

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
17. Januar 2019 (17.01.2019)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2019/011839 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F02D 41/38 (2006.01) *F02D 31/00* (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2018/068500

(22) Internationales Anmeldedatum:

09. Juli 2018 (09.07.2018)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

10 2017 211 770.2

10. Juli 2017 (10.07.2017) DE

(71) Anmelder: MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH

[DE/DE]; Maybachplatz 1, 88045 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: DÖLKER, Armin; Im Winkel 6, 88048 Friedrichshafen (DE).

(74) Anwalt: KORDEL, Mattias et al.; Gleiss Große Schrell und Partner mbB, Leitzstr. 45, 70469 Stuttgart (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: METHOD FOR REGULATING PRESSURE IN A HIGH-PRESSURE INJECTION SYSTEM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE, AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR CARRYING OUT SUCH A METHOD

(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUR DRUCKREGELUNG IN EINEM HOCHDRUCK-EINSPRITZSYSTEM EINER BRENNKRAFTMASCHINE, UND BRENNKRAFTMASCHINE ZUR DURCHFÜHRUNG EINES SOLCHEN VERFAHRENS

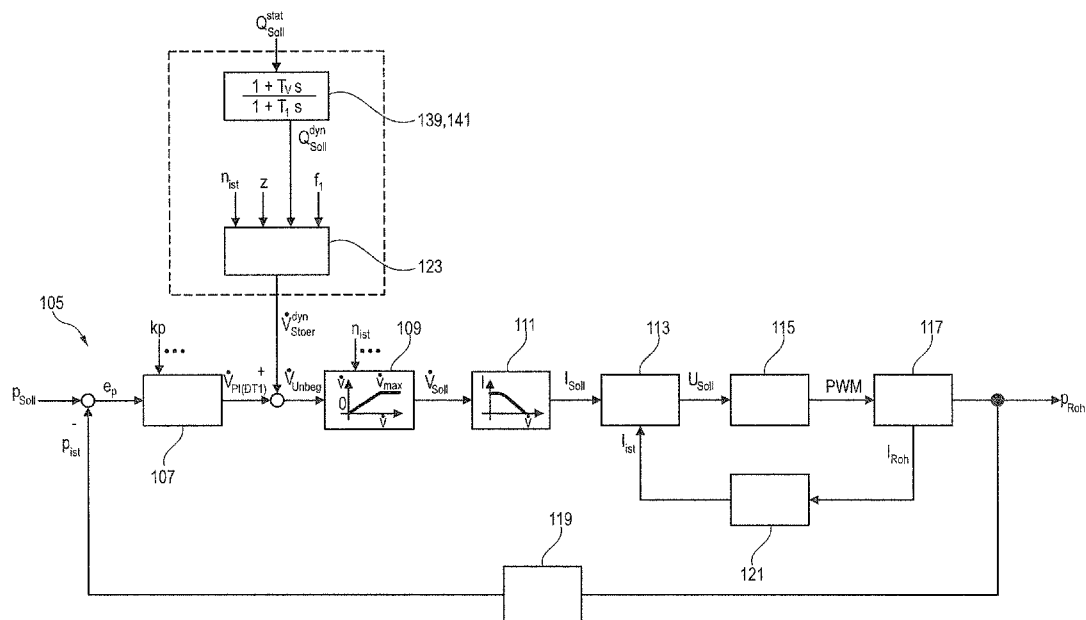


Fig. 5

(57) Abstract: The invention relates to a method for regulating pressure in a high-pressure injection system (101) of an internal combustion engine (1), in which a high-pressure correcting variable ($V_{PI(DT1)}$) is determined according to a high-pressure deviation (e_p) between an actual high pressure (p_{ist}) in the high-pressure injection system (101) and a nominal high pressure (p_{soll}) used as a high-pressure reference variable, the high-pressure correcting variable ($V_{PI(DT1)}$) being offset against a high-pressure disturbance variable (V_{Stoer}^{dyn}), and the



(84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

— hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, ein Patent zu beantragen und zu erhalten (Regel 4.17 Ziffer ii)

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

high-pressure disturbance variable ($V_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) being determined according to a nominal injection quantity ($Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$). A dynamic nominal injection quantity $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ is determined from the nominal injection quantity ($Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$) by means of a differentiation body (139), and the high-pressure disturbance variable ($V_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) is determined on the basis of the dynamic nominal injection quantity ($Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$).

(57) **Zusammenfassung:** Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem (101) einer Brennkraftmaschine (1), wobei in Abhängigkeit von einer Hochdruck-Regelabweichung (e_p) zwischen einem Ist-Hochdruck (p_{ist}) in dem Hochdruck-Einspritzsystem (101) und einem als Hochdruck-Führungsgröße verwendeten Soll-Hochdruck (p_{soll}) eine Hochdruck-Stellgröße ($V_{\text{PI(DT1)}}$) ermittelt wird, wobei die Hochdruck-Stellgröße ($V_{\text{PI(DT1)}}$) mit einer Hochdruck-Störgröße ($V_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) verrechnet wird, wobei die Hochdruck-Störgröße ($V_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) in Abhängigkeit von einer Einspritzsollmenge ($Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$) ermittelt wird, und wobei aus der Einspritzsollmenge ($Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$) mittels eines Differenzierungsglieds (139) eine dynamische Einspritzsollmenge ($Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$) ermittelt wird, und wobei die Hochdruck-Störgröße ($V_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) anhand der dynamischen Einspritzsollmenge ($Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$) ermittelt wird.

BESCHREIBUNG

5 **Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem einer
Brennkraftmaschine, und Brennkraftmaschine zur Durchführung eines solchen
Verfahrens**

10 Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem
einer Brennkraftmaschine sowie eine Brennkraftmaschine, die eingerichtet ist zur Durchführung
eines solchen Verfahrens.

Kommt es im Betrieb einer Brennkraftmaschine, die ein Hochdruck-Einspritzsystem zum
Einspritzen von Kraftstoff in wenigstens einen Brennraum der Brennkraftmaschine aufweist, zu
15 einem plötzlichen Lastabwurf, beispielsweise weil ein Propeller bei einem Schiffsantrieb aus
dem Wasser austaucht oder die Last bei einer Anwendung der Brennkraftmaschine zum Antrieb
einer als Generator betriebenen elektrischen Maschine an einem Stromnetz – insbesondere auf
Anforderung eines Stromnetzbetreibers – plötzlich abgeworfen wird, kann der Druck in dem
Hochdruck-Einspritzsystem plötzlich stark und insbesondere über ein zulässiges Maß hinaus
20 ansteigen. In diesem Fall öffnet typischerweise ein Überdruckventil des Hochdruck-
Einspritzsystems, oder ein Druckregelventil spricht an, um den Druckanstieg zumindest zu
begrenzen, vorzugsweise den Druck zu verringern. Bei bestimmten Anwendungen von
Brennkraftmaschinen treten solche Lastabwurf-Ereignisse mit vergleichsweise hoher Häufigkeit
auf, insbesondere bei Schiffsantrieben oder generatorischen Anwendungen. Dies wirkt sich
25 besonders negativ auf die Haltbarkeit eines Überdruckventils und/oder eines Druckregelventils
aus, da diese typischerweise davon abhängt, wie oft und wie lange ein solches Ventil
angesprochen hat. Ein Betrieb der Brennkraftmaschine bei geöffnetem Überdruckventil oder mit
offenem Druckregelventil ist nachteilig, da sich in dieser Betriebsart ein vergleichsweise
niedriger Druck in dem Hochdruck-Einspritzsystem einstellt, was letztlich zu einer reduzierten
30 Leistung der Brennkraftmaschine und zu höheren Emissionen führt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zur Druckregelung in einem
Hochdruck-Einspritzsystem einer Brennkraftmaschine sowie eine Brennkraftmaschine zu
schaffen, wobei die genannten Nachteile nicht auftreten.

Die Aufgabe wird gelöst, indem die Gegenstände der unabhängigen Ansprüche geschaffen werden. Vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen.

- 5 Die Aufgabe wird insbesondere gelöst, indem ein Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem einer Brennkraftmaschine geschaffen wird, bei welchem in Abhängigkeit von einer Hochdruck-Regelabweichung zwischen einem Ist-Hochdruck in dem Hochdruck-Einspritzsystem und einem als Hochdruck-Führungsgröße verwendeten Soll-Hochdruck eine Hochdruck-Stellgröße ermittelt wird, wobei die Hochdruck-Stellgröße mit einer
- 10 Hochdruck-Störgröße verrechnet wird. Die Hochdruck-Störgröße wird in Abhängigkeit von einer Einspritzsollmenge ermittelt. Aus der Einspritzsollmenge wird dabei mittels eines Differentiationsglieds eine dynamische Einspritzsollmenge ermittelt, und die Hochdruck-Störgröße wird anhand der dynamischen Einspritzsollmenge ermittelt. Insbesondere dadurch, dass die Hochdruck-Störgröße anhand der dynamischen Einspritzsollmenge ermittelt wird, die
- 15 ihrerseits mittels eines Differentiationsglieds aus der Einspritzsollmenge ermittelt wird, kann die Hochdruck-Störgröße Änderungen der Einspritzsollmenge sehr schnell – insbesondere im Vergleich zu einer Ermittlung der Hochdruck-Störgröße auf der Grundlage der Einspritzsollmenge vor der Anwendung des Differentiationsglieds – folgen und somit auf solche Änderungen sehr schnell reagieren. Wird Last abgeworfen, reagiert die Steuerung der
- 20 Brennkraftmaschine typischerweise durch schnelle Reduktion der Einspritzsollmenge, wobei diese Entwicklung in der Hochdruck-Störgröße besonders rasch und hochdynamisch abgebildet werden kann, wenn diese anhand der dynamischen, mittels des Differentiationsglieds differenzierten Einspritzsollmenge ermittelt wird. Die Druckregelung des Hochdruck-Einspritzsystems kann auf diese Weise schneller als bisher bekannt auf einen Lastabwurf oder
- 25 auch eine verringerte Last reagieren, wodurch vorzugsweise ein unzulässiger Anstieg des Drucks in dem Hochdruck-Einspritzsystem verhindert werden kann, sodass es im besten Fall gar nicht erst zu einem Öffnen des Überdruckventils oder einem Ansprechen des Druckregelventils kommt. Auf diese Weise werden zum einen das Überdruckventil und/oder das Druckregelventil geschont, sodass sich deren Haltbarkeit vorteilhaft verlängert, wobei zum anderen ein Betrieb
- 30 der Brennkraftmaschine mit geöffnetem Überdruckventil und/oder offenem Druckregelventil vermieden wird, wodurch ein Leistungsverlust und ein verschlechtertes Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine verhindert werden kann.

Das Hochdruck-Einspritzsystem weist bevorzugt einen gemeinsamen Hochdruckspeicher für eine Mehrzahl von Kraftstoffinjektoren auf, wobei die Kraftstoffinjektoren eingerichtet sind, um Kraftstoff direkt in Brennräume der Brennkraftmaschine einzuspritzen. Ein solches Hochdruck-Einspritzsystem wird auch als Common-Rail-System bezeichnet. Die Druckregelung ist
5 insbesondere eingerichtet und ausgebildet, um einen Hochdruck in dem gemeinsamen Hochdruckspeicher, mithin in dem Rail des Common-Rail-Systems, zu regeln.

Der für die Druckregelung verwendete Soll-Hochdruck wird gemäß einer bevorzugten Ausführungsform des Verfahrens konstant gewählt. Gemäß einer anderen bevorzugten
10 Ausführungsform des Verfahrens wird der Soll-Hochdruck in Abhängigkeit von einem momentanen Lastpunkt der Brennkraftmaschine bestimmt, besonders bevorzugt aus einem Kennfeld ausgelesen, wobei der Lastpunkt der Brennkraftmaschine insbesondere definiert ist aus einem Wertepaar eines momentan durch die Brennkraftmaschine aufzubringenden Soll-Drehmoments und einer momentanen Ist-Drehzahl der Brennkraftmaschine. Zusätzlich oder
15 alternativ kann der Soll-Hochdruck in Abhängigkeit von der momentanen Einspritzsollmenge ermittelt werden.

Die Hochdruck-Stellgröße ist eine Größe, die geeignet ist, um den Ist-Hochdruck zu beeinflussen. Durch Veränderung der Hochdruck-Stellgröße kann somit der Ist-Hochdruck
20 verändert und insbesondere dem Soll-Hochdruck angeglichen oder zumindest angenähert werden, sodass die Hochdruck-Regelabweichung reduziert wird.

Das Verrechnen der Hochdruck-Stellgröße mit der Hochdruck-Störgröße, das heißt insbesondere das Umschalten der Hochdruck-Störgröße auf die Druckregelung, führt in für sich genommen
25 bekannter Weise zu einem dynamischeren Verhalten der Druckregelung, da diese bereits auf Veränderungen der Hochdruck-Störgröße reagieren kann, bevor sich diese tatsächlich in einer für ein Ansprechen der Druckregelung hinreichenden Weise in der Hochdruck-Regelabweichung niederschlagen.

30 Die Einspritzsollmenge wird vor der Anwendung des Differentiationsglieds auch als statische Einspritzsollmenge bezeichnet. Diese statische Einspritzsollmenge ist eine Eingangsgröße des Differentiationsglieds, welches als Ausgangsgröße die dynamische Einspritzsollmenge aufweist. Die dynamische Einspritzsollmenge stellt dabei insbesondere ein Signal dar, welches Änderungen in der statischen Einspritzsollmenge in besonders ausgeprägter Weise, insbesondere

als Signalüberhöhungen, abbildet, sodass die anhand der dynamischen Einspritzsollmenge ermittelte Hochdruck-Störgröße ihren Wert bei einer Änderung des Wertes der statischen Einspritzsollmenge schneller ändert, als wenn die Hochdruck-Störgröße anhand der statischen Einspritzsollmenge ermittelt würde.

5

Unter einem Differentiationsglied wird eine Recheneinrichtung, eine Signalverarbeitungseinrichtung und/oder ein Algorithmus verstanden, die/der aus einem Eingangssignal ein Ausgangssignal ermittelt, wobei das Ausgangssignal zumindest auch einen Anteil aufweist, der auf einer Differentiation des Eingangssignals beruht. Hierdurch werden
10 Änderungen in dem Eingangssignal in dem Ausgangssignal auf besonders prägnante Weise abgebildet.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass als Differentiationsglied ein (PD) T_1 -Glied verwendet wird. Ein solches aus der Regelungstechnik für sich genommen
15 bekanntes Glied weist neben einem Proportional-Anteil und einer Verzögerungszeit T_1 auch einen differentiellen Anteil auf. Ein solches (PD) T_1 -Glied ist besonders geeignet, um aus einem Eingangssignal ein dynamischeres, Änderungen des Eingangssignals prägnant abbildendes Ausgangssignal zu erzeugen. Insbesondere durch die Verwendung eines solchen (PD) T_1 -Gliedes kann somit die Dynamik der Druckregelung bei dessen Anwendung auf die Einspritzsollmenge
20 deutlich erhöht werden.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass als Hochdruck-Stellgröße ein Kraftstoff-Sollvolumenstrom verwendet wird, wobei als Hochdruck-Störgröße ein Kraftstoffsollverbrauch ermittelt wird. Der als Hochdruck-Stellgröße verwendete Kraftstoff-
25 Sollvolumenstrom beschreibt insbesondere einen Volumenstrom, der entlang eines Kraftstoff-Förderpfads aus einem Kraftstoff-Reservoir, beispielsweise einem Tank, in den gemeinsamen Hochdruckspeicher gefördert werden soll, um den Soll-Hochdruck zu erreichen oder aufrechtzuerhalten. Es ist offensichtlich, dass der Kraftstoffsollverbrauch der Brennkraftmaschine, das heißt insbesondere die Kraftstoffmenge, welche über die Injektoren
30 dem gemeinsamen Hochdruckspeicher entnommen wird, den Hochdruck in dem gemeinsamen Hochdruckspeicher maßgeblich beeinflusst. Wird dieser Kraftstoffsollverbrauch als Hochdruck-Störgröße der Druckregelung aufgeschaltet, kann diese besonders dynamisch und schnell bereits auf Änderungen im Kraftstoffsollverbrauch reagieren, noch bevor sich diese in relevanter Weise in der Hochdruck-Regelabweichung abbilden. Diese Vorgehensweise entspricht in für sich

genommen bekannter Weise in etwa einer Vorsteuerung des Druckregelkreises mit dem Kraftstoffsollverbrauch.

Es ist auch ohne weiteres offensichtlich, dass die Einspritzsollmenge eine wichtige Größe für die Ermittlung des Kraftstoffsollverbrauchs ist. Wird der Kraftstoffsollverbrauch nun anhand der dynamischen Einspritzsollmenge anstelle der statischen Einspritzsollmenge ermittelt, kann dieser besonders schnell und flexibel auf Änderungen der Einspritzsollmenge reagieren.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Hochdruck-Störgröße selbst keinem Differentiationsglied unterworfen wird. Einer solchen Vorgehensweise bedarf es nicht, wenn die Hochdruck-Störgröße auf der Grundlage der dynamischen Einspritzsollmenge ermittelt wird. Die Hochdruck-Störgröße folgt dann bereits hochdynamisch der dynamischen Einspritzsollmenge und bedarf nicht ihrerseits nochmals einer Dynamisierung durch ein weiteres Differentiationsglied. Es ist aber grundsätzlich auch nicht ausgeschlossen, dass die Hochdruck-Störgröße selbst nochmals einem Differentiationsglied unterworfen wird, um das Verfahren gegebenenfalls noch dynamischer zu gestalten.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Einspritzsollmenge als Ausgangsgröße einer Drehzahlregelung der Brennkraftmaschine ermittelt wird. Dabei kann die Einspritzsollmenge selbst als Drehzahl-Stellgröße der Drehzahlregelung ermittelt werden, oder sie kann anhand einer unmittelbar aus einem Drehzahlregler resultierenden Drehzahl-Stellgröße zur direkten Ansteuerung der Brennkraftmaschine ermittelt werden. Beispielsweise ist es möglich, dass ein Drehzahlregler in Abhängigkeit einer Drehzahl-Regelabweichung zwischen einer momentanen Ist-Drehzahl und einer vorbestimmten Soll-Drehzahl ein Soll-Moment, das auch als Drehzahlregler-Moment bezeichnet wird, ermittelt, mit dem Aktoren der Brennkraftmaschine jedoch nicht unmittelbar angesteuert werden können. Daher wird aus dem Soll-Moment bevorzugt – insbesondere in Abhängigkeit von weiteren Größen – die Einspritzsollmenge ermittelt, mittels welcher dann insbesondere die Injektoren der Brennkraftmaschine angesteuert werden.

30

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Hochdruck-Störgröße, insbesondere also der Kraftstoffsollverbrauch, aus einer Brennraumzahl oder Zylinderzahl der Brennkraftmaschine, einer momentanen Ist-Drehzahl der Brennkraftmaschine und der dynamischen Einspritzsollmenge ermittelt wird. Da die Einspritzsollmenge insbesondere die

mittels eines Injektors in einen Brennraum der Brennkraftmaschine einzubringende Kraftstoffmenge repräsentiert, ergibt sich der Kraftstoffsollverbrauch aus der Einspritzsollmenge in Verbindung mit der Anzahl der Brennräume, mithin der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine, sowie der momentanen Ist-Drehzahl, insbesondere als Produkt der Einspritzsollmenge, 5 vorzugsweise der dynamischen Einspritzsollmenge, mit der Zylinderzahl und der momentanen Ist-Drehzahl, sowie vorzugsweise wenigstens einem zusätzlichen Faktor. Ein solcher Faktor kann insbesondere eine Umrechnung zwischen verschiedenen, für die betrachteten Größen verwendeten Einheiten und/oder eine Aufteilung der Brennräume der Brennkraftmaschine in verschiedene Brennraumgruppen berücksichtigen; letzteres insbesondere dann, wenn zur 10 Druckregelung für alle Brennraumgruppen dieselbe Hochdruck-Störgröße verwendet wird.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass anhand der Hochdruck-Stellgröße eine Saugdrossel in einem Kraftstoff-Förderpfad des Hochdruck-Einspritzsystems angesteuert wird. Über die Saugdrossel kann insbesondere der Kraftstoff-Volumenstrom von 15 dem Kraftstoff-Reservoir in den gemeinsamen Hochdruckspeicher beeinflusst werden. Bevorzugt wird dabei aus dem Kraftstoff-Sollvolumenstrom ein elektrischer Sollstrom zur Ansteuerung der Saugdrossel ermittelt, wobei dieser elektrische Sollstrom als Strom-Führungsgröße einem der Druckregelung unterlagerten Stromregler zugeführt wird. Dieser ermittelt vorzugsweise in Abhängigkeit von einer Strom-Regelabweichung zwischen einem 20 momentanen Ist-Strom und dem Sollstrom eine Sollspannung als Stellgröße der Stromregelung für die Saugdrossel, wobei dann bevorzugt anhand der Sollspannung ein pulsweitenmoduliertes Signal für die Ansteuerung der Saugdrossel berechnet wird. Die Saugdrossel wird mit dem pulsweitenmodulierten Signal angesteuert, und es wird der dabei durch die Saugdrossel fließende Ist-Strom gemessen, welcher – vorzugsweise nach einer Filterung – dem Stromregler als Ist- 25 Größe zur Ermittlung der Strom-Regelabweichung zugeführt wird.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Brennkraftmaschine wenigstens zwei Brennraumgruppen aufweist, wobei für jede Brennraumgruppe der wenigstens zwei Brennraumgruppen ein separates Hochdruck-Einspritzsystem vorgesehen ist, wobei für 30 jedes Hochdruck-Einspritzsystem der wenigstens zwei separaten Hochdruck-Einspritzsysteme eine separate Druckregelung durchgeführt wird, und wobei dieselbe Hochdruck-Störgröße für die wenigstens zwei separaten Druckregelungen der wenigstens zwei separaten Hochdruck-Einspritzsysteme verwendet wird. Die separate Druckregelung für jedes separate Hochdruck-Einspritzsystem einer Brennraumgruppe ermöglicht es, flexibel auf Abweichungen, Fehler oder

Probleme zu reagieren, die nur bei einer der wenigstens zwei Brennraumgruppen auftreten. Die Verwendung derselben Hochdruck-Störgröße für alle Brennraumgruppen ermöglicht eine besonders zeitnahe, rasche Reaktion auf einen Lastabwurf und eine effiziente, einfache Durchführung des Verfahrens, wobei die Bedingungen des Lastabwurfs für alle

5 Brennraumgruppen gleich sind und zur gleichen Zeit auftreten, sodass die Verwendung einer selben, gemeinsamen Hochdruck-Störgröße gerechtfertigt ist.

Bei den Brennraumgruppen handelt es sich insbesondere um Zylinderbänke der Brennkraftmaschine. Dabei ist es möglich, dass die Brennkraftmaschine zwei Zylinderbänke
10 aufweist und insbesondere als V-Motor ausgebildet ist. Es ist beispielsweise aber auch möglich, dass die Brennkraftmaschine drei Zylinderbänke aufweist und dann bevorzugt als W-Motor ausgebildet ist.

Die Aufgabe wird auch gelöst, indem eine Brennkraftmaschine geschaffen wird, die eingerichtet
15 ist zur Durchführung einer der zuvor beschriebenen Ausführungsformen des Verfahrens.

Insbesondere weist die Brennkraftmaschine vorzugsweise eine Steuereinrichtung, insbesondere ein Steuergerät auf, welches eingerichtet ist zur Durchführung einer solchen Ausführungsform des Verfahrens. In Zusammenhang mit der Brennkraftmaschine ergeben sich insbesondere die Vorteile, die bereits in Zusammenhang mit dem Verfahren erläutert wurden.

20 Die Brennkraftmaschine ist vorzugsweise als Hubkolbenmotor ausgebildet. Sie weist ein Hochdruck-Einspritzsystem zur Direkteinspritzung von Kraftstoff in wenigstens einen Brennraum der Brennkraftmaschine auf, wobei es möglich ist, dass die Brennkraftmaschine für eine Mehrzahl von Brennraumgruppen jeweils separate Hochdruck-Einspritzsysteme aufweist.

25 Das wenigstens eine Hochdruck-Einspritzsystem ist insbesondere als Common-Rail-System ausgebildet.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigen:

30 **Figur 1** eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels einer Brennkraftmaschine mit einem Hochdruck-Einspritzsystem;

Figur 2 eine schematische Darstellung eines nicht zur Erfindung gehörenden Verfahrens zur Druckregelung in einem einzelnen Hochdruck-Einspritzsystem;

- Figur 3 eine schematische Darstellung eines nicht zur Erfindung gehörenden Verfahrens zur Druckregelung in zwei separaten Hochdruck-Einspritzsystemen einer zwei Brennraumgruppen aufweisenden Brennkraftmaschine;
- Figur 4 eine schematische Detaildarstellung einer Ausführungsform eines Verfahrens zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem;
- Figur 5 eine weitere schematische Detaildarstellung einer Ausführungsform eines Verfahrens zur Druckregelung in einem einzelnen Hochdruck-Einspritzsystem;
- Figur 6 eine schematische Detaildarstellung einer Ausführungsform eines Verfahrens zur Druckregelung in zwei separaten Hochdruck-Einspritzsystemen einer Brennkraftmaschine mit zwei Brennraumgruppen;
- Figur 7 eine schematische Darstellung von sich bei der Durchführung einer Ausführungsform des Verfahrens zur Druckregelung ergebenden Effekten, und
- Figur 8 eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform des Verfahrens zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem in Form eines Flussdiagramms.
- Fig. 1** zeigt eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels einer Brennkraftmaschine 1 mit einem Hochdruck-Einspritzsystem 101, das bevorzugt als Common-Rail-System ausgebildet ist und im Folgenden auch als Common-Rail-System bezeichnet wird.
- Das dargestellte Common-Rail-System umfasst dabei folgende mechanische Komponenten: Einen Kraftstoff-Förderpfad 102 mit einer Niederdruckpumpe 3 zur Förderung von Kraftstoff aus einem Kraftstofftank 2, einer veränderbaren Saugdrossel 4 zur Beeinflussung des durchströmenden Kraftstoff-Volumenstroms, einer Hochdruckpumpe 5 zur Förderung des Kraftstoffs unter Druckerhöhung, außerdem einen auch als Rail bezeichneten gemeinsamen Hochdruckspeicher 6 zum Speichern des Kraftstoffs, und Injektoren 7 zum Einspritzen des Kraftstoffs in Brennräume 103 der Brennkraftmaschine 1. Optional kann das Common-Rail-System auch mit Einzelspeichern ausgeführt sein, wobei dann zum Beispiel im Injektor 7 ein Einzelspeicher 8 als zusätzliches Puffervolumen integriert ist. Als Schutz vor einem unzulässig hohen Druckniveau im Rail 6 ist ein passives Druckbegrenzungsventil 11 vorgesehen, welches zum Beispiel bei einem Raildruck von 2400 bar öffnet und im geöffneten Zustand den Kraftstoff aus dem Rail 6 in den Kraftstofftank 2 absteuert.

Die Betriebsweise der Brennkraftmaschine 1 wird durch ein elektronisches Steuergerät 10 (ECU) bestimmt. Das elektronische Steuergerät 10 beinhaltet die üblichen Bestandteile eines Mikrocomputersystems, beispielsweise einen Mikroprozessor, I/O-Bausteine, Puffer und Speicherbausteine (EEPROM, RAM). In den Speicherbausteinen sind die für den Betrieb der Brennkraftmaschine 1 relevanten Betriebsdaten in Kennfeldern/Kennlinien appliziert. Über diese 5 berechnet das elektronische Steuergerät 10 aus Eingangsgrößen Ausgangsgrößen. In Figur 1 sind exemplarisch folgende Eingangsgrößen dargestellt: Ein Raildruck p_{CR} , der mittels eines Rail-Drucksensors 9 gemessen wird, eine Motordrehzahl n_{ist} , ein Signal FP zur Leistungsvorgabe durch einen Betreiber der Brennkraftmaschine 1, optional ein Einzelspeicherdruck p_E , und eine 10 Eingangsgröße EIN. Unter der Eingangsgröße EIN sind weitere Sensorsignale zusammengefasst, beispielsweise ein Ladeluftdruck eines Abgasturboladers. In Figur 1 sind als Ausgangsgrößen des elektronischen Steuergeräts 10 ein erstes Signal PWM zur Ansteuerung der Saugdrossel 4, ein zweites Signal ve zur Ansteuerung der Injektoren 7 (Spritzbeginn/Spritzende) und eine Ausgangsgröße AUS dargestellt. Die Ausgangsgröße AUS steht stellvertretend für weitere 15 Stellsignale zur Steuerung und Regelung der Brennkraftmaschine 1, beispielsweise für ein Stellsignal zur Aktivierung eines zweiten Abgasturboladers bei einer Registeraufladung.

Aus der deutschen Patentschrift *DE 10 2008 036 299 B3* ist ein Common-Rail-System bekannt, welches aus zwei separaten Rails besteht. Jedem Rail ist eine Hochdruckpumpe zugeordnet, 20 welche Kraftstoff unter Druckerhöhung in das jeweilige Rail fördert. Jedes Rail wird wiederum durch ein Druckbegrenzungsventil vor unzulässig hohen Raildrücken geschützt.

Fig. 3 zeigt ein Blockschaltbild zweier solcher Druckregelkreise 105, 105'. Beide Druckregelkreise 105, 105' sind identisch aufgebaut. Der obere Druckregelkreis 105 beschreibt 25 einen A-seitigen Hochdruckregelkreis für ein erstes Rail einer ersten Zylinderbank A, der untere Druckregelkreis 105' beschreibt einen B-seitigen Hochdruckregelkreis für ein zweites Rail einer zweiten Zylinderbank B. Im Folgenden wird der A-seitige Hochdruckregelkreis beschrieben, wobei dessen Beschreibung auch sinngemäß auf den B-seitigen Hochdruckregelkreis zutrifft. Dabei sind gleiche und funktionsgleiche Elemente bei dem B-seitigen Hochdruckregelkreis mit 30 gestrichenen Bezugszeichen versehen, die vom Betrag her den Bezugszeichen entsprechen, die jeweils den zugeordneten gleichen und funktionsgleichen Elementen des A-seitigen Hochdruckregelkreises zugeordnet sind.

Beide Druckregelkreise 105, 105' haben einen selben Soll-Hochdruck p_{Soll} als Führungsgröße. Die Differenz zwischen dem Soll-Hochdruck p_{Soll} und einem Ist-Hochdruck p_{Ist}^A , der bevorzugt der Raildruck p_{CR} ist, ergibt eine Hochdruck-Regelabweichung e_p^A . Ein Hochdruckregler 107 berechnet aus der Hochdruck-Regelabweichung e_p^A in Abhängigkeit verschiedener

5 Reglerparameter, z. B. einem Proportionalbeiwert k_{pHD}^A , eine Hochdruck-Stellgröße $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}^A$. Die Hochdruck-Stellgröße $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}^A$ wird mit einer Hochdruck-Störgröße, hier einer dynamischen Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ addiert, was einer Störgrößenaufschaltung entspricht. Eine Summe $\dot{V}_{\text{Unbeg}}^A$ stellt einen unbegrenzten Sollvolumenstrom dar. Dieser wird anschließend in einem ersten Begrenzer 109 in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{Ist} begrenzt. Der begrenzte

10 Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}^A$ ist die Eingangsgröße einer Pumpenkennlinie 111. Ausgangsgröße der Pumpenkennlinie 111 ist ein elektrischer Saugdrossel-Sollstrom I_{Soll}^A , welcher in der Folge in einen Stromregler 113 eingeht, der aus dem Saugdrossel-Sollstrom I_{Soll}^A und einem gefilterten Ist-Strom I_{Ist}^A eine Sollspannung U_{Soll}^A als Führungsgröße für die Stromregelung der Saugdrossel 4 ermittelt, welche dann in einem ersten Berechnungsglied 115 in eine

15 Einschaltdauer PWM^A eines pulsweitenmodulierten PWM-Signals umgerechnet wird. Mit dem PWM-Signal wird eine Magnetspule der Saugdrossel 4 beaufschlagt. Dadurch wird der Weg eines Magnetkerns verändert, wodurch der Förderstrom der Hochdruckpumpe 5 frei beeinflusst wird. Eine Regelstrecke 117 des Druckregelkreises 105 besteht aus Saugdrossel 4, Hochdruckpumpe 5 und Rail 6. Ausgangsgröße der Regelstrecke 117 sind gemessene

20 Hochdruck-Rohwerte p_{Roh}^A , welche durch ein Hochdruckfilter 119 gefiltert werden. Das Hochdruckfilter 119 kann z. B. einem PT_1 -Algorithmus entsprechen. Ausgangsgröße des Hochdruckfilters 119 ist der gefilterte Ist-Hochdruck p_{Ist}^A , der mit dem Soll-Hochdruck p_{Soll} zu der Hochdruck-Regelabweichung e_p^A verrechnet wird. Eine weitere Ausgangsgröße der Regelstrecke 117 ist der gemessene, momentane Ist-Strom I_{Roh}^A , der durch ein Stromfilter 121

25 gefiltert wird. Das Stromfilter 121 kann ebenfalls einem PT_1 -Algorithmus entsprechen. Ausgangsgröße des Stromfilters 121 ist der gefilterte Ist-Strom I_{Ist}^A , welcher wiederum als Eingangsgröße in den Stromregler 113 eingeht.

Aus der Motordrehzahl n_{Ist} , einer Brennraum- oder Zylinderzahl z der Brennkraftmaschine 1,

30 einer Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ und zwei Faktoren f_1 und f_2 wird durch Multiplikation in einem Rechenglied 123 ein statischer Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ berechnet, welcher einer statischen Hochdruck-Störgröße der beiden Druckregelkreise 105, 105' entspricht. Der erste Faktor f_1 hängt dabei davon ab, in welcher physikalischen Einheit die Motordrehzahl n_{Ist} , die Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ und der Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ gegeben sind. Ist die Einheit

der Motordrehzahl n_{ist} [1/min], der Einspritzsollmenge Q_{soll}^{stat} [mm³/Hub] und des Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ [mm³/s], so hat der erste Faktor f_1 den Wert 1/120. Der zweite Faktor f_2 hat vorzugsweise den Wert 0.5, da die Injektoren 7 je zur Hälfte an eines der beiden Rails angeschlossen sind und jedem Rail dadurch der halbe Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ zugeordnet werden kann. Der statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ wird anschließend durch ein erstes Differentiationsglied 125, hier ein (PD) T_1 -Glieder, verstärkt. Ausgangsgröße dieses ersten Differentiationsglieds 125 ist ein dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$, welcher der dynamischen Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ der beiden Druckregelkreise 105, 105' entspricht und den Ausgangsgrößen der beiden Hochdruckregler 107, 107' additiv aufgeschaltet wird.

Fig. 2 zeigt einen Druckregelkreis 105 für eine Brennkraftmaschine 1 mit einfachem Rail. Gleiche und funktionsgleiche Elemente sind mit gleichen Bezugszeichen versehen, sodass insoweit auf die vorangegangene Beschreibung verwiesen wird. Auch in diesem Fall wird der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ dem Ausgang des Hochdruckreglers 107 $\dot{V}_{PI(DT1)}$ als Hochdruck-Störgröße additiv aufgeschaltet. Der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ wird auch in diesem Fall aus dem statischen Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ mit Hilfe des ersten Differentiationsglieds 125, hier eines (PD) T_1 -Algorithmusses, ermittelt. Der statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ wird wiederum aus der Motordrehzahl n_{ist} , der Zylinderzahl z , der Einspritzsollmenge Q_{soll}^{stat} und dem ersten Faktor f_1 durch Multiplikation berechnet. Im Falle eines einfachen Rails wird der Kraftstoffsollverbrauch nicht in zwei Störgrößen wie bei getrennten Rails aufgeteilt, so dass der in Figur 3 gezeigte zweite Faktor f_2 nun den neutralen Wert 1 hat und daher nicht dargestellt wird. Damit entspricht der statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ der statischen Hochdruck-Störgröße und der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ der dynamischen Hochdruck-Störgröße des Druckregelkreises 105.

Fig. 4 zeigt einen Drehzahlregelkreis 127, der im Rahmen einer Ausführungsform eines Verfahrens zur Druckregelung verwendet wird. Eine momentane Ist-Drehzahl n_{ist} wird von einer Soll-Drehzahl n_{soll} subtrahiert, was eine Drehzahl-Regelabweichung e ergibt. Diese Drehzahl-Regelabweichung e ist eine Eingangsgröße eines Drehzahlreglers 129, hier eines PI(DT T_1)-Reglers. Der Drehzahlregler 129 hat als weitere Eingangsgrößen unter anderem einen Proportionalbeiwert k_{pDrz} und als Ausgangsgröße ein Drehzahlregler-Moment $M_{soll}^{PI(DT1)}$. Dieses wird mit einem Lastsignal-Moment M_{soll}^{Load} addiert, wobei das Lastsignal-Moment M_{soll}^{Load} eine Störgröße darstellt. Durch diese Störgrößenaufschaltung kann ein Anlagensignal zur

Verbesserung der Dynamik des Drehzahlregelkreises 127 eingesetzt werden. Die Summe aus dem Drehzahlregler-Moment $M_{\text{Soll}}^{\text{PI(DT1)}}$ und dem Lastsignal-Moment $M_{\text{Soll}}^{\text{Load}}$ wird anschließend in einem zweiten Begrenzer 131 nach unten auf ein minimales Soll-Moment $M_{\text{Soll}}^{\text{Min}}$ und nach oben auf ein maximales Soll-Moment $M_{\text{Soll}}^{\text{Max}}$ begrenzt. Zum derart

5 begrenzten Soll-Moment M_{Soll} wird schließlich ein Reibmoment $M_{\text{Soll}}^{\text{Reibung}}$ addiert, woraus sich ein korrigiertes Soll-Moment M_{kor} ergibt. Dieses ist neben weiteren Größen wie der Motordrehzahl n_{ist} Eingangsgröße einer Motorsteuerung 133. Ausgangsgröße der Motorsteuerung 133 ist die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$. Diese wird in die Brennräume 103 der Brennkraftmaschine 1 eingespritzt, wobei die Brennkraftmaschine 1 selbst, insbesondere

10 mit ihren Brennräumen 103 und einer Kurbelwelle, hier eine Drehzahl-Regelstrecke 135 darstellt. Rohwerte n_{raw} der Motordrehzahl werden erfasst und mit Hilfe eines Drehzahlfilters 137 in die momentane Ist-Drehzahl n_{ist} umgerechnet.

Wird die Last der Brennkraftmaschine 1 schlagartig abgeworfen, z. B. bei einem Motor mit

15 Generatoranwendung, so steigt die Motordrehzahl n_{ist} sehr schnell an. Als Folge ergibt sich eine negative Drehzahl-Regelabweichung e , welche bei konstanter Soll-Drehzahl n_{Soll} betragsmäßig immer größer wird. Dies führt dazu, dass das Soll-Moment M_{Soll} und schließlich die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ sehr schnell kleiner werden, wodurch der Anstieg der Motordrehzahl n_{ist} abgebremst wird. Dabei fällt der Anstieg der Motordrehzahl n_{ist} umso geringer aus, je

20 schneller die Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ abfällt.

Entsprechend der in den Figuren 2 und 3 dargestellten Vorgehensweise wird der Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ durch Multiplikation aus der Motordrehzahl n_{ist} und der statischen Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ berechnet. Bei einem Lastabwurf kommt es, wie oben

25 beschrieben, zu einem Ansteigen der Motordrehzahl n_{ist} und einem Abfallen der statischen Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$. Dabei fällt die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ wesentlich stärker ab, als die Motordrehzahl n_{ist} ansteigt: Bei einem Generator-Motor steigt die Motordrehzahl n_{ist} im Falle eines vollständigen Lastabwurfs aus Volllast um ca. 10 % bis 15 % an, während die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ um ca. 95 % abfällt. Dies führt dazu, dass

30 der statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ bei einem Lastabwurf insgesamt abfällt. Dieses Verhalten wird durch Anwendung eines (PD) T_1 -Algorithmusses entsprechend den Figuren 2 und 3 verstärkt, so dass der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$, welcher dem Druckregelkreis 105 als Störgröße aufgeschaltet wird, stärker abfällt als der statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$. Dadurch wird die Dynamik des Druckregelkreises 105

verstärkt, der Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}$ im Falle eines einfachen Rails entsprechend Figur 2 bzw. die Sollvolumenströme $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{A}}$ und $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ im Falle getrennter Rails entsprechend Figur 3 werden schneller verkleinert, so dass es zu einem geringeren Ansteigen des Raildrucks p_{ist} (einfaches Rail) bzw. $p_{\text{ist}}^{\text{A}}$ und $p_{\text{ist}}^{\text{B}}$ (getrennte Rails) kommt.

5

Nachteilig bei dieser Vorgehensweise ist, dass das Abfallen des statischen Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ nach dem Abwerfen der Last verzögert wird, weil die Motordrehzahl n_{ist} , welche in die Berechnung des statischen Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ multiplikativ eingeht, zunächst ansteigt. Als Folge wird auch das Abfallen des dynamischen Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ unmittelbar nach dem Lastabwurf verzögert. Dies hat zur Folge, dass das Potenzial zur Bekämpfung des Raildruckanstiegs nach einem Lastabwurf, insbesondere einem vollständigen Lastabwurf, nur zum Teil ausgeschöpft wird.

10

Erfindungsgemäß wird nun die Berechnung der Störgröße dahingehend verbessert, dass im Falle eines Lastabwurfs, insbesondere eines vollständigen Lastabwurfs, ein schnelleres Abfallen der Störgröße, d. h. des dynamischen Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$, erreicht wird, mit dem Ziel, den Anstieg des Raildrucks zu minimieren. Dadurch wird das Kraftstoffrail vor unzulässig hohen Raildrücken geschützt und ein Öffnen des Überdruckventils wird verhindert.

15

Die Erfindung stellt ein Verfahren bereit, welches die Dynamik eines Druckregelkreises 105 im Falle von Lastabwürfen verbessert, und zwar insbesondere nicht nur bei Common-Rail-Systemen mit mechanischem Überdruckventil, sondern auch bei Common-Rail-Systemen mit elektrisch ansteuerbarem Druckregelventil oder bei Common-Rail-Systemen, welche sowohl ein mechanisches Überdruckventil als auch ein elektrisches Druckregelventil verbaut haben. Die Erfindung soll bei solchen Common-Rail-Systemen verhindern, dass es zum Ansprechen des mechanischen und/oder des oder der elektrisch ansteuerbaren Druckregelventile kommt. Dadurch wird das mechanische Überdruckventil bzw. das oder die elektrisch ansteuerbaren Druckregelventile geschützt und deren Haltbarkeit verlängert, da die Haltbarkeit eines Überdruck- bzw. Druckregelventils davon abhängt, wie oft und wie lange dieses angesprochen hat.

25

30

Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem ist insbesondere vorgesehen, dass in Abhängigkeit von der Hochdruck-Regelabweichung e_p zwischen dem Ist-Hochdruck p_{ist} und dem Soll-Hochdruck p_{soll} die Hochdruck-Stellgröße

$\dot{V}_{PI(DT1)}$ ermittelt wird, wobei diese mit der Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ verrechnet wird, wobei die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ in Abhängigkeit von der – insbesondere statischen – Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} ermittelt wird, wobei allerdings aus der statischen Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} mittels eines Differentiationsglieds eine dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} ermittelt wird, und wobei die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ anhand der dynamischen Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} ermittelt wird.

Fig. 5 zeigt die Berechnung der Hochdruck-Störgröße entsprechend einer Ausführungsform des Verfahrens für einen Druckregelkreis 105 mit einfachem Rail. Hierbei wird auf die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} ein zweites Differentiationsglied 139, hier ein (PD) T_1 -Glieder 141 oder ein (PD) T_1 -Algorithmus, angewandt, und nicht auf den statischen Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$, der insoweit gar nicht berechnet wird. Die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} ist damit Eingangsgröße des zweiten Differentiationsglieds 139, Ausgangsgröße desselben ist die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} . Charakteristische Größen des (PD) T_1 -Glieder 141 sind eine Vorhaltzeit T_V und eine Verzögerungszeit T_1 . Aus der Motordrehzahl n_{ist} , der Zylinderzahl z , der dynamischen Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} und dem ersten Faktor f_1 wird durch Multiplikation in dem Rechenglied 123 der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ berechnet und dem Druckregelkreis 105 als Hochdruck-Störgröße additiv aufgeschaltet. Der erste Faktor f_1 hängt dabei davon ab, in welcher physikalischen Einheit die Motordrehzahl n_{ist} , die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} und der dynamische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ gegeben sind. Ist die Einheit der Motordrehzahl n_{ist} [1/min], der dynamischen Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} [mm³/Hub] und des dynamischen Kraftstoffsollverbrauchs $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ [mm³/s], so hat der erste Faktor f_1 wiederum den Wert 1/120.

Wird die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ des Druckregelkreises 105 auf diese Art und Weise berechnet, kann eine wesentlich höhere Dynamik der Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ erreicht werden, d. h. im Falle eines Lastabwurfs kann ein schnelleres Abfallen der Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ erreicht werden. Dadurch wird das Ansteigen des Raildrucks im Falle des Lastabwurfs reduziert, und das Rail wird wirksam vor zu großer Belastung geschützt und ein Öffnen des Überdruckventils oder ein Ansprechen des Druckregelventils zuverlässig verhindert.

Wichtig ist dabei die Anwendung des Differentiationsglieds 139, insbesondere (PD) T_1 -Algorithmus, auf die Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} . Dadurch wird die hochdynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} erzeugt, welche anschließend zur Berechnung der Hochdruck-

Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ herangezogen wird. Der Einfluss der ansteigenden Motordrehzahl n_{ist} auf diese Berechnung wird somit minimiert. Die Multiplikation der Motordrehzahl n_{ist} mit der dynamischen Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ sowie den konstanten Werten der Zylinderzahl z und des ersten Faktors f_1 führt zur hochdynamischen Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ des

- 5 Druckregelkreises 105, welche im Falle eines Lastabwurfs sehr schnell abfällt. Dadurch ergibt sich ein sehr schnell abfallender Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}$ als Stellgröße des Druckregelkreises 105. Bei stromlos offener Saugdrossel 4, d. h. einer Saugdrossel 4, welche in Schließrichtung betätigt wird, wird mit Hilfe der Pumpenkennlinie 111 bei einem abfallenden Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}$ ein ansteigender elektrischer Sollstrom I_{Soll} und damit eine ansteigende PWM-
- 10 Einschaltdauer PWM berechnet. Insgesamt ermöglicht das Verfahren also ein schnelleres Ansteigen der PWM-Einschaltdauer und damit ein schnelleres Schließen der Saugdrossel 4. Damit wird ein starkes Ansteigen des Raildrucks wirksam verhindert und die Brennkraftmaschine 1 geschützt. Im Vergleich zu der Vorgehensweise gemäß den Figuren 2 und 3 wird der Anstieg des Raildrucks um 40 bar bis 60 bar reduziert.

15

- Fig. 6** zeigt die Berechnung der Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ gemäß einer Ausführungsform des Verfahrens für Druckregelkreise 105, 105' zweier getrennter Kraftstoffrails. Gleiche und funktionsgleiche Elemente sind mit gleichen Bezugszeichen versehen, sodass insofern auf die vorangegangene Beschreibung verwiesen wird. Dabei wird die Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$
- 20 wiederum durch das zweite Differentiationsglied 139, insbesondere einen (PD) T_1 -Algorithmus, verstärkt, so dass sich die hochdynamische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ ergibt. Die Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$, welche beiden Druckregelkreisen 105, 105' additiv aufgeschaltet wird, ist das Produkt aus der Motordrehzahl n_{ist} , der Zylinderzahl z , der dynamischen Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ sowie den beiden Faktoren f_1 und f_2 . Für die Faktoren f_1 und f_2 gilt dasselbe wie bereits in
- 25 Zusammenhang mit den Figuren 3 und 5 beschrieben, d. h. der erste Faktor f_1 hängt davon ab, welche physikalischen Einheiten für die Motordrehzahl n_{ist} , die dynamische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$, sowie die Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ verwendet werden. Der zweite Faktor f_2 hat vorzugsweise den Wert 0.5, da bei getrennten Rails im allgemeinen eine identische Anzahl von Injektoren 7 an jedes der beiden Rails angeschlossen ist, und die Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ deshalb beiden Rails zu
- 30 gleichen Teilen zugeordnet wird.

Die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ wird jeweils dem Ausgang des Druckreglers 107, 107', d. h. den Signalen $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}^{\text{A}}$ bzw. $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}^{\text{B}}$ additiv aufgeschaltet. Die sich hieraus ergebende Summe wird in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{ist} begrenzt, so dass sich die Sollvolumenströme $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{A}}$

bzw. $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ als Stellgrößen der Druckregelkreise 105, 105' ergeben. Der Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{A}}$, $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ ist jeweils Eingangsgröße der Pumpenkennlinie 111, 111'. Ausgangsgröße der Pumpenkennlinie 111, 111' ist der elektrische Sollstrom $I_{\text{Soll}}^{\text{A}}$, $I_{\text{Soll}}^{\text{B}}$. Aus dem elektrischen Sollstrom $I_{\text{Soll}}^{\text{A}}$, $I_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ wird schließlich die Einschaltdauer PWM^{A} , PWM^{B} des PWM-Signals, mit
 5 welchem die jeweilige Saugdrossel beaufschlagt wird, berechnet.

Dadurch dass das zweite Differentiationsglied 139 auf die Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ und nicht, wie gemäß den Figuren 2 und 3, das erste Differentiationsglied 125 auf den statischen Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ angewandt wird, wird auch im Falle getrennter Kraftstoffrails
 10 bei einem Lastabwurf eine schnellere Verkleinerung der Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ erreicht. Dadurch wird der Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{A}}$, $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ schneller reduziert und – bei stromlos offener Saugdrossel 4 – d. h. einer Saugdrossel 4, welche in Schließrichtung betätigt wird, der Sollstrom $I_{\text{Soll}}^{\text{A}}$, $I_{\text{Soll}}^{\text{B}}$ schneller erhöht. Als Folge steigt die Einschaltdauer PWM^{A} , PWM^{B} des PWM-Signals, mit welchem die Saugdrossel 4 beaufschlagt wird, schneller an, so dass die Saugdrossel
 15 4 schneller schließt. Dadurch wird ein Überschwinger des Raildrucks verkleinert und der Motor wirksam vor Überdruck geschützt. Vor allem kann dadurch verhindert werden, dass ein mechanisches Überdruckventil öffnet oder ein elektrisch ansteuerbares Druckregelventil anspricht bzw. geöffnet wird.

20 Der Vollständigkeit wegen wird angemerkt, dass den getrennten Kraftstoffrails bevorzugt jeweils eine separate Saugdrossel 4 zugeordnet ist, wobei diese separaten Saugdrosseln 4 durch die separaten Druckregelkreise 105, 105' separat angesteuert werden.

Das hier vorgeschlagene Verfahren ermöglicht es, das dynamische Verhalten des
 25 Druckregelkreises 105, 105' zu verbessern. Dies gilt sowohl, wie beschrieben, für den Fall einer Lastabschaltung, als auch für den Fall einer Lastaufschaltung. Bei einer Lastaufschaltung führt die Anwendung des Verfahren dazu, dass die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ des Druckregelkreises 105, 105' und damit der Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Soll}}$, $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{A}}$ und $\dot{V}_{\text{Soll}}^{\text{B}}$, schneller ansteigt. Als Folge wird der Sollstrom I_{Soll} , bzw. $I_{\text{Soll}}^{\text{A}}$ und $I_{\text{Soll}}^{\text{B}}$, sowie die Einschaltdauer PWM,
 30 bzw. PWM^{A} und PWM^{B} – im Falle einer stromlos offenen Saugdrossel 4 – schneller verkleinert. Dies führt dazu, dass die Saugdrossel 4 schneller geöffnet wird und der Raildruck deshalb weniger stark abfällt, was günstig für das Emissionsverhalten und den Wirkungsgrad und damit die Dynamik des Motors ist.

Fig. 7 verdeutlicht die sich bei Anordnung des hier vorgeschlagenen Verfahrens ergebenden Vorteile in Form von fünf Zeitdiagrammen. Das erste Zeitdiagramm bei a) zeigt die Verbrauchsleistung P der Brennkraftmaschine 1, das zweite Zeitdiagramm bei b) die Motordrehzahl n_{ist} , das dritte Zeitdiagramm bei c) die Einspritzsollmenge Q_{Soll} , das vierte Zeitdiagramm bei d) die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}$, und das fünfte Zeitdiagramm bei e) den Raildruck p_{ist} , jeweils aufgetragen gegen die Zeit t .

Zu einem ersten Zeitpunkt t_1 wird die Verbrauchsleistung P der Brennkraftmaschine 1, z. B. im Falle einer Generator-Anwendung, schlagartig vom Anfangswert P_{Start} auf den Wert 0 kW reduziert, d. h. die Motorlast wird schlagartig vollständig abgeworfen. Die Motordrehzahl n_{ist} , dargestellt im zweiten Zeitdiagramm, steigt als Folge dieses Lastabwurfs an, ausgehend von einem Anfangswert n_{Start} . Im dritten Zeitdiagramm sind zwei Kurven dargestellt. Die durchgezogene Kurve zeigt die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} als Stellgröße des Drehzahlregelkreises 127 entsprechend Figur 4. Die punktierte Kurve zeigt die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} entsprechend den Figuren 5 und 6, d. h. die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} ist die Eingangsgröße, und die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} ist die Ausgangsgröße des (PD) T_1 -Glieds 141. Man erkennt, dass die Einspritzsollmengen Q_{Soll}^{stat} und Q_{Soll}^{dyn} nach dem Abwerfen der Last kleiner werden, wobei die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} wesentlich schneller abnimmt als die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} . Die statische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} erreicht zu einem vierten Zeitpunkt t_4 den Wert 0 mm³/Hub, die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} bereits zu einem früheren, dritten Zeitpunkt t_3 . Die dynamische Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{dyn} kann dabei auch negative Werte annehmen, vereinfachungshalber wird aber ein Verlauf im positiven Bereich dargestellt. Das vierte Zeitdiagramm zeigt insgesamt drei Kurven. Die durchgezogene Kurve stellt den statischen Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ entsprechend den Figuren 2 und 3 dar. Dieser wird berechnet als Produkt aus der Motordrehzahl n_{ist} , der Zylinderzahl z , der statischen Einspritzsollmenge Q_{Soll}^{stat} , dem ersten Faktor f_1 und, im Falle getrennter Rails, dem zweiten Faktor f_2 . Dieser statische Kraftstoffsollverbrauch $\dot{V}_{Stoer}^{stat}$ hat nach dem Abwerfen der Last, also nach dem ersten Zeitpunkt t_1 , einen abfallenden Verlauf. Die gestrichelte Kurve stellt die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ (nE) der Druckregelkreise (105,105') entsprechend den Figuren 2 und 3 dar. Da die gestrichelte Kurve die Aus- und die durchgezogene Kurve die Eingangsgröße des ersten Differentiationsglieds 125 ist, fällt die gestrichelte Kurve, ausgehend von einem Anfangswert $\dot{V}_{Start}$, schneller ab als die durchgezogene Kurve. Die punktierte Kurve zeigt die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$ (E) der Druckregelkreise 105, 105' im Sinne des hier

vorgeschlagenen Verfahrens, d. h. für den Fall, dass diese berechnet wird, indem zuvor das zweite Differentiationsglied 139 auf die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ angewandt wird. Man erkennt, dass die punktierte Kurve schneller abfällt als die gestrichelte Kurve, d. h. die Hochdruck-Störgröße fällt schneller ab, wenn diese mit dem vorgeschlagenen Verfahren

5 berechnet wird als gemäß den Figuren 2 und 3. Das fünfte Zeitdiagramm zeigt wiederum drei Kurven. Die durchgezogene Kurve zeigt den Verlauf des Raildrucks p_{ist} , wenn eine statische Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ dem Druckregelkreis 105, 105' additiv aufgeschaltet wird, ohne zusätzliche Verstärkung durch ein Differentiationsglied. Man erkennt, dass der Raildruck p_{ist} zu einem zweiten Zeitpunkt t_2 , und damit zeitverzögert zur Motordrehzahl n_{ist} , ansteigt und zu einem

10 fünften Zeitpunkt t_5 seinen Maximalwert erreicht. Die gestrichelte Kurve zeigt den Verlauf des Raildrucks p_{ist} , wenn die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ der Druckregelkreise 105, 105' entsprechend den Figuren 2 und 3 berechnet wird, d.h. wenn die statische Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{stat}}$ durch das erste Differentiationsglied 125 verstärkt und den Druckregelkreisen 105, 105' als dynamische Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ additiv aufgeschaltet wird. Man erkennt, dass der

15 Raildruck in diesem Fall nicht so stark ansteigt und sein Maximalwert um den Wert dp_1 (nE) kleiner ist. Die punktierte Kurve zeigt den Verlauf des Raildrucks, wenn die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ der Druckregelkreise 105, 105' entsprechend dem hier vorgeschlagenen Verfahren berechnet wird, d. h. wiederum für den Fall, dass sie berechnet wird, indem zuvor das zweite Differentiationsglied 139 auf die statische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$ angewandt wird.

20 Man erkennt, dass der Maximalwert des Raildrucks p_{ist} in diesem Fall im Vergleich zur Vorgehensweise gemäß den Figuren 2 und 3 zusätzlich um den Wert dp_2 (E) abgesenkt werden kann. Wie oben beschrieben, beträgt dp_2 (E) in der Praxis 40 bar bis 60 bar.

Fig. 8 stellt eine Ausführungsform des Verfahrens für den Fall eines einfachen Kraftstoffrails in

25 Form eines Flussdiagramms dar. In einem ersten Schritt S1 werden die Rohwerte p_{Roh} des Raildrucks erfasst und durch das Hochdruckfilter 119 gefiltert. In einem zweiten Schritt S2 wird der Soll-Hochdruck p_{Soll} berechnet. In einem dritten Schritt S3 wird die Hochdruck-Regelabweichung e_p als Differenz von Soll-Hochdruck p_{Soll} und gefiltertem Ist-Hochdruck p_{ist} berechnet. In einem vierten Schritt S4 wird die Hochdruck-Stellgröße $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}$ als Ausgangsgröße

30 des Hochdruckreglers 107 berechnet. In einem fünften Schritt S5 wird die dynamische Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ berechnet, indem auf die Stellgröße des Drehzahlregelkreises 127, der statischen Einspritzsollmenge $Q_{\text{Soll}}^{\text{stat}}$, insbesondere ein (PD) T_1 -Algorithmus angewandt wird. In einem sechsten Schritt S6 wird die Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ des Druckregelkreises 105 als Produkt der Motordrehzahl n_{ist} , der Zylinderzahl z , der dynamischen Einspritzsollmenge

$Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$ und dem ersten Faktor f_1 berechnet. In einem siebten Schritt S7 wird der unbegrenzte Sollvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Unbeg}}$ als Summe der Ausgangsgröße $\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}$ des Hochdruckreglers 107 und der Hochdruck-Störgröße $\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$ berechnet (Störgrößenaufschaltung). In einem achten Schritt S8 wird die Einschaltdauer PWM des PWM-Signals, mit welchem die Saugdrossel 4

5 beaufschlagt wird, berechnet. Dieser achte Schritt S8 umfasst insbesondere die drehzahlabhängige Begrenzung des unbegrenzten Sollvolumenstroms $\dot{V}_{\text{Unbeg}}$, die Berechnung des Saugdrossel-Sollstroms I_{Soll} , die Berechnung der Saugdrossel-Sollspannung U_{Soll} als Stellgröße des Saugdrosselstrom-Regelkreises, sowie die Berechnung der Einschaltdauer PWM des PWM-Signals aus der Saugdrossel-Sollspannung U_{Soll} . Damit ist der Programmablauf

10 beendet.

Das hier vorgeschlagene Verfahren hat insbesondere folgende Vorteile:

- 15 - Die Dynamik des Druckregelkreises 105, 105' bei Laständerungen wird signifikant gesteigert.
- Bei Lastabwürfen wird der Überschwinger des Raildrucks deutlich reduziert. Dadurch wird das Rail vor zu großen Drücken und damit zu großer Belastung geschützt. Gleichzeitig wird ein Öffnen des mechanischen Überdruckventils oder ein Ansprechen
- 20 des elektrisch ansteuerbaren Druckregelventils verhindert, wodurch das Überdruckventil bzw. das Druckregelventil geschützt und die Aktivierung des Hochdruckregler-Notbetriebs verhindert wird. Im Hochdruckregler-Notbetrieb wird die Brennkraftmaschine 1 bei offenem Überdruckventil oder offenem Druckregelventil betrieben. In dieser Betriebsart stellt sich ein niedriger Raildruck ein, was eine reduzierte
- 25 Motorleistung bei höheren Emissionen zur Folge hat.
- Dadurch, dass ein Öffnen des mechanischen Überdruckventils oder ein Ansprechen des elektrisch ansteuerbaren Druckregelventils beim Lastabwurf verhindert wird, kann die Brennkraftmaschine 1 bei Anlagen mit hochdynamischem Lastverhalten überhaupt erst
- 30 eingesetzt werden. Dies sind insbesondere Schiffsantriebe mit ständig aus- und eintauchenden Propellern, sowie Generator-Anwendungen.
- Wird eine Last aufgeschaltet, schwingt der Raildruck weniger stark unter. Dadurch wird der Wirkungsgrad sowie das Emissionsverhalten der Brennkraftmaschine 1 verbessert.

ANSPRÜCHE

1. Verfahren zur Druckregelung in einem Hochdruck-Einspritzsystem (101) einer Brennkraftmaschine (1), wobei
 - 5 – in Abhängigkeit von einer Hochdruck-Regelabweichung (e_p) zwischen einem Ist-Hochdruck (p_{ist}) in dem Hochdruck-Einspritzsystem (101) und einem als Hochdruck-Führungsgröße verwendeten Soll-Hochdruck (p_{soll}) eine Hochdruck-Stellgröße ($\dot{V}_{PI(DT1)}$) ermittelt wird, wobei
 - die Hochdruck-Stellgröße ($\dot{V}_{PI(DT1)}$) mit einer Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$) verrechnet
10 wird,
 - wobei die Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$) in Abhängigkeit von einer Einspritzsollmenge (Q_{Soll}^{stat}) ermittelt wird, und wobei
 - aus der Einspritzsollmenge (Q_{Soll}^{stat}) mittels eines Differentiationsglieds (139) eine dynamische Einspritzsollmenge (Q_{Soll}^{dyn}) ermittelt wird, und wobei
15 – die Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$) anhand der dynamischen Einspritzsollmenge (Q_{Soll}^{dyn}) ermittelt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass als Differentiationsglied (139) ein (PD) T_I -Glied (141) verwendet wird.
20
3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass als Hochdruck-Stellgröße ($\dot{V}_{PI(DT1)}$) ein Kraftstoff-Sollvolumenstrom verwendet wird, wobei als Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$) ein Kraftstoffsollverbrauch ermittelt wird.
- 25 4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{Stoer}^{dyn}$) selbst keinem Differentiationsglied unterworfen wird.
5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einspritzsollmenge (Q_{Soll}^{stat}) als Ausgangsgröße einer Drehzahlregelung (127) der
30 Brennkraftmaschine (1) ermittelt wird.

6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) aus einer Zylinderzahl z der Brennkraftmaschine (1), einer Ist-Drehzahl (n_{ist}) und der dynamischen Einspritzsollmenge ($Q_{\text{Soll}}^{\text{dyn}}$) ermittelt wird.
- 5 7. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass anhand der Hochdruck-Stellgröße ($\dot{V}_{\text{PI(DT1)}}$) eine Saugdrossel (4) in einem Kraftstoff-Förderpfad (102) des Hochdruck-Einspritzsystems (101) angesteuert wird.
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die
10 Brennkraftmaschine (1) wenigstens zwei Brennraumgruppen aufweist, wobei für jede Brennraumgruppe ein separates Hochdruck-Einspritzsystem (101) vorgesehen ist, wobei für jedes Hochdruck-Einspritzsystem (101) eine separate Druckregelung durchgeführt wird, und wobei dieselbe Hochdruck-Störgröße ($\dot{V}_{\text{Stoer}}^{\text{dyn}}$) für die wenigstens zwei separaten Druckregelungen der Hochdruck-Einspritzsysteme (101) verwendet wird.
15
9. Brennkraftmaschine (1), eingerichtet zur Durchführung eines Verfahrens nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 8.

1/8

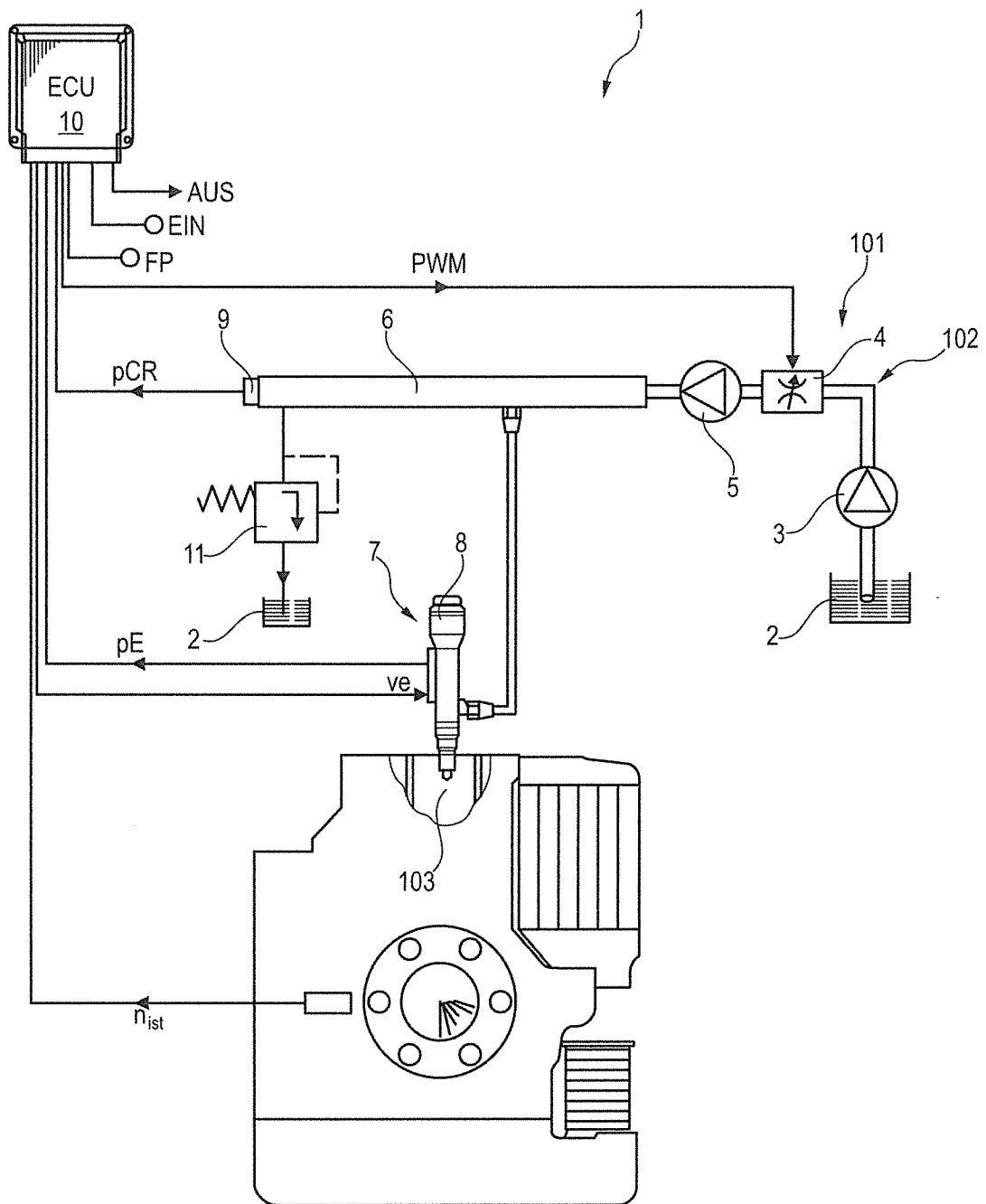


Fig. 1

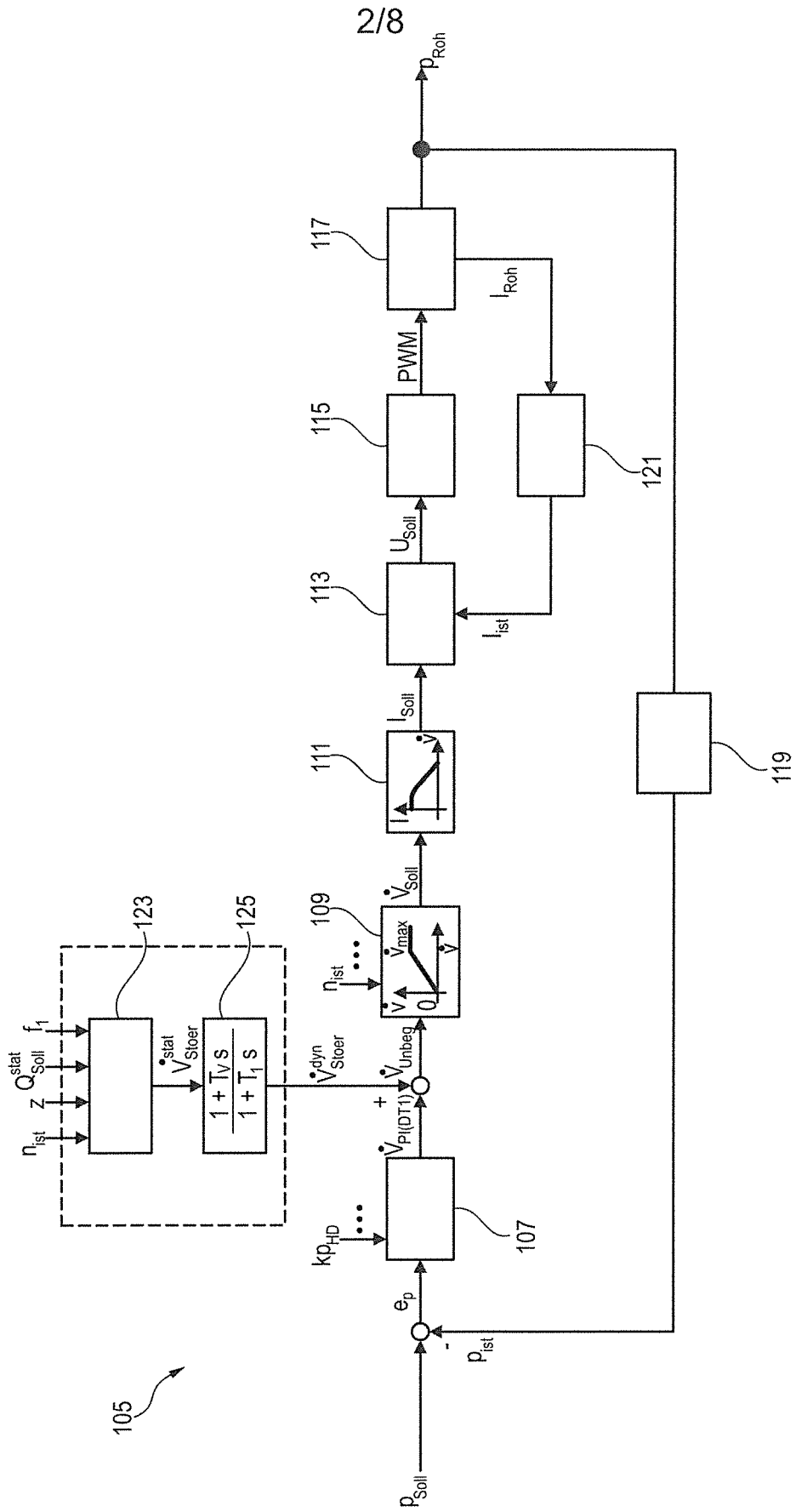


Fig. 2

3/8

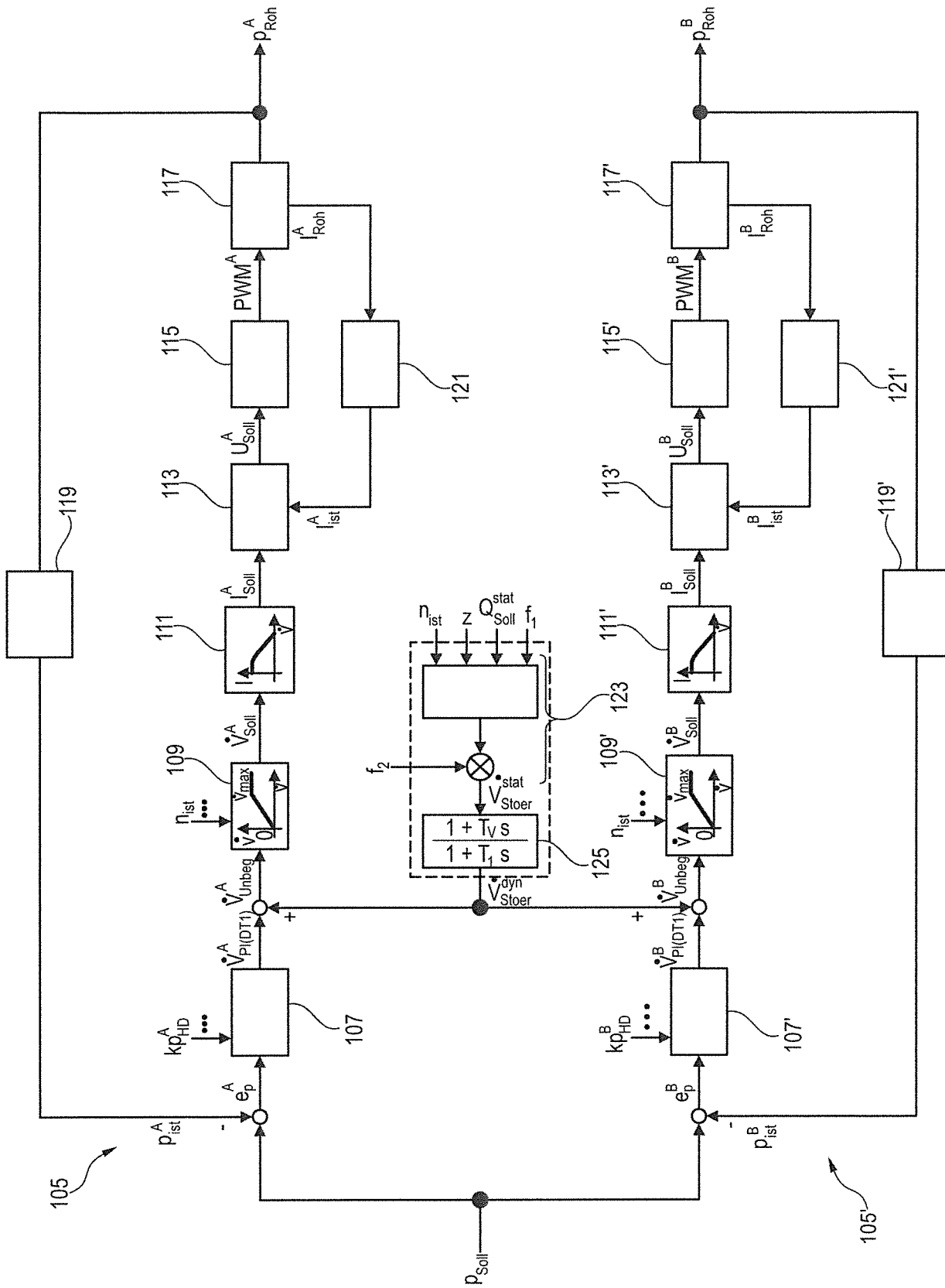


Fig. 3

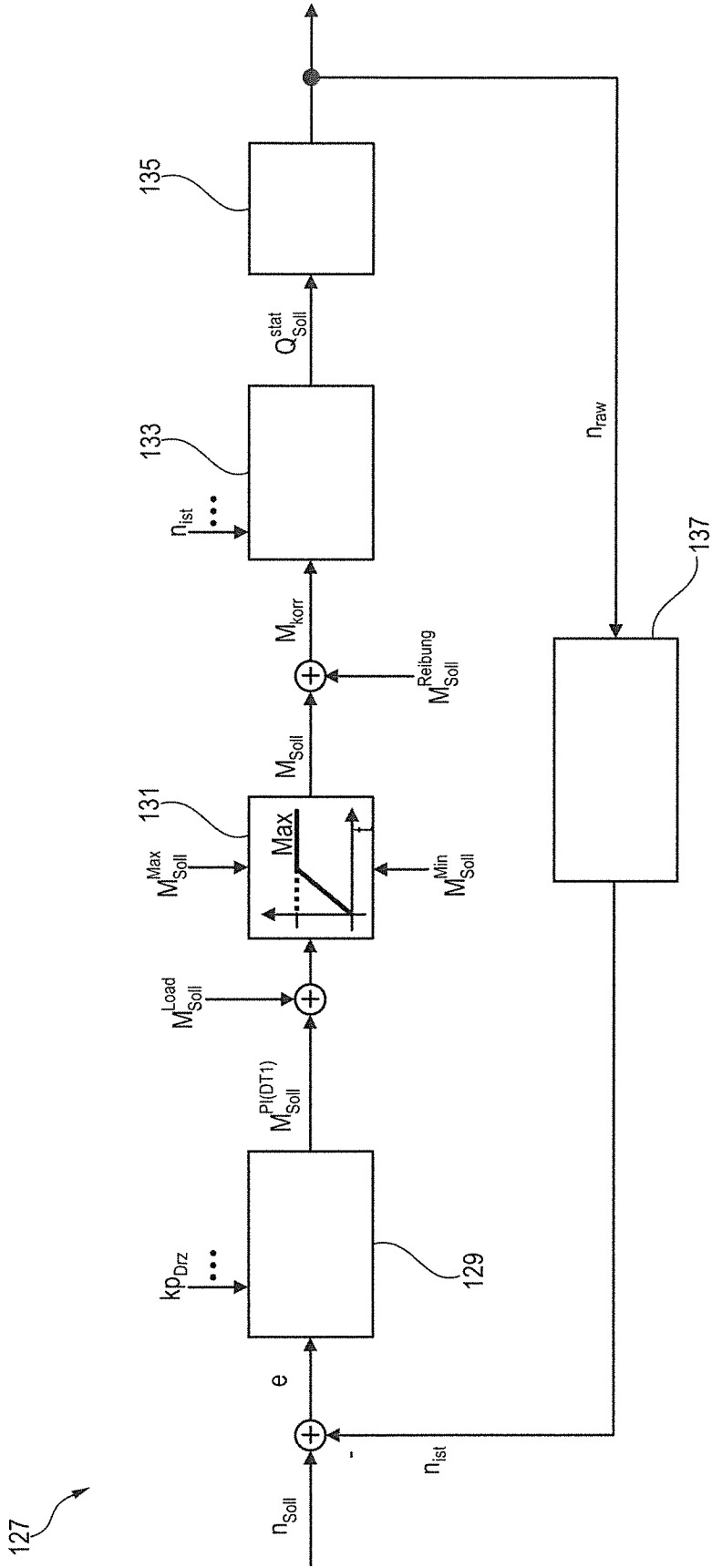


Fig. 4

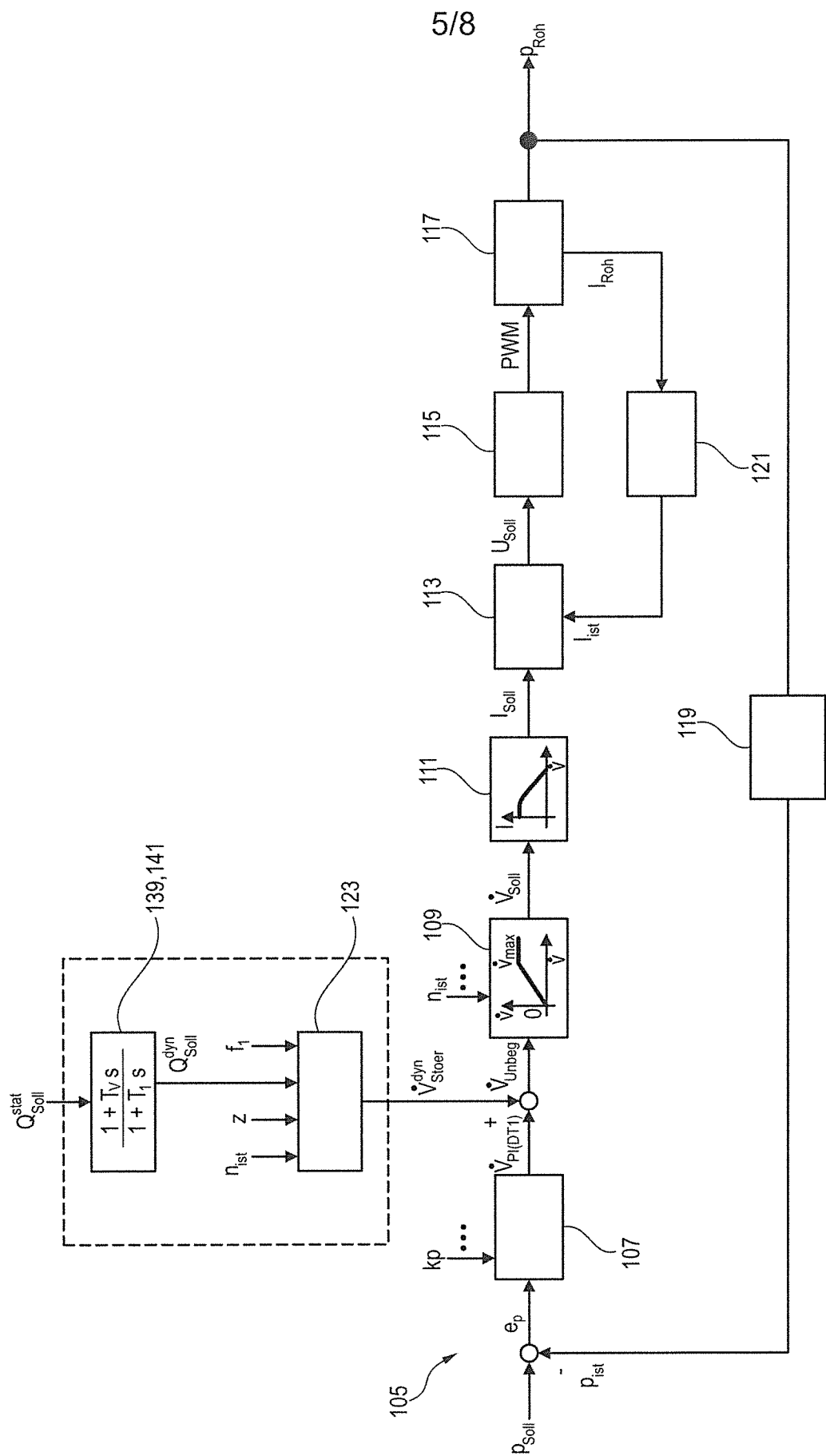


Fig. 5

6/8

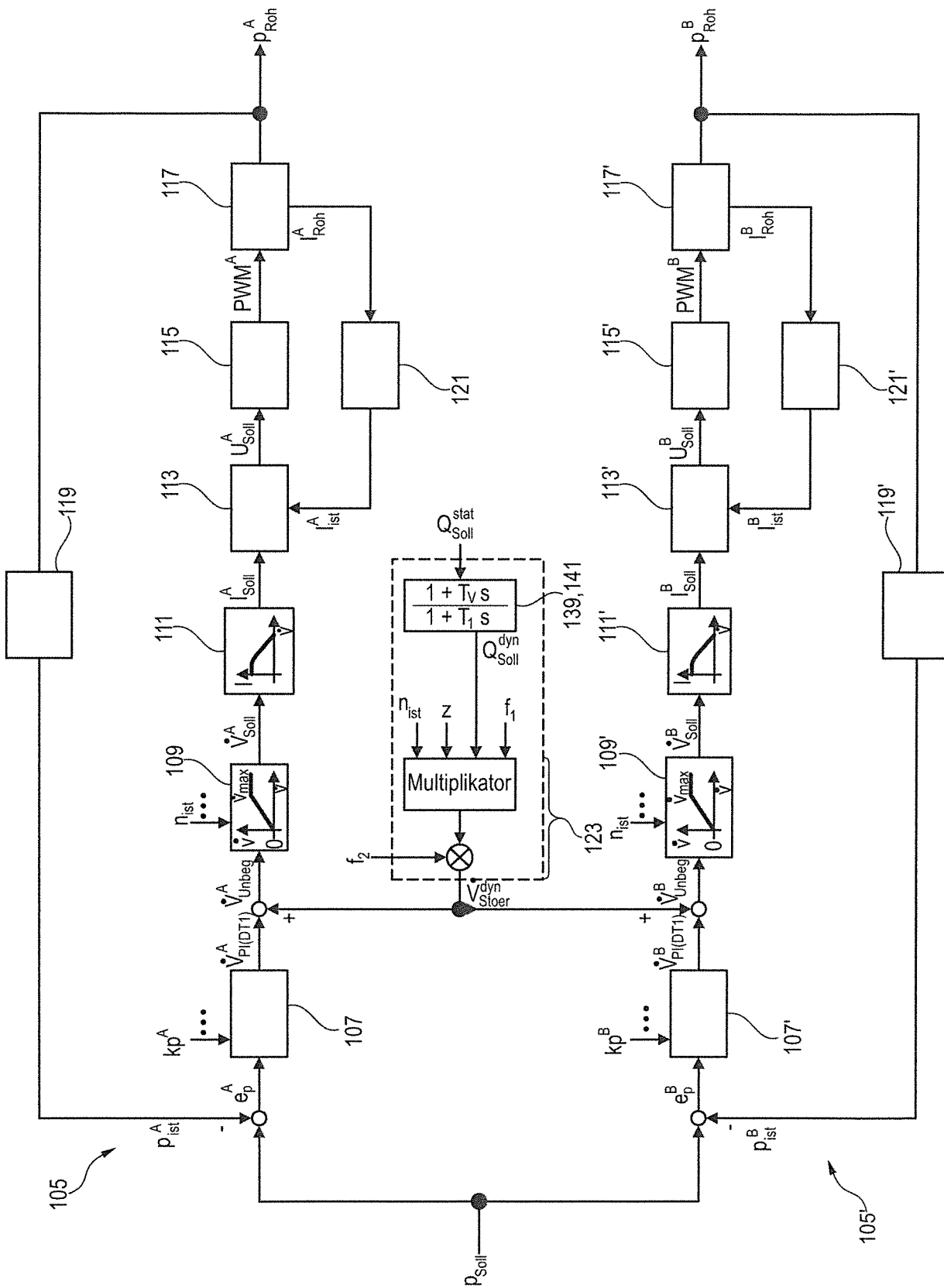


Fig. 6

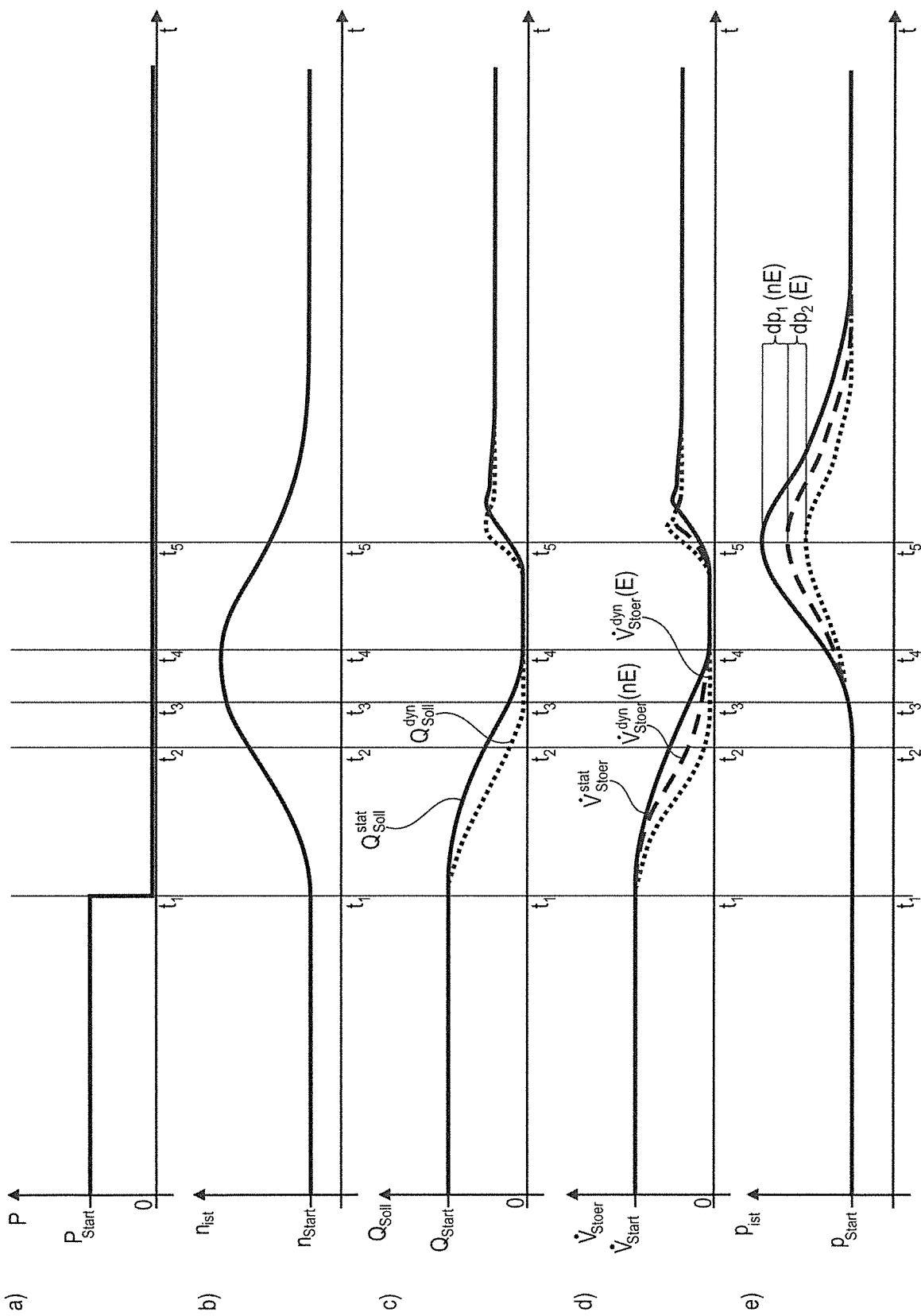


Fig. 7

8/8

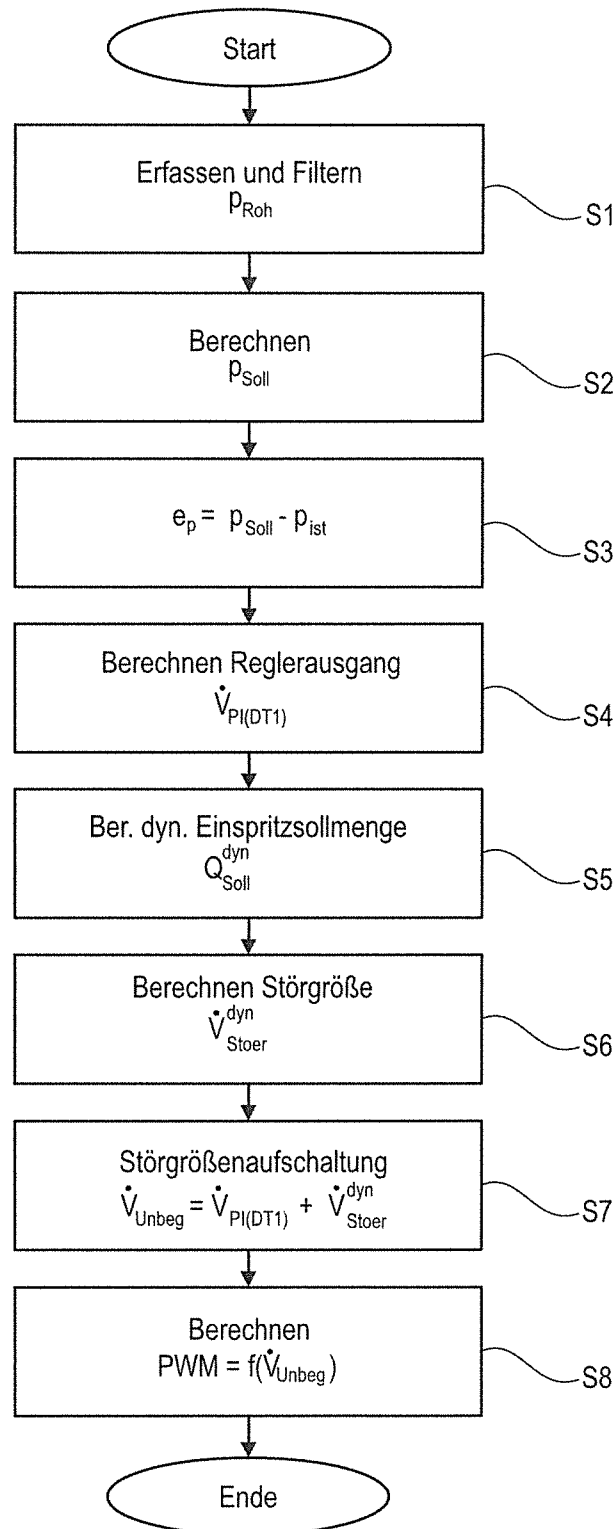


Fig. 8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/EP2018/068500**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER****F02D 41/38**(2006.01)i; **F02D 31/00**(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 102008036299 B3 (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH [DE]) 03 December 2009 (2009-12-03) the whole document	1-9
A	DE 10245268 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 08 April 2004 (2004-04-08) abstract paragraph [0026] figure 2	1-7,9
A	DE 102005029138 B3 (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH [DE]) 07 December 2006 (2006-12-07) abstract	1-9

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

21 September 2018

Date of mailing of the international search report

02 October 2018

Name and mailing address of the ISA/EP

European Patent Office
p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk
Netherlands

Telephone No. (+31-70)340-2040

Facsimile No. (+31-70)340-3016

Authorized officer

Kämper, Fabian

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/EP2018/068500

Patent document cited in search report				Publication date (day/month/year)		Patent family member(s)		Publication date (day/month/year)	
DE	102008036299	B3	03 December 2009	CN	101676540	A		24 March 2010	
				DE	102008036299	B3		03 December 2009	
				US	2010024773	A1		04 February 2010	
DE	10245268	A1	08 April 2004	DE	10245268	A1		08 April 2004	
				DE	50301474	D1		01 December 2005	
				EP	1403494	A1		31 March 2004	
				JP	2004116527	A		15 April 2004	
DE	102005029138	B3	07 December 2006	DE	102005029138	B3		07 December 2006	
				EP	1896712	A1		12 March 2008	
				US	2009223488	A1		10 September 2009	
				WO	2006136414	A1		28 December 2006	

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. F02D41/38 F02D31/00
 ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 F02D

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2008 036299 B3 (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH [DE]) 3. Dezember 2009 (2009-12-03) das ganze Dokument	1-9
A	DE 102 45 268 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 8. April 2004 (2004-04-08) Zusammenfassung Absatz [0026] Abbildung 2	1-7,9
A	DE 10 2005 029138 B3 (MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH [DE]) 7. Dezember 2006 (2006-12-07) Zusammenfassung	1-9



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

21. September 2018

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

02/10/2018

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
 NL - 2280 HV Rijswijk
 Tel. (+31-70) 340-2040,
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Kämper, Fabian

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2018/068500

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102008036299 B3	03-12-2009	CN 101676540 A	24-03-2010
		DE 102008036299 B3	03-12-2009
		US 2010024773 A1	04-02-2010

DE 10245268 A1	08-04-2004	DE 10245268 A1	08-04-2004
		DE 50301474 D1	01-12-2005
		EP 1403494 A1	31-03-2004
		JP 2004116527 A	15-04-2004

DE 102005029138 B3	07-12-2006	DE 102005029138 B3	07-12-2006
		EP 1896712 A1	12-03-2008
		US 2009223488 A1	10-09-2009
		WO 2006136414 A1	28-12-2006
