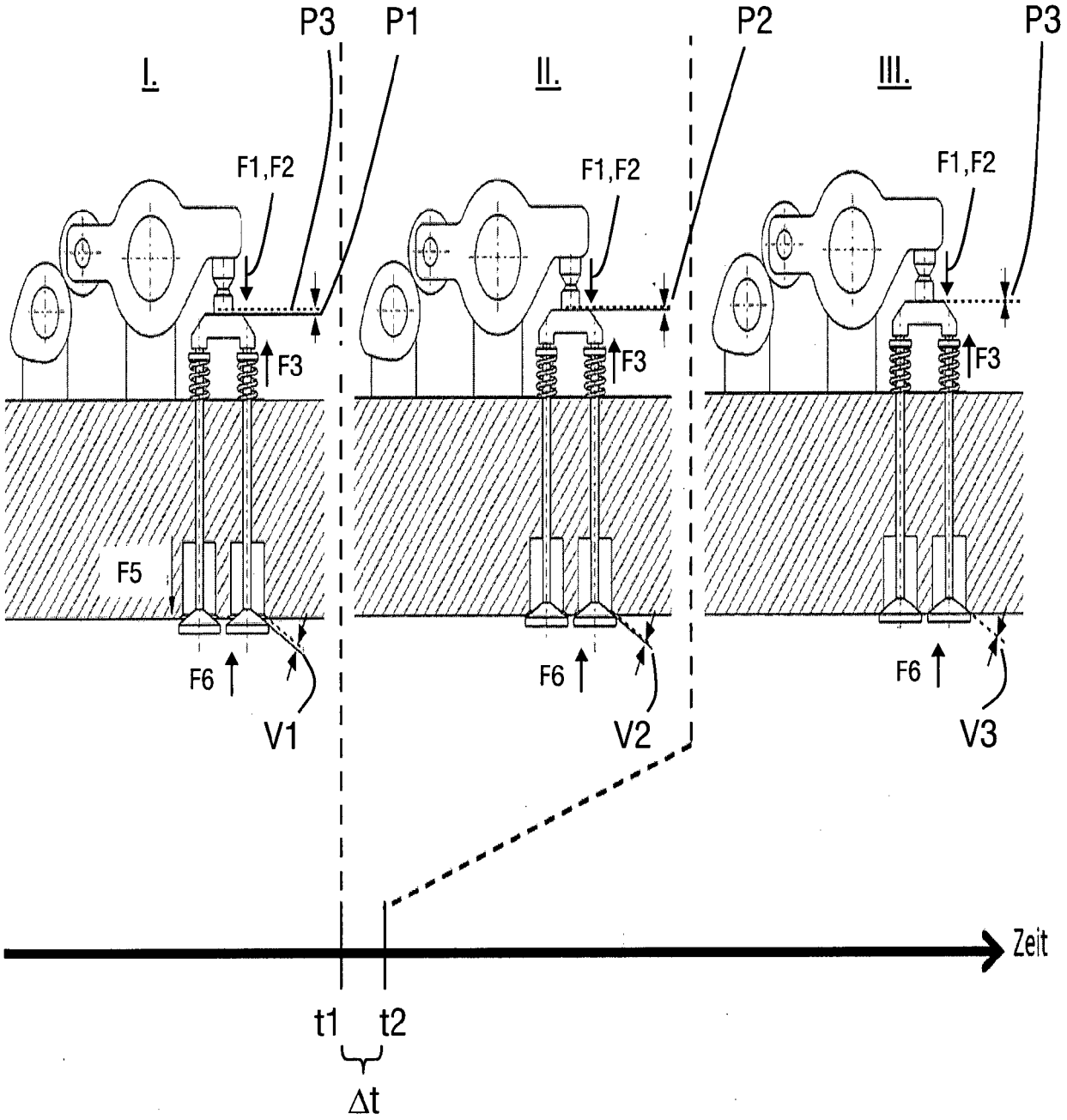


FIG. 3


P3
P1
P2
P3
I.
II.
III.
F1,F2
F1,F2
F1,F2
F3
F3
F3
F5
F6
F6
F6
V1
V2
V3
Zeit
t1
t2
Δt

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 16 00 2575

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE

Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	DE 39 23 371 C1 (DAIMLER-BENZ) 13. Juni 1990 (1990-06-13) * Abbildungen 1,2 * * Spalte 2, Zeile 43 - Spalte 3, Zeile 10 * -----	1-10	INV. F01L1/18 F01L1/24 F01L13/06 F02D9/06
X	WO 2004/081352 A1 (JENARA ENTPR LTD [CA]; ISRAEL MARK A [US]; HARTLEY JOHN P [US]) 23. September 2004 (2004-09-23) * Abbildungen 1-4 * * Seite 26, Zeile 20 - Seite 28, Zeile 3 * * Seite 28, Zeile 22 - Seite 29, Zeile 9 * -----	1-10	
X	EP 0 736 672 A2 (STEYR NUTZFAHRZEUGE [AT]) 9. Oktober 1996 (1996-10-09) * Abbildungen 1-4 * * Spalte 3, Zeile 57 - Spalte 4, Zeile 16 * -----	1-4,6-10	

RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)

F01L
F02D

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt

Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
Den Haag	18. April 2017	Aubry, Yann

KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE

X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie
A : technologischer Hintergrund
O : nichtschriftliche Offenbarung
P : Zwischenliteratur

T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze
E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
D : in der Anmeldung angeführtes Dokument
L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument

& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR. EP 16 00 2575

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

18-04-2017

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 3923371 C1	13-06-1990	KEINE	
WO 2004081352 A1	23-09-2004	US 2004231639 A1	25-11-2004
		WO 2004081352 A1	23-09-2004
EP 0736672 A2	09-10-1996	AT 164918 T	15-04-1998
		CZ 9600949 A3	16-10-1996
		DE 59600140 D1	14-05-1998
		EP 0736672 A2	09-10-1996
		ES 2116123 T3	01-07-1998
		JP 2760967 B2	04-06-1998
		JP H08284696 A	29-10-1996
		PL 313582 A1	14-10-1996
		RU 2145384 C1	10-02-2000
		TR 9600283 A1	21-03-1997
		US 5692469 A	02-12-1997

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 2143894 A1 **[0002] [0003] [0005]**
- EP 2143896 A1 **[0002] [0003] [0005]**
- DE 102012100962 A1 **[0004]**