



(10) **DE 11 2013 003 100 T5** 2015.03.05

(12)

Veröffentlichung

der internationalen Anmeldung mit der
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2013/191246**
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2013 003 100.0**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2013/066952**
(86) PCT-Anmeldetag: **20.06.2013**
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **27.12.2013**
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung
in deutscher Übersetzung: **05.03.2015**

(51) Int Cl.: **B60T 8/17 (2006.01)**
B60T 8/174 (2006.01)
B60T 8/36 (2006.01)
B60T 13/68 (2006.01)

(30) Unionspriorität:
2012-140603 **22.06.2012** **JP**

(71) Anmelder:
TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA, Toyota-shi, Aichi-ken, JP; Advics Co., Ltd., Kariya-shi, Aichi-ken, JP

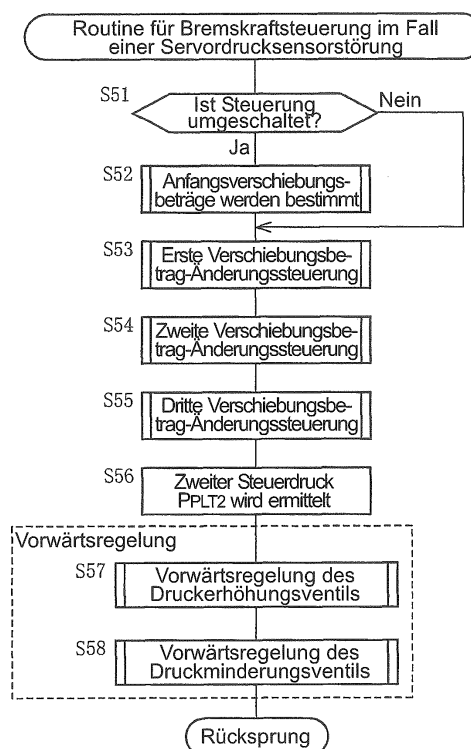
(74) Vertreter:
Winter, Brandl, Fürniss, Hübner, Röss, Kaiser, Polte Partnerschaft mbB, 80336 München, DE

(72) Erfinder:
Kamiya, Yusuke, c/o TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI, Toyota-shi, Aichi-ken, JP; Okano, Takahiro, c/o TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI K, Toyota-shi, Aichi-ken, JP; Takeuchi, Kiyohito, c/o ADVICS CO., LTD., Kariya-city, Aichi-pref., JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Hydraulikbremssystem**

(57) Zusammenfassung: Die Gebrauchseignung eines Hydraulikbremssystems, in welchem ein Druck eines von einer Hochdruckquellenvorrichtung 22 gelieferten Arbeitsfluids durch ein Druckerhöhungs-Linearventil 26 und ein Druckminderungs-Linearventil 28 eingestellt wird und eine Bremsvorrichtung 12 eine Bremskraft mit einer Größe erzeugt, die von dem Einstelldruck abhängt, wird erhöht. Als eine Steuerung für die an das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerströme sind selektiv ausführbar eine von: einer Rückwärtsregelung, die auf einer Differenz zwischen einem aktuellen Servodruck P_{SRV} und einem Sollservodruck basiert, und einer Vorwärtsregelung, die auf den Sollservodruck basiert und die ausgeführt wird mittels in einen Ventilgleichgewichtszustand Bringens des Druckerhöhungs-Linearventils und des Druckminderungs-Linearventils. In der Vorwärtsregelung werden außerdem an das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil Erregerströme geliefert, welche größer als ein gemäß einer vorbestimmten Relation zwischen dem Servodruck und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand bestimmter Erregerstrom sind, sodass eine ausreichende Bremskraft sogar in der Vorwärtsregelung gewährleistet wird.



Beschreibung

TECHNISCHES GEBIET

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Hydraulikbremssystem zum Bremsen eines Fahrzeugs.

STAND DER TECHNIK

[0002] Es ist ein in der folgenden Patentliteratur beschriebenes Hydraulikbremssystem bekannt, in welchem ein Druck eines von einer Hochdruckquelle gelieferten Arbeitsfluids durch ein elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil und ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil eingestellt wird und das Arbeitsfluid, dessen Druck eingestellt ist, einer für ein Rad vorgesehenen Bremsvorrichtung zugeführt wird, wodurch die Bremsvorrichtung eine Bremskraft in Übereinstimmung mit dem Druck des Arbeitsfluids erzeugt. In solch einem System, nämlich in einem System, in welchem die Größe der Bremskraft von dem durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil eingestellten Druck abhängt (nachstehend, wo geeignet, als „Linearventile verwendendes Druckeinstellsystem“ bezeichnet), wird die Bremskraft gesteuert durch Steuern eines an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms.

ZITIERLISTE

PATENTLITERATUR

[0003]

Patentliteratur 1: JP-A-2011-156998

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

Technisches Problem

[0004] In dem oben beschriebenen Linearventile nutzenden Druckeinstellsystem wird eine bessere Steuerung der Bremskraft gewährleistet mittels Durchführens einiger Verbesserungen an einer Technik zum Steuern des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms. Im Ergebnis kann die Gebrauchseignung des Linearventile nutzenden Druckeinstellsystems gesteigert werden. In Anbetracht solcher Umstände ist es ein Ziel der Erfindung, ein Hydraulikbremssystem mit hoher Gebrauchseignung bereitzustellen.

Problemlösung

[0005] Um das oben angegebene Ziel zu erreichen, ist ein Hydraulikbremssystem gemäß der Erfindung eingerichtet, sodass ein Druck eines von einer Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Ar-

beitsfluids durch ein elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil und ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil eingestellt wird und sodass eine für ein Rad vorgesehene Bremsvorrichtung eine Bremskraft mit einer Größe erzeugt, die von dem durch die Linearventile eingestellten Druck abhängt. In dem erfindungsgemäßen Hydraulikbremssystem sind die folgenden Steuerungen selektiv ausführbar als eine Steuerung für die an das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerströme: eine Rückwärtsregelung, die auf einer Differenz zwischen einer Aktuellbremskraftkennziffer und einer Sollbremskraftkennziffer basiert, und eine auf der Sollbremskraftkennziffer basierende Vorwärtsregelung, die ausgeführt wird mittels in einen Ventilgleichgewichtszustand Bringens von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil. Außerdem wird in der Vorwärtsregelung ein Erregerstrom an wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert, wobei der Erregerstrom größer ist als ein Erregerstrom gemäß einer vorbestimmten Relation zwischen einer Bremskraftkennziffer und einem Erregerstrom in dem Ventilgleichgewichtszustand.

Vorteilhafte Wirkungen der Erfindung

[0006] Nach dem erfindungsgemäßen Hydraulikbremssystem ist zusätzlich zur Rückwärtsregelung die Vorwärtsregelung, welche nicht von der Aktuellbremskraftkennziffer abhängt, ausführbar. Ferner wird auch in der Vorwärtsregelung eine ausreichende Bremskraft erzielt. Dementsprechend hat das erfindungsgemäße Hydraulikbremssystem eine hohe Gebrauchseignung.

Ausprägungen der Erfindung

[0007] Es werden anhand von Beispielen diverse Ausprägungen einer Erfindung, die als beanspruchbar erachtet wird, aufgezeigt und erläutert werden. (Die Erfindung wird nachstehend, wo geeignet, als „beanspruchbare Erfindung“ bezeichnet werden.) Jede der Ausprägungen ist wie die anhängenden Ansprüche nummeriert und hängt gegebenenfalls von der anderen Ausprägung oder den anderen Ausprägungen ab. Dies dient dem leichteren Verständnis der beanspruchbaren Erfindung, und es ist zu verstehen, dass Kombinationen von Teilelementen, welche die Erfindung bilden, nicht auf jene beschränkt sind, die in den folgenden Ausprägungen beschrieben sind. Das heißt, es ist zu verstehen, dass die beanspruchbare Erfindung im Lichte der folgenden Beschreibung von diversen Ausprägungen und einer Ausführungsform interpretiert werden sollte. Es ist ferner zu verstehen, dass jede Ausprägung, in welcher ein oder mehrere Teilelemente hinzugefügt ist/sind zu- oder weggelassen ist/sind von irgendeiner der folgen-

den Ausprägungen, als eine Ausprägung der beanspruchbaren Erfindung erachtet werden kann, solange die beanspruchbare Erfindung auf diese Weise interpretiert wird. Einige der beanspruchbaren Erfindungen entsprechen Erfindungen, die in den Ansprüchen beschrieben sind.

[0008] In den folgenden Ausprägungen entsprechen die Ausprägungen (1)–(14) den jeweiligen Ansprüchen 1–14.

<Basisausprägungen>

[0009] (1) Ein Hydraulikbremssystem zum Bremsen eines Fahrzeugs, aufweisend:
eine Hochdruckquellenvorrichtung, die eingerichtet ist zum Liefern eines Arbeitsfluids, das mit hohem Druck beaufschlagt ist,
ein elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil und ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil, die eingerichtet sind, einen Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids auf einen Einstelldruck einzustellen,
eine Bremsvorrichtung, die an einem Rad vorgesehen ist und die eingerichtet ist, das Arbeitsfluid, welches den Einstelldruck oder einen Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck hat, zu empfangen und eine Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids zu erzeugen,
einen Bremskraftkennzifferdetektor, der eingerichtet ist, eine die Bremskraft kennzeichnende Bremskraftkennziffer zu erfassen, und
eine Steuervorrichtung, die eingerichtet ist, die durch die Bremsvorrichtung erzeugte Bremskraft zu steuern mittels Steuerns eines an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, selektiv eine auszuführen von: (a) einer Rückwärtsregelung, in welcher eine Rückkopplungskomponente, die eine Komponente des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms ist, bestimmt wird basierend auf einer Differenz zwischen einer von dem Bremskraftkennzifferdetektor erfassten Aktuellbremskraftkennziffer und einer Sollbremskraftkennziffer, welche eine Vorgabe für die Bremskraftkennziffer in einer Steuerung ist, um die Differenz zu verringern, und in welcher der Erregerstrom, welcher die Rückkopplungskomponente enthält, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert wird, und (b) einer Vorwärtsregelung, in welcher eine Vorwärtskopplungskomponente, die eine Komponente des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms ist, bestimmt wird basierend auf der Sollbremskraftkennziffer, um jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linear-

arventil in einen Ventilgleichgewichtszustand zu bringen, der eine Grenze zwischen einem Ventiloffenzustand und einem Ventilgeschlossenzustand ist, und in welcher der Erregerstrom, welcher aus der Vorwärtskopplungskomponente besteht, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert wird, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Wert ist, der in Richtung zu einer Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft groß ist, im Vergleich zu dem Erregerstrom in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird in Übereinstimmung mit einer vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom in dem Ventilgleichgewichtszustand.

[0010] In dem System gemäß dieser Ausprägung erzeugt die Bremsvorrichtung eine Bremskraft mit einer Größe, die von dem durch das elektromagnetische Druckerhöhungs-Linearventil und das elektromagnetische Druckminderungs-Linearventil eingestellten Druck des Arbeitsfluids abhängt. In dem System gemäß dieser Ausprägung können das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil in Reihe zwischen der Hochdruckquellenvorrichtung als einer Hochdruckquelle und einer Niederdruckquelle angeordnet sein und kann ein zwischen den beiden Linearventilen vorhandener Druck des Arbeitsfluids durch die beiden Linearventile eingestellt werden. Das System gemäß dieser Ausprägung kann so konfiguriert sein, das Arbeitsfluid, welches einen durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil eingestellten Druck hat (nachstehend, wo geeignet, als „Einstelldruck“ bezeichnet), direkt an die Bremsvorrichtung geliefert wird. Ferner kann das System gemäß dieser Ausprägung so konfiguriert sein, dass das Arbeitsfluid, welches den Einstelldruck hat, an einen Druckregler oder eine Hauptzylindervorrichtung geliefert wird und das einen Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid von dem Druckregler oder der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung geliefert wird, wie später erläutert. Außerdem kann das System nach dieser Ausprägung so konfiguriert sein, dass das den Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid an den Druckregler geliefert wird, das Arbeitsfluid, welches einen Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck hat, von dem Druckregler an die Hauptzylindervorrichtung geliefert wird und das Arbeitsfluid, welches auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Druck druckbeaufschlagt ist, von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung geliefert wird.

[0011] Die „Bremskraftkennziffer“ in dieser Ausprägung gibt direkt oder indirekt die durch die Bremsvor-

richtung erzeugte Bremskraft an, genauer die Größe der Bremskraft. In dieser Ausprägung kann die von der Bremsvorrichtung erzeugte Bremskraft an sich als die Bremskraftkennziffer verwendet werden oder kann der Druck des an die Bremsvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. Um konkreter zu sein, kann, falls das System so konfiguriert ist, dass das den Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid direkt in die Bremsvorrichtung eingeleitet wird, der Einstelldruck an sich als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. Falls das System die Hauptzylindervorrichtung aufweist und so konfiguriert ist, dass das von der Hauptzylindervorrichtung gelieferte Arbeitsfluid an die Bremsvorrichtung geliefert wird, kann ein Druck des von der Hauptzylindervorrichtung gelieferten Arbeitsfluids (nachstehend, wo geeignet, als „Hauptdruck“ bezeichnet) als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. Falls das System einen Druckregler hat, der eingerichtet ist, den Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu regulieren, und das Arbeitsfluid, dessen Druck reguliert ist, zu liefern, und die Bremsvorrichtung die Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids erzeugt, kann der Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids (nachstehend, wo geeignet, als „Lieferdruck des Druckreglers“ bezeichnet) als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. Falls der Druckregler eingerichtet ist, den Druck des davon gelieferten Arbeitsfluids in Übereinstimmung mit einem darin eingeleiteten Steuerdruck zu regeln, kann der Steuerdruck als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. In diesem Zusammenhang dient, falls der Einstelldruck als der Steuerdruck eingeleitet wird, der Einstelldruck als die Bremskraftkennziffer. Falls der Druck des Arbeitsfluids, wie beispielsweise der Einstelldruck, der Hauptdruck, der Lieferdruck des Druckreglers oder der Steuerdruck, als die Bremskraftkennziffer verwendet wird, kann ein Hydraulikdrucksensor zum Erfassen jedes dieser Drücke als der „Bremskraftkennzifferdetektor“ verwendet sein.

[0012] Die „Sollbremskraftkennziffer“ ist eine Vorgabe zum Steuern der Bremskraft und ist eine Bremskraftkennziffer mit einem Wert, der zu einer Sollbremskraft korrespondiert, welche eine von der Bremsvorrichtung zu erzeugende Bremskraft ist. Genauer ist, falls der Druck des Arbeitsfluids, wie beispielsweise der Einstelldruck, der Hauptdruck, der Lieferdruck des Druckreglers oder der Steuerdruck, als die Bremskraftkennziffer verwendet wird, die Sollbremskraftkennziffer ein Solleinstelldruck, ein Sollhauptdruck, ein Solllieferdruck des Druckreglers oder ein Sollsteuerdruck. Die Sollbremskraftkennziffer kann bestimmt werden auf Basis eines Ausmaßes einer Bremsbetätigung. Genauer kann, falls das System gemäß dieser Ausprägung mit einem Bremsbetätigungselement, wie beispielsweise einem Bremspedal, ausgerüstet ist, an welchem ein Fahrer die

Bremsbetätigung durchführt, die Sollbremskraftkennziffer bestimmt werden auf Basis eines Bremsbetätigungsmaßes, welches ein Betätigungsmaß des Bremsbetätigungselementes ist, einer Bremsbetätigungskraft, welche eine dem Bremsbetätigungselement durch den Fahrer beaufschlagte Betätigungskraft ist, usw. Falls das Hydraulikbremssystem gemäß dieser Ausprägung an Fahrzeugen wie Hybridfahrzeugen mit einem generatorischen Bremsystem montiert ist, kann die Bremskraftkennziffer bestimmt werden bei Berücksichtigung einer generatorischen Bremskraft, welche eine durch das generatorische Bremssystem erzeugte Bremskraft ist.

[0013] In dem System gemäß dieser Ausprägung sind beide von der Rückwärtsregelung und der Vorwärtsregelung selektiv ausführbar in Bezug auf die Steuerung des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms. Kurz gesagt ist die Rückwärtsregelung eine Steuerung, die auf sowohl der Sollbremskraftkennziffer als auch der Aktuellbremskraftkennziffer basiert, wohingegen die Vorwärtsregelung eine Steuerung ist, die nicht auf der Aktuellbremskraftkennziffer basiert, sondern auf der Sollbremskraftkennziffer basiert. Da die beiden Steuerungen in dem System gemäß dieser Ausprägung ausführbar sind, wird eine geeignete der beiden Steuerungen ausgewählt und ausgeführt in Abhängigkeit von einem Zustand des Fahrzeugs, einer Fahrsituation des Fahrzeugs usw. Wie später erläutert, ist es möglich, die Vorwärtsregelung in einem Fall auszuwählen und auszuführen, in dem zum Beispiel infolge einer Störung des Bremskraftkennzifferdetektors die auf der Aktuellbremskraftkennziffer basierende Steuerung nicht ausgeführt werden kann. Die in der Rückwärtsregelung verwendete Bremskraftkennziffer und die in der Vorwärtsregelung verwendete Bremskraftkennziffer können sich voneinander unterscheiden. Um konkreter zu sein, ist es in dem mit dem Druckregler ausgerüsteten System möglich, in der Rückwärtsregelung eine auf dem Lieferdruck des Druckreglers basierende Steuerung auszuführen und in der Vorwärtsregelung eine auf dem Steuerdruck (dem Einstelldruck) basierende Steuerung auszuführen.

[0014] Wie später im Detail erläutert, werden in üblichen Druckerhöhungs-Linearventilen und Druckminderungs-Linearventilen ein Ventilöffnungsgrad, welcher ein Leichtigkeitsgrad ist, mit welchem die Ventile geöffnet werden (ein Ventilschließgrad ist ein Leichtigkeitsgrad, mit welchem die Ventile geschlossen werden), und ein Ventilöffnungsdruck (ein Ventilschließdruck) durch eine Federvorspannkraft eines Federvorspannmechanismus, wie beispielsweise einer Feder, eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft und eine elektromagnetische Wirkkraft bestimmt. In einem Zustand, in welchem diese Kräfte miteinander im Gleichgewicht sind, ist ein Grenzzustand zwi-

schen einem Ventiloffenzustand und einem Ventilgeschlossenenzustand, nämlich der oben angegebene Ventilgleichgewichtszustand, hergestellt. Eine Komponente des Erregerstroms zum Herstellen dieses Zustandes ist die oben angegebene Vorwärtskopplungskomponente. In der folgenden Erläuterung wird jeder von einem Druck auf der strömungsabwärtigen Seite des Druckerhöhungs-Linearventils im Ventilgleichgewichtszustand und einem Druck auf der strömungsaufwärtigen Seite des Druckminderungs-Linearventils im Ventilgleichgewichtszustand, nämlich der Einstelldruck im Ventilgleichgewichtszustand, als „Ventilgleichgewichtsdruck“ bezeichnet werden, welcher einen Druck meint, bei welchem der Ventiloffenzustand und der Ventilgeschlossenenzustand ausbalanciert sind.

[0015] Genauer ist die Federvorspannkraft eine Eigenkraft von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil. Für das Druckerhöhungs-Linearventil wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft bestimmt in Abhängigkeit von einem Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids (nachstehend, wo geeignet, als „Hochdruckquellendruck“ bezeichnet) und dem Einstelldruck. Da die Bremskraftkennziffer und der Einstelldruck miteinander korrelieren, wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft bestimmt auf Basis des Hochdruckquellendrucks und der Bremskraftkennziffer. Für das Druckminderungs-Linearventil wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft bestimmt in Abhängigkeit von einem Druck der Niederdruckquelle (nachstehend, wo geeignet, als „Niederdruckquellendruck“ bezeichnet) und dem Einstelldruck. Demgemäß wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft bestimmt auf Basis des Niederdruckquellendrucks und der Bremskraftkennziffer. Wie oben erläutert, wird der Ventilgleichgewichtszustand hergestellt in dem Zustand, in welchem die Federvorspannkraft, die druckdifferenzbasierte Wirkkraft und die elektromagnetische Wirkkraft miteinander im Gleichgewicht sind, und hängt die elektromagnetische Wirkkraft von dem Erregerstrom ab. Demgemäß korrelieren im Ventilgleichgewichtszustand die Bremskraftkennziffer und der Erregerstrom miteinander. Auf Basis der Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand (nachstehend, wo geeignet, als „Korrelation“ bezeichnet) ist es möglich, die an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil zu liefernde Vorwärtskopplungskomponente zu bestimmen. In diesem Zusammenhang kann die Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand vorbestimmt sein auf Basis der Federvorspannkraft oder dergleichen von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil.

[0016] In einer üblichen Vorwärtsregelung kann die druckdifferenzbasierte Wirkkraft zum Beispiel auf Basis der Sollbremskraftkennziffer bestimmt werden.

Genauer wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft in einem Zustand bestimmt, in welchem der zu der Sollbremskraftkennziffer korrespondierende Einstelldruck gleich zu dem Ventilgleichgewichtsdruck ist, und kann der Erregerstrom auf Basis der bestimmten druckdifferenzbasierten Wirkkraft bestimmt werden. Mit anderen Worten kann die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt werden auf Basis der Sollbremskraftkennziffer gemäß der Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand. Da die Rückwärtsregelung von der Rückkopplungskomponente abhängt, folgt die Bremskraft adäquat der Sollbremskraft, wodurch die Bremskraft mit relativ hoher Genauigkeit gesteuert werden kann. Im Gegensatz dazu hängt die Vorwärtsregelung nicht von der Rückkopplungskomponente ab und ist demgemäß der Rückkopplungssteuerung in Bezug auf die Genauigkeit der Bremskraft unterlegen. Insbesondere ändert sich infolge von Änderungen in den Eigenschaften des Druckerhöhungs-Linearventils und des Druckminderungs-Linearventils über die Zeit oder die Jahre ebenfalls die oben angegebene Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand. Demgemäß wird, falls die Vorwärtskopplungskomponente gemäß einer zum Zeitpunkt der Herstellung oder dem Versand von Fahrzeugen vorgegebenen Korrelation bestimmt wurde, angenommen, dass die Genauigkeit der Bremskraft beträchtlich vermindert sein kann. Das heißt, es kann eine Möglichkeit geben, dass die durch die Bremsvorrichtung erzeugte Bremskraft beträchtlich von der Bremskraft abweicht, die erzeugt werden sollte, was das Risiko eines Bremskraftmangels bewirkt.

[0017] In der Vorwärtsregelung des Systems gemäß dieser Ausprägung wird bei Berücksichtigung des oben beschriebenen Bremskraftmangels der an wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferte Erregerstrom so bestimmt, dass er nicht gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente gemäß der vorgegebenen Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand bestimmt wird, sondern gleich zu einem Erregerstrom ist, mittels welchem eine größere Bremskraft erzeugt wird als eine Bremskraft, die durch den gemäß der vorgegebenen Korrelation bestimmten Erregerstrom erzeugt wird. In dem System gemäß dieser Ausprägung kann daher eine ausreichende Bremskraft sogar unter der Vorwärtsregelung erzielt werden. Ob der Ventilgleichgewichtsdruck durch eine Erhöhung im Erregerstrom hoch oder niedrig wird, hängt von der Struktur von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil ab. Der Ventilgleichgewichtsdruck ist in einigen Linearventilen hoch und ist in anderen Linearventilen niedrig. Demgemäß hängt das Verschieben des Erregerstroms in Richtung zu der Seite hin, auf welcher die Bremskraft groß ist, von der Struktur von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil ab und wird der Erre-

gerstrom in einigen Fällen erhöht, wohingegen der Erregerstrom in anderen Fällen vermindert wird.

[0018] In dem System gemäß dieser Ausprägung ist es nicht notwendigerweise erforderlich, dass die Rückwärtsregelung und die Vorwärtsregelung für jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil ausgeführt werden in allen von einem Zustand, in welchem die Bremskraft erhöht wird (nachstehend, wo geeignet, als „Bremskraftherhöhungszustand“ bezeichnet), einem Zustand, in welchem die Bremskraft konstant gehalten wird (nachstehend, wo geeignet, als ein „Bremskraftkonstantzustand“ bezeichnet), und einem Zustand, in welchem die Bremskraft vermindert wird (nachstehend, wo geeignet, als ein „Bremskraftminderungszustand“ bezeichnet). Das heißt, es braucht in einem dieser Zustände in der Bremsbetätigung nicht die gleiche Rückwärtsregelung und Vorwärtsregelung wie in einem anderen dieser Fälle für wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil ausgeführt zu werden, oder es brauchen die Rückwärtsregelung und die Vorwärtsregelung an sich nicht ausgeführt zu werden. Zum Beispiel ist es in dem Bremskraftminderungszustand möglich, einen Erregerstrom an das Druckerhöhungs-Linearventil zu liefern, um das Druckerhöhungs-Linearventil ständig in den Ventilgeschlossenzustand zu stellen, oder es ist möglich, überhaupt keinen Erregerstrom an das Druckerhöhungs-Linearventil zu liefern, um das Druckerhöhungs-Linearventil ständig in den Ventilgeschlossenzustand zu stellen. In dem Bremskraftherhöhungszustand ist es möglich, einen Erregerstrom an das Druckminderungs-Linearventil zu liefern, um das Druckminderungs-Linearventil ständig in den Ventilgeschlossenzustand zu stellen, oder es ist möglich, überhaupt keinen Erregerstrom an das Druckminderungs-Linearventil zu liefern, um das Druckminderungs-Linearventil ständig in den Ventilgeschlossenzustand zu stellen. Ferner ist es im Bremskraftkonstantzustand möglich, an wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil einen Erregerstrom zu liefern, der um eine bestimmte Spanne größer oder kleiner als ein Erregerstrom in dem Bremskraftherhöhungszustand oder dem Bremskraftminderungszustand ist.

<Steuerungsvariationen>

[0019] Die folgenden Ausprägungen betreffen Variationen der Vorwärtsregelung und der Rückwärtsregelung.

[0020] (2) Das Hydraulikbremssystem gemäß der Ausprägung (1), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, als die Vorwärtskopplungskomponente den Erregerstrom gemäß der vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem

Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand zu bestimmen auf Basis der von dem Bremskraftkennzifferdetektor erfassten Aktuellbremskraftkennziffer, und eingerichtet ist, in der Rückwärtsregelung einen Erregerstrom, welcher die bestimmte Vorwärtskopplungskomponente und die Rückkopplungskomponente enthält, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil zu liefern.

[0021] In dem System gemäß dieser Ausprägung wird der Erregerstrom, in welchem die Rückkopplungskomponente zu der Vorwärtskopplungskomponente hinzugefügt ist, in der Rückwärtsregelung an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert. Das heißt, der Erregerstrom wird bestimmt gemäß sowohl der Technik der Rückwärtsregelung als auch der Technik der Vorwärtsregelung, und der bestimmte Erregerstrom wird an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert. Die Rückwärtsregelung gemäß dieser Ausprägung gewährleistet eine ziemlich gute Steuerung der Bremskraft.

[0022] Im Gegensatz zu der in der Vorwärtsregelung bestimmten Vorwärtskopplungskomponente wird die in der Rückwärtsregelung gemäß dieser Ausprägung bestimmte Vorwärtskopplungskomponente gemäß der vorbestimmten Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand auf der Basis der von dem Bremskraftkennzifferdetektor erfassten Aktuellbremskraftkennziffer bestimmt. Zum Beispiel wird die druckdifferenzbasierte Wirkkraft in einem Zustand, in welchem der zu der Aktuellbremskraftkennziffer korrespondierende Einstelldruck gleich zu dem Ventilgleichgewichtsdruck ist, gemäß einer Technik bestimmt, die ähnlich zu jener in der Vorwärtsregelung ist, und wird die Vorwärtskopplungskomponente auf Basis der bestimmten druckdifferenzbasierten Wirkkraft bestimmt.

[0023] (3) Das Hydraulikbremssystem gemäß der Ausprägung (1) oder (2), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, die Rückwärtsregelung in einem Normalzustand auszuführen, und eingerichtet ist, die Vorwärtsregelung in dem Fall einer Störung des Bremskraftkennzifferdetektors auszuführen.

[0024] Wie oben erläutert, ist es, wenn der Bremskraftkennzifferdetektor einen Betriebsausfall hat, unmöglich, die Rückwärtsregelung auszuführen, mittels welcher die Bremskraft mit relativ hoher Genauigkeit gesteuert werden kann, da die Aktuellbremskraftkennziffer nicht erfasst werden kann. Gemäß dieser Ausprägung kann sogar im Fall der Störung des Bremskraftkennzifferdetektors die Bremskraft durch Ausführen der Vorwärtsregelung erzeugt werden, so dass ein System, das exzellent in Bezug auf Ausfallsicherheit ist, erstellt werden kann.

<Beschränkungen bezüglich einer Verschiebung der Vorwärtskopplungskomponente>

[0025] In den folgenden Ausprägungen werden Beschränkungen bezüglich einer Verschiebung der Vorwärtskopplungskomponente in der Vorwärtsregelung hinzugefügt.

[0026] (4) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(3), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Rückwärtsregelung eine Abweichung einer aktuellen Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand von der vorbestimmten Relation zu erfassen, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom zu bestimmen, sodass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand zur Zeit des Auftretens der erfassten Abweichung.

[0027] Gemäß dieser Ausprägung wird die Vorwärtsregelung ausgeführt auf Basis der aktuell in der Rückwärtsregelung erlangten Abweichung der Korrelation von der vorbestimmten Korrelation, wodurch die Bremskraft in der Vorwärtsregelung mit relativ hoher Genauigkeit gesteuert werden kann. Falls die Abweichung periodisch oder sukzessive erfasst wird, kann die größte der erfassten Abweichungen identifiziert werden und kann die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt werden gemäß der Korrelation zur Zeit des Auftretens der identifizierten Abweichung.

[0028] (5) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(3), wobei die vorbestimmte Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand in einen vorbestimmten Spezifizierungsbereich fällt, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom zu bestimmen, sodass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation, die zu einer unteren Grenze der Bremskraft in dem Spezifizierungsbereich korrespondiert.

[0029] Im Allgemeinen wird bei Inbetrachtziehen von Qualitätsschwankungen, welche von einem Herstellungsgesichtspunkt her unvermeidbar sind, ein bestimmtes Toleranzausmaß zum Zulassen von

Schwankungen in Eigenschaften des Druckerhöhungs-Linearventils und des Druckminderungs-Linearventils festgelegt. Die Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand, welche für jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil vorbestimmt ist, unterscheidet sich unter individuellen Ventilen. Jedoch fallen die für die individuellen Ventile vorbestimmten Korrelationen wegen der oben angegebenen Toleranz in einen bestimmten Bereich. Dieser Bereich wird als der „Spezifizierungsbereich“ bezeichnet. Unter den Relationen innerhalb des Spezifizierungsbereichs wird eine Relation, bei welcher der Ventilgleichgewichtsdruck der niedrigste ist, wenn ein gegebener Erregerstrom zugeführt ist, nämlich eine Relation, bei welcher die Bremskraft die kleinste ist, wenn ein gegebener Erregerstrom zugeführt wird, als die „zu einer unteren Grenze der Bremskraft korrespondierende Relation“ bezeichnet. Gemäß dieser Ausprägung wird in der Vorwärtsregelung an das Druckerhöhungs-Linearventil und/oder das Druckminderungs-Linearventil ein Erregerstrom in einem Fall geliefert, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird auf Basis der Sollbremskraftkennziffer gemäß der Relation, nämlich ein Erregerstrom, welcher die Erzeugung der größten Bremskraft innerhalb der Toleranz der Eigenschaften des Druckerhöhungs-Linearventils und/oder des Druckminderungs-Linearventils ermöglicht. Diese Ausprägung ermöglicht es, dass in der Vorwärtsregelung eine ausreichende Bremskraft gewährleistet wird.

[0030] (6) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(3), wobei die vorbestimmte Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand in einen vorbestimmten Spezifizierungsbereich fällt, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom zu bestimmen, sodass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation, die verschoben ist in Richtung zu einer unteren Grenze der Bremskraft in Bezug auf eine Mitte der Bremskraft, welche mittig der unteren Grenze und der oberen Grenze der Bremskraft in dem Spezifizierungsbereich ist.

[0031] In dieser Ausprägung wird ein Erregerstrom bestimmt in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird auf Basis der Sollbremskraftkennziffer gemäß einer Relation, die in Richtung zu einer unteren Grenze der Bremskraft in Bezug auf die Mitte des Spezifizierungsbereichs verschoben ist. Im Ergebnis wird der Erregerstrom, welcher eine Erzeugung einer relativ großen Bremskraft ermöglicht, in der Vorwärtsregelung an das Druck-

erhöhungs-Linearventil und/oder das Druckminderungs-Linearventil geliefert. Daher gewährleistet diese Ausprägung eine Bremskraft in einigem Ausmaß.

[0032] (7) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(6), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom zu bestimmen, sodass er gleich zu einem Wert ist, welcher um einen gegebenen Strombetrag in Richtung zu der Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft groß ist, im Vergleich zu dem Erregerstrom in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß der vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand.

[0033] Gemäß dieser Ausprägung wird der dem Druckerhöhungs-Linearventil und/oder dem Druckminderungs-Linearventil gelieferte Erregerstrom unabhängig von dem Wert der Sollbremskraftkennziffer um einen gegebenen Stromwert von dem Erregerstrom in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente gemäß der vorbestimmten Korrelation bestimmt wird, verschoben. Diese Ausprägung ermöglicht es, dass die Bremskraft in der Vorwärtsregelung durch eine relativ einfache Technik erlangt wird.

[0034] (8) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(7), wobei jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil aufweist: (A) einen Ventilsitz, (B) ein Ventilelement, das eingerichtet ist, auf dem Ventilsitz aufzusitzen, um den Ventilgeschlossenzustand zu bewirken, und eingerichtet ist, von dem Ventilsitz weg separiert zu sein, um den Ventiloffenzustand zu bewirken, (C) einen Federvorspannmechanismus, der eingerichtet ist, das Ventilelement mittels einer Federvorspannkraft in eine von einer Richtung, in welcher das Ventilelement auf dem Ventilsitz zum Aufsitzen gebracht wird, und einer Richtung, in welcher das Ventilelement von dem Ventilsitz weg separiert wird, vorzuspannen, und (D) eine elektromagnetische Spule, die eingerichtet ist, durch den daran gelieferten Erregerstrom eine elektromagnetische Wirkkraft zu erzeugen, und eingerichtet ist, das Ventilelement in die andere von der Richtung, in welcher das Ventilelement auf dem Ventilsitz zum Aufsitzen gebracht wird, und der Richtung, in welcher das Ventilelement von dem Ventilsitz weg separiert wird, vorzuspannen, wobei der Ventilgleichgewichtszustand bewirkt wird durch ein Gleichgewicht zwischen der Federvorspannkraft, der elektromagnetischen Wirkkraft und einer druckdifferenzbasierten Wirkkraft, die auf das Ventilelement in Abhängigkeit von dem Einstelldruck einwirkt, und

wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom zu bestimmen, sodass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand, wenn die Federvorspannkraft auf einen sich von einem Voreinstellwert unterscheidenden Wert verändert ist.

[0035] In jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil, die wie oben beschrieben aufgebaut sind, wird der Ventilgleichgewichtszustand hergestellt durch ein Gleichgewicht zwischen der Federvorspannkraft, der druckdifferenzbasierten Wirkkraft und der elektromagnetischen Wirkkraft, wie oben erläutert. Demgemäß ändert sich, wenn sich eine jeweilige der Kräfte ändert, die Korrelation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand. Die Änderung in der Korrelation über die Zeit oder die Jahre hängt stark von der Federvorspannkraft ab, welche jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil eigen ist. Es ist daher möglich, in akzeptabler Weise den Erregerstrom zum Erzeugen einer ausreichenden Bremskraft zu bestimmen mittels an das Druckerhöhungs-Linearventil und/oder das Druckminderungs-Linearventil Lieferns des Erregerstroms in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß der Korrelation, bei welcher der für die Federvorspannkraft eingestellte Voreinstellwert verändert ist.

<Steuerung bei übermäßig
groß gewordener Bremskraft>

[0036] In der mittels wie oben beschrieben Bestimmung der Vorwärtskopplungskomponente ausgeführten Vorwärtsregelung kann es eine Möglichkeit geben, dass die Bremskraft übermäßig groß wird. In den folgenden Ausprägungen sind Beschränkungen bezüglich Maßnahmen hinzugefügt, die zu treffen sind, wenn die Bremskraft übermäßig groß geworden ist.

[0037] (9) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(8), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung zu entscheiden, ob die Bremskraft größer als ein Vorgabeausmaß ist, und den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom auf einen Wert zu ändern, der in Richtung zu einer Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft klein ist, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist.

[0038] Gemäß dieser Ausprägung wird die Vorwärtskopplungskomponente in Richtung zu der Seite hin zurückgestellt, auf welcher die Bremskraft klein ist, wenn die Bremskraft übermäßig groß geworden ist. Das heißt, die Vorwärtskopplungskomponente wird in Richtung zu einer entgegengesetzten Seite hin verschoben. Kurz gesagt wird der Erregerstrom auf einen Wert geändert, der näher zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente gemäß der vorbestimmten Korrelation bestimmt wird. Im Ergebnis wird in der Vorwärtsregelung eine geeignete Bremskraft erzeugt.

[0039] (10) Das Hydraulikbremssystem gemäß der Ausprägung (9), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, sodass in der Vorwärtsregelung, wenn der an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferte Erregerstrom auf den Wert geändert wird, der in Richtung zu der Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft klein ist, der Erregerstrom auf den Wert geändert wird, der um einen Strombetrag verschoben ist, welcher kleiner als ein Strombetrag ist, wenn er in Richtung zu der Seite hin verschoben wird, auf welcher die Bremskraft groß ist.

[0040] Gemäß dieser Ausprägung wird der Erregerstrom bestimmt durch um einen kleinen Strombetrag Zurückstellen der Vorwärtskopplungskomponente, mit anderen Worten durch um einen kleinen Strombetrag Verschieben der Vorwärtskopplungskomponente in Richtung zu einer entgegengesetzten Seite hin. Falls die Vorwärtskopplungskomponente so aufgebaut ist, dass sie eine Vielzahl von Malen zurückgestellt wird, bis die Bremskraft kleiner wird als das Vorgabeausmaß, kommt die Rückkopplungskomponente allmählich näher an einen Wert, der es ermöglicht, dass eine geeignete Bremskraft erzeugt wird.

[0041] (11) Das Hydraulikbremssystem gemäß der Ausprägung (9) oder (10), wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung basierend auf einer Änderung im Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu entscheiden, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist.

[0042] Wie später erläutert, wird der Hochdruckquellendruck, welcher ein Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids ist, in dem Bremskrafterhöhungszustand mit einer Erhöhung in der Bremskraft vermindert in einem System, in welchem der Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil eingestellt wird und das Arbeitsfluid, dessen Druck eingestellt ist, an die Bremsvorrichtung oder die Hauptzylindervorrichtung geliefert wird, oder in einem System, welches einen Druck-

regler hat, der eingerichtet ist, den Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu regeln auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck, welcher ein durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil eingestellter Druck ist, und in welchem das von dem Druckregler gelieferte Arbeitsfluid an die Bremsvorrichtung oder die Hauptzylindervorrichtung geliefert wird. Wie später erläutert, strömt in dem Bremskraftminderungszustand, falls der Einstelldruck durch das Druckminderungs-Linearventil abgesenkt wird, wenn sich das Druckerhöhungs-Linearventil im Ventilgleichgewichtszustand befindet, das Arbeitsfluid von der Hochdruckquellenvorrichtung infolge des Absenkens des Einstelldrucks durch das Druckerhöhungs-Linearventil hindurch. Ferner wird der Hochdruckquellendruck infolge des durch das Druckerhöhungs-Linearventil Hindurchströmens des Arbeitsfluids abgesenkt. Gemäß dieser Ausprägung wird in der Vorwärtsregelung solch ein Phänomen genutzt, wodurch basierend auf der Änderung in dem Hochdruckquellendruck entschieden wird, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, nämlich ob ein geeigneter Erregerstrom an das Druckerhöhungs-Linearventil und/oder das Druckminderungs-Linearventil geliefert wird. Gemäß dieser Ausprägung wird zum Beispiel durch Verwenden eines in dem System vorgesehenen Hochdruckquellen-Drucksensors auf einfache Weise entschieden, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist.

<Variationen bezüglich einer Hardware-Struktur des Hydraulikbremssystems>

[0043] In den folgenden Ausprägungen sind Beschränkungen bezüglich der Hardware-Struktur des Systems hinzugefügt.

[0044] (12) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(11), ferner mit einem Druckregler, der eine Steuerkammer hat und der eingerichtet ist, den Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu regeln auf einen Druck in Übereinstimmung mit einem Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer, und das Arbeitsfluid, dessen Druck reguliert ist, zu liefern, wobei das Druckerhöhungs-Linearventil zwischen der Hochdruckquellenvorrichtung und der Steuerkammer angeordnet ist zum Erhöhen des Drucks des Arbeitsfluids in der Steuerkammer, wohingegen das Druckminderungs-Linearventil zwischen der Steuerkammer und einer Niederdruckquelle angeordnet ist zum Vermindern des Drucks des Arbeitsfluids in der Steuerkammer, wodurch der Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer auf den Einstelldruck eingestellt wird, und wobei die Bremsvorrichtung eingerichtet ist, das von dem Druckregler gelieferte Arbeitsfluid oder das Arbeitsfluid mit einem Druck in Übereinstimmung mit ei-

nem Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids zu empfangen und die Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids zu erzeugen.

[0045] Der Druckregler in dieser Ausprägung ist der sogenannte Regler. Das System gemäß dieser Ausprägung umfasst ein System, das eingerichtet ist, sodass das Arbeitsfluid von dem Druckregler direkt an die Bremsvorrichtung geliefert wird, und ein System, das eingerichtet ist, sodass das Arbeitsfluid von dem Druckregler an die Hauptzylindervorrichtung geliefert wird und das Arbeitsfluid mit einem Druck in Übereinstimmung mit dem Druck des an die Hauptzylindervorrichtung gelieferten Arbeitsfluids von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung geliefert wird. In dem System gemäß dieser Ausprägung wird das Arbeitsfluid, dessen Druck durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil auf den Einstelldruck eingestellt ist, nicht direkt an die Bremsvorrichtung geliefert, sondern wird an die Steuerkammer des Druckreglers geliefert. Gemäß dem System nach dieser Ausprägung ist die Menge des Arbeitsfluids, welche durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil strömt, relativ klein, sodass die Größe von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil reduziert werden kann und das Hydraulikbremssystem demgemäß mit relativ geringen Kosten hergestellt werden kann.

[0046] (13) Das Hydraulikbremssystem gemäß der Ausprägung (12), ferner mit einer Hauptzylindervorrichtung, mit welcher ein Bremsbetätigungselement verbunden ist und welche eingerichtet ist, das von dem Druckregler gelieferte Arbeitsfluid zu empfangen und das Arbeitsfluid, welches ohne Abhängigkeit von einer dem Bremsbetätigungselement durch einen Fahrer beaufschlagten Bremsbetätigungskraft in Abhängigkeit von dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids druckbeaufschlagt ist, an die Bremsvorrichtung zu liefern, wobei das Hydraulikbremssystem eingerichtet ist, es der Bremsvorrichtung zu ermöglichen, die Bremskraft zu erzeugen mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids.

[0047] In dem Hydraulikbremssystem gemäß dieser Ausprägung wird das Arbeitsfluid von dem Druckregler nicht direkt an die Bremsvorrichtung geliefert, sondern wird an die Hauptzylindervorrichtung geliefert, und das Arbeitsfluid, welches in der Hauptzylindervorrichtung in Abhängigkeit von dem Druck des an die Hauptzylindervorrichtung gelieferten Arbeitsfluids unter Druck gesetzt ist, wird an die Bremsvorrichtung geliefert. Im Allgemeinen wird die Bremsbetätigung in die Hauptzylindervorrichtung eingege-

ben. Demgemäß kann mittels Durchführens einiger Modifikationen an der Struktur der Hauptzylindervorrichtung die Hauptzylindervorrichtung so konfiguriert werden, dass im Fall einer Störung des Systems das an die Bremsvorrichtung zu liefernde Arbeitsfluid druckbeaufschlagt wird in Abhängigkeit von der dem Bremsbetätigungselement beaufschlagten Bremsbetätigungskraft. Alternativ kann die Hauptzylindervorrichtung so konfiguriert werden, dass das an die Bremsvorrichtung zu liefernde Arbeitsfluid beliebig druckbeaufschlagt wird in Abhängigkeit von sowohl dem Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids als auch der Bremsbetätigungskraft. Die so konfigurierte Hauptzylindervorrichtung trägt zur Erhöhung der Gebrauchseignung des Systems gemäß dieser Ausprägung bei. Die Hauptzylindervorrichtung in dieser Ausprägung ist eingerichtet, das Arbeitsfluid ohne Abhängigkeit von der Bremsbetätigungskraft in Abhängigkeit von dem Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids unter Druck zu setzen und das unter Druck gesetzte Arbeitsfluid an die Bremsvorrichtung zu liefern. Daher kann das System gemäß dieser Ausprägung die Bremskraft erzeugen, deren Größe nicht von der Bremsbetätigung abhängt, wodurch das System gemäß dieser Ausprägung für Fahrzeuge geeignet ist, an welchen das generatorische Bremssystem zusätzlich montiert ist.

[0048] (14) Das Hydraulikbremssystem gemäß einer der Ausprägungen (1)–(11), ferner mit einer Hauptzylindervorrichtung, mit welcher ein Bremsbetätigungselement verbunden ist, wobei die Hauptzylindervorrichtung eingerichtet ist, das Arbeitsfluid, dessen Druck durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil auf den Einstelldruck eingestellt ist, zu empfangen, und eingerichtet ist, das Arbeitsfluid, welches ohne Abhängigkeit von einer dem Bremsbetätigungselement durch einen Fahrer beaufschlagten Bremsbetätigungskraft in Abhängigkeit von dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids druckbeaufschlagt ist auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids, an die Bremsvorrichtung zu liefern, wobei das Hydraulikbremssystem eingerichtet ist, es der Bremsvorrichtung zu ermöglichen, die Bremskraft zu erzeugen mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids.

[0049] Im Gegensatz zu dem System gemäß den obigen Ausprägungen ist das Hydraulikbremssystem gemäß dieser Ausprägung nicht mit dem Druckregler ausgerüstet. In dem System gemäß dieser Ausprägung wird der Druck des Arbeitsfluids, welcher durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil auf den Einstelldruck eingestellt ist, in die Hauptzylindervorrichtung eingegeben. Wie in der obigen Ausprägung kann die Hauptzylindervorrichtung eingerichtet sein, das an die Bremsvorrichtung zu liefernde Arbeitsfluid unter Druck zu setzen

in Abhängigkeit von der Bremsbetätigungskraft, oder kann eingerichtet sein, das an die Bremsvorrichtung zu liefernde Arbeitsfluid beliebig unter Druck zu setzen in Abhängigkeit von sowohl dem auf den Einstell- druck eingestellten Druck des Arbeitsfluids als auch der Bremsbetätigungskraft. Wie das System gemäß den obigen Ausprägungen kann das Hydraulikbrems- system gemäß dieser Ausprägung die Bremskraft er- zeugen, deren Größe nicht von der Bremsbetätigung abhängt, wodurch das System gemäß dieser Ausprä- gung für Fahrzeuge geeignet ist, an welchen das ge- neratorische Bremssystem zusätzlich montiert ist.

FIGURENKURZBESCHREIBUNG

[0050] Fig. 1 ist eine Ansicht, die eine Hardware- Struktur eines Hydraulikbremssystems gemäß ei- ner Ausführungsform der beanspruchbaren Erfin- dung zeigt.

[0051] Fig. 2A und Fig. 2B sind schematische Ansichten, die ein elektromagnetisches Druckerhö- hungs-Linearventil bzw. ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil des Hydraulikbrems- systems zeigen.

[0052] Fig. 3 ist ein Ablaufdiagramm, das ein von einem elektronischen Bremssteuergerät (ESG) des Hydraulikbremssystems von Fig. 1 ausgeführtes Bremssteuerprogramm darstellt.

[0053] Fig. 4 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Rou- tine darstellt für eine Hochdruckquellensteuerung, wel- che ein Teil des Bremssteuerprogramms ist.

[0054] Fig. 5 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Rou- tine darstellt für eine Normalzustand-Bremskraftsteue- rung, welche ein Teil des Bremssteuerprogramms ist.

[0055] Fig. 6 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine darstellt für eine Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils, welche ein Teil der Routine für die Normalzustand-Bremskraftsteuerung ist.

[0056] Fig. 7 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine darstellt für eine Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils, welche ein Teil der Routine für die Normalzustand-Bremskraftsteuerung ist.

[0057] Fig. 8A und Fig. 8B sind Diagramme, die je- weils Relationen zwischen einer Rückkopplungskom- ponente und einem Servodruck in einem Ventilgleich- gewichtszustand eines jeden von dem Druckerhö- hungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Li- nearventil zeigen.

[0058] Fig. 9A und Fig. 9B sind Diagramme je- weils zum Erläutern eines Lernens von Abweichun- gen der Relationen zwischen einer Vorwärtskopp- lungskomponente und einem Servodruck im Ventil-

gleichgewichtszustand eines jeden von dem Druck- erhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs- Linearventil.

[0059] Fig. 10A–Fig. 10C sind Diagramme jeweils zum Erläutern eines Prozesses zum in der Vorwärts- regelung Entscheiden, ob der an das Druckerhö- hungs-Linearventil und/oder das Druckminderungs- Linearventil gelieferte Erregerstrom größer als ein Vorgabeausmaß ist.

[0060] Fig. 11 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Rou- tine, welche ein Teil des Bremssteuerprogramms ist, darstellt für eine Bremskraftsteuerung in dem Fall ei- ner Servodrucksensorstörung.

[0061] Fig. 12 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine darstellt zum Bestimmen eines Anfangsver- schiebungsbetrages, welche ein Teil der Routine für die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodruck- sensorstörung ist.

[0062] Fig. 13 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine, welche ein Teil der Routine für die Brems- kraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstö- rung ist, darstellt für eine erste Verschiebungsbetrag- Änderungssteuerung.

[0063] Fig. 14 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine, welche ein Teil der Routine für die Brems- kraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstö- rung ist, darstellt für eine zweite Verschiebungsbetrag- Änderungssteuerung.

[0064] Fig. 15 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine darstellt, welche ein Teil der Routine für die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksen- sorstörung ist, für eine dritte Verschiebungsbetrag- Änderungssteuerung.

[0065] Fig. 16 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine, welche ein Teil der Routine für die Brems- kraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstö- rung ist, darstellt für eine Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils.

[0066] Fig. 17 ist ein Ablaufdiagramm, das eine Su- broutine, welche ein Teil der Routine für die Brems- kraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstö- rung ist, darstellt für die Vorwärtsregelung des Druck- minderungsventils.

[0067] Fig. 18 ist ein Blockschaltbild, das Funktionen eines elektronischen Bremssteuergeräts (ESG) zeigt.

BESCHREIBUNG EINER AUSFÜHRUNGSFORM

[0068] Nachstehend wird unter Bezugnahme auf die Figuren eine repräsentative Ausführungsform der be- anspruchbaren Erfindung im Detail erläutert werden.

Es ist zu verstehen, dass die beanspruchbare Erfindung nicht auf die folgende Ausführungsform und Modifizierungsbeispiele sowie die in AUSPRÄGUNGEN DER ERFINDUNG beschriebenen Ausprägungen beschränkt ist, sondern basierend auf dem Wissen von Fachleuten mit diversen Änderungen und Modifikationen ausgeführt werden kann. Es ist ferner zu verstehen, dass Modifizierungsbeispiele der folgenden Ausführungsform bereitgestellt werden können durch die Verwendung von technischen Dingen, die in den in AUSPRÄGUNGEN DER ERFINDUNG beschriebenen Ausprägungen beschrieben sind.

AUSFÜHRUNGSFORM

<Hardware-Struktur des Hydraulikbremssystems>

(a) Gesamtstruktur

[0069] Ein Hydraulikbremssystem gemäß einer Ausführungsform der beanspruchbaren Erfindung ist ein Hydraulikbremssystem, das an Hybridfahrzeugen installiert ist und das ein Bremsöl als ein Arbeitsfluid nutzt. Wie in **Fig. 1** gezeigt, weist das vorliegende Hydraulikbremssystem generell auf: (A) vier Bremsvorrichtungen **12**, welche für jeweilige vier Räder **10** vorgesehen sind und von denen jede eingerichtet ist, eine Bremskraft zu erzeugen, (B) eine Hauptzylindervorrichtung **16**, in welche eine Betätigung eines Bremspedals **14** als einem Bremsbetätigungselement eingegeben wird und welche eingerichtet ist, ein unter Druck gesetztes Arbeitsfluid an jede Bremsvorrichtung **12** zu liefern, (C) eine Antiblockiereinheit **18**, die zwischen der Hauptzylindervorrichtung **16** und den vier Bremsvorrichtungen **12** angeordnet ist, (D) eine Hochdruckquellenvorrichtung **22**, die eingerichtet ist, das einen atmosphärischen Druck aufweisende Arbeitsfluid aus einem Reservoir **20** als einer Niederdruckquelle zu fördern und das geförderte Fluid unter Druck zu setzen, um das Arbeitsfluid, welches hochdruckbeaufschlagt ist, zu liefern, (E) als einen Druckregler einen Regler **24**, der eingerichtet ist, einen Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** gelieferten Arbeitsfluids zu regulieren und das Arbeitsfluid, dessen Druck reguliert ist, an die Hauptzylindervorrichtung **16** zu liefern, (F) ein elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil **26** und ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil **28** (nachstehend, wo geeignet, einfach als „Druckerhöhungs-Linearventil **26**“ bzw. „Druckminderungs-Linearventil **28**“ bezeichnet) zum Einstellen eines Drucks des von dem Regler **24** gelieferten Arbeitsfluids, und (G) als eine Steuervorrichtung ein elektronisches Bremssteuergerät **30**, das eingerichtet ist, das Hydraulikbremssystem durch Steuern der Vorrichtungen, des Equipments, der Ventile usw. zu steuern. Für die Antiblockiereinheit **18** (nachstehend, wo geeignet, als „ABS-Einheit **18**“ bezeichnet) ist in **Fig. 1** ein Zeichen „ABS“ zugeordnet. Das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das

Druckminderungs-Linearventil **28** sind in **Fig. 1** mit Zeichen „SLA“ bzw. „SLR“ bezeichnet. Das elektronische Bremssteuergerät **30** kann, wo geeignet, als „Brems-ESG **30**“ bezeichnet sein und ist in **Fig. 1** mit einem Zeichen „ESG“ gekennzeichnet. Wo es notwendig ist, die vier Räder **10** in Bezug auf „vorne“, „hinten“, „rechts“ und „links“ zu unterscheiden, sind die vier Räder als ein vorderes rechtes Rad **10FR**, ein vorderes linkes Rad **10FL**, ein hinteres rechtes Rad **10RR** bzw. ein hinteres linkes Rad **10RL** bezeichnet. Wo es notwendig ist, in gleicher Weise die Teilelemente zu unterscheiden, sind die gleichen Suffixe wie für die Räder **10** verwendet genutzt. Zum Beispiel sind, wo geeignet, die vier Bremsvorrichtungen **12** als **12FR**, **12FL**, **12RR** bzw. **12RL** bezeichnet.

(b) Bremsvorrichtungen und ABS-Einheit

[0070] Jede der für die jeweiligen Räder **10** vorgesehenen Bremsvorrichtungen **12** ist eine Scheibenbremsvorrichtung mit einem Scheibenrotor, der zusammen mit dem Rad **10** rotiert, einem von einer Halterung gehaltenen Bremssattel, einem von dem Bremssattel gehaltenen Radzylinder und Bremsbelägen, die von dem Bremssattel gehalten und eingerichtet sind, durch den Radzylinder bewegt zu werden, um den Scheibenrotor einzuklemmen. Die ABS-Einheit **18** ist eine Einheit, die gebildet ist mit vier Paaren von Öffnungs/Schließ-Ventilen, die zu den vier Rädern korrespondieren, einer Pumpenvorrichtung usw. Eines der Öffnungs/Schließ-Ventile in jedem Paar ist ein Druckerhöhungs-Öffnungs/Schließ-Ventil, wohingegen das andere der Öffnungs/Schließ-Ventile in jedem Paar ein Druckminderungs-Öffnungs/Schließ-Ventil ist. Die ABS-Einheit **18** ist eingerichtet, um aktiviert zu werden, wenn die Räder **10** infolge von Schleudern oder dergleichen blockiert sind, um zu verhindern, dass die Blockierung der Räder fortgesetzt wird. Jede Bremsvorrichtung **12** und die ABS-Einheit **18** sind eine übliche Vorrichtung und eine übliche Einheit und haben geringe Relevanz für die Merkmale der beanspruchbaren Erfindung. Demgemäß wird auf eine detaillierte Erläuterung der Bremsvorrichtungen **12** und der ABS-Einheit **18** verzichtet.

(c) Hauptzylindervorrichtung

[0071] Die Hauptzylindervorrichtung **16** ist eine Hauptzylindervorrichtung, in welche ein Hubsimulator integral aufgenommen ist. Generell hat die Hauptzylindervorrichtung **16** ein Gehäuse **40**, in welchem zwei Druckkolben, das heißt ein erster Druckkolben **42** und ein zweiter Druckkolben **44**, und ein Eingabekolben **46** angeordnet sind, und ein Hubsimulatormechanismus **48** ist in das Gehäuse **40** integriert. In der folgenden Erläuterung über die Hauptzylindervorrichtung **16** sind eine Linkswärtsrichtung und eine Rechtswärtsrichtung in **Fig. 1** der Einfachheit halber als eine Vorwärtsrichtung bzw. eine Rückwärtsrichtung

tung bezeichnet. In gleicher Weise sind eine Linkswärtsbewegung und eine Rechtswärtsbewegung der Kolben usw., die nachstehend erläutert sind, als eine Vorwärts- oder Vorschubbewegung bzw. eine Rückwärts- oder Rückzugsbewegung bezeichnet.

[0072] Das Gehäuse **40** hat einen Raum, in welchem der erste Druckkolben **42**, der zweite Druckkolben **44** und der Eingabekolben **46** aufgenommen sind. Der Raum ist an seinem vorderseitigen Ende geschlossen und ist durch einen ringförmigen Unterteilungsabschnitt **50** in eine vorderseitige Kammer **52** und eine rückseitige Kammer **54** unterteilt. Der zweite Druckkolben **44** hat eine zylindrische Form, welche an ihrer Vorderseite offen und an ihrer Rückseite geschlossen ist. Der zweite Druckkolben **44** ist in einem vorderseitigen Abschnitt der vorderseitigen Kammer **52** angeordnet. Der erste Druckkolben **42** hat eine zylindrische Form mit einem geschlossenen Ende und umfasst: einen Hauptkörperabschnitt **58** mit einem Flansch **56**, der an einem hinteren Ende des Hauptkörperabschnitts **58** geformt ist, und einen Vorstehabschnitt **60**, der sich von dem Hauptkörperabschnitt **58** nach hinten erstreckt. Der Hauptkörperabschnitt **58** ist in der vorderseitigen Kammer **52** angeordnet, sodass er sich hinter dem zweiten Druckkolben **44** befindet. Der ringförmige Unterteilungsabschnitt **50** hat an seinem Mittelabschnitt eine Öffnung **62**, und der Vorstehabschnitt **60** erstreckt sich durch die Öffnung **62** hindurch in die rückseitige Kammer **54** hinein. Der Eingabekolben **46** ist in der rückseitigen Kammer **54** angeordnet, sodass der Eingabekolben **46** sich von der Rückseite her teilweise in die rückseitige Kammer **54** hinein erstreckt. Das Bremspedal **14** ist mit einem hinteren Ende des Eingabekolbens **46** über eine Verbindungsstange **64** verbunden.

[0073] Eine erste Druckkammer R1 ist zwischen dem ersten Druckkolben **42** und dem zweiten Druckkolben **44** ausgebildet, genauer auf der Vorderseite des Hauptkörperabschnitts **58** des ersten Druckkolbens **42**. In der ersten Druckkammer R1 wird das an die zu den jeweiligen beiden hinteren Rädern **10RR**, **10RL** korrespondierenden zwei Bremsvorrichtungen **12RR**, **12RL** zu liefernde Arbeitsfluid durch eine Vorwärtsbewegung des ersten Druckkolbens **42** unter Druck gesetzt. Ferner ist eine zweite Druckkammer R2 auf der Vorderseite des zweiten Druckkolbens **44** ausgebildet. In der zweiten Druckkammer R2 wird das an die zu den jeweiligen zwei vorderen Rädern **10FR**, **10FL** korrespondierenden beiden Bremsvorrichtungen **12FR**, **12FL** zu liefernde Arbeitsfluid durch eine Vorwärtsbewegung des zweiten Druckkolbens **44** unter Druck gesetzt. Außerdem ist eine Zwischenkolbenkammer R3 zwischen dem ersten Druckkolben **42** und dem Eingabekolben **46** ausgebildet. Genauer ist die Zwischenkolbenkammer R3 so ausgebildet, dass ein hinteres Ende des Vorstehabschnitts **60**, der sich von der in dem Unterteilungsabschnitt **50** geformten Öffnung **62** aus nach hinten erstreckt, und

ein vorderes Ende des Eingabekolbens **46** einander gegenüberliegen, nämlich so, dass der erste Druckkolben **42** und der Eingabekolben **46** einander unter Nutzung der Öffnung **62** gegenüberliegen. Ferner sind in der vorderseitigen Kammer **52** des Gehäuses **40** geformt: eine ringförmige Eingabekammer R4, in welche das von dem Regler **24** gelieferte Arbeitsfluid eingegeben wird, und eine ringförmige Gegenkammer R5. Genauer ist die Eingabekammer R4 um einen Außenumfang des Vorstehabschnitts **60** herum ausgebildet, sodass sie von einer vorderen Endfläche des Unterteilungsabschnitts **50** und einer hinteren Endfläche des Hautkörperabschnitts **58** des ersten Druckkolbens **42**, das heißt einer hinteren Endfläche des Flansches **56**, definiert ist. Die Gegenkammer R5 ist vor dem Flansch **56** um einen Außenumfang des Hauptkörperabschnitts **58** herum ausgebildet, sodass die Gegenkammer R5 der Eingabekammer R4 mit dem Flansch **56** dazwischen angeordnet gegenüberliegt.

[0074] Die erste Druckkammer R1 ist über einen Niederdruckdurchlass P1 mit dem Reservoir **20** fluidverbindbar, wenn sich der erste Druckkolben **42** in einer hinteren Endposition in seinem Bewegungsbereich befindet, wohingegen die zweite Druckkammer R2 über einen Niederdruckdurchlass P2 mit dem Reservoir **20** fluidverbindbar ist, wenn sich der zweite Druckkolben **44** in einer hinteren Endposition in seinem Bewegungsbereich befindet. Die erste Druckkammer R1 und die zweite Druckkammer R2 stehen mit den Bremsvorrichtungen **12** über jeweilige Ausgabedurchlässe P3, P4 und über die ABS-Einheit **18** in Verbindung. In diesem Zusammenhang steht die erste Druckkammer R1 auch über den Regler **24** (der später erläutert werden wird) mit den Bremsvorrichtungen **12RR**, **12RL** in Verbindung. Ferner steht die Eingabekammer R4 über einen Eingabedurchlass P5 mit einem Reguliertdruckdurchlass des Reglers **24** (der später erläutert werden wird) in Verbindung.

[0075] Die Zwischenkolbenkammer R3 steht mit einem Verbindungsdurchlass P6 in Verbindung, wohingegen die Gegenkammer R5 mit einem Verbindungsdurchlass P7 in Verbindung steht. Der Verbindungsdurchlass P6 und der Verbindungsdurchlass P7 sind durch eine Zwischenkammer-Verbindungspassage **70** als eine externe Verbindungspassage verbunden. An einer bestimmten Position in der Zwischenkammer-Verbindungspassage **70** ist ein normalerweise geschlossenes elektromagnetisches Öffnungs/Schließ-Ventil **72** vorgesehen, nämlich ein Öffnungs/Schließ-Ventil **72**, das eingerichtet ist, sodass es in einem Nichtbestromtzustand geschlossen und in einem Bestromtzustand geöffnet ist. Wenn das Öffnungs/Schließ-Ventil **72** in einen Offen Zustand gestellt ist, sind die Zwischenkolbenkammer R3 und die Gegenkammer R5 miteinander in Verbindung gebracht. In einem Zustand, in dem die Zwischenkolbenkammer R3 und die Gegenkammer R5 miteinander

der in Verbindung gehalten sind, definieren die Kammern R3, R5 eine Fluidkammer, und zwar wird eine Fluidkammer definiert, die als eine Reaktionskraftkammer R6 bezeichnet werden kann. Das elektromagnetische Öffnungs/Schließ-Ventil **72** hat eine Funktion des Umschaltens eines Verbindungszustandes der Zwischenkolbenkammer R3 und der Gegenkammer R5 zwischen einem Verbindungszustand und einem Nichtverbindungszustand. In Anbetracht dessen wird das elektromagnetische Öffnungs/Schließ-Ventil **72** nachstehend als „Zwischenkammerverbindungs-Schaltventil **72**“ bezeichnet werden.

[0076] Die Hauptzylindervorrichtung **16** hat zwei weitere Niederdruckdurchlässe P8, P9, die miteinander über eine interne Passage in Verbindung stehen. Der Niederdruckdurchlass P8 ist mit dem Reservoir **20** verbunden, wohingegen der Niederdruckdurchlass P9 zwischen dem Zwischenkammerverbindungs-Schaltventil **72** und der Gegenkammer R5 über eine Niederdruck-Entlastungspassage **74** als eine externe Verbindungspassage mit der Zwischenkammer-Verbindungspassage **70** verbunden ist. In der Niederdruck-Entlastungspassage **74** ist ein normalerweise offenes elektromagnetisches Öffnungs/Schließ-Ventil **76** vorgesehen, nämlich ein Öffnungs/Schließ-Ventil **76**, das eingerichtet ist, sodass es in einem Unbestromtzustand geöffnet und in einem Bestromtzustand geschlossen ist. Das Öffnungs/Schließ-Ventil **76** hat eine Funktion eines Entlastens der Gegenkammer R5 auf einen Niederdruck (in diesem System einen atmosphärischen Druck). In Anbetracht dessen wird nachstehend, wo geeignet, das Öffnungs/Schließ-Ventil **76** als „Niederdruck-Entlastungsventil **76**“ bezeichnet werden.

[0077] Das Gehäuse **40** hat einen Raum, der sich von dem Raum unterscheidet, in welchem der erste Druckkolben **42**, der zweite Druckkolben **44** und der Eingabekolben **46** angeordnet sind. Der Hubsimulatormechanismus **48** ist gebildet von dem betreffenden Raum, einem Reaktionskraftkolben **80**, der in dem Raum angeordnet ist, und zwei Reaktionskraftfedern **82**, **84** (beide dieser sind Schraubendruckfedern) zum Vorspannen des Reaktionskraftkolbens **80**. Auf der Rückseite des Reaktionskraftkolbens **80** ist eine Pufferkammer R7 ausgebildet. (In **Fig. 1** ist die Pufferkammer R7 in einem nahezu entleerten oder komprimierten Zustand dargestellt.) Wenn der Eingabekolben **46** sich durch eine Betätigung des Bremspedals **14** vorwärts bewegt, wird das Arbeitsfluid in der Gegenkammer R5, das heißt das Arbeitsfluid in der Reaktionskraftkammer R6, über eine innere Passage in die Pufferkammer R7 eingeleitet und wirken Federreaktionskräfte der Reaktionskraftfedern **82**, **84** in Übereinstimmung mit der eingeleiteten Menge an Arbeitsfluid, nämlich in Übereinstimmung mit dem Ausmaß der Vorwärtsbewegung des Eingabekolbens **46**, auf die Reaktionskraftkammer R6 ein, wodurch eine Betätigungsreaktionskraft

dem Bremspedal **14** beaufschlagt wird. Das heißt, der Hubsimulatormechanismus **48** fungiert als ein Reaktionskraftbeaufschlagungsmechanismus, um dem Eingabekolben **46** eine Reaktionskraft gegen die Vorwärtsbewegung des Eingabekolbens **46** mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Ausmaß der Vorwärtsbewegung des Eingabekolbens **46** zu beaufschlagen. Die beiden Reaktionskraftfedern **82**, **84** sind in Reihe angeordnet, und die Reaktionskraftfeder **84** hat eine Federkonstante, die beträchtlich kleiner als jene der Reaktionskraftfeder **82** ist. Somit ist der Hubsimulatormechanismus **48** eingerichtet, Reaktionskrafteigenschaften zu bewirken, bei welchen ein Erhöhungsgradient der Reaktionskraft von einem bestimmten Punkt in dem Fortschreiten der Betätigung des Bremspedals **14** an groß wird, indem verhindert wird, dass die Reaktionskraftfeder **84** an dem bestimmten Punkt in dem Fortschreiten der Betätigung des Bremspedals **14** verformt wird. In dem vorliegenden System ist in der Zwischenkammer-Verbindungspassage **70** ein Reaktionskraft-Drucksensor **86** vorgesehen zum Erfassen eines Drucks des Arbeitsfluids in der Reaktionskraftkammer R6 (Reaktionskraftdruck). (In **Fig. 1** ist der Reaktionskraft-Drucksensor **86** mit einem den Reaktionskraftdruck bezeichnenden Zeichen „ P_{RCT} “ gekennzeichnet.)

[0078] In einem Normalzustand befindet sich das Zwischenkammerverbindungs-Schaltventil **72** im Offenzustand, wohingegen sich das Niederdruck-Entlastungsventil **76** im Geschlossenzustand befindet, und ist die Reaktionskraftkammer R6 von der Zwischenkolbenkammer R3 und der Gegenkammer R5 definiert. In der vorliegenden Hauptzylindervorrichtung **16** ist eine Druckaufnahme­fläche (eine Druckaufnahme­fläche in Bezug auf die Zwischenkolbenkammer) des ersten Druckkolbens **42**, auf welche ein Druck des Arbeitsfluids in der Zwischenkolbenkammer R3 einwirkt, um den ersten Druckkolben **42** vorwärts zu bewegen, nämlich ein Flächeninhalt einer hinteren Endfläche des Vorstehabschnitts **60** des ersten Druckkolbens **42**, gleich ausgebildet zu einer Druckaufnahme­fläche (eine Druckaufnahme­fläche in Bezug auf die Gegenkammer) des ersten Druckkolbens **42**, auf welche ein Druck des Arbeitsfluids in der Gegenkammer R5 einwirkt, um den ersten Druckkolben **42** rückwärts zu bewegen, nämlich einem Flächeninhalt einer vorderen Endfläche des Flansches **56** des ersten Druckkolbens. Demgemäß bewegen sich, sogar wenn der Eingabekolben **46** durch eine Betätigung des Bremspedals **14** vorwärts bewegt wird, der erste Druckkolben **42** und der zweite Druckkolben **44** durch eine Betätigungskraft, nämlich durch den Druck in der Reaktionskraftkammer R6, nicht vorwärts und wird das durch die Hauptzylindervorrichtung **16** druckbeaufschlagte Arbeitsfluid nicht an die Bremsvorrichtungen **12** geliefert. Andererseits bewegen sich, wenn ein Druck des Arbeitsfluids von der Hochdruckquellen­vorrichtung **22** in die Eingabekammer R4 eingeleitet wird, der erste Druckkolben **42**

und der zweite Druckkolben **44** in Abhängigkeit von dem Druck des Arbeitsfluids vorwärts und wird das in Übereinstimmung mit einem Druck des Arbeitsfluids in der Eingabekammer R4 druckbeaufschlagte Arbeitsfluid an die Bremsvorrichtungen **12** geliefert. Das heißt, gemäß der Hauptzylindervorrichtung **16** wird im Normalzustand ein Zustand bewirkt, in welchem die Bremskraft in Abhängigkeit von dem Hochdruckquellendruck erzeugt wird, nämlich ein Zustand, in welchem die Bremsvorrichtungen **12** ohne Abhängigkeit von der dem Bremspedal **14** beaufschlagten Betätigungskraft die Bremskraft mit einer Größe erzeugen, die von dem Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** der Hauptzylindervorrichtung **16** gelieferten Arbeitsfluids abhängt.

[0079] Das Fahrzeug, an welchem das vorliegende System installiert ist, ist ein wie oben beschriebenes Hybridfahrzeug, und demgemäß ist eine generatorische Bremskraft verfügbar. Dementsprechend ist es für die Bremsvorrichtungen **12** notwendig, eine Bremskraft zu erzeugen, die einer Differenz entspricht unter Subtrahieren der generatorischen Bremskraft von einer Bremskraft, die basierend auf der Bremsbetätigung bestimmt wird. Das vorliegende System bewirkt den oben angegebenen Zustand, in welchem die Bremskraft in Abhängigkeit von dem Hochdruckquellendruck erzeugt wird, sodass die Bremsvorrichtungen **12** die Bremskraft erzeugen können, die nicht von der Bremsbetätigungskraft abhängt. Somit ist das vorliegende System ein Hydraulikbremssystem, das für Hybridfahrzeuge geeignet ist.

[0080] Im Falle einer elektrischen Störung oder dergleichen befindet sich andererseits das Zwischenkammerverbindungs-Schaltventil **72** im Geschlossenenzustand, befindet sich das Niederdruck-Entlastungsventil **76** im Offenzustand und ist die Zwischenkolbenkammer R3 hermetisch verschlossen, wohingegen die Gegenkammer R5 zum Niederdruck (in diesem System atmosphärischen Druck) hin entlastet ist. In diesem Zustand wird die dem Bremspedal **14** beaufschlagte Betätigungskraft über das Arbeitsfluid in der Zwischenkolbenkammer R3 an den ersten Druckkolben **42** übertragen, sodass der erste Druckkolben **42** und der zweite Druckkolben **44** sich vorwärts bewegen. Das heißt, es wird ein Zustand bewirkt, in welchem die Bremskraft in Abhängigkeit von der Betätigungskraft erzeugt wird, nämlich ein Zustand, in welchem die Bremsvorrichtungen **12** die Bremskraft mit einer Größe erzeugen, die von der dem Bremspedal **14** beaufschlagten Betätigungskraft abhängt. Falls das Zwischenkammerverbindungs-Schaltventil **72** in den Geschlossenenzustand gebracht ist, das Niederdruck-Entlastungsventil **76** in den Offenzustand gebracht ist und das Arbeitsfluid von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** in die Eingabekammer R4 eingeleitet wird, werden der erste Druckkolben **42** und der zweite Druckkolben **44** vor-

wärts bewegt durch sowohl den Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** an die Hauptzylindervorrichtung **16** gelieferten Arbeitsfluids als auch die Betätigungskraft. Im Ergebnis wird ein Zustand bewirkt, in welchem die Bremskraft in Abhängigkeit von der Betätigungskraft und dem Hochdruckquellendruck erzeugt wird, nämlich ein Zustand, in welchem die Bremsvorrichtungen **12** die Bremskraft erzeugen, die von sowohl der Betätigungskraft als auch dem Hochdruckquellendruck abhängt, nämlich die Bremskraft, welche eine Summe ist der Bremskraft, deren Größe von dem Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** an die Hauptzylindervorrichtung **16** gelieferten Arbeitsfluids abhängt, und der Bremskraft, deren Größe von der Betätigungskraft abhängt.

(d) Hochdruckquellenvorrichtung

[0081] Die Hochdruckquellenvorrichtung **22** umfasst: eine Pumpe **90**, die eingerichtet ist, das Arbeitsfluid aus dem Reservoir **20** zu fördern und das geförderte Arbeitsfluid unter Druck zu setzen, einen Motor **92** zum Antreiben der Pumpe **90** und einen Akkumulator **94** (der mit einem Zeichen „ACC“ in Fig. 1 gekennzeichnet ist) zum Speichern des von der Pumpe **90** unter Druck gesetzten Arbeitsfluids. Die Hochdruckquellenvorrichtung **22** ist versehen mit einem Hochdruckquellen-Drucksensor **96** zum Erfassen eines Drucks des Arbeitsfluids in dem Akkumulator **94**, nämlich zum Erfassen eines Drucks des zu liefernden Arbeitsfluids, das heißt des Hochdruckquellendrucks. (In Fig. 1 ist der Hochdruckquellendruck mit einem den Hochdruckquellendruck kennzeichnenden Zeichen „P_{ACC}“ gekennzeichnet.)

(e) Regler

[0082] Der Regler **24** als ein Druckregler umfasst: ein Gehäuse **100** mit einer zweiteiligen Struktur und einem Innenraum sowie einen ersten Kolben **102**, einen zweiten Kolben **104**, einen ringförmigen Ventil Sitz **106** und eine Ventilstange **108**, die in dem Raum des Gehäuses **100** angeordnet sind, sodass sie in dieser Reihenfolge von der linken Seite in Fig. 1 aus in Axialrichtung des Gehäuses **100**, das heißt in der Links-Rechts-Richtung, angeordnet sind. Jeder von dem ersten Kolben **102** und dem zweiten Kolben **104** fungiert als ein bewegbares Element und ist in der Axialrichtung des Gehäuses **100** bewegbar. Der zweite Kolben **104** ist gebildet mit einem eine Vertiefung aufweisenden Kolbenhauptkörper **110** und einem Stößel **112**, der in die Vertiefung eingepasst ist. Der ringförmige Ventil Sitz **106** ist ein zylindrisches Element, welches einen Flanschabschnitt hat und welches an entgegengesetzten Enden dessen offen ist. Der ringförmige Ventil Sitz **106** ist mittels zweier Federn **114**, **116** schwimmend in Bezug auf den zweiten Kolben **104** und das Gehäuse **100** abgestützt. Ein linker Endabschnitt der Ventilstange **108** fungiert als ein Ventilelement. Die Ventilstange **108**

ist so angeordnet, dass der als das Ventilelement fungierende linke Endabschnitt dieser auf einem rechten Endabschnitt des als ein Ventilsitz fungierenden ringförmigen Ventilsitzes **106** aufsitzen kann. Die Ventilstange **108** ist mittels einer Feder **118** nach links vorgespannt. Das heißt, der ringförmige Ventilsitz **106**, die Ventilstange **108** und die Feder **118** stellen einen Ventilmechanismus **120** bereit, der so eingerichtet ist, dass er mit dem als das bewegbare Element fungierenden zweiten Kolben **104** in der Axialrichtung des Gehäuses **100** angeordnet ist. Ein distales (rechtes) Ende des Stößels **112** des zweiten Kolbens **104** ist so angeordnet, dass es an dem linken Endabschnitt der Ventilstange **108** innerhalb des ringförmigen Ventilsitzes **106** zur Anlage bringbar ist.

[0083] Eine Mehrzahl von Fluidkammern sind in den Raum des Gehäuses **100** gebildet. Genauer ist eine erste Steuerkammer R8 auf der linken Seite des ersten Kolbens **102** gebildet. Eine zweite Steuerkammer R9 ist zwischen dem ersten Kolben **102** und dem zweiten Kolben **104** gebildet. Eine Reguliertdruckkammer R10 ist um einen Außenumfang des Stößels **112** des zweiten Kolbens **104** im Wesentlichen zwischen dem Kolbenhauptide **110** und dem Flanschabschnitt des ringförmigen Ventilsitzes **106** gebildet. In der Reguliertdruckkammer R10 ist das Arbeitsfluid, dessen Druck reguliert ist und welches von dem Regler **24** an die Hauptzylindervorrichtung **16** geliefert wird, aufgenommen. Eine Hochdruckkammer R11 zum Aufnehmen des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** gelieferten Arbeitsfluids ist an einem Außenumfang der Ventilstange **108** gebildet. Grob gesehen ist die Reguliertdruckkammer R10 auf einer von entgegengesetzten Seiten des zweiten Kolbens **104** gebildet, die näher zu dem Ventilmechanismus **120** ist, und nehmen die Hochdruckkammer R11 und die Reguliertdruckkammer R10 den Ventilmechanismus **120** sandwichartig zwischen sich auf.

[0084] Das Gehäuse **100** ist mit diversen Durchlässen versehen, und die oben beschriebenen Fluidkammern stehen über die Durchlässe mit diversen Vorrichtungen des vorliegenden Systems in Verbindung. Um genauer zu sein, wird das Arbeitsfluid von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** über einen Hochdruckdurchlass P10 an die Hochdruckkammer R11 geliefert. Die Reguliertdruckkammer R10 steht über einen Reguliertdruckdurchlass P11 mit dem Eingabedurchlass P5 der Hauptzylindervorrichtung **16** in Verbindung. In dem zweiten Kolben **104** ist eine Niederdruckpassage **130** geformt, die gebildet ist mit einer Fluidpassage, die den Stößel **112** in Axialrichtung durchdringt, und einer Fluidpassage, die mit der oben angegebenen Fluidpassage in Verbindung steht und die den Kolbenhauptide in Durchmesserichtung durchdringt. Zwei Niederdruckdurchlässe P12, P13 stehen miteinander über die Niederdruckpassage **130** in Verbindung. Der Niederdruckdurchlass P12 ist mit der Niederdruck-Entlastungspassage

74 verbunden, wodurch die Niederdruckpassage **130** über die Hauptzylindervorrichtung **16** mit dem Reservoir **20** in Verbindung steht. Mit anderen Worten fungiert die Niederdruckpassage **130** als eine Niederdruckquellen-Verbindungspassage, die mit der Niederdruckquelle in Verbindung steht. Der Niederdruckdurchlass P13 ist über ein Druckbegrenzungsventil **132** mit einem Hochdruckdurchlass P14 verbunden, der sich von dem oben angegebenen Hochdruckdurchlass P10 unterscheidet. Wenn ein Druck in der Hochdruckkammer R11 übermäßig hoch wird, wird der Druck in der Hochdruckkammer R11 zum Reservoir **20** hin abgebaut.

[0085] Die erste Steuerkammer R8 steht über einen ersten Steuerdurchlass P15 mit dem Ausgabedurchlass P3 der Hauptzylindervorrichtung **16** in Verbindung und steht über einen ersten Steuerdurchlass P16 mit den Bremsvorrichtungen **12RR**, **12RL** für die Hinterräder in Verbindung. Das heißt, die erste Steuerkammer R8 ist ein Teil einer Passage für das von der Hauptzylindervorrichtung **16** an die Bremsvorrichtungen **12RR**, **12RL** gelieferte Arbeitsfluid. Die zweite Steuerkammer R9 ist mit zwei zweiten Steuerdurchlässen P17, P18 verbunden. Der zweite Steuerdurchlass P17 ist über das Druckerhöhungs-Linearventil **26** mit dem Hochdruckdurchlass P14 verbunden, wohingegen der zweite Steuerdurchlass P18 über das Druckminderungs-Linearventil **28** mit der Niederdruck-Entlastungspassage **74** verbunden ist. Das heißt, die zweite Steuerkammer R9 ist über das Druckerhöhungs-Linearventil **26** mit der Hochdruckquellenvorrichtung **22** verbunden und ist über das Druckminderungs-Linearventil **28** mit dem Reservoir **20** verbunden. Wie später im Detail erläutert, wird ein Druck des Arbeitsfluids in der zweiten Steuerkammer R9 auf einen Druck eingestellt, der durch das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eingestellt wird (nachstehend, wo geeignet, als „Einstelldruck“ bezeichnet).

[0086] Eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft wirkt auf den zweiten Kolben **104** ein. Die druckdifferenzbasierte Wirkkraft ist eine Kraft, die abhängt von einer Druckdifferenz zwischen: einem Druck des Arbeitsfluids in der Reguliertdruckkammer R10, nämlich einem Druck des von dem Regler **24** gelieferten Arbeitsfluids, welcher der sogenannte Lieferdruck des Druckreglers ist, und nachstehend, wo geeignet, als „Servodruck“ bezeichnet werden wird, und einem zweiten Steuerdruck, welcher der Druck in der zweiten Steuerkammer R9 ist. Der zweite Kolben **104** wird in dem Gehäuse **100** durch die druckdifferenzbasierte Wirkkraft in Axialrichtung bewegt. Während es eigentlich notwendig ist, die Federreaktionskräfte der Federn **114**, **116** usw. zu berücksichtigen, wird kurz gesagt der Kolben **104** rechtswärts in **Fig. 1** bewegt, nämlich in Richtung zum Ventilmechanismus **120** hin, wenn eine Wirkkraft, die von dem zweiten Steuerdruck abhängt, dominierend ist über eine Wirkkraft,

die von dem Servodruck abhängt. Andererseits wird der zweite Kolben **104** linkswärts in **Fig. 1** bewegt, nämlich in eine Richtung weg von dem Ventilmechanismus **120**, wenn die Wirkkraft, die von dem Servodruck abhängt, dominierend ist über die Wirkkraft, die von dem zweiten Steuerdruck abhängt. Falls der zweite Kolben **104** rechtswärts bewegt wird, kommt der zweite Kolben **104** an dem distalen Ende des Stößels **112** mit dem Ventilmechanismus **120** in Eingriff und wird das distale Ende der Ventilstange **108** von dem ringförmigen Ventilsitz **106** weg separiert, wodurch die Reguliertdruckkammer R10 und die Hochdruckkammer R11 über den Ventilmechanismus **120** miteinander in Verbindung gebracht werden. In diesem Fall ist eine an dem distalen Ende des Stößels **112** geformte Öffnung der Niederdruckpassage **130** von dem distalen Ende der Ventilstange **108** verschlossen, wodurch eine Verbindung zwischen der Reguliertdruckkammer R10 und der Niederdruckpassage **130** abgesperrt ist. Falls andererseits der zweite Kolben **104** linkswärts bewegt wird, wird das distale Ende des Stößels **112** des zweiten Kolbens **104** außer Eingriff mit dem Ventilmechanismus **120** gebracht, wodurch eine Verbindung zwischen der Reguliertdruckkammer R10 und der Hochdruckkammer R11 abgesperrt wird. In diesem Fall ist die Öffnung der Niederdruckpassage **130** nicht von dem distalen Ende der Ventilstange **108** verschlossen und sind die Reguliertdruckkammer R10 und die Niederdruckpassage **130** miteinander in Verbindung gebracht. Wegen des Betriebs des Reglers **24** wird der Druck des Arbeitsfluids in der Reguliertdruckkammer R10 auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem zweiten Steuerdruck geregelt, nämlich einen Druck in Übereinstimmung mit dem durch das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eingestellten Einstelldruck. In dem vorliegenden System ist ein Servodrucksensor **134** vorgesehen zum Erfassen des Servodrucks. (Der Servodrucksensor **134** ist in **Fig. 1** mit einem den Servodruck kennzeichnenden Zeichen „P_{SRV}“ markiert.)

[0087] In Anbetracht der Wirkung des Reglers **24** kann der Regler **24** bezeichnet werden als „Druckregler in Abhängigkeit von dem Hochdruckquellendruck“ in einem Sinne, dass die Hochdruckquellenvorrichtung **22** als eine Druckquelle für sowohl den Servodruck als auch den zweiten Steuerdruck fungiert. Das mit dem Druckregler ausgerüstete vorliegende Hydraulikbremssystem kann bezeichnet werden als „System ausgerüstet mit dem Druckregler in Abhängigkeit von dem Hochdruckquellendruck“.

[0088] Im Normalzustand wird der Servodruck, der von dem Regler **24** als dem Druckregler in die Hauptzylindervorrichtung **16** eingeleitet wird, auf den Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck reguliert, wie oben beschrieben. Wie aus der obigen Erläuterung verständlich ist, wird im Normalzustand ein Druck des von der Hauptzylindervorrichtung **16** an

die Bremsvorrichtungen **12** gelieferten Arbeitsfluids (nachstehend, wo geeignet, als „Hauptdruck“ bezeichnet) gleich zu einem Druck in Übereinstimmung mit dem Servodruck. Demgemäß wird der Hauptdruck gleich zu dem Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck. Daher erzeugen in dem vorliegenden System die Bremsvorrichtungen **12** die Bremskraft, deren Größe von dem Einstelldruck abhängt. In diesem Sinne kann das vorliegende System bezeichnet werden als „Linearventile verwendendes Druck-einstellsystem“, welches die Bremskraft erzeugt, deren Größe abhängt von dem durch das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eingestellten Druck. Im Normalzustand wird ein erster Steuerdruck, welcher ein Druck in der ersten Steuerkammer R8 ist, gleich zum Hauptdruck. Jedoch sind ein Verhältnis zwischen dem Servodruck und dem Hauptdruck, welches von der Struktur der Hauptzylindervorrichtung **16** abhängt, und ein Verhältnis zwischen dem Einstelldruck und dem Servodruck, welches von der Struktur des Reglers **24** abhängt, so gesetzt, dass der erste Kolben **102** sich in dem Gehäuse **100** nicht nach rechts bewegt durch eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft, die auf den ersten Kolben **102** einwirkt in Abhängigkeit von einer Druckdifferenz zwischen dem zweiten Steuerdruck, welcher gleich zu dem Einstelldruck ist, und dem ersten Steuerdruck, welcher gleich zu dem Hauptdruck ist.

[0089] Falls zum Beispiel infolge einer Störung oder dergleichen des Druckerhöhungs-Linearventils **26** das den Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid nicht an die zweite Steuerkammer R9 geliefert werden kann, bewegen sich der erste Kolben **102** und der zweite Kolben **104** in dem Gehäuse **100** in Axialrichtung, wobei der erste Kolben **102** und der zweite Kolben **104** miteinander in Kontakt gehalten werden, nämlich sich der erste Kolben **102** und der zweite Kolben **104** als eine Einheit bewegen, durch eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft, die basierend auf einer Druckdifferenz zwischen dem in die erste Steuerkammer R8 eingeleiteten Hauptdruck und dem Servodruck wirkt. Wie im Normalzustand schaltet der Ventilmechanismus **120** um zwischen: einer Verbindung zwischen der Hochdruckkammer R11 und der Reguliertdruckkammer R10 und einem Absperren der Verbindung, und schaltet um zwischen: einer Verbindung zwischen der Niederdruckpassage **130** und der Reguliertdruckkammer R10 und einem Absperren der Verbindung, wodurch das Arbeitsfluid, welches den Servodruck aufweist, welcher gleich zu einem Druck in Übereinstimmung mit dem Hauptdruck ist, von dem Regler **24** an die Hauptzylindervorrichtung **16** geliefert wird. Das heißt, sogar in einer Situation, in welcher das den Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid nicht an die zweite Steuerkammer R9 geliefert werden kann, kann das vorliegende System den oben angegebenen Zustand bewirken, in welchem die Bremskraft in Abhängigkeit von dem Hochdruck-

quellendruck erzeugt wird, nämlich den Zustand, in welchem die Bremsvorrichtungen **12** die Bremskraft erzeugen, deren Größe von dem Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** an die Hauptzylinder- und Vorrichtung **16** gelieferten Arbeitsfluids abhängt, wenn die Hochdruckquellenvorrichtung **22** korrekt arbeitet oder wenn ein bestimmtes Ausmaß des Drucks in dem Akkumulator **94** verbleibt, sogar wenn die Hochdruckquellenvorrichtung **22** nicht korrekt arbeitet.

[0090] In dem vorliegenden System ist der Hauptdruck vorgesehen, um in die erste Steuerkammer R8 des Reglers **24** eingeleitet zu werden. Anstelle der Ausgestaltung kann der Druck des Arbeitsfluids in der Reaktionskraftkammer R6 oder in der Zwischenkolbenkammer R3 vorgesehen sein, um eingeleitet zu werden. Solch eine Ausgestaltung kann ebenfalls den oben angegebenen Zustand bewirken, in welchem die Bremskraft erzeugt wird in Abhängigkeit von dem Hochdruckquellendruck, nämlich den Zustand, in welchem die Bremsvorrichtungen **12** in Abhängigkeit von dem Druck des von der Hochdruckquellen- und Vorrichtung **22** gelieferten Arbeitsfluids die Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit der durch den Fahrer dem Bremspedal **14** betätigten Betätigungskraft Erzeugen in einer Situation, in welcher das den Einstelldruck aufweisende Arbeitsfluid nicht an die zweite Steuerkammer R9 geliefert werden kann.

(f) Druckerhöhungs-Linearventil
und Druckminderungs-Linearventil

[0091] Das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** sind übliche elektromagnetische Linearventile und haben jeweilige Strukturen, die in den **Fig. 2A** und **Fig. 2B** schematisch gezeigt sind. Das Druckerhöhungs-Linearventil **26** ist ein normalerweise geschlossenes elektromagnetisches Linearventil, das zwischen der Hochdruckquellen- und Vorrichtung **22** und der zweiten Steuerkammer R9 des Reglers **24** angeordnet ist. Wie in **Fig. 2A** gezeigt, hat das Druckerhöhungs-Linearventil **26** einen Stößel **142**, dessen distales Ende **140** als ein Ventilelement fungiert, und einen Ventilsitz **144**, auf welchem das distale Ende **140** des Stößels **142** aufsitzt. In dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** sind geformt: eine Einstelldruckkammer R12, welche sich auf einer von entgegengesetzten Seiten des Ventilsitzes **144** befindet, die näher zu dem Stößel **144** ist, und welche mit der zweiten Steuerkammer R9 des Reglers **24** in Verbindung steht, um das Arbeitsfluid mit einem Einstelldruck P_{AJT} , der zu einem zweiten Steuerdruck P_{PLT} der zweiten Steuerkammer R9 korrespondiert, aufzunehmen, und eine Hochdruckkammer R13, welche sich auf der anderen der entgegengesetzten Seiten des Ventilsitzes **144** befindet, die entfernt von dem Stößel **142** ist, und welche mit der Hochdruckquellen- und Vorrichtung **22** in Verbindung steht,

um das Arbeitsfluid mit einem Hochdruckquellendruck P_{ACC} zu empfangen. Dort wirkt auf den Stößel **142** eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$, die auf einer Druckdifferenz zwischen dem Hochdruckquellendruck P_{ACC} und dem Einstelldruck P_{AJT} basiert, in eine Richtung ein, in welcher der Stößel **142** von dem Ventilsitz **144** weg separiert wird. Gleichzeitig ist der Stößel **142** in eine Richtung vorgespannt, in welcher der Stößel auf dem Ventilsitz **144** aufsitzt durch eine Vorspannkraft einer Feder **146**, welche größer als die druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$ ist, nämlich eine durch einen Federvorspannmechanismus, welcher die Feder **146** umfasst, erzeugte Federvorspannkraft F_{K-A} . Durch Bestromung einer elektromagnetischen Spule **148** wirkt auf den Stößel **142** ferner eine elektromagnetische Wirkkraft F_{E-A} mit einer Größe in Übereinstimmung mit einem der Spule **148** zugeführten Erregerstrom I_A in die gleiche Richtung wie die druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$ ein, nämlich in eine Richtung entgegengesetzt zu der Federvorspannkraft F_{K-A} . Grob gesehen ist in dem vorliegenden Druckerhöhungs-Linearventil **26** der Erregerstrom I_A so bestimmt, dass ein beliebiger Einstelldruck P_{AJT} erzielt wird bei Berücksichtigung eines Gleichgewichts zwischen der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$, der elektromagnetischen Wirkkraft F_{E-A} und der Federvorspannkraft F_{K-A} , und der bestimmte Erregerstrom wird an die Spule **148** ausgegeben. Die Bestimmung des Erregerstroms I_A wird später im Detail erläutert werden. Es ist zu bemerken, dass in dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** der Einstelldruck P_{AJT} sich mit einer Erhöhung im Erregerstrom I_A erhöht. Mit anderen Worten wird ein Ventilöffnungsgrad (zum Beispiel ein Leichtigkeitsgrad, mit dem sich der Zustand des Ventils von einem Ventilschlossenzustand auf einen Ventiloffenzustand ändert) höher und wird ein Ventilöffnungsdruck höher in einem Zustand, in welchem die Federvorspannkraft F_{K-A} , die druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$ und die elektromagnetische Wirkkraft F_{E-A} miteinander im Gleichgewicht sind. Mit anderen Worten wird mit einer Erhöhung im Erregerstrom I_A ein Ventilöffnungsdruck in einem Ventilgleichgewichtszustand, welcher ein Grenzzustand zwischen dem Ventiloffenzustand und dem Ventilschlossenzustand ist, das heißt ein Ventilgleichgewichtsdruck, höher.

[0092] Das Druckminderungs-Linearventil **28** ist ein normalerweise offenes elektromagnetisches Linearventil, das zwischen der zweiten Steuerkammer R9 des Reglers **24** und dem Reservoir **20** als der Niederdruckquelle angeordnet ist. Wie in **Fig. 2B** gezeigt, hat das Druckminderungs-Linearventil **28** einen Stößel **142**, dessen distales Ende **140** als ein Ventilelement fungiert, und einen Ventilsitz **144**, auf welchem das distale Ende **140** des Stößels **142** aufsitzt. In dem Druckminderungs-Linearventil **28** sind geformt: eine Niederdruckkammer R14, welche sich auf einer Seite von entgegengesetzten Seiten des Ventilsitzes **144**, die näher zu dem Stößel **142** ist, befindet und wel-

che mit dem Reservoir **20** in Verbindung steht, so dass sie einen atmosphärischen Druck P_{RSV} hat, und eine Einstelldruckkammer R12, welche sich auf der anderen der entgegengesetzten Seiten des Ventilsitzes **144**, die entfernt von dem Stößel **142** ist, befindet und welche mit der zweiten Steuerkammer R9 des Reglers **24** in Verbindung steht, um das Arbeitsfluid mit dem Einstelldruck P_{AJT} , der zu dem zweiten Steuerdruck P_{PLT} korrespondiert, aufzunehmen. Dort wirkt auf den Stößel **142** eine druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-R}$, die auf einer Druckdifferenz zwischen dem Einstelldruck P_{AJT} und dem atmosphärischen Druck P_{RSV} basiert, in eine Richtung ein, in welcher der Stößel **142** von dem Ventilsitz **144** weg separiert wird. Gleichzeitig ist der Stößel **142** durch eine Vorspannkraft der Feder **146**, nämlich durch eine von einem Federvorspannmechanismus, welcher eine Feder **146** umfasst, erzeugte Federvorspannkraft F_{K-R} , in die gleiche Richtung wie die druckdifferenzbasierte Wirkkraft $F_{\Delta P-R}$ vorgespannt. Durch Bestromung einer elektromagnetischen Spule **148** wirkt auf den Stößel **142** ferner eine elektromagnetische Wirkkraft F_{E-R} mit einer Größe in Übereinstimmung mit einem der Spule **148** zugeführten Erregerstrom I_R in eine Richtung ein, die entgegengesetzt zu der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-R}$ und der Federvorspannkraft F_{K-R} ist. Grob gesehen wird in dem vorliegenden Druckminderungs-Linearventil **28** der Erregerstrom I_R so bestimmt, dass ein beliebiger Einstelldruck P_{AJT} erzielt wird bei Berücksichtigung eines Gleichgewichts zwischen der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-R}$, der Federvorspannkraft F_{K-R} und der elektromagnetischen Wirkkraft F_{E-R} , und der bestimmte Erregerstrom wird an die Spule **148** geliefert. Die Bestimmung des Erregerstroms I_R wird, wie bei dem Druckerhöhungs-Linearventil **26**, später im Detail erläutert werden. Es ist zu bemerken, dass in dem Druckminderungs-Linearventil **28** der Einstelldruck P_{AJT} sich mit einer Erhöhung im Erregerstrom I_R erhöht. Mit anderen Worten wird ein Ventilöffnungsgrad (zum Beispiel ein Leichtigkeitsgrad, mit welchem der Zustand des Ventils vom Ventilgeschlossenzustand in den Ventiloffenzustand wechselt) geringer und wird ein Ventilöffnungsdruck im Ventilgleichgewichtszustand, das heißt ein Ventilgleichgewichtsdruck, höher mit einer Erhöhung im Erregerstrom I_R .

[0093] Vom Gesichtspunkt der Funktionen des Druckerhöhungs-Linearventils **26** und des Druckminderungs-Linearventils **28**, die oben beschrieben sind, in dem vorliegenden System stellen das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eine Druckstellventilvorrichtung bereit, welche den Druck des Arbeitsfluids auf den Einstelldruck P_{AJT} einstellt. Die Druckstellventilvorrichtung ist eingerichtet, den zweiten Steuerdruck P_{PLT} des Reglers **24** als den Einstelldruck P_{AJT} einzustellen.

(g) Steuersystem

[0094] Eine Steuerung des vorliegenden Systems, nämlich eine Bremssteuerung, wird durch das Brems-ESG **30** ausgeführt. Grob gesehen steuert das Brems-ESG **30** die Hochdruckquellenvorrichtung **22**, genauer steuert das Brems-ESG **30** den Motor **92** der Hochdruckquellenvorrichtung **22** und steuert ferner das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28**. Das Brems-ESG **30** ist gebildet mit einem Computer als einem Hauptelement und Treiberschaltkreisen (Treibern) zum jeweiligen Ansteuern des Motors **92** der Hochdruckquellenvorrichtung **22**, des Druckerhöhungs-Linearventils **26** und des Druckminderungs-Linearventils **28** usw.

[0095] Mit dem Brems-ESG **30** sind die folgenden Sensoren verbunden: der Reaktionskraft-Drucksensor **86** zum Erfassen eines Drucks P_{RCT} in der Reaktionskraftkammer R6 oder in der Gegenkammer R5 (nachstehend, wo geeignet, als „Reaktionskraftdruck P_{RCT} “ bezeichnet), der Hochdruckquellen-Drucksensor **96** zum Erfassen des Hochdruckquellendrucks P_{ACC} (des sogenannten „Akkumulatordrucks“), welcher ein Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** an den Regler **24** gelieferten Arbeitsfluids ist, und ein Servodrucksensor **134** zum Erfassen des Servodrucks P_{SRV} als einen Lieferdruck des Druckreglers, welcher ein Druck des von dem Regler **24** an die Hauptzylindervorrichtung gelieferten Arbeitsfluids ist. Die Drücke P_{RCT} , P_{ACC} , P_{SRV} werden als für die Steuerung nötige Information erlangt. Der Servodruck P_{SRV} als der Lieferdruck des Druckreglers, welcher der Druck des von dem Regler **24** gelieferten Arbeitsfluids ist, ist eine Art einer Bremskraftkennziffer, die für die durch die Bremsvorrichtungen **12** zu erzeugende Bremskraft kennzeichnend ist. Demgemäß fungiert der Servodrucksensor **134** als ein Bremskraftkennzifferdetektor. Ferner ist das vorliegende System mit einem Bremsbetätigungsmaßsensor **150** zum Erfassen eines Bremsbetätigungsmaßes δ_{PDL} und einem Bremsbetätigungskraftsensor **152** versehen zum Erfassen einer Bremsbetätigungskraft F_{PDL} als Betriebsinformationen über das als das Bremsbetätigungselement fungierte Bremspedal **14**. (In Fig. 1 sind der Bremsbetätigungsmaßsensor **150** und der Bremsbetätigungskraftsensor **152** mit einem das Bremsbetätigungsmaß kennzeichnenden Zeichen „ δ_{PDL} “ bzw. einem die Bremsbetätigungskraft kennzeichnenden Zeichen „ F_{PDL} “ markiert.) Diese Sensoren **150**, **152** sind ebenfalls mit dem Brems-ESG **30** verbunden. Die Steuerung in dem vorliegenden System wird auf Basis der von den Sensoren erfassten Werte ausgeführt.

<Steuerung und Verarbeitung
im Hydraulikbremssystem>

[0096] Nachstehend wird die Bremssteuerung in dem vorliegenden System unter Bezugnahme auf ein Programm erläutert werden, weshalb Abläufe des Programms folgen. In der dem Programm folgenden Steuerung werden ausgeführt: eine Steuerung der Hochdruckquellenvorrichtung **22**, das heißt eine Hochdruckquellensteuerung, welche eine Steuerung des Hochdruckquellendrucks P_{ACC} ist, und eine Bremskraftsteuerung zum Steuern der durch die Bremsvorrichtungen **12** zu erzeugenden Bremskraft mittels Steuern der dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** und dem Druckminderungs-Linearventil **28** jeweils zugeführten Erregerströme I_A , I_R . In der Bremskraftsteuerung wird in einem Normalzustand eine Rückwärtsregelung ausgeführt, wohingegen im Fall einer Störung des Servodrucksensors **134** eine Vorwärtsregelung ausgeführt wird. Bei Berücksichtigung dessen werden in Reihenfolge ein Hauptablauf der Bremssteuerung, der Hochdruckquellensteuerung, der Normalzustand-Bremskraftsteuerung, der Vorwärtsregelung und der Bremskraftsteuerung im Fall der Störung des Servodrucksensors zum leichteren Verständnis der vorliegenden Bremssteuerung erläutert werden. Danach wird eine funktionale Struktur des Brems-ESG **30**, das heißt der Steuervorrichtung, bezüglich der Bremssteuerung erläutert werden.

(a) Hauptablauf der Bremssteuerung

[0097] Die Bremssteuerung wird ausgeführt, um zu ermöglichen, dass die Bremsvorrichtungen **12** eine geeignete Bremskraft erzeugen. Die Bremssteuerung wird so ausgeführt, dass das Brems-ESG **30** in einem kurzen Zeitabstand von zum Beispiel mehreren Millisekunden bis mehreren zehn Millisekunden wiederholt ein durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 3** dargestelltes Bremssteuerprogramm ausführt.

[0098] In der Steuerungsverarbeitung gemäß diesem Programm wird anfangs in Schritt **1** (nachstehend als „S1“ abgekürzt, und andere Schritte werden in ähnlicher Weise abgekürzt) ein Hochdruckquellendruck P_{ACC} auf Basis einer Erfassung durch den Hochdruckquellen-Drucksensor **96** erlangt. Nachfolgend wird in S2 die Steuerung der Hochdruckquellenvorrichtung **22**, das heißt die Hochdruckquellensteuerung, welche später im Detail erläutert werden wird, ausgeführt. Die Hochdruckquellensteuerung dient zum Steuern des Hochdruckquellendrucks P_{ACC} , welcher ein Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** gelieferten Arbeitsfluids ist.

[0099] In S3, welcher der Hochdruckquellensteuerung folgt, wird gemäß einer bekannten Technik das Ausmaß der Bremsbetätigung auf Basis des Bremsbetätigungsausmaßes δ_{PDL} und der Bremsbe-

tätigungskraft F_{PDL} , die von dem Bremsbetätigungsausmaßsensor **150** bzw. dem Bremsbetätigungskraftsensor **152** erfasst sind, ermittelt. Als Nächstes wird in S4 auf Basis des wie oben beschrieben ermittelten Ausmaßes der Bremsbetätigung eine Sollbremskraft G^* bestimmt. Die Sollbremskraft G^* ist eine für das vorliegende Hydraulikbremssystem erforderliche Bremskraft, nämlich eine Bremskraft, welche von den vier Bremsvorrichtungen **12** erzeugt werden sollte. Um genauer zu sein, wird anfangs auf Basis des ermittelten Ausmaßes der Bremsbetätigung eine erforderliche Gesamtbremskraft, welche eine Bremskraft ist, die für das Fahrzeug als Ganzes erforderlich ist, berechnet. Anschließend wird die Sollbremskraft G^* bestimmt, indem eine generatorische Bremskraft, welche zum aktuellen Zeitpunkt erzeugt wird, von der erforderlichen Gesamtbremskraft subtrahiert wird. Anschließend wird in S5 auf Basis der bestimmten Sollbremskraft G^* eine Sollbremskraftkennziffer bestimmt, nämlich ein Sollservodruck P^*_{SRV} , welcher eine Vorgabe in der Steuerung des Servodrucks P_{SRV} als einer Vorgabe für die Bremskraftkennziffer in der Steuerung ist. Genauer wird der Sollservodruck P^*_{SRV} aus der Sollbremskraft G^* berechnet auf der Basis eines Verhältnisses zwischen: einer Druckaufnahmefläche des Kolbens des Radzylinders jeder Bremsvorrichtung **12**, einer Druckaufnahmefläche des ersten Druckkolbens **42** in Bezug auf die Eingabekammer R4 der Hauptzylindervorrichtung **16**, einer Druckaufnahmefläche des ersten Druckkolbens **42** in Bezug auf die erste Druckkammer R1 und einer Druckaufnahmefläche des zweiten Druckkolbens **44** in Bezug auf die zweite Druckkammer R2.

[0100] Nachdem der Sollservodruck P^*_{SRV} bestimmt ist, wird in S6 entschieden, ob der Servodrucksensor **134** unter einer Störung leidet. Wenn entschieden wird, dass der Servodrucksensor unter keiner Störung leidet, wird in S7 die Normalzustand-Bremskraftsteuerung ausgeführt. Wenn entschieden wird, dass der Servodrucksensor unter einer Störung leidet, wird in S8 die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung ausgeführt.

(b) Hochdruckquellensteuerung

[0101] Die Hochdruckquellensteuerung von S2 ist eine Steuerung zum Regulieren des Hochdruckquellendrucks P_{ACC} . Die Hochdruckquellensteuerung wird ausgeführt mittels Ausführens einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 4** dargestellten Routine für die Hochdruckquellensteuerung. In einer Verarbeitung gemäß dieser Routine wird in S11 entschieden, ob der Hochdruckquellendruck P_{ACC} sich über einem vorgegebenen oberen Grenzdruck P_{ACC-U} befindet. Wenn entschieden wird, dass sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} über dem vorgegebenen oberen Grenzdruck P_{ACC-U} befindet, wird in S12 ein Befehl zum Stoppen der Pumpe **90** ausgegeben. Genauer

wird ein Befehl zum Stoppen des Motors **92** an den Treiberschaltkreis gesendet. Wenn andererseits entschieden wird, dass der Hochdruckquellendruck P_{ACC} sich nicht über dem vorgegebenen oberen Grenzdruck P_{ACC-U} befindet, wird in S13 entschieden, ob sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} unterhalb eines vorgegebenen unteren Grenzdrucks P_{ACC-L} befindet. Wenn entschieden wird, dass sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} unterhalb des vorgegebenen unteren Grenzdrucks P_{ACC-L} befindet, wird in S14 ein Befehl zum Antreiben der Pumpe **90** ausgegeben. Genauer wird ein Befehl zum Aktivieren des Motors **92** an einen Motortreiber gesendet. Wenn andererseits entschieden wird, dass sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} nicht unterhalb des vorgegebenen unteren Grenzdrucks P_{ACC-L} befindet, falls nämlich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} nicht niedriger als der vorgegebene untere Grenzdruck P_{ACC-L} und nicht höher als der vorgegebene obere Grenzdruck P_{ACC-U} ist, wird in S15 ein Befehl zum Beibehalten des aktuellen Zustandes der Pumpe **90** ausgegeben. Mit anderen Worten wird ein Befehl zum Beibehalten eines Antriebs der Pumpe **90** ausgegeben, wenn die Pumpe **90** angetrieben wird, wohingegen ein Befehl zum Beibehalten eines Stopps der Pumpe **90** ausgegeben wird, wenn die Pumpe **90** sich in Ruhe befindet. Genauer wird ein Befehl zum Aktivieren des Motors **92** an den Treiberschaltkreis gesendet, wenn der Motor **92** aktiviert ist, wohingegen ein Befehl zum Stoppen des Motors **92** an den Treiberschaltkreis gesendet wird, wenn der Motor **92** sich in Ruhe befindet. Durch Ausführen der oben beschriebenen Hochdruckquellensteuerung wird der Hochdruckquellendruck P_{ACC} innerhalb eines durch den vorgegebenen oberen Grenzdruck P_{ACC-U} und den vorgegebenen unteren Grenzdruck P_{ACC-L} definierten Vorgabedruckbereichs gehalten.

(c) Normalzustand-Bremskraftsteuerung

[0102] Die Normalzustand-Bremskraftsteuerung von S7 wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 5** dargestellten Routine für die Normalzustand-Bremskraftsteuerung. In einer Verarbeitung gemäß dieser Routine wird in S21 auf Basis einer Erfassung durch den Servodrucksensor **134** ein aktueller Servodruck P_{SRV} als eine Aktuellbremskraftkennziffer erlangt. Anschließend wird in S22 eine Servodruckabweichung ΔP_{SRV} ($= P_{SRV}^* - P_{SRV}$) berechnet, indem der erlangte Servodruck P_{SRV} von dem bereits bestimmten Sollservodruck P_{SRV}^* subtrahiert wird. Dann wird in S23 basierend auf dem wie oben beschrieben erlangten Servodruck P_{SRV} und einem durch die Struktur des Reglers **24** bestimmten Druckerhöhungsverhältnis, das heißt einem Verhältnis des Servodrucks zu dem Steuerdruck, ein zweiter Steuerdruck P_{PLT2} ermittelt, welcher ein Druck des Arbeitsfluids in der zweiten Steuerkammer R9 ist. Danach wird in S24 eine Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils

ausgeführt, wobei das Druckerhöhungs-Linearventil **26** durch den daran gelieferten Erregerstrom I_A gesteuert wird, und wird in S25 eine Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils ausgeführt, wobei das Druckminderungs-Linearventil **28** durch den daran gelieferten Erregerstrom I_R gesteuert wird. Die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils und die Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils bilden die Rückwärtsregelung.

c-1) Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils

[0103] In der Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils gemäß S24 wird der Erregerstrom I_A bestimmt, indem eine Rückkopplungskomponente I_{A-FB} , welche eine gemäß der Technik der Rückwärtsregelung bestimmte Stromkomponente ist, zu einer Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} , welche eine gemäß der Technik der Vorwärtsregelung bestimmte Stromkomponente ist, hinzuaddiert wird, und wird der bestimmte Erregerstrom I_A an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** geliefert. Die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 6** dargestellten Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils.

[0104] In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird anfangs in S31 die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} bestimmt gemäß einer Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem Erregerstrom I_A im Ventilgleichgewichtszustand, welche in Abhängigkeit von der Struktur des Druckerhöhungs-Linearventils **26** bestimmt ist. Das heißt, die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} wird erachtet als eine Komponente zum Stellen des Druckerhöhungs-Linearventils **26** in den Ventilgleichgewichtszustand, welcher ein Grenzzustand zwischen dem Ventiloffenzustand und dem Ventilgeschlossenzustand ist. Der Servodruck P_{SRV} und der zweite Steuerdruck P_{PLT2} (der zu dem Einstelldruck P_{AJT} korrespondiert) haben eine Relation gemäß dem oben beschriebenen Druckerhöhungsverhältnis. Demgemäß wird die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} aktuell bestimmt gemäß einer Korrelation zwischen dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} , dem Hochdruckquellendruck P_{ACC} und dem Erregerstrom I_A . Wie aus **Fig. 2A** ersichtlich, wird ein Gleichgewicht zwischen der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$, der Federvorspannkraft F_{K-A} und der elektromagnetischen Wirkkraft F_{E-A} im Ventilgleichgewichtszustand durch den folgenden Ausdruck repräsentiert:

$$F_{E-A} = F_{K-A} - F_{\Delta P-A}$$

[0105] In diesem Zusammenhang werden, falls der Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand I_{A-FF} ist, die folgenden Ausdrücke aufgestellt:

$$F_{E-A} = \alpha_A \cdot I_{A-FF}$$

$$F_{\Delta P-A} = \beta_A \cdot (P_{ACC} - P_{PLT2}) \alpha_A, \beta_A: \text{Koeffizienten}$$

[0106] Dementsprechend werden die obigen Ausdrücke wie folgt umgeschrieben:

$$I_{A-FF} = \{F_{K-A} - \beta_A \cdot (P_{ACC} - P_{PLT2})\} / \alpha_A$$

(„ F_{K-A} “ wird als eine Konstante betrachtet.)

[0107] In S31 wird der aus dem obigen Ausdruck erlangte Erregerstrom I_{A-FF} als die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} bestimmt. Beim Bestimmen der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} in der Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird ein aktueller Druck, welcher bereits auf Basis einer Erfassung durch den Hochdruckquellen-Drucksensor **96** erlangt wurde, als der Hochdruckquellendruck P_{ACC} verwendet und wird ein Druck, der in Abhängigkeit von dem aktuellen Servodruck P_{SRV} , welcher bereits auf Basis einer Erfassung durch den Servodrucksensor **134** erlangt wurde, ermittelt wird, als der zweite Steuerdruck P_{PLT2} verwendet. Die Federvorspannkraft F_{K-A} wird im Voraus für individuelle Druckerhöhungs-Linearventile **26** auf Basis einer aktuellen Messung zur Zeit einer Herstellung der Fahrzeuge festgelegt. Demgemäß ist die oben beschriebene Korrelation eine vorbestimmte Relation.

[0108] Anschließend wird in S32 die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} auf Basis der Servodruckabweichung ΔP_{SRV} bestimmt. Die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} wird als eine Stromkomponente erachtet, um den Servodruck P_{SRV} näher an den Sollservodruck P^*_{SRV} zu führen, nämlich eine Komponente zum Verringern der Servodruckabweichung ΔP_{SRV} . Genauer wird die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{A-FB} = Y_A \cdot \Delta P_{SRV} = Y_A \cdot (P^*_{SRV} - P_{SRV}) \quad Y_A: \text{Steuerungs-Übertragungsfaktor}$$

[0109] Bei der Bestimmung der Rückkopplungskomponente I_{A-FB} für die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird die Servodruckabweichung ΔP_{SRV} verwendet, welche berechnet ist in Abhängigkeit von dem aktuellen Servodruck P_{SRV} , welcher bereits auf Basis einer Erfassung durch den Servodrucksensor **134** erlangt wurde.

[0110] Als Nächstes wird in S33 ein Basiserregerstrom I_{A0} , welcher eine Basis für den aktuell zu liefernden Erregerstrom I_A ist, gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{A0} = I_{A-FF} + I_{A-FB}$$

[0111] In S34 und S35 wird basierend auf einer Änderung im Sollservodruck P^*_{SRV} entschieden, ob

sich das Hydraulikbremssystem befindet in: (A) einem Bremskraftherhöhungszustand, in welchem sich die Bremskraft erhöht, (B) einem Bremskraftminderungszustand, in welchem sich die Bremskraft vermindert, oder (C) einem Bremskraftkonstantzustand, in welchem die Bremskraft beibehalten wird (das heißt einem Zustand, in welchem sich die Sollbremskraft nicht ändert). Wenn entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem in dem Bremskraftherhöhungszustand oder in dem Bremskraftkonstantzustand befindet, wird in S36 der zu liefernde Erregerstrom I_A so bestimmt, dass er gleich zu dem Basiserregerstrom I_{A0} ist. Wenn andererseits entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem in dem Bremskraftminderungszustand befindet, wird in S37 in Bezug auf einen Stromverbrauch des Druckerhöhungs-Linearventils **26** der Erregerstrom I_A so bestimmt, dass er nicht gleich zu dem Basiserregerstrom I_{A0} , sondern zu 0 ist. Anschließend wird ein Befehl bezüglich des bestimmten Erregerstroms I_A in S38 ausgegeben. Genauer wird ein Befehl bezüglich des Erregerstroms I_A an den Treiberschaltkreis gesendet. In dem Ablaufdiagramm sind unter Fokussierung auf die Änderung im Servodruck P_{SRV} der Bremskraftherhöhungszustand, der Bremskraftkonstantzustand und der Bremskraftminderungszustand als ein Druckerhöhungszustand, ein Druckkonstantzustand bzw. ein Druckminderungszustand angegeben.

[0112] In der Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird im Bremskraftherhöhungszustand und im Bremskraftkonstantzustand der Basiserregerstrom I_{A0} an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** geliefert. Dementsprechend wird in einem strengen Sinne die Rückwärtsregelung lediglich im Bremskraftherhöhungszustand und im Bremskraftkonstantzustand ausgeführt.

c-2) Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils

[0113] Wie in der Rückwärtsregelung des Druckerhöhungs-Linearventils **26** wird in der Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils gemäß S25 der Erregerstrom I_R bestimmt, indem eine Rückkopplungskomponente I_{R-FB} zu einer Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} hinzuaddiert wird, und wird der bestimmte Erregerstrom I_R an das Druckminderungs-Linearventil **28** geliefert. Die Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 7** dargestellten Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils.

[0114] Wie in der Verarbeitung für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** wird in der Verarbeitung gemäß der Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils anfangs in S41 die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} bestimmt gemäß

einer Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem Erregerstrom I_R im Ventilgleichgewichtszustand, welche in Abhängigkeit von der Struktur des Druckminderungs-Linearventils **28** bestimmt ist. Das heißt, die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} wird erachtet als eine Komponente zum Stellen des Druckminderungs-Linearventils **28** in den Ventilgleichgewichtszustand, welcher ein Grenzzustand zwischen dem Ventiloffenzustand und dem Ventilgeschlossenenzustand ist. Der Servodruck P_{SRV} und der zweite Steuerdruck P_{PLT2} haben eine Relation gemäß dem oben beschriebenen Druckerhöhungsverhältnis. Dementsprechend wird die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} aktuell bestimmt gemäß einer Korrelation zwischen dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} , dem atmosphärischen Druck P_{RSV} und dem Erregerstrom I_R . Wie aus **Fig. 2B** ersichtlich, wird ein Gleichgewicht zwischen der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-R}$, der Federvorspannkraft F_{K-R} und der elektromagnetischen Wirkkraft F_{E-R} im Ventilgleichgewichtszustand durch den folgenden Ausdruck repräsentiert:

$$F_{E-R} = F_{K-R} + F_{\Delta P-R}$$

[0115] In diesem Zusammenhang werden, falls der Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand I_{R-FF} ist, die folgenden Ausdrücke aufgestellt:

$$F_{E-R} = \alpha_R \cdot I_{R-FF}$$

$$F_{\Delta P-R} = \beta_R \cdot (P_{PLT2} - P_{RSV}) \quad \alpha_R, \beta_R: \text{Koeffizienten}$$

[0116] Dementsprechend werden die obigen Ausdrücke wie folgt umgeschrieben:

$$I_{R-FF} = \{F_{K-R} + \beta_R \cdot (P_{PLT2} - P_{RSV})\} / \alpha_R$$

(„ F_{K-R} “ wird als eine Konstante erachtet.)

[0117] In S41 wird der aus dem obigen Ausdruck erlangte Erregerstrom I_{R-FF} als die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} bestimmt. Beim Bestimmen der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} in der Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils wird etwa 1 atmosphärischer Druck als der atmosphärische Druck P_{RSV} verwendet und wird ein Druck, der in Abhängigkeit von dem aktuellen Servodruck P_{SRV} , welcher bereits auf Basis einer Erfassung durch den Servodrucksensor **134** erlangt ist, ermittelt wird, als der zweite Steuerdruck P_{PLT2} verwendet. Die Federvorspannkraft F_{K-R} wird im Voraus für individuelle Druckminderungs-Linearventile **28** auf Basis einer aktuellen Messung zur Zeit einer Herstellung der Fahrzeuge festgelegt. Dementsprechend ist die oben beschriebene Korrelation eine vorbestimmte Relation.

[0118] Anschließend wird in S42 auf Basis der Servodruckabweichung ΔP_{SRV} die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} bestimmt. Die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} wird erachtet als eine Stromkomponen-

te, um den Servodruck P_{SRV} näher an den Sollservodruck P^*_{SRV} zu führen, nämlich eine Komponente zum Vermindern der Servodruckabweichung ΔP_{SRV} . Genauer wird die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{R-FB} = Y_R \cdot \Delta P_{SRV} = Y_R \cdot (P^*_{SRV} - P_{SRV}) \quad Y_R: \text{Steuerungs-Übertragungsfaktor}$$

[0119] Beim Bestimmen der Rückkopplungskomponente I_{R-FB} in der Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils wird die Servodruckabweichung ΔP_{SRV} verwendet, welche in Abhängigkeit von dem aktuellen Servodruck P_{SRV} , der bereits auf Basis einer Erfassung durch den Servodrucksensor **134** erlangt wurde, berechnet ist.

[0120] Als Nächstes wird in S43 ein Basiserregerstrom I_{R0} , welcher eine Basis des aktuell zu liefernden Erregerstroms I_R ist, gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{R0} = I_{R-FF} + I_{R-FB}$$

[0121] Im Fall des Druckminderungs-Linearventils **28** ist die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} ein negativer Wert, da der aktuelle Servodruck P_{SRV} höher als der Sollservodruck P^*_{SRV} im Bremskraftminderungszone ist, und dementsprechend die Servodruckabweichung ΔP_{SRV} ein negativer Wert wird. Im Ergebnis ist die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} eine Komponente zum Reduzieren der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} . In S44 und S45 wird basierend auf einer Änderung im Sollservodruck P^*_{SRV} entschieden, ob sich das Hydraulikbremssystem befindet in: (A) dem Bremskrafterhöhungszustand, (B) dem Bremskraftminderungszone oder (C) dem Bremskraftkonstantenzustand. Falls entschieden wird, dass das Fahrzeug sich in dem Bremskraftminderungszone oder in dem Bremskraftkonstantenzustand befindet, wird in S46 der zu liefernde Erregerstrom I_R so bestimmt, dass er gleich zu dem Basiserregerstrom I_{R0} ist. Wenn andererseits sich das Hydraulikbremssystem in dem Bremskrafterhöhungszustand befindet, wird in S47 der Erregerstrom I_R so bestimmt, dass er gleich zu einem Strom ist, der eine Summe des Basiserregerstroms I_{R0} und eines Toleranzstroms I_{MAG} ist, um das Druckminderungs-Linearventil **28** ausreichend in den Ventilgeschlossenenzustand zu platzieren. Anschließend wird in S48 ein Befehl bezüglich des bestimmten Erregerstroms I_R ausgegeben. Genauer wird ein Befehl bezüglich des Erregerstroms I_R an den Treiberschaltkreis gesendet.

[0122] In der Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils wird im Bremskraftminderungszone und im Bremskraftkonstantenzustand der Basiserregerstrom I_{R0} an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** geliefert. Dementsprechend wird in einem strengen Sinne die Rückwärtsregelung lediglich im Bremskraft-

minderungszustand und im Bremskraftkonstantzustand ausgeführt.

(d) Details der Vorwärtsregelung

[0123] In dem vorliegenden System wird die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung gemäß S8 anstelle der Normalzustand-Bremskraftsteuerung von S7 im Fall einer Störung des Servodrucksensors **134** ausgeführt. In dieser Steuerung wird anstelle der oben erläuterten Rückwärtsregelung die Vorwärtsregelung ausgeführt. Die Vorwärtsregelung wird nachstehend im Detail erläutert werden.

d-1) Zusammenfassung der Vorwärtsregelung

[0124] In der oben erläuterten Rückwärtsregelung wird beim Bestimmen der Erregerströme I_A , I_R , die jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefern sind, der Servodruck P_{SRV} als die Bremskraftkennziffer verwendet und werden die Rückkopplungskomponenten I_{A-FB} , I_{R-FB} bestimmt auf Basis der Servodruckabweichung ΔP_{SRV} , welche eine Differenz zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem Sollservodruck P^*_{SRV} ist. Wenn der Servodrucksensor **134** einen Betriebsausfall hat, ist es jedoch unmöglich, den aktuellen Servodruck P_{SRV} zu erlangen, und ist es dementsprechend unmöglich, die Rückkopplungskomponenten I_{A-FB} , I_{R-FB} zu bestimmen. In Anbetracht dessen werden in der Vorwärtsregelung die Erregerströme I_A , I_R , welche nicht die Rückkopplungskomponenten I_{A-FB} , I_{R-FB} enthalten, nämlich der aus der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} bestehende Erregerstrom I_A und der aus der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} bestehende Erregerstrom I_R , auf Basis des Sollservodrucks P^*_{SRV} bestimmt und werden die bestimmten Erregerströme I_A , I_R geliefert. Kurz gesagt wird die Vorwärtsregelung als eine Steuerung erachtet, um bei in dem Ventilgleichgewichtszustand Halten des Druckerhöhungs-Linearventils **26** und des Druckminderungs-Linearventils **28** den Servodruck P_{SRV} auf dem Sollservodruck P^*_{SRV} zu halten.

d-2) Bremskraftgewährleistung

[0125] Wie oben erläutert, ist der Ventilgleichgewichtszustand von jedem von dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** und dem Druckminderungs-Linearventil **28** definiert als ein Zustand, der bestimmt ist durch ein Gleichgewicht zwischen der elektromagnetischen Wirkkraft F_{E-A} , F_{E-R} , der druckdifferenzbasierten Wirkkraft $F_{\Delta P-A}$, $F_{\Delta P-R}$ und der Federvorspannkraft F_{K-A} , F_{K-R} . Infolge einer Änderung in den Eigenschaften von irgendeinem von dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** und dem Druckminderungs-Linearventil **28** über die Zeit oder die Jahre ändert sich die Korrelation zwischen den Erregerströmen I_A , I_R und dem Servodruck P_{SRV} im Ventilgleich-

gewichtszustand und kann es eine Möglichkeit geben, dass eine beabsichtigte Bremskraft nicht erlangt werden kann, sogar wenn die Erregerströme I_A , I_R gemäß den jeweiligen Ausdrücken zum Bestimmen der Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} in der Rückwärtsregelung bestimmt werden. Insbesondere wenn ein Einfluss von Änderungen in den Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} groß ist und die Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} groß werden, ist die Bremskraft unzureichend, sogar wenn die Erregerströme I_A , I_R , die gemäß den vorbestimmten Ausdrücken bestimmt sind, jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** in der Vorwärtsregelung geliefert werden. In dem vorliegenden System werden daher in der Vorwärtsregelung die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß den jeweiligen vorbestimmten Korrelationen im Ventilgleichgewichtszustand bestimmt und werden die bestimmten Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} geeignet modifiziert. Somit werden die Erregerströme I_A , I_R geliefert, welche die gleichen wie jene sind, wenn die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} auf Basis geänderter Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} bestimmt werden.

[0126] Genauer wird die Relation zwischen der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} und dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} im Ventilgleichgewichtszustand des Druckerhöhungs-Linearventils **26** wie folgt durch Umschreiben der obigen Formel repräsentiert:

$$P_{PLT2} = (\alpha_A/\beta_A) \cdot I_{A-FF} - F_{K-A}/\beta_A + P_{ACC}$$

[0127] Ferner haben der Servodruck P_{SRV} und der zweite Steuerdruck P_{PLT2} die folgende Relation:

$$P_{SRV}/P_{PLT2} = \varepsilon \varepsilon: \text{Druckerhöhungsverhältnis des Reglers 24}$$

[0128] Dementsprechend wird die Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} im Ventilgleichgewichtszustand des Druckerhöhungs-Linearventils **26** wie folgt repräsentiert:

$$P_{SRV} = \varepsilon \cdot \{(\alpha_A/\beta_A) \cdot I_{A-FF} - F_{K-A}/\beta_A + P_{ACC}\}$$

[0129] In ähnlicher Weise wird die Relation zwischen der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} und dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} im Ventilgleichgewichtszustand des Druckminderungs-Linearventils **28** wie folgt durch Umschreiben der obigen Formel repräsentiert:

$$P_{PLT2} = (\alpha_R/\beta_R) \cdot I_{R-FF} - F_{K-R}/\beta_R + P_{RSV}$$

[0130] In Anbetracht der obigen Relation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} wird die Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} im

Ventilgleichgewichtszustand des Druckminderungs-Linearventils **26** durch den folgenden Ausdruck repräsentiert:

$$P_{SRV} = \varepsilon \cdot \{(\alpha_R/\beta_R) \cdot I_{R-FF} - F_{K-R}/\beta_R + P_{RSV}\}$$

[0131] Der Hochdruckquellendruck P_{ACC} und der atmosphärische Druck P_{RSV} fallen in jeweilige vorgegebene Bereiche. Dementsprechend werden, falls der Hochdruckquellendruck P_{ACC} und der atmosphärische Druck P_{RSV} als konstant erachtet werden, eine Relation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} im Ventilgleichgewichtszustand des Druckerhöhungs-Linearventils **26** und eine Relation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand des Druckminderungs-Linearventils **28** einfach wie folgt repräsentiert:

$$P_{SRV} = a_A \cdot I_{A-FF} + b_A \quad a_A, b_A: \text{Koeffizienten}$$

$$P_{SRV} = a_R \cdot I_{R-FF} + b_R \quad a_R, b_R: \text{Koeffizienten}$$

[0132] Die obigen beiden Ausdrücke, welche die Relationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand repräsentieren, sind als Kennlinien, die jeweils eine Relation zwischen dem Erregerstrom und der Rückkopplungskomponente zeigen, wie in dem Diagramm von **Fig. 8A** gezeigt dargestellt. Wie aus dem Diagramm ersichtlich, wird der Servodruck P_{SRV} , das heißt der Ventilgleichgewichtsdruck, höher mit einer Zunahme in den Vorwärtskopplungskomponenten $I_{A-FF, R-FF}$ im Ventilgleichgewichtszustand. Ferner verschieben sich wie die oben angegebenen Werte b_A , b_R kleiner werden, nämlich wie die Federvorspannkräfte F_{K-A} , F_{K-R} größer werden, die Kennlinien nach unten. Das heißt, die Kennlinien verschieben sich zu einer Seite hin, auf welcher die Bremskraft klein ist.

[0133] Bei Berücksichtigung der oben beschriebenen Charakteristikänderungen werden in der Vorwärtsregelung des vorliegenden Systems die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} nicht gemäß einer Kennlinie (SL_0 in **Fig. 8A**), die auf den Federvorspannkräften F_{K-A} , F_{K-R} basiert, welche jeweils einen Wert haben, der zur Zeit einer Herstellung des Fahrzeugs vorbestimmt wurde, sondern gemäß einer Kennlinie (SL' in **Fig. 8A**) bestimmt, die erlangt wird durch Verschieben der Kennlinie SL_0 in Richtung zu der Seite hin, auf welcher die Bremskraft klein ist. Konzeptionell wird die gleiche Verarbeitung ausgeführt wie eine Verarbeitung, in welcher die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} bestimmt werden unter anstelle der vorbestimmten Federvorspannkräfte F_{K-A} , F_{K-R} verwenden von Federvorspannkräften F'_{K-A} , F'_{K-R} (nachstehend, wo geeignet, als korrigierte Federvorspannkräfte F'_{K-A} , F'_{K-R} bezeichnet), die größer als die vorbestimmten Federvorspannkräfte F_{K-A} ,

F_{K-R} sind. Genauer werden gemäß den folgenden Ausdrücken gegebene Strombeträge ΔI_A , ΔI_R (nachstehend, wo geeignet, als „Verschiebungsbetrag“ bezeichnet) bestimmt, um welche die Erregerströme I_A , I_R verschoben werden:

$$\Delta I_A = (F'_{K-A} - F_{K-A})/\alpha_A$$

$$\Delta I_R = (F'_{K-R} - F_{K-R})/\alpha_R$$

[0134] Indem die bestimmten Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zu den Erregerströmen I_A , I_R hinzuaddiert werden, die gemäß den jeweiligen vorbestimmten Korrelationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Erregerströmen I_A , I_R im Ventilgleichgewichtszustand bestimmt wurden, nämlich im strengen Sinne zu den Basiserregerströmen I_{A0} , I_{R0} , werden die Erregerströme I_A , I_R bestimmt. Durch derartiges Bestimmen der Erregerströme I_A , I_R werden die jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefernden Erregerströme I_A , I_R zum Erreichen des gleichen Servodrucks P_{SRV} um die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R größer gemacht als die gemäß den vorbestimmten Korrelationen bestimmten Erregerströme I_A , I_R , wie in **Fig. 8A** gezeigt. Das heißt, sowohl in dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** als auch dem Druckminderungs-Linearventil **28** wird der Ventilgleichgewichtsdruck höher wie die Erregerströme I_A , I_R größer werden, und die Erregerströme I_A , I_R werden so bestimmt, dass sie gleich zu jeweiligen Werten sind, die um die jeweiligen Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R in Richtung zu einer Seite hin verschoben sind, auf welcher die Bremskraft groß ist. Dementsprechend wird auch in der Vorwärtsregelung die Bremskraft, ohne unter einem Mangel an Bremskraft zu leiden, in ausreichender Weise erlangt.

d-3) Verschiebungsbetrag der Vorwärtskopplungskomponente

[0135] Die Erregerströme I_A , I_R werden in der Vorwärtsregelung wie oben erläutert verschoben. Die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R sind gemäß Einstellungen unter drei Arten auswählbar. Um genauer zu sein, werden die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R so bestimmt, dass sie die Erregerströme I_A , I_R in einem Fall bereitstellen, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} bestimmt werden durch Verwenden von einer der drei Arten von Federvorspannkräften F_{K-A} , F_{K-R} , die bereits festgelegt oder festzulegen sind.

[0136] Wie oben erwähnt, ist die Federvorspannkraft F_{K-A} ein Wert, der den individuellen Druckerhöhungs-Linearventilen **26** eigen ist, und ist die Federvorspannkraft F_{K-R} ein Wert, der den individuellen Druckminderungs-Linearventilen **28** eigen ist, und jene Werte werden zur Zeit einer Herstellung des Fahrzeugs durch eine aktuelle Messung fest-

gelegt. Jedoch fallen jene Werte in jeweilige Spezifizierungsbereiche, die durch spezifizierte Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ und spezifizierte Minimalwerte $F_{K-A-MIN}$, $F_{K-R-MIN}$ definiert sind. In diesem Zusammenhang korrespondiert jeder der spezifizierten Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ zu einer unteren Grenze der Bremskraft, wohingegen jeder der spezifizierten Minimalwerte $F_{K-A-MIN}$, $F_{K-R-MIN}$ zu einer oberen Grenze der Bremskraft korrespondiert. In **Fig. 8B** sind eine Kennlinie in dem Fall der spezifizierten Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ und eine Kennlinie in dem Fall der spezifizierten Minimalwerte $F_{K-A-MIN}$, $F_{K-R-MIN}$ gezeigt. Wie aus **Fig. 8B** ersichtlich, repräsentiert eine Kennlinie SL_{MIN} im Fall der spezifizierten Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ (nachstehend, wo geeignet, als „Kennlinie SL_{MIN} der Minimalbremskraft“ bezeichnet) die untere Grenze der Bremskraft in den Relationen zwischen dem Servodruck P_{SR} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand. Eine Kennlinie SL_{MAX} im Fall der spezifizierten Minimalwerte $F_{K-A-MIN}$, $F_{K-R-MIN}$ (nachstehend, wo geeignet, als „Kennlinie SL_{MAX} der Maximalbremskraft“ bezeichnet) repräsentiert die obere Grenze der Bremskraft in den Relationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand. Mit anderen Worten fallen die Relationen zwischen dem Servodruck P_{SR} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand ebenfalls in jeweilige vorbestimmte Spezifizierungsbereiche.

[0137] Eine der drei Arten von Verschiebungsbeträgen ΔI_A , ΔI_R sind Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß der Kennlinie SL_{MIN} der Minimalbremskraft bestimmt werden. Die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R werden unter Verwendung der spezifizierten Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ als die korrigierten Federvorspannkraften F'_{K-A} , F'_{K-R} gemäß den folgenden Ausdrücken bestimmt:

$$\Delta I_A = (F_{K-A-MAX} - F_{K-A})/\alpha_A$$

$$\Delta I_R = (F_{K-R-MAX} - F_{K-R})/\alpha_R$$

[0138] Die Erregerströme I_A , I_R werden um die so bestimmten Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R verschoben. In der Vorwärtsregelung, in welcher die verschobenen Erregerströme I_A , I_R jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** geliefert werden, wird eine ausreichende Bremskraft gewährleistet.

[0139] Eine andere der drei Arten von Verschiebungsbeträgen ΔI_A , ΔI_R sind Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß einer in **Fig. 8B** gezeig-

ten Kennlinie SL_{SML} für die kleinseitige Bremskraft bestimmt werden. Die Kennlinie SL_{SML} für die kleinseitige Bremskraft wird in Richtung zu der Kennlinie SL_{MIN} für die Minimalbremskraft verschoben in Bezug auf eine Kennlinie SL_{MID} für die mittlere Bremskraft, welche eine Mitte der Kennlinie SL_{MIN} für die Minimalbremskraft und der Kennlinie SL_{MAX} für die Maximalbremskraft ist. Die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R werden unter Verwendung spezifischer großseitiger Werte $F_{K-A-LRG}$, $F_{K-R-LRG}$ als die korrigierten Federvorspannkraften F'_{K-A} , F'_{K-R} bestimmt. In diesem Zusammenhang sind die spezifischen großseitigen Werte $F_{K-A-LRG}$, $F_{K-R-LRG}$ Werte zwischen: spezifizierten Maximalwerten $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ und spezifizierten Mittelwerten $F_{K-A-MID}$, $F_{K-R-MID}$, welche sich mit der spezifizierten Maximalwerte $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ und der spezifizierten Minimalwerte $F_{K-A-MIN}$, $F_{K-R-MIN}$ befinden. Genauer werden die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R gemäß den folgenden Ausdrücken bestimmt:

$$\Delta I_A = (F_{K-A-LRG} - F_{K-A})/\alpha_A$$

$$\Delta I_R = (F_{K-R-LRG} - F_{K-R})/\alpha_R$$

[0140] Die Erregerströme I_A , I_R werden um die so bestimmten Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R verschoben. In der Vorwärtsregelung, in welcher die verschobenen Erregerströme I_A , I_R jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** geliefert werden, wird eine ausreichende Bremskraft gewährleistet. Es ist zu bemerken, dass die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R gleich zu 0 gemacht werden, wenn die spezifischen großseitigen Werte $F_{K-A-LRG}$, $F_{K-R-LRG}$ kleiner als die vorbestimmte Federvorspannkraft F_{K-A} , F_{K-R} sind.

[0141] Die letzte der drei Arten von Verschiebungsbeträgen ΔI_A , ΔI_R sind Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß Relationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand bestimmt werden, wobei die Relationen erlangt werden mittels Lernens in der Normalzustand-Bremskraftsteuerung, nämlich in der Rückwärtsregelung. Beim Bestimmen der Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R werden mittels Lernens erlangte Werte der Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} als die korrigierten Federvorspannkraften F'_{K-A} , F'_{K-R} verwendet. Es wird nachstehend detailliert ein Lernen der Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} , nämlich ein Lernen der Korrelationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand, erläutert werden.

d-4) Lernen von Korrelationen zwischen
Servodruck und Vorwärtskopplungskomponenten
im Ventilgleichgewichtszustand

[0142] Das inmitten der Rückwärtsregelung ausgeführte Lernen, mit anderen Worten das Lernen der Korrelationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand, wird ausgeführt, um in der Vorwärtsregelung einen Mangel an Bremskraft zu vermeiden. Dementsprechend wird das Lernen ausgeführt mittels Erkennens von Abweichungen der jeweiligen Korrelationen in den Ventilgleichgewichtszuständen von den vorbestimmten Korrelationen in Richtung zu der Seite hin, auf welcher die Bremskraft klein ist, nämlich Abweichungen in Richtung zu der Seite hin, auf welcher der Servodruck P_{SRV} gering ist. Mit anderen Worten wird das Lernen ausgeführt mittels Erkennens, wie viel die Federvorspannkraften F_{K-A} , F_{K-R} größer als die Voreinstellwerte geworden sind.

[0143] Das Lernen für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** wird ausgeführt, wenn der Bremskraftehöhungszustand beginnt. Der oben angegebene Ausdruck zum Berechnen des Basiserregerstroms I_{A0} in der Rückwärtsregelung wird wie folgt umgeschrieben:

$$I_{A0} = I_{R-FF} + I_{R-FB}$$

$$= \{F_{K-A} - \beta_A \cdot (P_{ACC} - P_{PLT2})\} / \alpha_A + \gamma_A \cdot (P_{SRV}^* - P_{SRV})$$

[0144] Unter Bezugnahme auf den obigen Ausdruck und **Fig. 9A** ist zum Zeitpunkt des Beginns des Bremskraftehöhungszustandes der zweite Steuerdruck P_{PLT2} gleich zu dem atmosphärischen Druck P_{RSV} und wird eine gegebene Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} bestimmt. Zu diesem Zeitpunkt ist der Sollservodruck P_{SRV}^* gleich zu dem aktuellen Servodruck P_{SRV} . Wenn die Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand nicht von der vorbestimmten Korrelation abweicht, wenn mit anderen Worten die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-A} gleich zu dem Voreinstellwert ist, nimmt direkt nachdem von diesem Zeitpunkt an der Sollservodruck P_{SRV}^* zunimmt der aktuelle Servodruck P_{SRV} zu, wie durch die unterbrochene Linie in **Fig. 9A** gezeigt. Ferner nimmt von diesem Zeitpunkt an sofort die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} zu und nimmt von diesem Zeitpunkt an sofort die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} um einen relativ kleinen Betrag zu. Wenn die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-A} größer als der Voreinstellwert ist, erhöht sich jedoch der aktuelle Servodruck P_{SRV} nicht, bis der Sollservodruck P_{SRV}^* in einem bestimmten Ausmaß zunimmt, wie durch die Volllinie in **Fig. 9A** gezeigt. Das heißt, die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} nimmt mit einem relativ steilen Gradienten zu, und die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} beginnt zuzunehmen, wenn die Rückkopplungskomponente I_{A-FB} in einem bestimmten Ausmaß

zunimmt. Der Wert der Rückkopplungskomponente I_{A-FB} zu einem Zeitpunkt, zu dem der aktuelle Servodruck P_{SRV} sich zu erhöhen beginnt, entspricht einem Mangelbetrag der Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} infolge der Federvorspannkraft F_{K-A} , welche größer als der Voreinstellwert ist, nämlich entspricht einem Strommangelbetrag ΔI_{AS} bei dem aktuellen Servodruck P_{SRV} . Auf Basis des Strommangelbetrages ΔI_{AS} wird die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-A} berechnet. Das oben beschriebene Lernen wird jedes Mal ausgeführt, wenn der Bremskraftehöhungszustand beginnt. In dem vorliegenden System wird die größte der durch das Lernen erlangten aktuellen Federvorspannkraften F_{K-A} als ein gelernter Wert F_{K-A-ST} gespeichert, nämlich es wird die zu der Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand korrespondierende aktuelle Federvorspannkraft F_{K-A} , die am meisten abweicht, als der gelernte Wert F_{K-A-ST} gespeichert. Durch Verwenden des gelernten Wertes F_{K-A-ST} wird der an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** zu liefernde Erregerstrom I_A um den mittels des folgenden Ausdrucks berechneten Verschiebungsbetrag I_A größer als der Erregerstrom I_A gemäß der vorbestimmten Korrelation gemacht:

$$\Delta I_A = (F_{K-A-ST} - F_{K-A}) / \alpha_A$$

[0145] Das Lernen für das Druckminderungs-Linearventil **28** wird im Bremskraftkonstantzustand ausgeführt. Der oben angegebene Ausdruck zum Berechnen des Basiserregerstroms I_{R0} in der Rückwärtsregelung wird wie folgt umgeschrieben:

$$I_{R0} = I_{R-FF} + I_{R-FB}$$

$$= \{F_{K-R} + \beta_R \cdot (P_{PLT2} - P_{RSV})\} / \alpha_R + \gamma_R \cdot (P_{SRV}^* - P_{SRV})$$

[0146] Unter Bezugnahme auf den obigen Ausdruck und **Fig. 9B** ist, wenn die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-R} gleich zu dem Voreinstellwert ist, ist im Bremskraftkonstantzustand der aktuelle Servodruck P_{SRV} gleich zu dem Sollservodruck P_{SRV}^* , wie durch die unterbrochene Linie in **Fig. 9B** gezeigt, und enthält der Basiserregerstrom I_{R0} lediglich die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} . Wenn die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-R} größer als der Voreinstellwert ist, kann der aktuelle Servodruck P_{SRV} nicht lediglich durch die Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} auf dem Sollservodruck P_{SRV}^* gehalten werden und erreicht der aktuelle Servodruck P_{SRV} nicht den Sollservodruck P_{SRV}^* , wie durch die Volllinie in **Fig. 9B** gezeigt. Im Ergebnis ist, obwohl sich das Hydraulikbremssystem im Bremskraftkonstantzustand befindet, die Rückkopplungskomponente I_{R-FB} im Basiserregerstrom I_{R0} enthalten. Der Wert der Rückkopplungskomponente I_{R-FB} zu diesem Zeitpunkt entspricht einem Mangelbetrag der Vorwärtskopplungskomponente I_{R-FF} infolge der Federvorspannkraft F_{K-R} , welche größer als der Voreinstellwert ist, nämlich entspricht einem Strommangelbetrag ΔI_{RS}

bei dem aktuellen Servodruck P_{SRV} . Auf Basis des Strommangelbetrages ΔI_{RS} wird die aktuelle Federvorspannkraft F_{K-R-ST} berechnet. Das oben herausgefundene Lernen wird jedes Mal ausgeführt, wenn der Bremskraftkonstantenzustand hergestellt ist. In dem vorliegenden System wird die größte der durch das Lernen erlangten aktuellen Federvorspannkraft F_{K-R} als ein gelernter Wert F_{K-R-ST} gespeichert, nämlich wird die zu der Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand korrespondierende aktuelle Federvorspannkraft F_{K-R} , die am meisten abweicht, als der gelernte Wert F_{K-R-ST} gespeichert. Durch Verwenden des gelernten Wertes F_{K-R-ST} wird der an das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefernde Erregerstrom I_R um den durch den folgenden Ausdruck berechneten Verschiebungsbetrag ΔI_A größer als der Erregerstrom I_R gemäß der vorbestimmten Korrelation gemacht:

$$\Delta I_R = (F_{K-R-ST} - F_{K-R})/\alpha_R$$

[0147] In der Vorwärtsregelung, in welcher der Erregerstrom I_A , der um den wie oben beschrieben bestimmten Verschiebungsbetrag ΔI_A verschoben ist, dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** zugeführt wird und der Erregerstrom I_R , der um den wie oben beschrieben bestimmten Verschiebungsbetrag ΔI_R verschoben ist, dem Druckminderungs-Linearventil **28** zugeführt wird, wird eine relativ adäquate Bremskraft gewährleistet, da die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R auf Basis des Lernens erlangt werden. Mit anderen Worten kann die Bremskraft mit relativ hoher Genauigkeit gesteuert werden. Wenn die gelernten Werte F_{K-A-ST} , F_{K-R-ST} für die aktuellen Federvorspannkraft F_{K-A} , F_{K-R} nicht größer als die vorbestimmten Federvorspannkraft F_{K-A} , F_{K-R} sind, werden die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R gleich zu 0 gemacht. Das oben beschriebene Lernen wird ausgeführt, indem ein vorbestimmtes Lernprogramm parallel zu dem Bremssteuerprogramm ausgeführt wird. Hier wird auf eine detaillierte Erläuterung eines Ablaufdiagramms für das Lernprogramm verzichtet.

d-5) Getroffene Maßnahme, wenn die Bremskraft übermäßig groß geworden ist

[0148] Wie oben erläutert, werden in der Vorwärtsregelung zum Zwecke des Vermeidens eines Mangels an Bremskraft die Erregerströme I_A , I_R um die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R größer gemacht als die Erregerströme I_A , I_R , die jeweils aus dem gemäß der vorbestimmten Korrelation im Ventilgleichgewichtszustand bestimmten Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} bestehen. Es wird angenommen, dass der aktuelle Servodruck P_{SRV} übermäßig hoch wird und die Bremskraft dementsprechend übermäßig groß wird, wenn die Erregerströme I_A , I_R , die größer gemacht sind, zugeführt werden. In dem vorliegenden System wird daher in der Vorwärtsregelung entschieden, ob die Bremskraft größer als ein Vorgabeausmaß geworden ist, und wird eine Maßnahme ge-

troffen, um die Bremskraft klein zu machen, wenn die Bremskraft übermäßig groß geworden ist.

[0149] Die Vorwärtsregelung wird ausgeführt, wenn der Servodrucksensor **134** einen Betriebsausfall hat. Dementsprechend kann der aktuelle Servodruck P_{SRV} nicht erfasst werden, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird. Daher wird die Entscheidung, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, durchgeführt auf Basis einer Änderung im durch den Hochdruckquellen-Drucksensor **96** erfassten Hochdruckquellendruck P_{ACC} , genauer auf Basis einer Reduzierung des Hochdruckquellendrucks P_{ACC} . Die Entscheidung für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** wird getroffen, wenn im Bremskrafteerhöhungszustand die Rückwärtsregelung zu der Vorwärtsregelung gewechselt wird und wenn in der Vorwärtsregelung der Bremskrafteerhöhungszustand beginnt. Die Entscheidung für das Druckminderungs-Linearventil **28** wird getroffen, wenn in einem Zustand, in welchem die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, der Bremskraftkonstantenzustand zu dem Bremskraftminderungszustand gewechselt wird.

[0150] Fig. 10A ist ein Diagramm zum Erläutern der Entscheidung für das Druckerhöhungs-Linearventil **26**, welche getroffen wird, wenn die Rückwärtsregelung im Bremskrafteerhöhungszustand zu der Vorwärtsregelung gewechselt wird. Wenn der in der Vorwärtsregelung an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** gelieferte Erregerstrom I_A angemessen ist, erhöht sich der Servodruck P_{SRV} entlang im Wesentlichen dem gleichen Gradienten wie in der Rückwärtsregelung, wie durch die unterbrochene Linie in Fig. 10A gezeigt. In diesem Fall wird das Arbeitsfluid von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** über den Regler **24** mit im Wesentlichen der gleichen Liefergeschwindigkeit wie in der Rückwärtsregelung an die Hauptzylindervorrichtung **16** geliefert und nimmt der Hochdruckquellendruck P_{ACC} entlang im Wesentlichen dem gleichen Gradienten wie in der Rückwärtsregelung ab. (Hier meint die Liefergeschwindigkeit des Arbeitsfluids eine Liefermenge pro Zeiteinheit.) Wenn jedoch der Erregerstrom I_A übermäßig groß ist, erhöht sich der Servodruck P_{SRV} abrupt zu dem Zeitpunkt, zu dem die Rückwärtsregelung auf die Vorwärtsregelung umgeschaltet wird, wie durch die Volllinie in Fig. 10A gezeigt. In diesem Fall nimmt die an die Hauptzylindervorrichtung **16** zu liefernde Menge des Arbeitsfluids ebenfalls abrupt zu und vermindert sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} abrupt. Auf Basis der abrupten Verminderung im Hochdruckquellendruck P_{ACC} wird entschieden, dass die Bremskraft übermäßig groß ist. Genauer wird entschieden, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, nämlich wird entschieden, dass der Erregerstrom I_A übermäßig groß ist, wenn eine Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-1} größer als eine vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH1}$ wird. Hier ist die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-1} eine Differenz

zwischen: einem Hochdruckquellendruck P_{ACC-C} bei Umschaltung, welches der Hochdruckquellendruck P_{ACC} ist, wenn die Rückwärtsregelung auf die Vorwärtsregelung umgeschaltet wird, und dem Hochdruckquellendruck P_{ACC} zu einem Zeitpunkt, zu dem eine Vorgabezeit t_1 nach dem Umschalten abgelaufen ist.

[0151] Fig. 10B ist ein Diagramm zum Erläutern der Entscheidung für das Druckerhöhungs-Linearventil **26**, welche getroffen wird zum Zeitpunkt eines Beginns des Bremskraftherhöhungszustandes in der Vorwärtsregelung. Wenn der Bremskraftherhöhungszustand beginnt, nimmt der Sollservodruck P^*_{SRV} zu. Wenn der Erregerstrom I_A angemessen ist, erhöht sich der aktuelle Servodruck P_{SRV} gemäß einer Erhöhung im Sollservodruck P^*_{SRV} , wie durch die unterbrochene Linie in Fig. 10B gezeigt. In Reaktion auf die Erhöhung im aktuellen Servodruck P_{SRV} vermindert sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} von einem Hochdruckquellendruck P_{ACC-I} zum Zeitpunkt des Beginns des Bremskraftherhöhungszustandes, wie durch die unterbrochene Linie in Fig. 10B gezeigt. Im Gegensatz dazu nimmt, wenn der Erregerstrom I_A übermäßig groß ist, der aktuelle Servodruck P_{SRV} mit einem steilen Gradienten zu, wie durch die Volllinie in Fig. 10A gezeigt. In diesem Fall wird die Liefergeschwindigkeit des Arbeitsfluids von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** über den Regler **24** zur Hauptzylindervorrichtung **16** höher und nimmt der Hochdruckquellendruck P_{ACC} mit einem steileren Gradienten in Übereinstimmung mit einer Erhöhung in der Liefergeschwindigkeit ab. Es wird entschieden, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, nämlich es wird entschieden, dass der Erregerstrom I_A übermäßig groß ist, wenn eine Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-2} größer als eine vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH2}$ wird. Hier ist die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-2} eine Differenz zwischen: dem Hochdruckquellendruck P_{ACC} zu einem Zeitpunkt, zu dem der Sollservodruck P^*_{SRV} gleich zu einem Vorgabedruck P^*_{SRV-J} für eine Entscheidung wird, und dem Hochdruckquellendruck P_{ACC-I} zum Zeitpunkt des Beginns des Bremskraftherhöhungszustandes. Die vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH2}$ ist eine Summe von: einer Referenz-Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-20} , die der Hochdruckquellen-Druckdifferenz in einem Fall entspricht, in dem der Erregerstrom I_A angemessen ist, und einer Toleranzdifferenz δP_{ACC-M} .

[0152] Fig. 10C ist ein Diagramm zum Erläutern der Entscheidung für das Druckminderungs-Linearventil **28**, welche getroffen wird, wenn der Bremskraftkonstantzustand in einem Zustand, in welchem die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, zu dem Bremskraftminderungszustand geändert wird. Während es später im Detail erläutert wird, wird der Erregerstrom I_A , der dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** zugeführt wird, nicht sofort gleich zu 0 gemacht, wenn

der Bremskraftkonstantzustand in der Vorwärtsregelung zu dem Bremskraftminderungszustand gewechselt wird, sondern wird gleich zu 0 gemacht, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft sich aktuell vermindert. Daher befindet sich das Druckerhöhungs-Linearventil **26** zu dem Zeitpunkt des Beginns des Bremskraftminderungszustands im Ventilgleichgewichtszustand. Wenn der dem Druckminderungs-Linearventil **28** zugeführte Erregerstrom I_R angemessen ist, beginnt der aktuelle Servodruck P_{SRV} sich ohne eine wesentliche Verzögerung in Bezug auf die Verminderung im Sollservodruck P^*_{SRV} zu vermindern, wie durch die unterbrochene Linie in Fig. 10C gezeigt. Wenn der aktuelle Servodruck P_{SRV} sich zu vermindern beginnt, nimmt der zweite Steuerdruck P_{PLT2} des Reglers **24** ab. Da sich das Druckerhöhungs-Linearventil **26** im Ventilgleichgewichtszustand befindet, strömt das Arbeitsfluid, welches von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** geliefert wird, in die zweite Steuerkammer R9 ein. Das Einstromen des Arbeitsfluids bewirkt, dass sich der Hochdruckquellendruck P_{ACC} vermindert. Die Verminderung im Hochdruckquellendruck P_{ACC} wirkt als ein Auslöser für die Entscheidung für das Druckminderungs-Linearventil **28**, und die Verminderung im Hochdruckquellendruck P_{ACC} löst aus, dass der Erregerstrom I_A , der dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** zugeführt wird, gleich zu 0 gemacht wird.

[0153] Wenn der dem Druckminderungs-Linearventil **28** gelieferte Erregerstrom I_R übermäßig groß ist, ist direkt nachdem der Sollservodruck P^*_{SRV} sich zu vermindern beginnt das Druckminderungs-Linearventil **28** nicht in den Ventilgleichgewichtszustand gebracht und beginnt der Servodruck P_{SRV} sich mit einer Verzögerung zu vermindern, wie durch die Volllinie in Fig. 10C gezeigt. Das heißt, die oben angegebene Verminderung im Hochdruckquellendruck P_{ACC} wird mit einer Verzögerung bewirkt. Durch Nutzen des Phänomens wird entschieden, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, nämlich wird entschieden, dass der Erregerstrom I_R übermäßig groß ist, wenn eine Sollservodruckdifferenz δP^*_{SRV} größer als eine vorgegebene Schwellendifferenz δP^*_{SRV-TH} wird. Hier ist die Sollservodruckdifferenz δP^*_{SRV} eine Differenz zwischen: einem Sollservodruck P^*_{SRV-T} , welcher der Sollservodruck P^*_{SRV} zum Zeitpunkt eines Wechsels vom Bremskraftkonstantzustand zum Bremskraftminderungszustand ist, und einem Sollservodruck P^*_{SRV} zum Zeitpunkt, zu dem der Hochdruckquellendruck P_{ACC} abnimmt.

[0154] Wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, nämlich wenn entschieden wird, dass die Erregerströme I_A , I_R , die jeweils dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** und dem Druckminderungs-Linearventil **28** zugeführt werden, übermäßig groß sind, werden die Erregerströme I_A , I_R vermindert. Genauer werden die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R um vorgegebene Verminde-

rungsbeträge ΔI_{A-DEC} , ΔI_{R-DEC} , welche zum Vermindern der jeweiligen Erregerströme I_A , I_R vorgegeben sind, vermindert. Mit anderen Worten werden die Erregerströme I_A , I_R in Richtung zu der Seite hin verschoben, auf welcher die Bremskraft klein ist. Die vorgegebenen Verminderungsbeträge ΔI_{A-DEC} , ΔI_{R-DEC} sind Verschiebungsbeträge in Richtung zu der Seite hin, auf welcher die Bremskraft klein ist, und werden im Wesentlichen so gesetzt, dass sie beträchtlich kleiner als die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zum Erhöhen der jeweiligen Erregerströme I_A , I_R sind. Jedes Mal, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, werden die Erregerströme I_A , I_R um die jeweiligen vorgegebenen Verminderungsbeträge ΔI_{A-DEC} , ΔI_{R-DEC} vermindert, sodass die Bremskraft schrittweise an eine geeignete Größe herankommt. Wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, sogar wenn die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R 0 sind, nämlich sogar, wenn die Erregerströme I_A , I_R nicht in Richtung zu der Seite hin verschoben sind, auf welcher die Bremskraft groß ist, werden die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R um die vorgegebenen Verminderungsbeträge ΔI_{A-DEC} , ΔI_{R-DEC} vermindert. Dementsprechend wird wegen der Verminderung in den Verschiebungsbeträgen ΔI_A , ΔI_R sogar im obigen Fall die eine angemessene Größe aufweisende Bremskraft erzeugt.

(e) Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung

[0155] Die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung gemäß S8, in welcher die oben angegebene Vorwärtsregelung ausgeführt wird, wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 11** dargestellten Routine für die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung. Bei einer Verarbeitung gemäß der Routine wird anfangs in S51 entschieden, ob die aktuelle Ausführung der Routine die erste ist, nachdem von der Normalzustand-Bremskraftsteuerung von S7 gewechselt wurde. Wenn in S51 eine Bejahungsentcheidung getroffen wird, werden in S52 die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R für die jeweiligen Erregerströme I_A , I_R bestimmt. Wenn andererseits die aktuelle Ausführung nicht die erste ist, wird S52 übersprungen. In S53–S55 wird entschieden, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, und werden erste bis dritte Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerungen zum Ändern der Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R , sodass sie vermindert werden, ausgeführt, wenn die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist. Danach wird in S56 der zweite Steuerdruck P_{PLT2} bestimmt. Diese Bestimmung basiert im Gegensatz zu der Bestimmung in der Normalzustand-Bremskraftsteuerung, welche auf dem aktuellen Servodruck P_{SRV} basiert, auf dem Sollservodruck P^*_{SRV} . Genauer wird der Servodruck P_{SRV} als gleich zu dem Sollservodruck P^*_{SRV} erachtet und wird der

zweite Steuerdruck P_{PLT2} auf Basis des Sollservodrucks P^*_{SRV} und des oben angegebenen Druckerhöhungsverhältnisses ε des Reglers **24** bestimmt. Anschließend werden in S57 bzw. S58 die Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils und die Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils, welche die Vorwärtsregelung bilden, ausgeführt. Die Steuerungen und die Verarbeitung werden nachstehend im Detail erläutert.

e-1) Verschiebungsbetragbestimmung im Anfangsstadium des Steuerungswechsels

[0156] Eine Verarbeitung zum Bestimmen des Verschiebungsbetrages in S52, die in einem Anfangsstadium des Steuerungswechsels ausgeführt wird, wird durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 12** dargestellten Subroutine zum Bestimmen des Anfangsverschiebungsbetrages ausgeführt. In der Verarbeitung gemäß der Subroutine wird in S61, S62 ein Wert eines Verschiebungsbetrag-Auswahlparameters SLT bestimmt. In Abhängigkeit von einer Art, einem Zustand oder dergleichen eines Fahrzeugs wird einer von Werten „1“, „2“ und „3“ für den Parameter gesetzt. In Abhängigkeit von dem Wert des Parameters wird eine der oben angegebenen drei Arten von Verschiebungsbeträgen ΔI_A , ΔI_R bestimmt. Genauer werden, wenn der Parameter auf „1“ gesetzt wird, in S63 die korrigierten Federvorspannkkräfte F'_{K-A} , F'_{K-R} gleich zu den spezifizierten Maximalwerten $F_{K-A-MAX}$, $F_{K-R-MAX}$ gemacht, um die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zu setzen zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß der Kennlinie SL_{MIN} für die Minimalbremskraft bestimmt werden. Wenn der Parameter auf „2“ gesetzt wird, werden in S64 die korrigierten Federvorspannkkräfte F'_{K-A} , F'_{K-R} gleich zu den spezifischen großseitigen Werten $F_{K-A-LRG}$, $F_{K-R-LRG}$ gemacht, um die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zu setzen zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} gemäß der Kennlinie SL_{SML} für die kleinseitige Bremskraft bestimmt werden. Wenn der Parameter auf „3“ gesetzt wird, werden in S65 die korrigierten Federvorspannkkräfte F'_{K-A} , F'_{K-R} gleich zu den gelernten Werten F_{K-A-ST} , F_{K-R-ST} gemacht, um die Verschiebungsbeträge ΔI_A , ΔI_R zu setzen zum Bereitstellen der Erregerströme I_A , I_R in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} bestimmt werden gemäß den jeweiligen Relationen zwischen dem Servodruck P_{SRV} und den durch das Lernen erlangten Vorwärtskopplungskomponenten I_{A-FF} , I_{R-FF} im Ventilgleichgewichtszustand.

[0157] Nachdem die korrigierten Federvorspannkkräfte F'_{K-A} , F'_{K-R} wie oben beschrieben bestimmt wurden, wird in S66 entschieden, ob die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-A} für das Druckerhöhungs-Li-nearventil **26** größer als die in der Rückwärtsrege-

lung verwendete vorbestimmte Federvorspannkraft F_{K-A} ist. Wenn die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-A} größer als die Federvorspannkraft F_{K-A} ist, wird in S67 der Verschiebungsbetrag ΔI_A für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** gemäß dem obigen Ausdruck basierend auf der korrigierten Federvorspannkraft F'_{K-A} bestimmt. Wenn andererseits die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-A} gleich zu der oder kleiner als die Federvorspannkraft F_{K-A} ist, wird in S68 der Verschiebungsbetrag ΔI_A gleich zu 0 gemacht. Es wird nachfolgend in S69 entschieden, ob die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-R} für das Druckminderungs-Linearventil **28** größer als die in der Rückwärtsregelung verwendete vorbestimmte Federvorspannkraft F_{K-R} ist. Wenn die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-R} größer als die Federvorspannkraft F_{K-R} ist, wird in S70 der Verschiebungsbetrag ΔI_R für das Druckminderungs-Linearventil **28** gemäß dem obigen Ausdruck basierend auf der korrigierten Federvorspannkraft F'_{K-R} bestimmt. Wenn andererseits die korrigierte Federvorspannkraft F'_{K-R} gleich zu der oder kleiner als die Federvorspannkraft F_{K-R} ist, wird in S71 der Verschiebungsbetrag ΔI_R gleich zu 0 gemacht.

e-2) Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung

[0158] In der ersten Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung gemäß S53 wird entschieden, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, wenn die Normalzustand-Bremskraftsteuerung auf die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung umgeschaltet wird, und wird der Verschiebungsbetrag ΔI_A für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** vermindert, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist. Die erste Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 13** dargestellten Subroutine für die erste Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung. In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine wird anfangs in S81 entschieden, ob Bedingungen für die Entscheidung erfüllt sind. Die Bedingungen sind wie folgt: Die Steuerung wurde in den Bremskraftherhöhungszustand gewechselt, der Bremskraftherhöhungszustand ist zum aktuellen Zeitpunkt beibehalten, und eine Vorgabezeit t_1 ist nach dem Steuerungswechsel vergangen. Wenn entschieden wird, dass die Bedingungen erfüllt sind, wird dann in S82 entschieden, ob die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-1} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH1}$ ist. Wenn die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-1} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH1}$ ist, wird in S83 der Verschiebungsbetrag ΔI_A für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** um den vorgegebenen Verminderungsbetrag ΔI_{A-DEC} vermindert.

[0159] In der zweiten Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung gemäß S54 wird entschieden, ob

die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, wenn der Bremskraftherhöhungszustand beginnt, und der Verschiebungsbetrag ΔI_A für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** wird vermindert, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist. Die Steuerung wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 14** dargestellten Subroutine für die zweite Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung. In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine wird in S91 anfangs entschieden, ob Bedingungen für die Entscheidung erfüllt sind. Die Bedingungen sind wie folgt: Der Bremskraftherhöhungszustand hat begonnen und wird zum aktuellen Zeitpunkt beibehalten, und der Sollservodruck P^*_{SRV} ist gleich zu dem Vorgabedruck P^*_{SRV-J} zur Entscheidung geworden. Wenn entschieden wird, dass die Bedingungen erfüllt sind, wird in S92 entschieden, ob die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-2} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH2}$ ist. Wenn die Hochdruckquellen-Druckdifferenz δP_{ACC-2} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz $\delta P_{ACC-TH2}$ ist, wird in S93 der Verschiebungsbetrag ΔI_A für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** um den vorgegebenen Verminderungsbetrag ΔI_{A-DEC} vermindert.

[0160] In der dritten Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung gemäß S55 wird entschieden, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist, wenn der Bremskraftkonstantzustand zu dem Bremskraftminderungszustand gewechselt wird, und der Verschiebungsbetrag ΔI_R für das Druckminderungs-Linearventil **28** wird vermindert, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist. Die Steuerung wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 15** dargestellten Subroutine für die dritte Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung. In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine wird anfangs in S101 entschieden, ob Bedingungen für die Entscheidung erfüllt sind. Die Bedingungen sind wie folgt: Der Bremskraftkonstantzustand hat sich in den Bremskraftminderungszustand geändert und wird zum aktuellen Zeitpunkt beibehalten, und der Hochdruckquellendruck P_{ACC} hat sich verringert. Wenn entschieden wird, dass die Bedingungen erfüllt sind, wird in S102 entschieden, ob die Sollservodruckdifferenz δP^*_{SRV} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz δP^*_{SRV-TH} ist. Wenn die Sollservodruckdifferenz δP^*_{SRV} größer als die vorgegebene Schwellendifferenz δP^*_{SRV-TH} ist, wird in S103 der Verschiebungsbetrag ΔI_R für das Druckminderungs-Linearventil **28** um den vorgegebenen Verminderungsbetrag ΔI_{R-DEC} vermindert.

e-3) Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils

[0161] In der Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils gemäß S57 wird die Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FF} bestimmt gemäß der Technik

der Vorwärtsregelung und wird der aus der bestimmten Vorwärtskopplungskomponente $I_{A\text{-FF}}$ bestehende Erregerstrom I_A an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** geliefert. Die Steuerung wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 16** dargestellten Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils.

[0162] In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird in S111 die Vorwärtskopplungskomponente $I_{A\text{-FF}}$ gemäß dem gleichen Ausdruck wie in der Rückwärtsregelung bestimmt, nämlich gemäß der Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem für das Druckerhöhungs-Linearventil **26** vorbestimmten Erregerstrom I_A im Ventilgleichgewichtszustand. Genauer wird die Vorwärtskopplungskomponente $I_{A\text{-FF}}$ bestimmt basierend auf: dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} , welcher in Abhängigkeit von dem Sollservodruck P_{SRV}^* ermittelt wird, und dem Hochdruckquellendruck P_{ACC} . Anschließend wird in S112 der Basiserregerstrom I_{A0} , welcher eine Basis für den aktuell zu liefernden Erregerstrom I_A ist, gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{A0} = I_{A\text{-FF}} + \Delta I_A$$

[0163] Das heißt, der Basiserregerstrom I_{A0} wird bestimmt durch zu der bestimmten Vorwärtskopplungskomponente $I_{A\text{-FF}}$ Hinzuaddieren des Verschiebungsbetrages ΔI_A .

[0164] Nachdem der Basiserregerstrom I_{A0} wie oben beschrieben bestimmt wurde, wird in S113 und S114 entschieden, ob sich das Hydraulikbremssystem befindet in: (A) dem Bremskraftherhöhungszustand, (B) dem Bremskraftkonstantzustand oder (C) dem Bremskraftminderungszustand, wie in der Rückwärtsregelung. Wenn entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem in dem Bremskraftherhöhungszustand oder in dem Bremskraftkonstantzustand befindet, wird in S115 wie in der Rückwärtsregelung der zu liefernde Erregerstrom I_A so bestimmt, dass er gleich zu dem Basiserregerstrom I_{A0} ist. Wenn andererseits entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem im Bremskraftminderungszustand befindet, wird in S116 ungleich zu der Rückwärtsregelung entschieden, ob der Hochdruckquellendruck P_{ACC} vermindert ist. Wenn entschieden wird, dass der Hochdruckquellendruck P_{ACC} vermindert ist, wird in S117 als Ergebnis der Entscheidung der Erregerstrom I_A so bestimmt, dass er gleich zu 0 ist von einem Zeitpunkt an, zu dem entschieden worden ist, dass der Hochdruckquellendruck P_{ACC} aktuell vermindert ist. Dies dient zum Gewährleisten einer Ausführung der dritten Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung. Nach der Bestimmung des Erregerstroms I_A wird in S118 ein Befehl bezüglich des Erregerstroms I_A ausgegeben.

[0165] Wie in der Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils wird in der Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils der Basiserregerstrom I_{A0} dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** im Bremskraftherhöhungszustand und im Bremskraftkonstantzustand zugeführt. Dementsprechend wird in einem strengen Sinne die Vorwärtsregelung lediglich im Bremskraftherhöhungszustand und im Bremskraftkonstantzustand ausgeführt.

e-4) Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils

[0166] In der Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils gemäß S58 wird die Vorwärtskopplungskomponente $I_{R\text{-FF}}$ gemäß der Technik der Vorwärtsregelung bestimmt und wird der aus der bestimmten Vorwärtskopplungskomponente $I_{R\text{-FF}}$ bestehende Erregerstrom I_R dem Druckminderungs-Linearventil **28** zugeführt. Die Steuerung wird ausgeführt durch Ausführen einer durch ein Ablaufdiagramm von **Fig. 17** dargestellten Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils.

[0167] In einer Verarbeitung gemäß der Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils wird in S121 die Vorwärtskopplungskomponente $I_{R\text{-FF}}$ gemäß dem gleichen Ausdruck wie in der Rückwärtsregelung bestimmt, nämlich gemäß der Korrelation zwischen dem Servodruck P_{SRV} und dem für das Druckminderungs-Linearventil **28** vorbestimmten Erregerstrom I_R im Ventilgleichgewichtszustand. Genauer wird die Vorwärtskopplungskomponente $I_{R\text{-FF}}$ bestimmt basierend auf: dem zweiten Steuerdruck P_{PLT2} , welcher in Abhängigkeit von dem Sollservodruck P_{SRV}^* ermittelt wird, und dem atmosphärischen Druck P_{RSV} . Anschließend wird in S122 der Basiserregerstrom I_{R0} , welcher eine Basis für den aktuell zu liefernden Erregerstrom I_R ist, gemäß dem folgenden Ausdruck bestimmt:

$$I_{R0} = I_{R\text{-FF}} + \Delta I_R$$

[0168] Das heißt, der Basiserregerstrom I_{R0} wird durch zu der bestimmten Vorwärtskopplungskomponente $I_{R\text{-FF}}$ Hinzuaddieren des Verschiebungsbetrages ΔI_R bestimmt.

[0169] Nachdem der Basiserregerstrom I_{R0} bestimmt wurde, wird in S123 und S124 entschieden, ob sich das Hydraulikbremssystem befindet in: (A) dem Bremskraftherhöhungszustand, (B) dem Bremskraftkonstantzustand oder (C) dem Bremskraftminderungszustand, wie in der Rückwärtsregelung. Wenn entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem in dem Bremskraftminderungszustand oder in dem Bremskraftkonstantzustand befindet, wird in S125 wie in der Rückwärtsregelung der zu liefernde Erregerstrom I_R so bestimmt, dass er gleich zu dem Basiserregerstrom I_{R0} ist. Wenn andererseits entschieden wird, dass sich das Hydraulikbremssystem

tem in dem Bremskraftherhöhungszustand befindet, wird in S126 wie in der Rückwärtsregelung der Erregerstrom I_R so bestimmt, dass er gleich zu einer Summe des Basiserregerstroms I_{R0} und des Toleranzstroms I_{MAG} ist. Nach der Bestimmung des Erregerstroms I_R wird in S127 ein Befehl bezüglich des Erregerstroms I_R ausgegeben.

[0170] Wie in der Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils wird in der Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils der Basiserregerstrom I_{R0} dem Druckminderungs-Linearventil **28** im Bremskraftkonstantzustand und im Bremskraftminderungszustand zugeführt. Dementsprechend wird in einem strengen Sinne die Vorwärtsregelung lediglich im Bremskraftkonstantzustand und im Bremskraftminderungszustand ausgeführt.

(f) Funktionelle Struktur der Steuervorrichtung

[0171] Das Brems-ESG **30** als Steuervorrichtung des vorliegenden Systems, welches eingerichtet ist, die Verarbeitung gemäß dem obigen Bremssteuerprogramm auszuführen, wird in Anbetracht seiner Steuerfunktionen als die in dem Blockschaltbild von **Fig. 18** gezeigte funktionelle Struktur aufweisend erachtet. Genauer weist das Brems-ESG **30** auf: einen Hochdruckquellen-Steuerabschnitt **160**, der eingerichtet ist, die Hochdruckquellenvorrichtung **22** zu steuern, einen Rückwärtsregelungsabschnitt **162**, der eingerichtet ist, die Erregerströme I_A , I_R auf Basis der Vorwärtskopplungskomponenten und der Rückkopplungskomponenten zu bestimmen und die bestimmten Erregerströme I_A , I_R jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefern, einen Vorwärtsregelungsabschnitt **164**, der eingerichtet ist, die Erregerströme I_A , I_R auf Basis der Vorwärtskopplungskomponenten zu bestimmen und die bestimmten Erregerströme I_A , I_R jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefern, einen Erregerstrom-Verschiebungsabschnitt **166**, der eingerichtet ist, die Erregerströme I_A , I_R bei der Bestimmung der Erregerströme I_A , I_R durch die Vorwärtsregelung zu verschieben, und einen Steuerungsumschaltabschnitt **168**, der eingerichtet ist, einen funktionellen Abschnitt zum Ausführen einer Steuerung der jeweils an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** zu liefernden Erregerströme I_A , I_R im Fall einer Störung des Servodrucksensors **134** von dem Rückwärtsregelungsabschnitt auf den Vorwärtsregelungsabschnitt umzuschalten.

[0172] Die funktionelle Struktur wird in Bezug auf die Verarbeitung gemäß dem Bremssteuerprogramm erläutert werden. Der Hochdruckquellen-Steuerabschnitt **160** kann erachtet werden als ein funktioneller Abschnitt, der durch Ausführen der in **Fig. 4** gezeigten Routine für die Hochdruckquellensteuer-

ung funktioniert. Der Rückwärtsregelungsabschnitt **162** wird als ein funktioneller Abschnitt erachtet, der durch Ausführen von S24, S25 der in **Fig. 5** gezeigten Routine für die Normalzustand-Bremskraftsteuerung funktioniert, nämlich durch Ausführen der in **Fig. 6** gezeigten Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckerhöhungsventils und der in **Fig. 7** gezeigten Subroutine für die Rückwärtsregelung des Druckminderungsventils. Der Vorwärtsregelungsabschnitt **164** wird als ein funktioneller Abschnitt erachtet, der durch Ausführen von S57, S58 der Routine für die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung funktioniert, nämlich durch Ausführen der in **Fig. 16** gezeigten Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckerhöhungsventils und der in **Fig. 17** gezeigten Subroutine für die Vorwärtsregelung des Druckminderungsventils. Der Erregerstrom-Verschiebungsabschnitt **166** wird als ein funktioneller Abschnitt erachtet, der durch Ausführen von S52–S56 der in **Fig. 11** gezeigten Routine für die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung funktioniert, nämlich durch Ausführen der in **Fig. 12** gezeigten Subroutine zum Bestimmen des Anfangsverschiebungsbetrages, der in **Fig. 13** gezeigten Subroutine für die erste Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung, der in **Fig. 14** gezeigten Subroutine für die zweite Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung und der in **Fig. 15** gezeigten Subroutine für die dritte Verschiebungsbetrag-Änderungssteuerung. Der Steuerungsumschaltabschnitt **168** wird als ein funktioneller Abschnitt erachtet, der durch Ausführen von S6 des in **Fig. 3** gezeigten Hauptablaufs funktioniert, nämlich durch Ausführen der Verarbeitung, in welcher die Normalzustand-Bremskraftsteuerung auf die Bremskraftsteuerung im Fall einer Servodrucksensorstörung umgeschaltet wird.

<Modifizierungsbeispiele>

[0173] Nachstehend werden Modifizierungsbeispiele für die dargestellte Ausführungsform erläutert werden, auf welche die beanspruchbare Erfindung anwendbar ist.

[0174] In dem System gemäß der dargestellten Ausführungsform wird der Druck des Arbeitsfluids von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** durch den Regler **24** reguliert und wird das druckregulierte Arbeitsfluid an die Hauptzylindervorrichtung **16** geliefert. Ferner wird das Arbeitsfluid in der Hauptzylindervorrichtung **16** durch den Druck des daran gelieferten Arbeitsfluids druckbeaufschlagt und wird das druckbeaufschlagte Arbeitsfluid an die Bremsvorrichtungen **12** geliefert. Anstelle solch einer Struktur kann das von dem Regler **24** gelieferte regulierte Arbeitsfluid zum Beispiel direkt an die Bremsvorrichtungen geliefert werden. Ferner kann das System so konfiguriert sein, dass es nicht den Regler **24** aufweist, und kann der Druck des Arbeitsfluids von der Hoch-

druckquellenvorrichtung **22** zum Beispiel durch das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eingestellt werden. In diesem Fall kann das Arbeitsfluid, dessen Druck eingestellt wurde, direkt an die Hauptzylindervorrichtung **16** geliefert werden. In dieser Ausgestaltung kann der Einstelldruck als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. Darüber hinaus kann der Druck des Arbeitsfluids von der Hochdruckquellenvorrichtung **22** durch das Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das Druckminderungs-Linearventil **28** eingestellt werden und kann das Arbeitsfluid, dessen Druck eingestellt wurde, direkt an die Bremsvorrichtungen **12** geliefert werden. Außerdem kann in dieser Ausgestaltung der Einstelldruck als die Bremskraftkennziffer verwendet werden. In dem System gemäß der dargestellten Ausführungsform kann ein Hauptdrucksensor vorgesehen sein zum Erfassen eines Hauptdrucks, welcher ein Druck des von der Hauptzylindervorrichtung **16** an die Bremsvorrichtungen **12** zu liefernden Arbeitsfluids ist, und kann der Hauptdruck als die Bremskraftkennziffer verwendet werden.

[0175] In dem System gemäß der dargestellten Ausführungsform sind das normalerweise geschlossene Druckerhöhungs-Linearventil **26** und das normalerweise offene Druckminderungs-Linearventil **28** verwendet. Ein normalerweise offenes Linearventil kann als das Druckerhöhungs-Linearventil **26** verwendet sein, und ein normalerweise geschlossenes Linearventil kann als das Druckminderungs-Linearventil **28** verwendet sein. In diesem Fall können die Erregerströme I_A , I_R zum Gewährleisten der Bremskraft in eine Richtung verschoben werden, in welcher die Erregerströme I_A , I_R vermindert sind.

[0176] In dem System gemäß der dargestellten Ausführungsform wird der Erregerstrom I_A (der Basiserregerstrom I_{A0}), der gemäß der Technik der Rückwärtsregelung oder der Vorwärtsregelung bestimmt wurde, lediglich im Bremskraftherhöhungszustand und im Bremskraftkonstantzustand an das Druckerhöhungs-Linearventil **26** geliefert, wohingegen der Erregerstrom I_R (der Basiserregerstrom I_{R0}), der gemäß der Technik der Rückwärtsregelung oder der Vorwärtsregelung bestimmt wurde, lediglich im Bremskraftkonstantzustand oder im Bremskraftminderungszustand an das Druckminderungs-Linearventil **28** geliefert wird. Anstelle solch einer Ausgestaltung können die Erregerströme I_A , I_R , die gemäß der Technik der Rückwärtsregelung oder der Vorwärtsregelung bestimmt wurden, in allen von dem Bremskraftherhöhungszustand, dem Bremskraftkonstantzustand und dem Bremskraftminderungszustand geliefert werden. Stattdessen können die Erregerströme I_A , I_R , die gemäß der Technik der Rückwärtsregelung oder der Vorwärtsregelung bestimmt wurden, in lediglich einem beliebigen oder zweien dieser Zustände geliefert werden.

[0177] In dem System gemäß der dargestellten Ausführungsform wird in der Vorwärtsregelung das Verschieben der Erregerströme I_A , I_R zum Gewährleisten der Bremskraft für sowohl das Druckerhöhungs-Linearventil **26** als auch das Druckminderungs-Linearventil **28** durchgeführt. Stattdessen kann das Verschieben der Erregerströme I_A , I_R zum Gewährleisten der Bremskraft für lediglich eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil **26** und dem Druckminderungs-Linearventil **28** durchgeführt werden.

Bezugszeichenbeschreibung

12: Bremsvorrichtung **14:** Bremspedal (Bremsbetätigungselement) **16:** Hauptzylindervorrichtung **20:** Reservoir (Niederdruckquelle) **22:** Hochdruckquellenvorrichtung **24:** Regler (Druckregler) **26:** elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil **28:** elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil **30:** elektronisches Bremssteuerggerät (Steuervorrichtung) **134:** Servodrucksensor (Bremskraftkennzifferdetektor) **140:** distales Ende (Ventilelement) **142:** Stößel **144:** Ventilsitz **146:** Feder (Federvorspannmechanismus) **148:** Spule (elektromagnetische Spule) **160:** Hochdruckquellen-Steuerabschnitt **162:** Rückwärtsregelungsabschnitt **164:** Vorwärtsregelungsabschnitt **166:** Erregerstrom-Verschiebungsabschnitt **168:** Steuerungsumschaltabschnitt **R9:** zweite Steuerkammer P_{ACC} : Hochdruckquellendruck P_{PLT2} : zweiter Steuerdruck P_{AJT} : Einstelldruck P_{RSV} : atmosphärischer Druck P_{SRV} : Servodruck (Bremskraftkennziffer) P^*_{SRV} : Sollservodruck (Sollbremskraftkennziffer) $F_{\Delta P-A}$, $F_{\Delta P-R}$: druckdifferenzbasierte Wirkkraft F_{K-A} , F_{K-R} : Federvorspannkraft F_{E-A} , F_{E-R} : elektromagnetische Wirkkraft I_A , I_R : Erregerstrom I_{A-FF} , I_{R-FF} : Vorwärtskopplungskomponente I_{A-FB} , I_{R-FB} : Rückkopplungskomponente ΔI_A , ΔI_R : Verschiebungsbetrag

Patentansprüche

1. Hydraulikbremssystem zum Bremsen eines Fahrzeugs, aufweisend:
eine Hochdruckquellenvorrichtung, die eingerichtet ist zum Liefern eines Arbeitsfluids, welches mit hohem Druck beaufschlagt ist,
ein elektromagnetisches Druckerhöhungs-Linearventil und ein elektromagnetisches Druckminderungs-Linearventil, die eingerichtet sind, einen Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids auf einen Einstelldruck einzustellen,
eine Bremsvorrichtung, die an einem Rad vorgesehen ist und die eingerichtet ist, das Arbeitsfluid zu empfangen, welches den Einstelldruck oder einen Druck in Übereinstimmung mit dem Einstelldruck hat, und eine Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids zu erzeugen,

einen Bremskraftkennzifferdetektor, der eingerichtet ist, eine die Bremskraft kennzeichnende Bremskraftkennziffer zu erfassen, und

eine Steuervorrichtung, die eingerichtet ist, die von der Bremsvorrichtung erzeugte Bremskraft zu steuern mittels Steuerns eines an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, selektiv eine auszuführen von: (a) einer Rückwärtsregelung, in welcher eine Rückkopplungskomponente, die eine Komponente des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms ist, bestimmt wird auf Basis einer Differenz zwischen einer von dem Bremskraftkennzifferdetektor erfassten Aktuellbremskraftkennziffer und einer Sollbremskraftkennziffer, welche eine Vorgabe für die Bremskraftkennziffer in einer Steuerung ist, um die Differenz zu verringern, und in welcher der Erregerstrom, der die Rückkopplungskomponente enthält, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert wird, und (b) einer Vorwärtsregelung, in welcher eine Vorwärtskopplungskomponente, die eine Komponente des an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms ist, bestimmt wird auf Basis der Sollbremskraftkennziffer, um jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil in einen Ventilgleichgewichtszustand zu bringen, welcher eine Grenze zwischen einem Ventiloffenzustand und einem Ventilgeschlossenenzustand ist, und in welcher der Erregerstrom, der aus der Vorwärtskopplungskomponente besteht, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil geliefert wird, und

wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an wenigstens eines von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstroms so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Wert ist, welcher in Richtung zu einer Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft groß ist, im Vergleich zu dem Erregerstrom in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente gemäß einer vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand bestimmt wird.

2. Hydraulikbremssystem gemäß Anspruch 1, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, als die Vorwärtskopplungskomponente den Erregerstrom gemäß der vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand auf Basis der durch den Bremskraftkennzifferdetektor erfassten Aktuellbremskraftkennziffer zu bestimmen, und eingerichtet ist, in der Rückwärtsregelung einen Erregerstrom, welcher die bestimmte Vorwärtskopplungskompo-

nente und die Rückkopplungskomponente enthält, an jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil zu liefern.

3. Hydraulikbremssystem gemäß Anspruch 1 oder 2, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, die Rückwärtsregelung in einem Normalzustand auszuführen, und eingerichtet ist, die Vorwärtsregelung im Fall einer Störung des Bremskraftkennzifferdetektors auszuführen.

4. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–3, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Rückwärtsregelung eine Abweichung einer aktuellen Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand von der vorbestimmten Relation zu erfassen, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente gemäß einer Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand zur Zeit des Auftretens der erfassten Abweichung bestimmt wird.

5. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–3, wobei die vorbestimmte Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand in einen vorbestimmten Spezifizierungsbereich fällt, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation, die zu einer unteren Grenze für die Bremskraft im Spezifizierungsbereich korrespondiert.

6. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–3, wobei die vorbestimmte Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand in einen vorbestimmten Spezifizierungsbereich fällt, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation, die in Richtung zu einer

unteren Grenze für die Bremskraft hin verschoben ist in Bezug auf eine Mitte für die Bremskraft, welche sich mittig der unteren Grenze und einer oberen Grenze für die Bremskraft im Spezifizierungsbereich befindet.

7. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–6, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, wenn die Vorwärtsregelung ausgeführt wird, den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Wert ist, welcher um einen gegebenen Strombetrag in Richtung zu der Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft groß ist, im Vergleich zu dem Erregerstrom in einem Fall, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß der vorbestimmten Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand.

8. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–7, wobei jedes von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil aufweist: (A) einen Ventilsitz, (B) ein Ventilelement, das eingerichtet ist, auf dem Ventilsitz aufzusitzen, um den Ventilgeschlossenzustand zu bewirken, und eingerichtet ist, von dem Ventilsitz weg separiert zu sein, um den Ventiloffenzustand zu bewirken, (C) einen Federvorspannmechanismus, der eingerichtet ist, mittels einer Federvorspannkraft das Ventilelement in eine von einer Richtung, in welcher das Ventilelement auf dem Ventilsitz zum Aufsitzen gebracht wird, und einer Richtung vorzuspannen, in welcher das Ventilelement von dem Ventilsitz weg separiert wird, und (D) eine elektromagnetische Spule, die eingerichtet ist, durch den daran gelieferten Erregerstrom eine elektromagnetische Wirkkraft zu erzeugen, und eingerichtet ist, das Ventilelement in die andere von der Richtung, in welcher das Ventilelement auf dem Ventilsitz zum Aufsitzen gebracht wird, und der Richtung vorzuspannen, in welcher das Ventilelement von dem Ventilsitz weg separiert wird, wobei der Ventilgleichgewichtszustand bewirkt wird durch ein Gleichgewicht zwischen der Federvorspannkraft, der elektromagnetischen Wirkkraft und einer druckdifferenzbasierten Wirkkraft, welche auf das Ventilelement in Abhängigkeit von dem Einstelldruck einwirkt, und wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom so zu bestimmen, dass er gleich zu einem Erregerstrom in einem Fall ist, in welchem die Vorwärtskopplungskomponente bestimmt wird gemäß einer Relation zwischen der Bremskraftkennziffer und dem Erregerstrom im Ventilgleichgewichtszustand, wenn die Federvorspannkraft auf einen sich von einem Voreinstellwert unterscheidenden Wert verändert ist.

9. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–8, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung zu entscheiden, ob die Bremskraft größer als ein Vorgabeausmaß ist, und den an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferten Erregerstrom auf einen Wert zu ändern, welcher in Richtung zu einer Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft klein ist, wenn entschieden wird, dass die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist.

10. Hydraulikbremssystem gemäß Anspruch 9, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, sodass in der Vorwärtsregelung, wenn der an das wenigstens eine von dem Druckerhöhungs-Linearventil und dem Druckminderungs-Linearventil gelieferte Erregerstrom auf den Wert geändert wird, welcher in Richtung zu der Seite hin verschoben ist, auf welcher die Bremskraft klein ist, der Erregerstrom auf den Wert geändert wird, welcher um einen Strombetrag kleiner als ein Strombetrag ist, wenn er in Richtung zu der Seite hin verschoben wird, auf welcher die Bremskraft groß ist.

11. Hydraulikbremssystem gemäß Anspruch 9 oder 10, wobei die Steuervorrichtung eingerichtet ist, in der Vorwärtsregelung auf Basis einer Änderung in dem Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu entscheiden, ob die Bremskraft größer als das Vorgabeausmaß ist.

12. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–11, ferner mit einem Druckregler, der eine Steuerkammer hat und der eingerichtet ist, den Druck des von der Hochdruckquellenvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids auf einen Druck in Übereinstimmung mit einem Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer zu regulieren, und das Arbeitsfluid, dessen Druck reguliert ist, zu liefern, wobei das Druckerhöhungs-Linearventil zwischen der Hochdruckquellenvorrichtung und der Steuerkammer angeordnet ist, um den Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer zu erhöhen, wohingegen das Druckminderungs-Linearventil zwischen der Steuerkammer und einer Niederdruckquelle angeordnet ist, um den Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer zu vermindern, wodurch der Druck des Arbeitsfluids in der Steuerkammer auf den Einstelldruck eingestellt wird, und wobei die Bremsvorrichtung eingerichtet ist, das von dem Druckregler gelieferte Arbeitsfluid oder das Arbeitsfluid mit einem Druck in Übereinstimmung mit einem Druck des von dem Druckregler gelieferten Arbeitsfluids zu empfangen und die Bremskraft zu erzeugen mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids.

13. Hydraulikbremssystem gemäß Anspruch 12, ferner mit einer Hauptzylindervorrichtung, mit wel-

cher ein Bremsbetätigungselement verbunden ist und welche eingerichtet ist, das von dem Druckregler gelieferte Arbeitsfluid zu empfangen und das Arbeitsfluid, welches ohne Abhängigkeit von einer dem Bremsbetätigungselement durch einen Fahrer beaufschlagten Bremsbetätigungskraft in Abhängigkeit von dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids druckbeaufschlagt ist, an die Bremsvorrichtung zu liefern, wobei das Hydraulikbremssystem eingerichtet ist, es der Bremsvorrichtung zu ermöglichen, die Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu erzeugen.

14. Hydraulikbremssystem gemäß einem der Ansprüche 1–11, ferner mit einer Hauptzylindervorrichtung, mit welcher ein Bremsbetätigungselement verbunden ist, wobei die Hauptzylindervorrichtung eingerichtet ist, das Arbeitsfluid, dessen Druck durch das Druckerhöhungs-Linearventil und das Druckminderungs-Linearventil auf den Einstelldruck eingestellt ist, zu empfangen und das Arbeitsfluid, welches ohne Abhängigkeit von einer dem Bremsbetätigungselement durch einen Fahrer beaufschlagten Bremsbetätigungskraft in Abhängigkeit von dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids auf einen Druck in Übereinstimmung mit dem Druck des empfangenen Arbeitsfluids druckbeaufschlagt ist, an die Bremsvorrichtung zu liefern, wobei das Hydraulikbremssystem eingerichtet ist, es der Bremsvorrichtung zu ermöglichen, die Bremskraft mit einer Größe in Übereinstimmung mit dem Druck des von der Hauptzylindervorrichtung an die Bremsvorrichtung gelieferten Arbeitsfluids zu erzeugen.

Es folgen 15 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

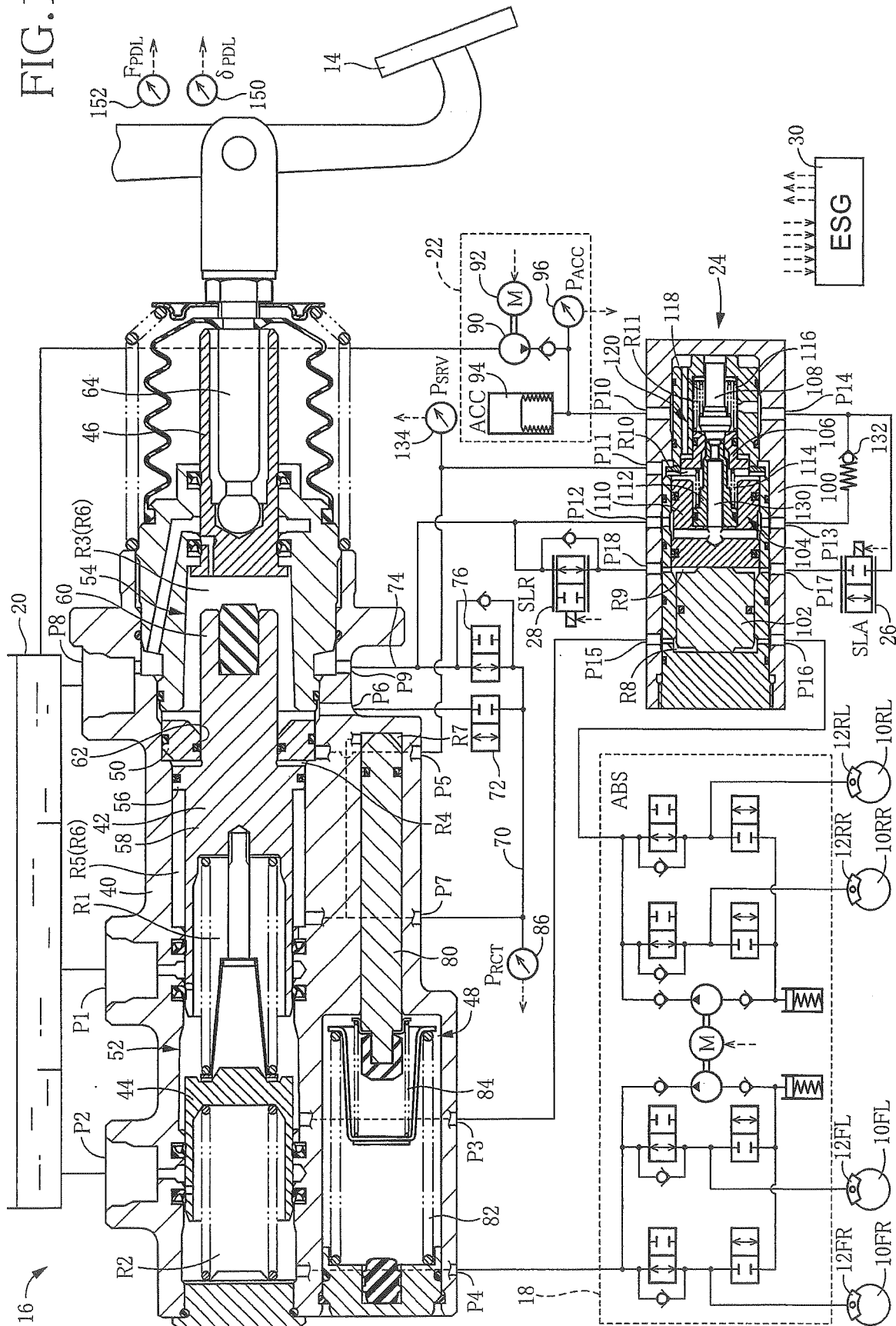


FIG.2B

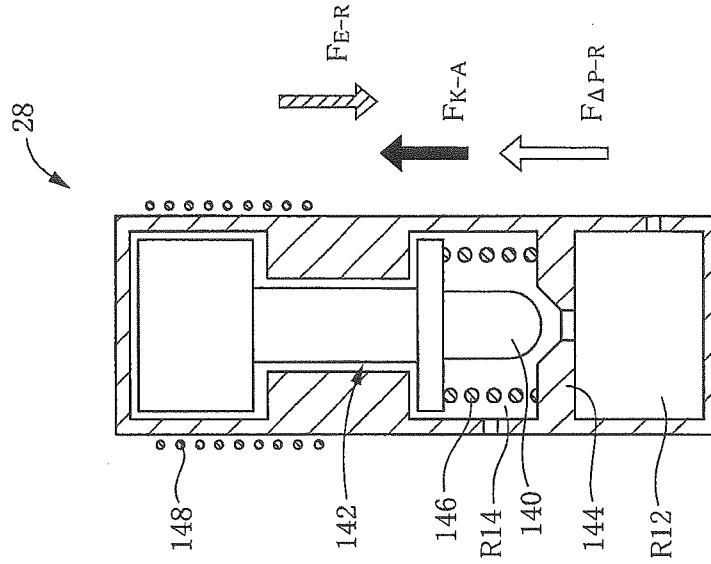


FIG.2A

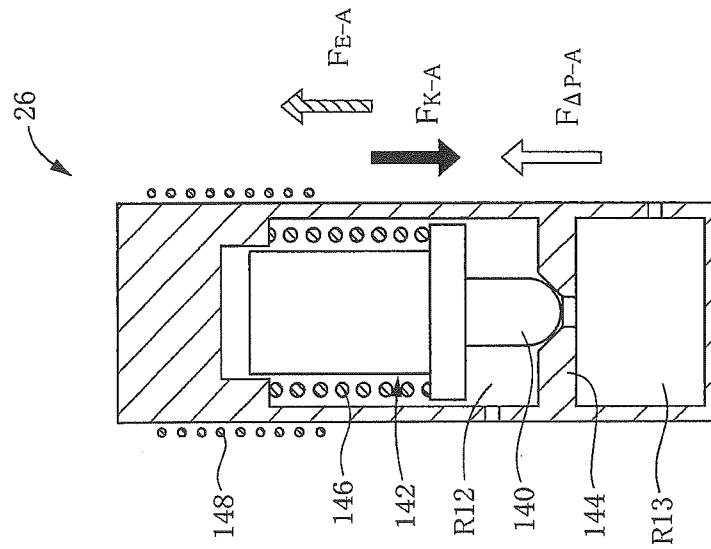


FIG.3

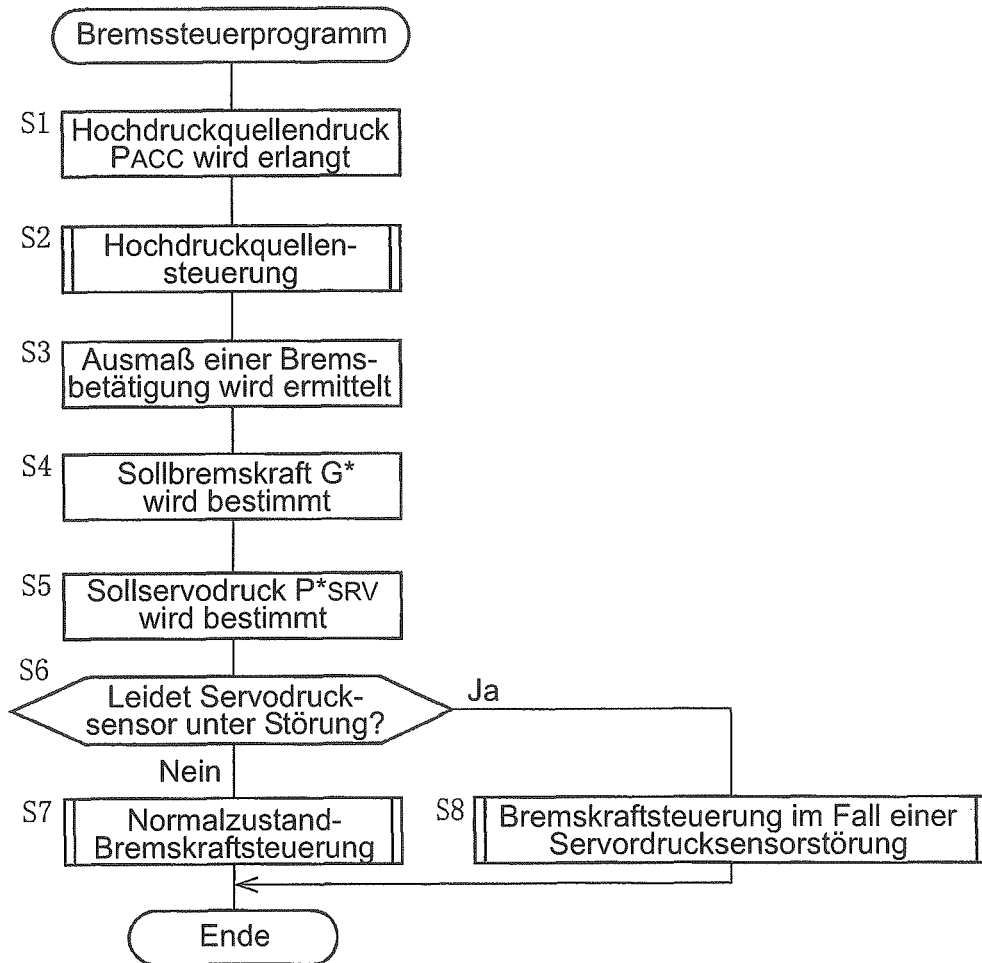


FIG.4

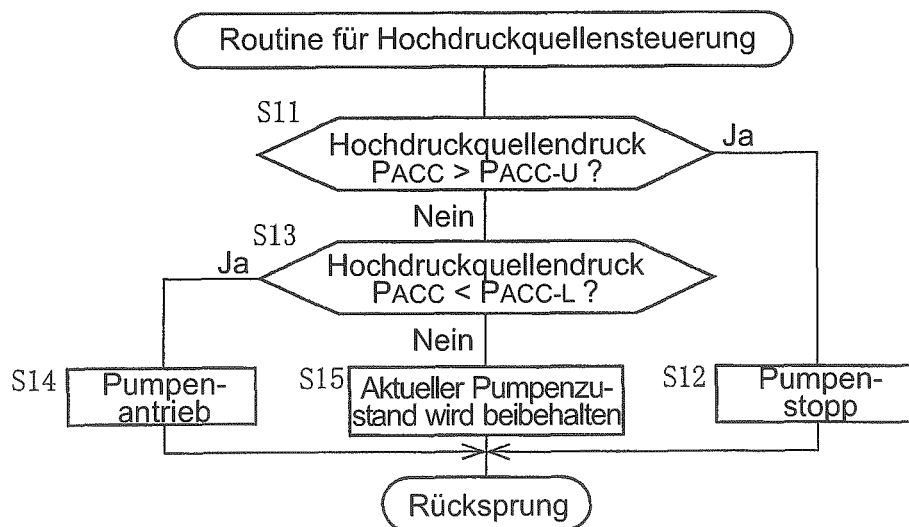


FIG.5

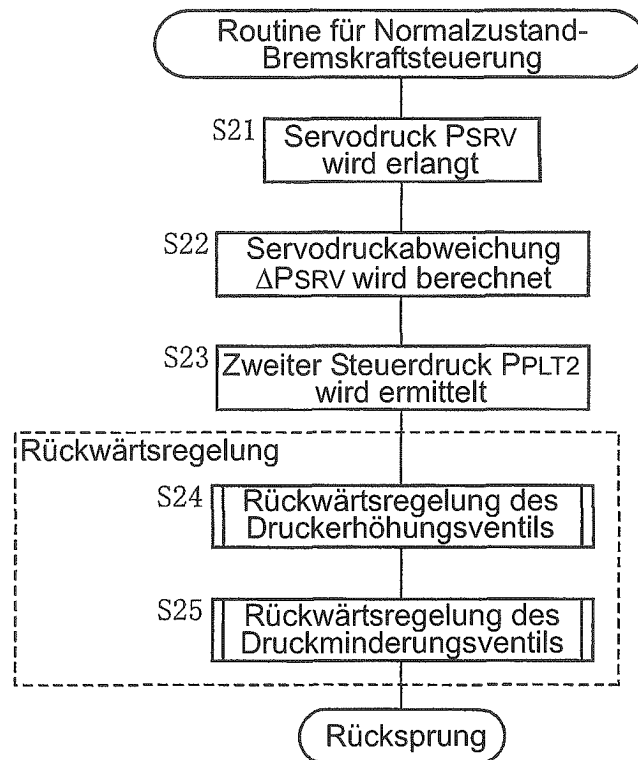


FIG.6

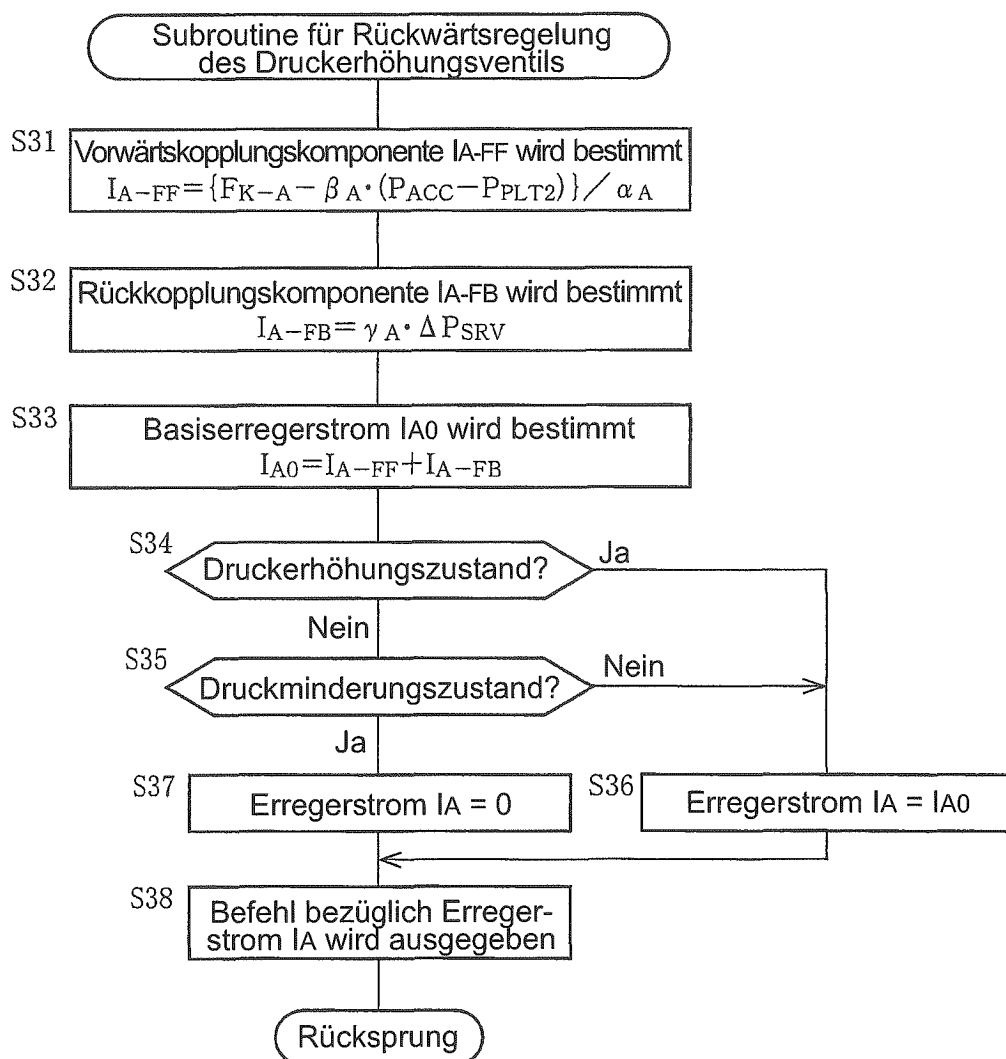
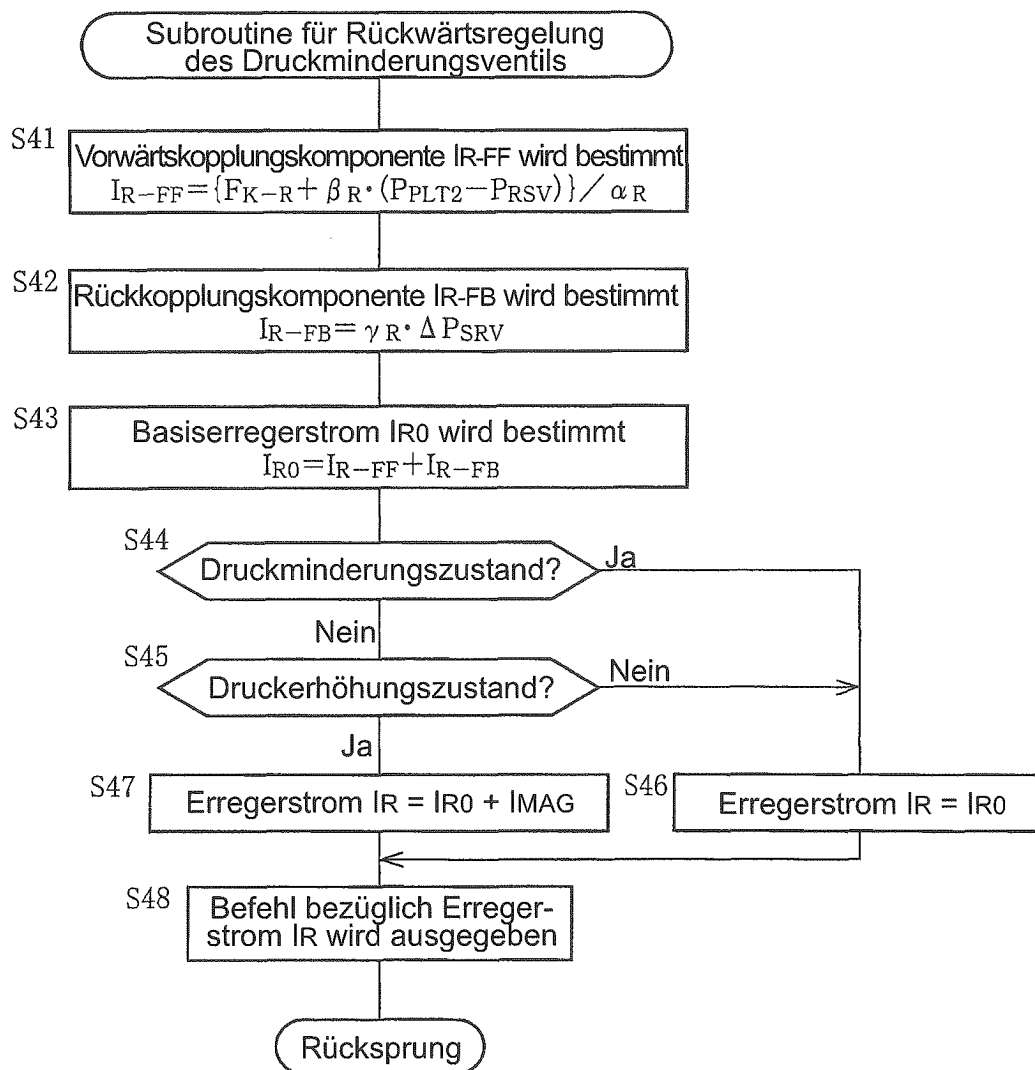


FIG.7



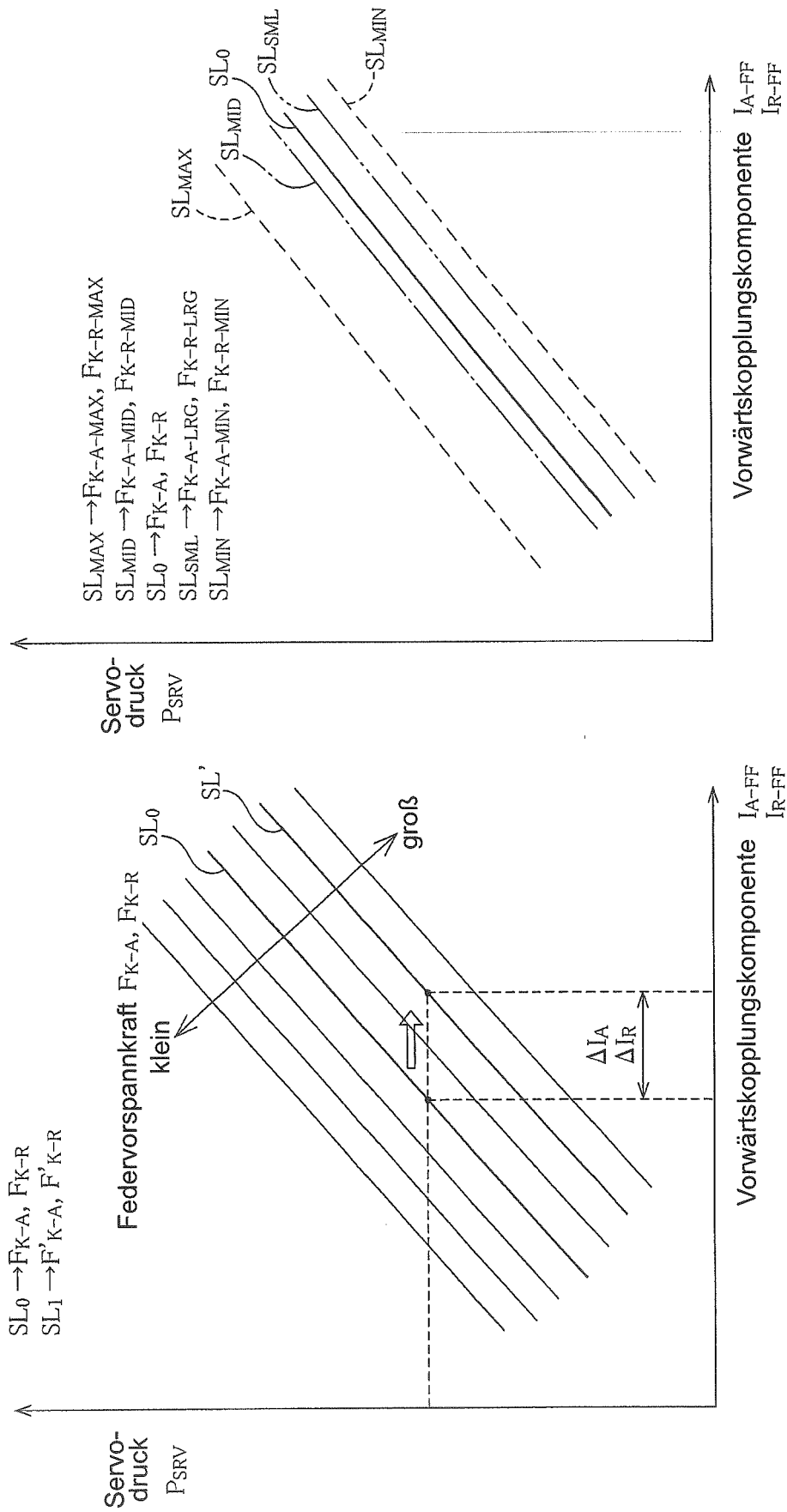


FIG. 8B

FIG. 8A

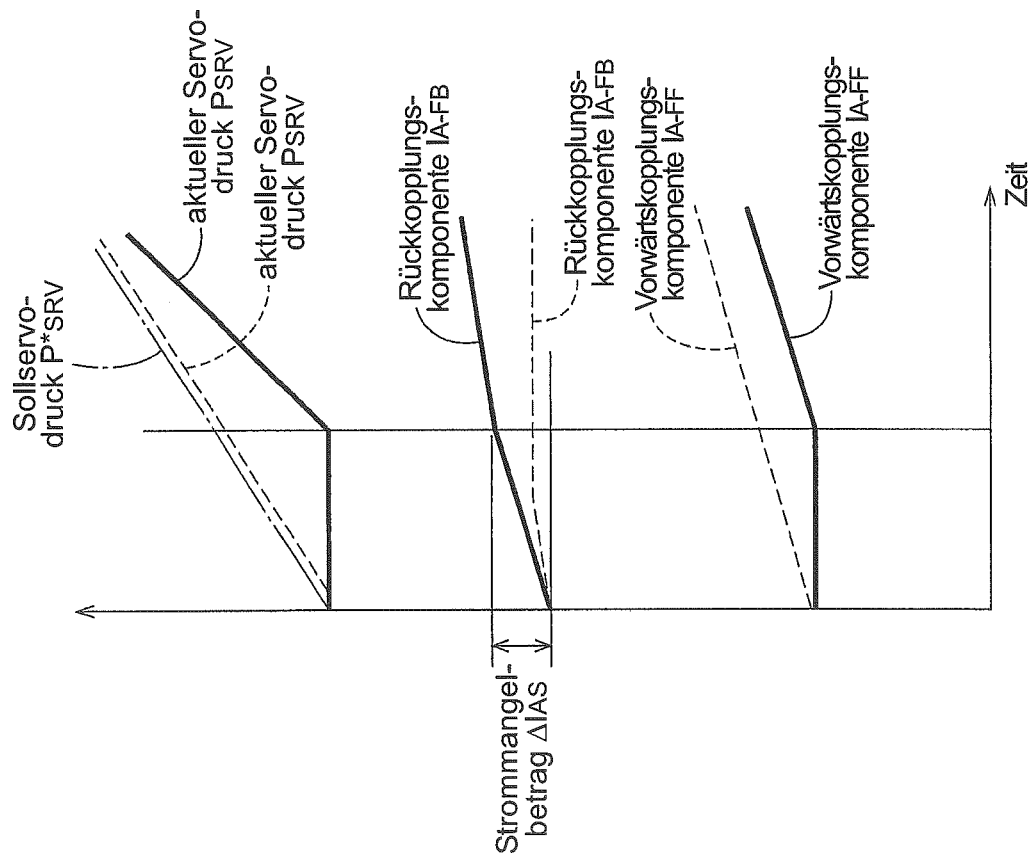


FIG. 9A

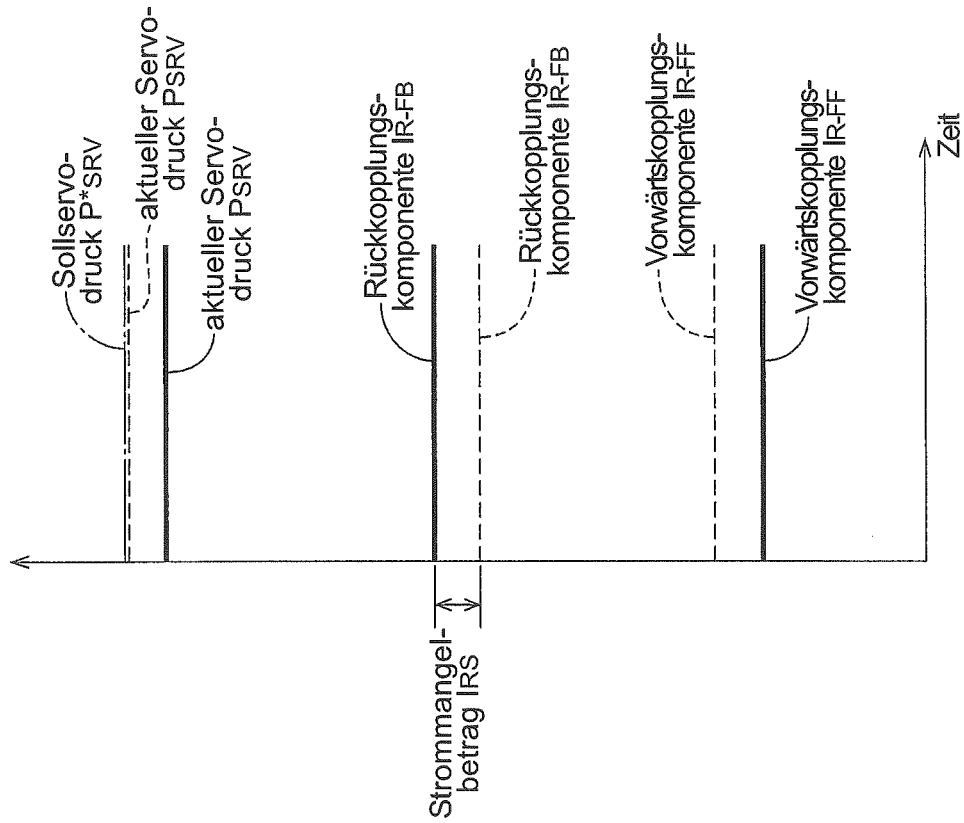


FIG. 9B

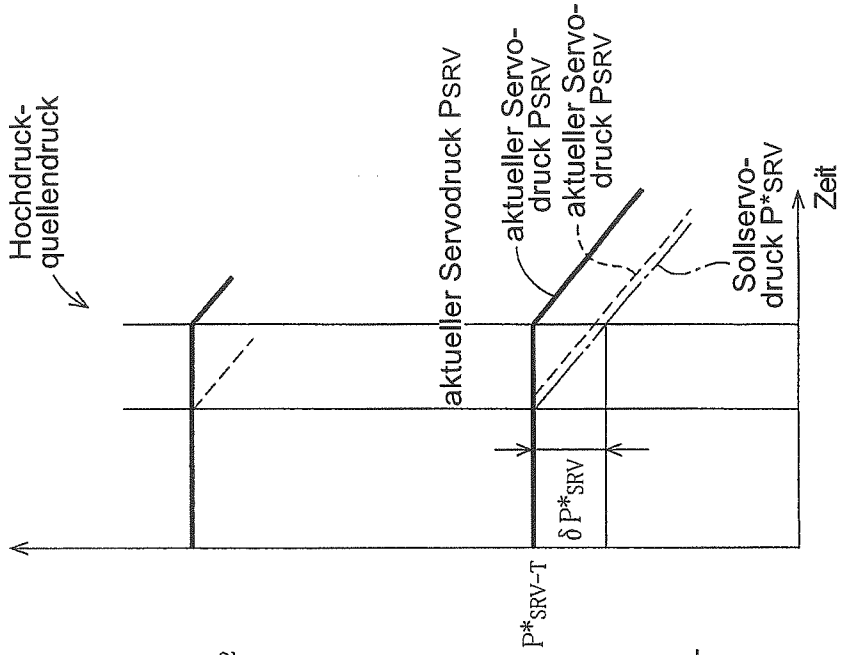


FIG. 10A

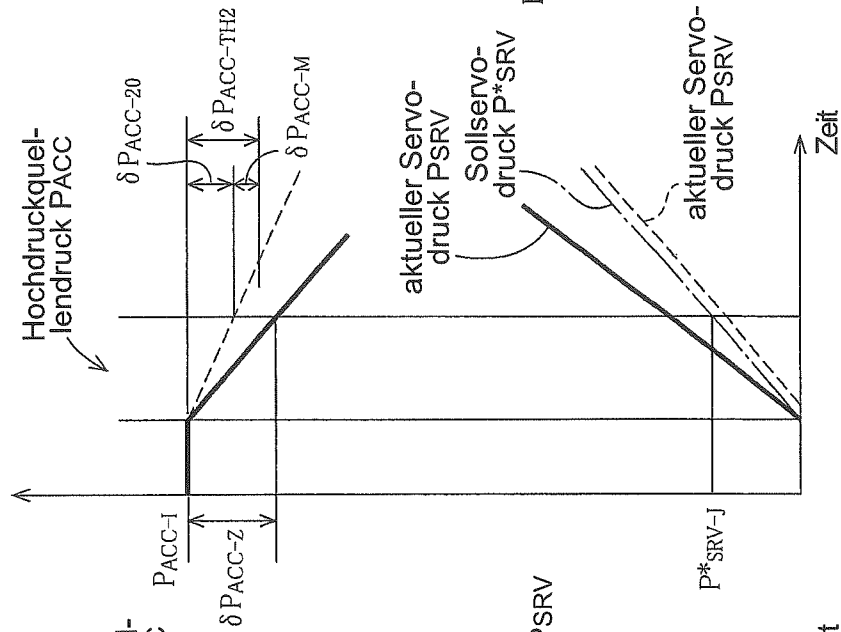


FIG. 10B

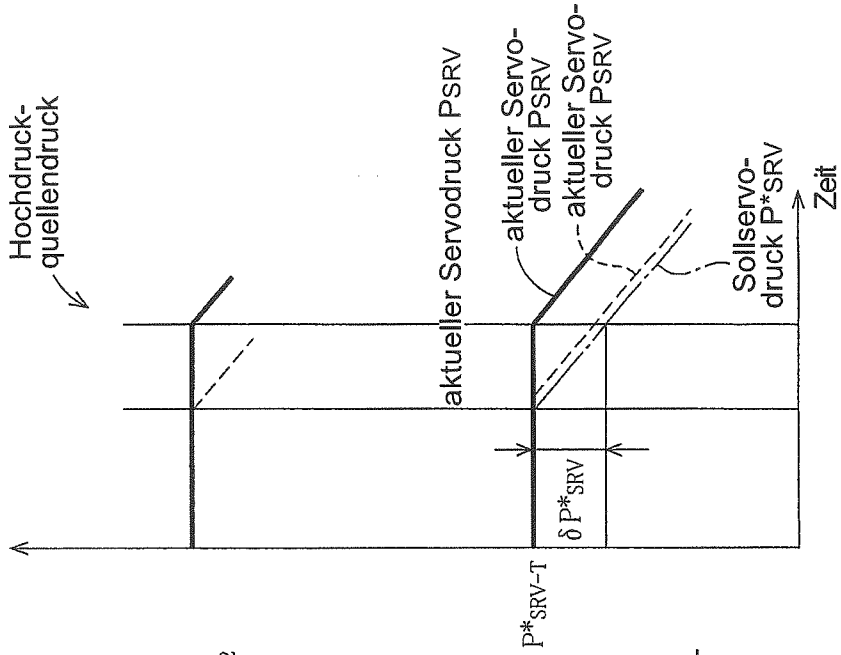


FIG. 10C

FIG.11

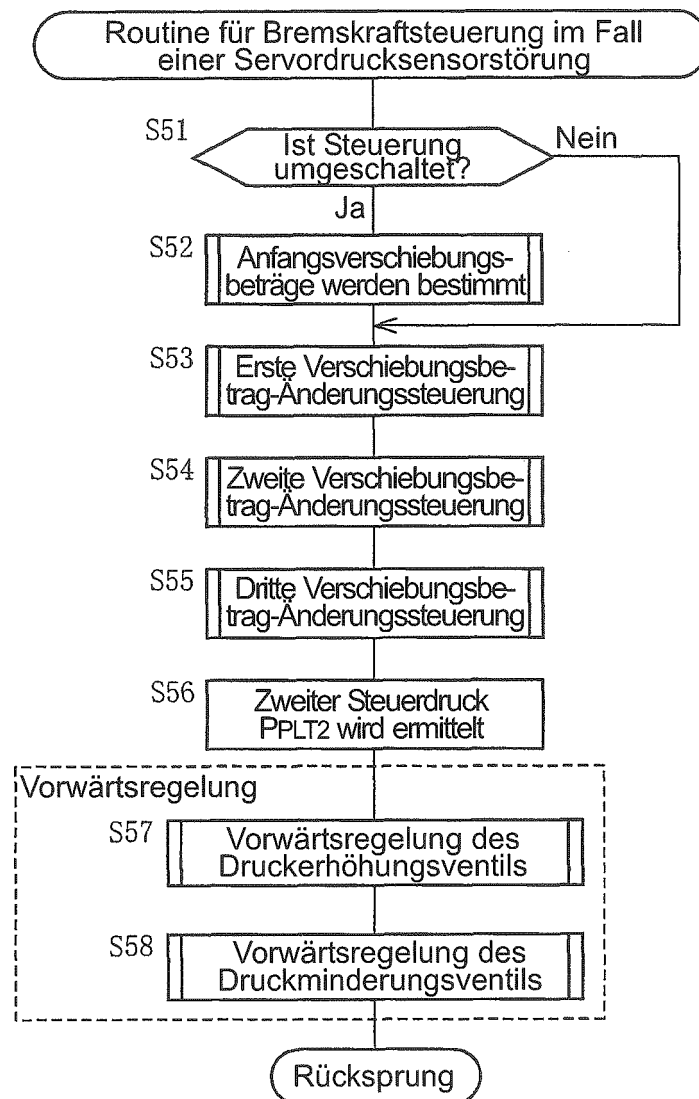


FIG.12

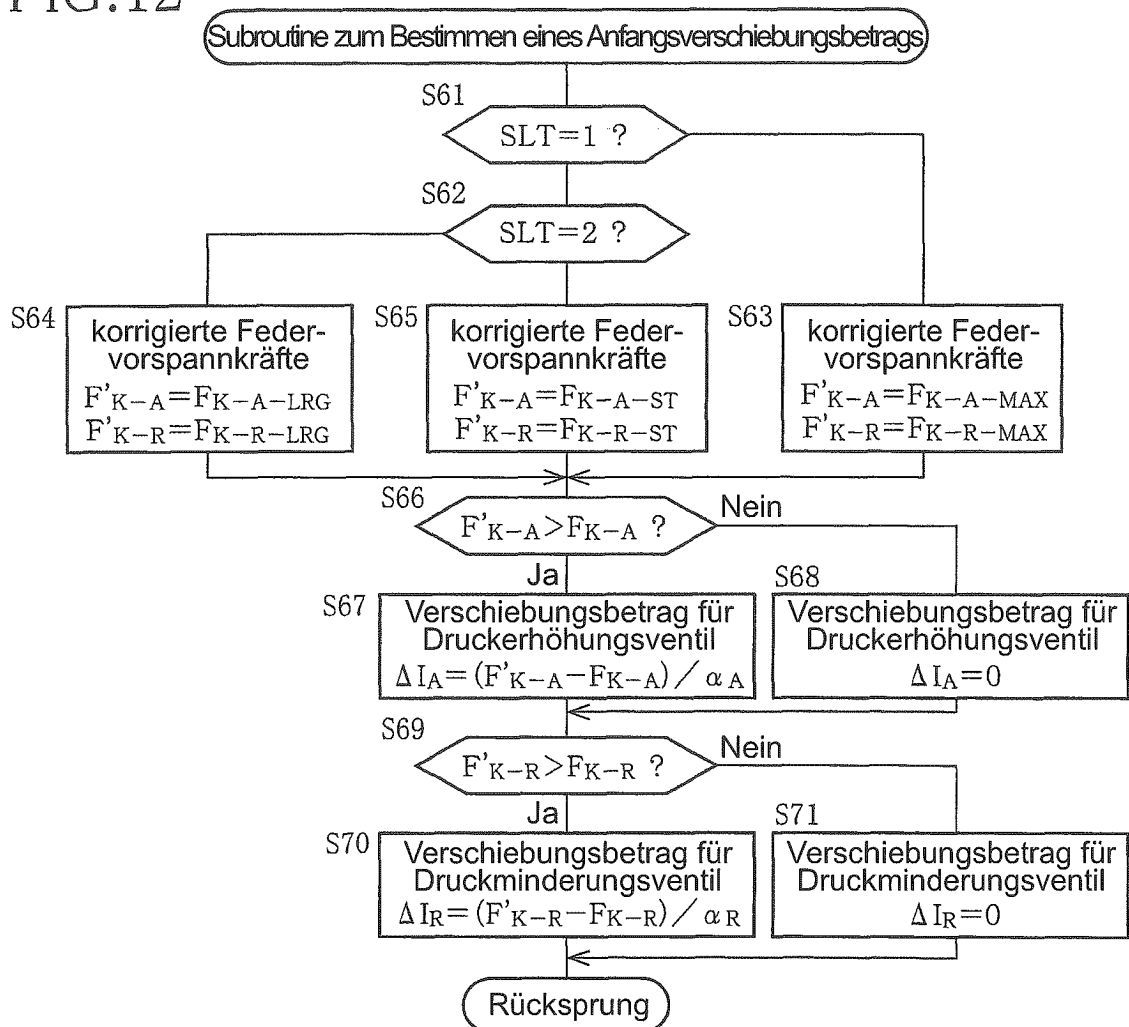


FIG.13

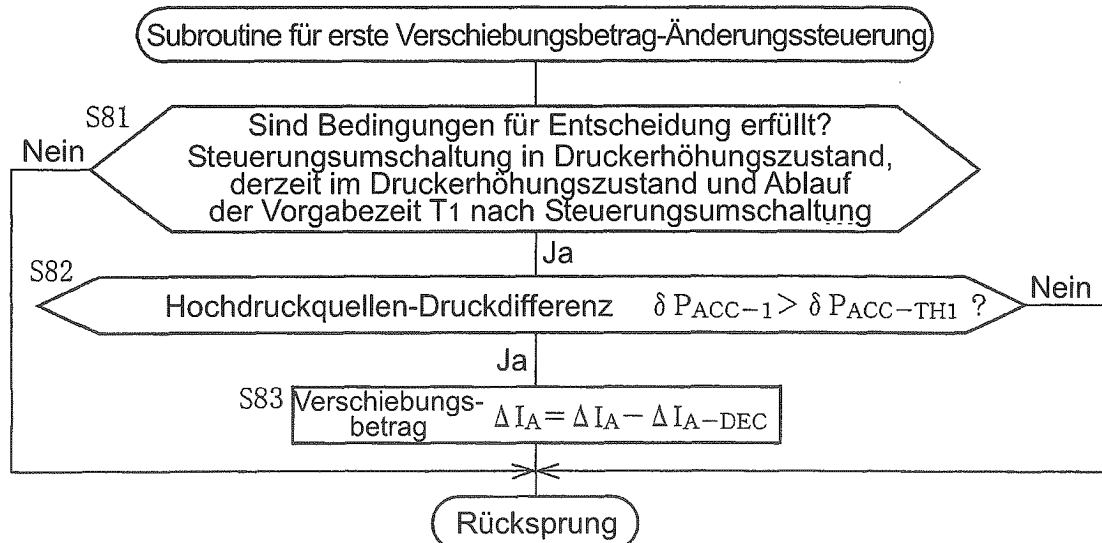


FIG.14

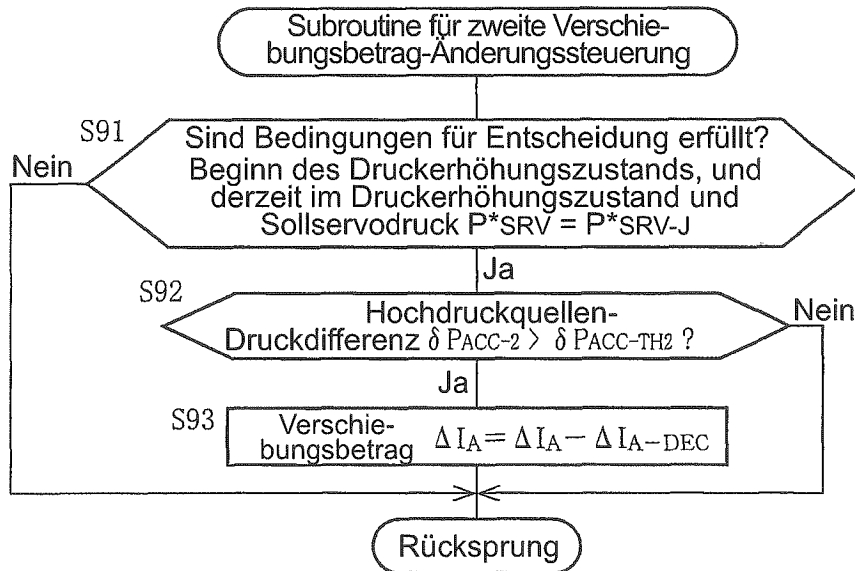


FIG.15

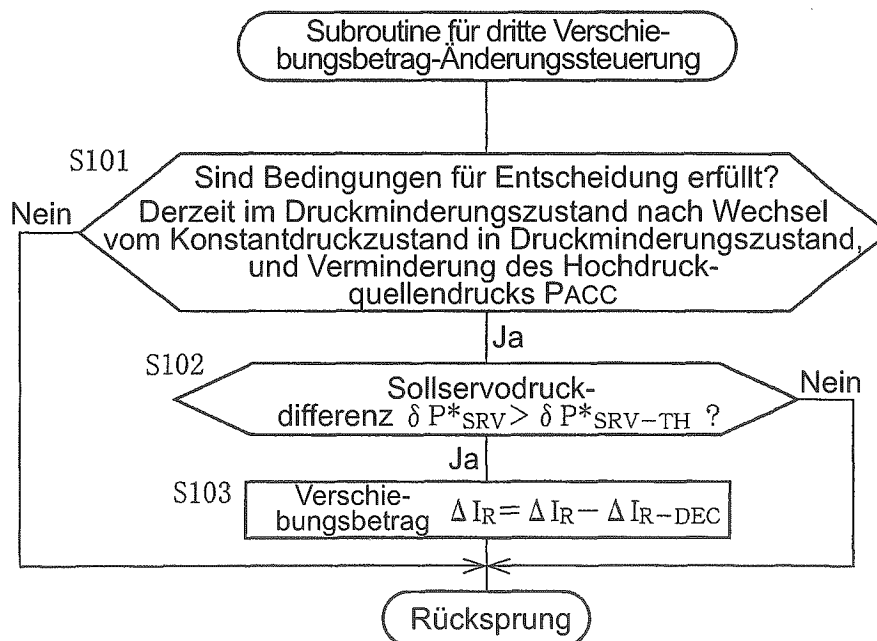


FIG.16

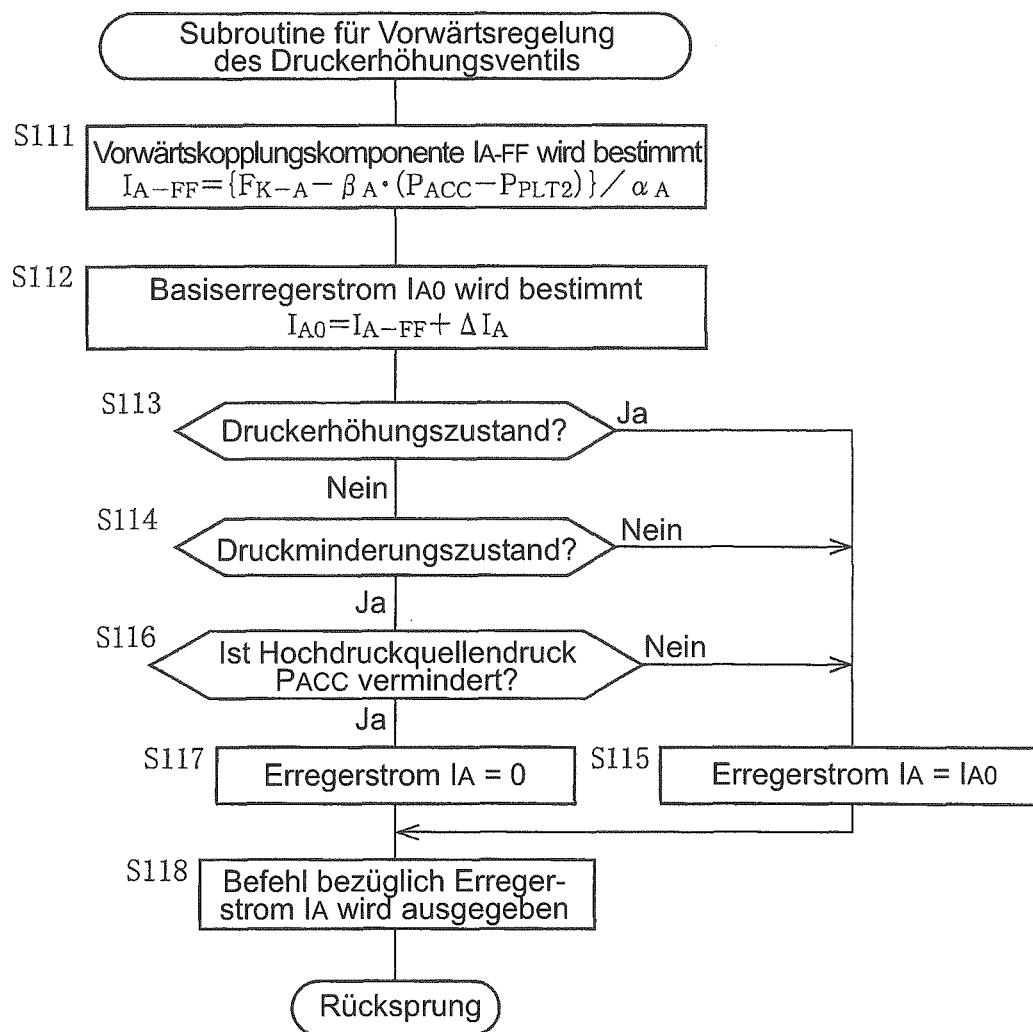


FIG.17

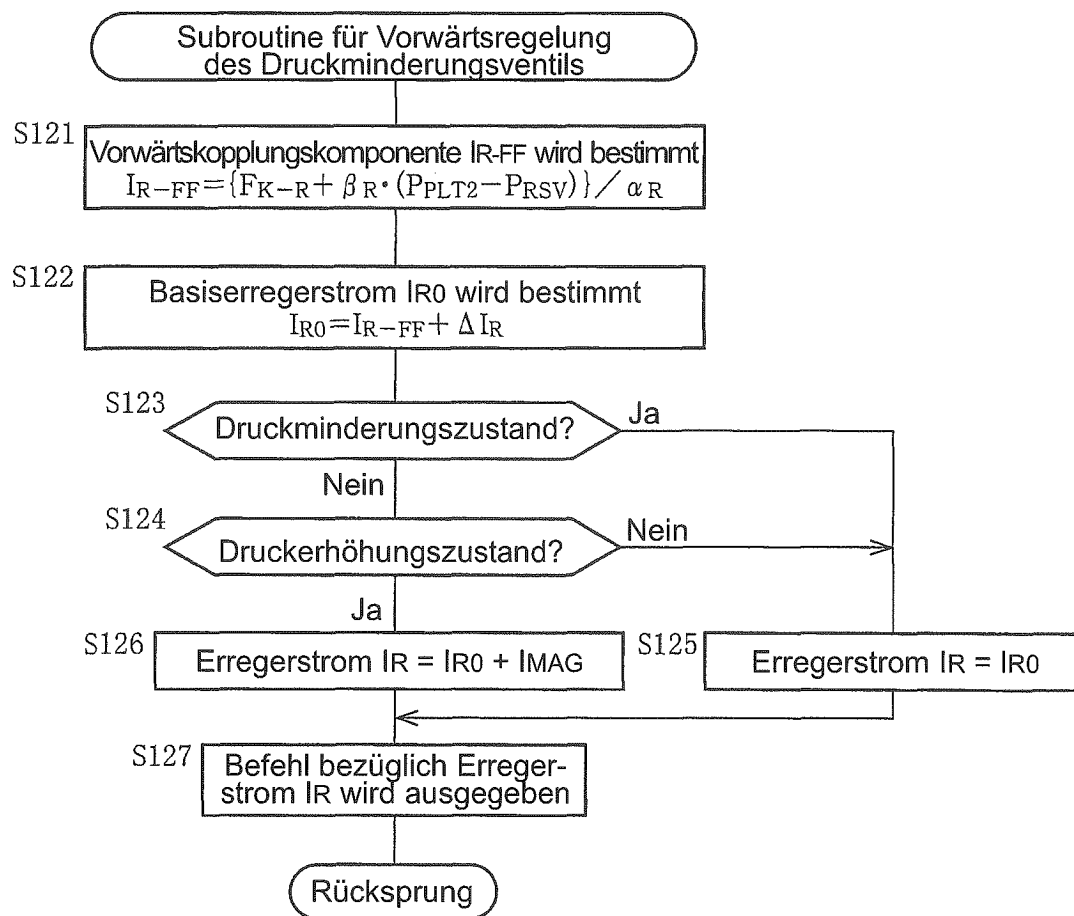


FIG.18

