



(10) **DE 11 2010 005 199 T5** 2012.10.31

(12)

Veröffentlichung

der internationalen Anmeldung mit der
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2011/092868**
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2010 005 199.2**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2010/051544**
(86) PCT-Anmeldetag: **28.01.2010**
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **04.08.2011**
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung
in deutscher Übersetzung: **31.10.2012**

(51) Int Cl.: **F02D 15/04 (2012.01)**
F02D 13/02 (2012.01)

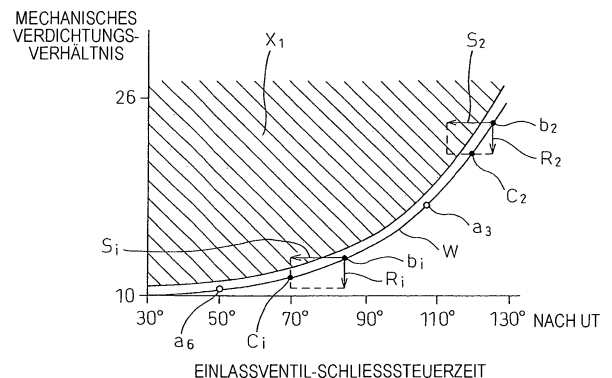
(71) Anmelder:
TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA, Toyota-
shi, Aichi-ken, JP

(72) Erfinder:
Nakasaka, Yukihiro, Toyota-shi, Aichi-ken, JP;
Kawasaki, Takashi, Toyota-shi, Aichi-ken, JP;
Sakayanagi, Yoshihiro, Toyota-shi, Aichi-ken, JP;
Tanaka, Hiroyuki, Toyota-shi, Aichi-ken, JP

(74) Vertreter:
TBK, 80336, München, DE

(54) Bezeichnung: **Funkenzündungs-Brennkraftmaschine**

(57) Zusammenfassung: Eine Brennkraftmaschine ist mit einem Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis, der ein mechanisches Verdichtungsverhältnis ändern kann, und einem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit versehen, der eine Schließsteuerzeit eines Einlassventils steuern kann. Wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, wird für einen Betriebspunkt (b_2), der eine Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, ein Soll-Betriebspunkt (C_2) berechnet, der von dem derzeitigen Betriebspunkt (b_2) zu einem Betriebspunkt (a_3) hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden kann, ohne in ein Nichteintrittsgebiet (X_1) einzutreten, und das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils werden dazu gebracht, sich zu diesem Soll-Betriebspunkt (C_2) hin zu ändern.



Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die Erfindung betrifft eine Funkenzündungs-Brennkraftmaschine.

Stand der Technik

[0002] Im Fachgebiet ist eine Funkenzündungs-Brennkraftmaschine bekannt, die mit einem Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis, der das mechanische Verdichtungsverhältnis ändern kann, und einem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit, der eine Schließsteuerzeit eines Einlassventils steuern kann, versehen ist und die so gestaltet ist, dass sie ungeachtet einer Maschinenlast ein tatsächliches Verdichtungsverhältnis im Wesentlichen konstant hält (siehe zum Beispiel Patentliteratur 1). Wenn die Maschinenlast bei dieser Brennkraftmaschine höher wird, das heißt wenn die verlangte Einlassluftmenge größer wird, wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils vorgezogen, damit sie sich dem unteren Einlasstotpunkt nähert.

[0003] Um das tatsächliche Verdichtungsverhältnis zu diesem Zeitpunkt im Wesentlichen konstant zu halten, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht abzunehmen, wenn die Einlassluftmenge größer wird.

Entgegenhaltungsliste

Patentliteratur

[0004]

Patentliteratur 1: JP 2007-303423 A

Kurzdarstellung der Erfindung

Technisches Problem

[0005] Falls die Schließsteuerzeit des Einlassventils und das mechanische Verdichtungsverhältnis auf diese Weise dazu gebracht werden, sich diesbezüglich in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmenge zu ändern, unterscheiden sich gewöhnlich die Geschwindigkeiten, mit denen die Schließsteuerzeit des Einlassventils und das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht werden können, sich zu ändern. Allgemein gesagt braucht es mehr Zeit, das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu zu bringen, sich zu ändern, als die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu zu bringen, sich zu ändern. Wenn zum Beispiel die verlangte Einlassluftmenge zunimmt, wird daher die Geschwindigkeit des Vorziehens der Schließsteuerzeit des Einlassventils schneller als die Geschwindigkeit der Abnahme des mechanischen Verdichtungsverhältnisses sein, und daher wird die Einlassluftmenge dazu gebracht zuzu-

nehmen, während das mechanische Verdichtungsverhältnis hoch ist. Dadurch entsteht das Problem, dass der Verdichtungsdruck in der Brennkammer höher wird, und es kommt daher zum Klopfen.

[0006] Falls die Schließsteuerzeit des Einlassventils langsam dazu gebracht wird vorzueilen, wenn die verlangte Einlassluftmenge zunimmt, entsteht dagegen das Problem, dass die Einlassluftmenge nur langsam zunimmt und dass es infolgedessen nicht möglich ist, einen Beschleunigungsvorgang mit gutem Ansprechverhalten sicherzustellen.

[0007] Falls andererseits die Schließsteuerzeit des Einlassventils rasch dazu gebracht wird nachzueilen, wenn die verlangte Einlassluftmenge abnimmt, entsteht das Problem, dass die Einlassluftmenge abnimmt, bevor das mechanische Verdichtungsverhältnis hoch wird, und dass infolgedessen der Verdichtungsdruck geringer wird, sodass keine gute Verbrennung mehr erreicht werden kann. Falls dagegen die Schließsteuerzeit des Einlassventils langsam verzögert wird, wenn die verlangte Einlassluftmenge abnimmt, entsteht das Problem, dass kein Verlangsamungsvorgang mit gutem Ansprechverhalten sichergestellt werden kann.

[0008] Wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, ist es also notwendig, den Schließzeitpunkt des Einlassventils so schnell wie möglich zu ändern, während eine gute Verbrennung sichergestellt wird, um einen Beschleunigungsvorgang mit gutem Ansprechverhalten sicherzustellen. Allerdings findet dies bei der obigen Brennkraftmaschine keinerlei Berücksichtigung.

[0009] Eine Aufgabe der Erfindung ist es, eine Funkenzündungs-Brennkraftmaschine zur Verfügung zu stellen, die einen guten Ansprechvorgang sicherstellen kann, während sie eine gute Verbrennung aufrechterhält, wenn die verlangte Einlassluftmenge geändert wird.

Lösung des Problems

[0010] Erfindungsgemäß ist eine Funkenzündungs-Brennkraftmaschine vorgesehen, die einen Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis, der ein mechanisches Verdichtungsverhältnis ändern kann, und einen Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit umfasst, der eine Schließsteuerzeit eines Einlassventils steuern kann, wobei ein Nichteintrittsgebiet für eine Kombination eines mechanischen Verdichtungsverhältnisses und einer Schließsteuerzeit eines Einlassventils eingestellt ist, ein Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, daran gehindert wird, in das Nichteintrittsgebiet einzutreten, und, wenn sich eine verlangte Einlassluftmenge ändert, ein Soll-Be-

triebspunkt berechnet wird, der von einem derzeitigen Betriebspunkt aus zu einem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden kann, ohne in das Nichteintrittsgebiet einzutreten, um dadurch das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu zu bringen, sich zum Soll-Betriebspunkt hin zu ändern.

Vorteilhafte Wirkungen der Erfindung

[0011] Um einen guten Ansprechvorgang sicherzustellen, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, ist es vorzuziehen, den Betriebspunkt des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu zu bringen, sich so schnell wie möglich bis zu dem Betriebspunkt zu ändern, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt. Falls der Betriebspunkt jedoch zu diesem Zeitpunkt in das Nichteintrittsgebiet eintritt, verschlechtert sich am Ende die Verbrennung. Daher wird bei der Erfindung zunächst ein Soll-Betriebspunkt berechnet, der nicht in ein Nichteintrittsgebiet eintritt, und dann werden das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht, sich zu dem auf diese Weise berechneten Soll-Betriebspunkt hin zu ändern. Wenn dies erfolgt, kann rasch ein Betriebspunkt erreicht werden, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne dass der Betriebspunkt in ein Nichteintrittsgebiet eintritt, und daher wird ein guter Ansprechvorgang möglich, während eine gute Verbrennung sichergestellt wird.

Kurzbeschreibung der Zeichnungen

[0012] Fig. 1 ist eine Übersicht einer Funkenzündungs-Brennkraftmaschine.

[0013] Fig. 2 ist eine auseinandergezogene Perspektivansicht eines Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis.

[0014] Fig. 3 ist eine seitliche Schnittansicht einer schematisch dargestellten Brennkraftmaschine.

[0015] Fig. 4 ist eine Ansicht, die einen Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit zeigt.

[0016] Fig. 5 ist eine Ansicht, die eine Hubhöhe eines Einlassventils und Auslassventils zeigt.

[0017] Fig. 6 ist eine Ansicht zur Erläuterung eines mechanischen Verdichtungsverhältnisses, eines tatsächlichen Verdichtungsverhältnisses und eines Expansionsverhältnisses.

[0018] Fig. 7 ist eine Ansicht, die einen Zusammenhang zwischen einem theoretischen thermischen Wirkungsgrad und dem Expansionsverhältnis zeigt.

[0019] Fig. 8 ist eine Ansicht zur Erläuterung eines gewöhnlichen Takts und eines Takts mit superhohem Expansionsverhältnis.

[0020] Fig. 9 ist eine Ansicht, die Änderungen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses usw. in Übereinstimmung mit der Maschinenlast zeigt.

[0021] Fig. 10 ist eine Ansicht, die Nichteintrittsgebiete und eine Soll-Betriebskennlinie zeigt.

[0022] Fig. 11 ist eine Ansicht, die Nichteintrittsgebiete und eine Soll-Betriebskennlinie zeigt.

[0023] Fig. 12 ist eine Ansicht, die ein Nichteintrittsgebiet zeigt.

[0024] Fig. 13 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0025] Fig. 14 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0026] Fig. 15 ist eine Ansicht, die Änderungen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads zeigt.

[0027] Fig. 16 ist eine Ansicht, die eine änderbare Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses in einer festen Zeit zeigt.

[0028] Fig. 17 ist eine Ansicht, die eine änderbare Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses in einer festen Zeit zeigt.

[0029] Fig. 18 ist eine Ansicht, die eine änderbare Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses in einer festen Zeit zeigt.

[0030] Fig. 19 ist eine Ansicht, die eine änderbare Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses in einer festen Zeit zeigt.

[0031] Fig. 20 ist eine Ansicht, die Änderungen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads zeigt.

[0032] Fig. 21 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0033] Fig. 22 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0034] Fig. 23 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0035] Fig. 24 ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0036] [Fig. 25](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0037] [Fig. 26](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0038] [Fig. 27](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0039] [Fig. 28](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0040] [Fig. 29](#) ist eine Ansicht, die Änderungen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads usw. zeigt.

[0041] [Fig. 30](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0042] [Fig. 31](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0043] [Fig. 32](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0044] [Fig. 33](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0045] [Fig. 34](#) ist eine Ansicht, die einen Soll-Betriebspunkt und einen Betriebspunkt zeigt.

[0046] [Fig. 35](#) ist eine Zeittafel, die Änderungen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads usw. zeigt.

[0047] [Fig. 36](#) ist ein Ablaufdiagramm zur Berechnung eines Sollwerts.

[0048] [Fig. 37](#) ist ein Ablaufdiagramm zur Ansteuerung des Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis usw.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

[0049] [Fig. 1](#) ist eine seitliche Schnittansicht einer Funkenzündungs-Brennkraftmaschine.

[0050] In [Fig. 1](#) gibt **1** ein Kurbelgehäuse, **2** einen Zylinderblock, **3** einen Zylinderkopf, **4** einen Kolben, **5** eine Brennkammer, **6** eine Zündkerze, die in der Mitte der Oberseite der Brennkammer **5** angeordnet ist, **7** ein Einlassventil, **8** eine Einlassöffnung, **9** ein Auslassventil und **10** eine Auslassöffnung an. Jede Einlassöffnung **8** ist über eine Einlasszweingleitung **11** mit einem Ausgleichsbehälter **12** verbunden. An jeder Einlasszweingleitung **11** ist ein Kraftstoffinjektor **13** angeordnet, der Kraftstoff zur entsprechenden Einlassöffnung **8** hin einspritzt. Dabei ist zur Kenntnis zu

nehmen, dass die Kraftstoffinjektoren **13** auch in den Brennkammern **5** angeordnet sein können, anstatt an den Einlasszweingleitungen **11** angebracht zu sein.

[0051] Der Ausgleichsbehälter **12** ist über einen Ansaugkanal **14** mit einem Luftfilter **15** verbunden. Innerhalb des Ansaugkanals **14** sind ein Drosselventil **17**, das von einem Stellglied **16** angetrieben wird, und ein Einlassluftmengendetektor **18** angeordnet, der zum Beispiel einen Heißdraht nutzt. Andererseits ist jede Auslassöffnung **10** über einen Abgaskrümmmer **19** mit einer Katalysatorvorrichtung **20** verbunden, die zum Beispiel einen Drei-Wege-Katalysator hält. Innerhalb des Abgaskrümmers **19** ist ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis-Sensor **21** angeordnet.

[0052] Andererseits ist in dem Ausführungsbeispiel, das in [Fig. 1](#) gezeigt ist, an einem Verbindungsstück des Kurbelgehäuses **1** und des Zylinderblocks **2** ein Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A vorgesehen, der die Relativpositionen des Kurbelgehäuses **1** und des Zylinderblocks **2** dazu bringen kann, sich in der Zylinderachsenrichtung zu ändern, um so das Volumen einer Brennkammer **5**, wenn sich der Kolben **4** am oberen Verdichtungstotpunkt befindet, zu ändern. Darüber hinaus ist ein die tatsächliche Verdichtungstätigkeits-Startsteuerzeit ändernder Mechanismus B vorgesehen, der eine Startsteuerzeit der tatsächlichen Verdichtungstätigkeit ändern kann. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass sich dieser die tatsächliche Verdichtungstätigkeits-Startsteuerzeit ändernde Mechanismus B in dem Ausführungsbeispiel, das in [Fig. 1](#) gezeigt ist, aus einem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit zusammensetzt, der die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** steuert.

[0053] Wie in [Fig. 1](#) gezeigt ist, ist an dem Kurbelgehäuse **1** und dem Zylinderblock **2** ein Relativlagen-sensor **22** angebracht, um einen Relativlagenzusammenhang zwischen dem Kurbelgehäuse **1** und dem Zylinderblock **2** zu erfassen. Dieser Relativlagen-sensor **22** gibt ein Ausgangssignal aus, das die Änderung des Abstands zwischen dem Kurbelgehäuse **1** und dem Zylinderblock **2** angibt. Des Weiteren ist an dem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B ein Ventilsteuerzeitsensor **23** angebracht, der ein Ausgangssignal erzeugt, das eine Schließsteuerzeit jedes Einlassventils **7** angibt, während an dem zur Drosselventilansteuerung verwendeten Stellglied **16** ein Drosselöffnungsgradsensor **24** angebracht ist, der ein Ausgangssignal erzeugt, das einen Drosselventilöffnungsgrad angibt.

[0054] Eine elektronische Steuerungseinheit **30** setzt sich aus einem Digitalcomputer zusammen, der mit einem ROM (Festwertspeicher) **32**, einem RAM (Speicher mit wahlfreiem Zugriff) **33**, einer CPU (Mikroprozessor) **34**, einem Eingabekanal **35** und einem Ausgabekanal **36** versehen ist, die miteinander

der über einen bidirektionalen Bus **31** verbunden sind. Die Ausgangssignale des Einlassluftmengen-detektors **18**, des Luft-Kraftstoff-Verhältnis-Sensors **21**, des Relativlagensensors **22**, des Ventilsteuerzeitsensors **23** und des Drosselöffnungsgradsensors **24** werden über entsprechende AD-Wandler **37** in den Eingangskanal **35** eingegeben. Des Weiteren ist ein Gaspedal **40** mit einem Lastsensor **41** verbunden, der eine Ausgangsspannung erzeugt, die proportional zur Niederdrückhöhe L des Gaspedals **40** ist. Die Ausgangsspannung des Lastsensors **41** wird über einen entsprechenden AD-Wandler **37** in den Eingangskanal **35** eingegeben. Darüber hinaus ist der Eingangskanal **35** mit einem Kurbelwinkelsensor **42** verbunden, der jedes Mal einen Ausgangsimpuls erzeugt, wenn sich eine Kurbelwelle um beispielsweise 30° dreht. Andererseits ist der Ausgangskanal **36** über entsprechende Ansteuerungsschaltungen **38** mit den Zündkerzen **6**, den Kraftstoffinjektoren **13**, dem zur Drosselventilansteuerung verwendeten Stellglied **16** sowie dem Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A und dem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B verbunden.

[0055] **Fig. 2** ist eine auseinandergezogene Perspektivansicht des Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A , der in **Fig. 1** gezeigt ist, während **Fig. 3** eine seitliche Schnittansicht einer schematisch dargestellten Brennkraftmaschine ist. In **Fig. 2** ist am Boden der zwei Seitenwände des Zylinderblocks **2** in Abständen voneinander eine Vielzahl von Vorsprüngen **50** ausgebildet. In den Vorsprüngen **50** sind Nockenlöcher **51** mit kreisförmigen Querschnitten ausgebildet. Andererseits ist auf der Oberseite des Kurbelgehäuses **1** in Abständen voneinander eine Vielzahl von Vorsprüngen **52** ausgebildet, die zwischen die entsprechenden Vorsprünge **50** passen. Auch in diesen Vorsprüngen **52** sind Nockenlöcher **53** mit kreisförmigen Querschnitten ausgebildet.

[0056] Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, ist ein Paar Nockenwellen **54** und **55** vorgesehen. Auf den Nockenwellen **54** und **55** sind an jeder zweiten Position Rundnocken **58** befestigt, die drehend in die Nockenlöcher **53** einzuführen sind. Diese Rundnocken **58** sind zu den Drehachsen der Nockenwellen **54** und **55** mittig. Andererseits sind auf beiden Seiten jeder Rundnocke **58**, wie in **Fig. 3** gezeigt ist, bezogen auf die Drehachsen der Nockenwellen **54** und **55** exzentrisch Exzenterwellen **57** angeordnet. Auf den Exzenterwellen **57** sind auf exzentrische Weise drehbar separate Rundnocken **56** angebracht. Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, sind diese Rundnocken **56** an den beiden Seiten jeder Rundnocke **58** angeordnet. Diese Rundnocken **56** werden auf drehbare Weise im Inneren der entsprechenden Nockenlöcher **51** eingeführt. Des Weiteren ist, wie in **Fig. 2** gezeigt ist, an der Nockenwelle **55** ein Nockenwinkelsensor **25** angebracht, der ein

Ausgangssignal erzeugt, das den Drehwinkel der Nockenwelle **55** angibt.

[0057] Falls die Rundnocken **58**, die an den Nockenwellen **54** und **55** befestigt sind, dazu gebracht werden, sich, wie durch die Pfeile in **Fig. 3(A)** gezeigt ist, von dem in **Fig. 3(A)** gezeigten Zustand aus in entgegengesetzten Richtungen zu drehen, bewegen sich die Exzenterwellen **57** in entgegengesetzten Richtungen, sodass sich die Rundnocken **56** in den Nockenlöchern **51** von den Rundnocken **58** aus in entgegengesetzten Richtungen drehen und sich die Lagen der Exzenterwellen **57**, wie in **Fig. 3(B)** gezeigt ist, von hohen Lagen aus zu mittelhohen Lagen ändern. Falls die Rundnocken **58** zudem als nächstes dazu gebracht werden, sich, wie in **Fig. 3(C)** gezeigt ist, in der durch den Pfeil gezeigten Richtung zu drehen, gelangen die Exzenterwellen **57** in die tiefste Lage.

[0058] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass **Fig. 3(A)**, **Fig. 3(B)** und **Fig. 3(C)** in den jeweiligen Zuständen den Lagezusammenhang zwischen einer Mitte "a" der Rundnocke **58**, einer Mitte "b" der Exzenterwelle **57** und einer Mitte "c" der Rundnocke **56** angeben.

[0059] Wie sich aus einem Vergleich von **Fig. 3(A)** bis **Fig. 3(C)** ergibt, werden die Relativlagen des Kurbelgehäuses **1** und des Zylinderblocks **2** durch den Abstand zwischen der Mitte "a" der Rundnocke **58** und der Mitte "c" der Rundnocke **56** bestimmt. Je größer der Abstand zwischen der Mitte "a" der Rundnocke **58** und der Mitte "c" der Rundnocke **56** ist, umso weiter liegt der Zylinderblock **2** von dem Kurbelgehäuse **1** entfernt. Der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A bringt also die Relativlage zwischen dem Kurbelgehäuse **1** und dem Zylinderblock **2** durch einen Kurbelmechanismus, der eine sich drehende Nocke nutzt, dazu, sich zu ändern. Falls sich der Zylinderblock **2** von dem Kurbelgehäuse **1** wegbewegt, nimmt das Volumen der Brennkammer **5**, wenn sich der Kolben **4** am oberen Verdichtungstotpunkt befindet, zu, weswegen das Volumen der Brennkammer **5**, wenn sich der Kolben **4** am oberen Verdichtungstotpunkt befindet, geändert werden kann, indem die Nockenwellen **54** und **55** dazu gebracht werden, sich zu drehen.

[0060] Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, ist die Welle eines Antriebsmotors **59** mit einem Paar Schneckenräder **61** und **62** mit entgegengesetzten Gangrichtungen versehen, um die Nockenwellen **54** und **55** dazu zu bringen, sich in entgegengesetzten Richtungen zu drehen. An den Enden der Nockenwellen **54** und **55** sind Zahnräder **63** und **64** befestigt, die mit diesen Schneckenrädern **61** und **62** im Eingriff sind. In diesem Ausführungsbeispiel kann das Volumen einer Brennkammer **5**, wenn sich der Kolben **4** am oberen Verdichtungstotpunkt befindet, über einen gro-

ßen Bereich geändert werden, indem der Antriebsmotor **59** angetrieben wird.

[0061] **Fig. 4** zeigt andererseits einen Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B, der am Ende einer Nockenwelle **70** angebracht ist, um das Einlassventil **7** in **Fig. 1** anzusteuern. In **Fig. 4** ist dieser Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B mit einem Steuerrad **71**, das von einer Maschinenkurbelwelle über einen Steuerriemen in der Pfeilrichtung gedreht wird, einem zylinderförmigen Gehäuse **72**, das sich zusammen mit dem Steuerrad **71** dreht, einer Welle **73**, die sich zusammen mit der Nockenwelle **70** dreht, um das Einlassventil anzusteuern, und die sich relativ zu dem zylinderförmigen Gehäuse **72** drehen kann, einer Vielzahl von Trennwänden **74**, die sich von einem Innenumfang des zylinderförmigen Gehäuses **72** zu einem Außenumfang der Welle **73** erstrecken, und Flügeln **75** versehen, die sich vom Außenumfang der Welle **73** zum Innenumfang des zylinderförmigen Gehäuses **72** erstrecken. Auf den beiden Seiten der Flügel **75** sind Hydraulikkammern **76** für Vorziehzwecke und Hydraulikkammern **77** für Verzögerungszwecke ausgebildet.

[0062] Durch ein Arbeitsöleinspeisungs-Steuerungsventil **78** wird die Einspeisung von Arbeitsöl zu den Hydraulikkammern **76** und **77** gesteuert. Dieses Arbeitsöleinspeisungs-Steuerungsventil **78** ist mit Hydrauliköffnungen **79** und **80**, die mit den Hydraulikkammern **76** und **77** verbunden sind, einer Einspeiseöffnung **82** für Arbeitsöl, das von einer Hydraulikpumpe **81** abgegeben wird, einem Paar Abflussöffnungen **83** und **84** und einem Schieberventil **85** versehen, um die Verbindung und Unterbrechung der Öffnungen **79**, **80**, **82**, **83** und **84** zu steuern.

[0063] Wenn die Phase einer Nocke der Nockenwelle **70** zum Ansteuern des Einlassventils vorgezogen werden sollte, wird das Schieberventil **85** in **Fig. 4** dazu gebracht, sich nach rechts zu bewegen, das Arbeitsöl, das von der Einspeiseöffnung **82** aus eingespeist wird, wird über die Hydrauliköffnung **79** in die Hydraulikkammern **76** für Vorziehzwecke eingespeist, und das Arbeitsöl in den Hydraulikkammern **77** für Verzögerungszwecke wird aus der Abflussöffnung **84** ausgelassen. Zu diesem Zeitpunkt wird die Welle **73** dazu gebracht, sich relativ zu dem zylinderförmigen Gehäuse **72** in der Pfeilrichtung zu drehen.

[0064] Wenn dagegen die Phase einer Nocke der Nockenwelle **70** zum Ansteuern des Einlassventils verzögert werden sollte, wird das Schieberventil **85** in **Fig. 4** dazu gebracht, sich nach links zu bewegen, das Arbeitsöl, das von der Einspeiseöffnung **82** aus eingespeist wird, wird über die Hydrauliköffnung **80** in die Hydraulikkammern **77** für Verzögerungszwecke eingespeist, und das Arbeitsöl in den Hydraulikkammern **76** für Vorziehzwecke wird aus der Abflussöffnung **83** ausgelassen. Zu diesem Zeitpunkt wird

die Welle **73** dazu gebracht, sich relativ zu dem zylinderförmigen Gehäuse **72** in der entgegengesetzten Richtung des Pfeils zu drehen.

[0065] Wenn die Welle **73** dazu gebracht wird, sich relativ zu dem zylinderförmigen Gehäuse **72** zu bewegen, wird die Relativedrehung der Welle **73** dazu gebracht anzuhalten, falls das Schieberventil **85** in seine neutrale Lage zurückkehrt, die in **Fig. 4** gezeigt ist. Die Welle **73** wird zu diesem Zeitpunkt an der relativen Drehlage gehalten. Daher kann der Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B dazu verwendet werden, die Phase einer Nocke der Nockenwelle **70** zum Ansteuern des Einlassventils um genau eine gewünschte Höhe vorzuziehen oder zu verzögern.

[0066] In **Fig. 5** gibt die durchgezogene Linie die Zeit an, wenn die Phase einer Nocke der zur Einlassventilansteuerung verwendeten Nockenwelle **70** am meisten vorgezogen ist, während die unterbrochene Linie zeigt, wann die Phase einer Nocke der zur Einlassventilansteuerung verwendeten Nockenwelle **70** durch den Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B am meisten verzögert ist. Daher kann die Öffnungszeitdauer des Einlassventils **7** in einem beliebigen Bereich des Gebiets, das durch die durchgezogene Linie in **Fig. 5** angegeben ist, und des Bereichs, der durch die unterbrochene Linie angegeben ist, eingestellt werden, weshalb auch die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** in dem durch den Pfeil "C" in **Fig. 5** angegebenen Bereich auf einen beliebigen Kurbelwinkel eingestellt werden kann.

[0067] Der Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B, der in **Fig. 1** und **Fig. 4** gezeigt ist, stellt nur ein Beispiel dar. Es ist zum Beispiel möglich, einen Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit, der nur die Schließsteuerzeit des Einlassventils ändert, während die Öffnungssteuerzeit des Einlassventils konstant gehalten wird, oder verschiedene andere Arten von Mechanismen für eine variable Ventilsteuerzeit zu verwenden.

[0068] Als Nächstes werden unter Bezugnahme auf **Fig. 6** die Bedeutungen der Ausdrücke erläutert, die hier verwendet werden. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass die **Fig. 6(A)**, **(B)** und **(C)** eine Maschine zeigen, bei der aus Erläuterungsgründen das Brennkammervolumen 50 ml und das Hubvolumen des Kolbens 500 ml beträgt. In diesen **Fig. 6(A)**, **(B)** und **(C)** steht das "Brennkammervolumen" für das Volumen einer Brennkammer, wenn sich ein Kolben am oberen Verdichtungstotpunkt befindet.

[0069] **Fig. 6(A)** erläutert das mechanische Verdichtungsverhältnis. Das mechanische Verdichtungsverhältnis ist ein Wert, der mechanisch anhand lediglich des Hubvolumens des Kolbens und des Brennkammervolumens zum Zeitpunkt des Verdichtungs-hubs bestimmt wird. Dieses mechanische Verdich-

tungsverhältnis wird durch (Brennkammervolumen + Hubvolumen)/Brennkammervolumen ausgedrückt. In dem Beispiel, das in **Fig. 6(A)** gezeigt ist, beträgt dieses mechanische Verdichtungsverhältnis $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

[0070] **Fig. 6(B)** erläutert das tatsächliche Verdichtungsverhältnis. Dieses tatsächliche Verdichtungsverhältnis ist ein Wert, der ab dann, wenn die Verdichtungstätigkeit tatsächlich gestartet wird, bis dann, wenn ein Kolben den oberen Totpunkt erreicht, anhand des tatsächlichen Kolbenhubvolumens und des Brennkammervolumens ermittelt wird. Dieses tatsächliche Verdichtungsverhältnis wird durch (Brennkammervolumen + tatsächliches Hubvolumen)/Brennkammervolumen ausgedrückt. Wie in **Fig. 6(B)** gezeigt ist, erfolgt also, auch wenn der Kolben zu steigen beginnt, in dem Verdichtungshub keine Verdichtungstätigkeit, während das Einlassventil offen ist. Die tatsächliche Verdichtungstätigkeit beginnt, nachdem das Einlassventil geschlossen wurde. Daher wird das tatsächliche Verdichtungsverhältnis unter Verwendung des tatsächlichen Hubvolumens folgendermaßen ausgedrückt. Und zwar beträgt das tatsächliche Verdichtungsverhältnis in dem Beispiel, das in **Fig. 6(B)** gezeigt ist, $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 10$.

[0071] **Fig. 6(C)** erläutert das Expansionsverhältnis. Das Expansionsverhältnis ist ein Wert, der sich anhand des Hubvolumens des Kolbens und des Brennkammervolumens beim Expansionshub bestimmt. Dieses Expansionsverhältnis wird durch (Brennkammervolumen + Hubvolumen)/Brennkammervolumen ausgedrückt. In dem Beispiel, das in **Fig. 6(C)** gezeigt ist, beträgt dieses Expansionsverhältnis $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

[0072] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf **Fig. 7** und **Fig. 8** ein Takt mit superhohem Expansionsverhältnis erläutert, der bei der Erfindung verwendet wird. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass **Fig. 7** den Zusammenhang zwischen dem theoretischen thermischen Wirkungsgrad und dem Expansionsverhältnis zeigt, während **Fig. 8** einen Vergleich des gewöhnlichen Takts und des Takts mit superhohem Expansionsverhältnis zeigt, die bei der Erfindung gezielt in Übereinstimmung mit der Last verwendet werden.

[0073] **Fig. 8(A)** zeigt einen gewöhnlichen Takt für den Fall, dass ein Einlassventil nahe an einem unteren Totpunkt schließt und eine Verdichtungstätigkeit durch einen Kolben von nahe im Wesentlichen einem unteren Einlasstotpunkt aus begonnen wird. In dem Beispiel, das in **Fig. 8(A)** gezeigt ist, sind das Brennkammervolumen und das Hubvolumen des Kolbens auf die gleiche Weise wie in dem Beispiel, das in den **Fig. 6(A)**, **(B)**, **(C)** gezeigt ist, auf 50 ml und auf 500 ml eingestellt. Wie sich aus **Fig. 8(A)** er-

gibt, beträgt das mechanische Verdichtungsverhältnis in dem herkömmlichen Takt $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$, das tatsächliche Verdichtungsverhältnis beträgt ebenfalls etwa 11, und das Expansionsverhältnis beträgt ebenfalls $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$. Das mechanische Verdichtungsverhältnis, das tatsächliche Verdichtungsverhältnis und das Expansionsverhältnis sind also bei einer gewöhnlichen Brennkraftmaschine im Wesentlichen gleich.

[0074] Die durchgezogene Linie in **Fig. 7** zeigt die Änderung des theoretischen thermischen Wirkungsgrads für den Fall, dass das tatsächliche Verdichtungsverhältnis und das Expansionsverhältnis im Wesentlichen gleich sind, das heißt für den gewöhnlichen Takt. In diesem Fall zeigt sich, dass der theoretische thermische Wirkungsgrad umso höher ist, je höher das Expansionsverhältnis ist, das heißt je höher das tatsächliche Verdichtungsverhältnis ist. Um den theoretischen thermischen Wirkungsgrad in einem gewöhnlichen Takt zu erhöhen, reicht es daher, das tatsächliche Verdichtungsverhältnis zu erhöhen. Aufgrund von Einschränkungen bezüglich des Auftretens von Klopfen zum Zeitpunkt eines Maschinenhochlastbetriebs kann das tatsächliche Verdichtungsverhältnis jedoch maximal auf nur etwa 12 gesteigert werden. In einem gewöhnlichen Takt kann der theoretische thermische Wirkungsgrad daher nicht ausreichend hoch eingestellt werden.

[0075] Andererseits wurde unter diesen Umständen untersucht, wie sich der theoretische thermische Wirkungsgrad steigern lässt, während streng zwischen dem mechanischen Verdichtungsverhältnis und dem tatsächlichen Verdichtungsverhältnis unterschieden wird, und infolgedessen wurde festgestellt, dass bei dem theoretischen thermischen Wirkungsgrad das Expansionsverhältnis dominant ist und der theoretische thermische Wirkungsgrad gar nicht viel vom tatsächlichen Verdichtungsverhältnis beeinflusst wird. Falls das tatsächliche Verdichtungsverhältnis gesteigert wird, steigt also die Explosionskraft, doch benötigt die Verdichtung viel Energie, weswegen der theoretische thermische Wirkungsgrad auch bei einer Steigerung des tatsächlichen Verdichtungsverhältnisses gar nicht viel steigen wird.

[0076] Falls dagegen das Expansionsverhältnis erhöht wird, wird die Zeitdauer länger, während der zum Zeitpunkt des Expansionshubs eine Druckkraft auf einen Kolben wirkt, weswegen die Zeitdauer länger wird, während der Kolben eine Drehkraft auf die Kurbelwelle aufbringt. Je größer das Expansionsverhältnis ist, umso höher ist daher der theoretische thermische Wirkungsgrad. Die unterbrochene Linie $\epsilon = 10$ in **Fig. 7** gibt den theoretischen thermischen Wirkungsgrad für den Fall an, dass das Expansionsverhältnis in dem Zustand, der das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf 10 festlegt, erhöht wird. Daraus ergibt sich, dass kein großer Unterschied be-

steht zwischen der Höhe des Anstiegs des theoretischen thermischen Wirkungsgrads, wenn das Expansionsverhältnis in dem Zustand erhöht wird, in dem das tatsächliche Verdichtungsverhältnis ϵ bei einem niedrigen Wert gehalten wird, und der Höhe des Anstiegs des theoretischen thermischen Wirkungsgrads, wenn das tatsächliche Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird, zusammen mit dem Expansionsverhältnis anzusteigen, wie durch die durchgezogene Linie in [Fig. 7](#) gezeigt ist.

[0077] Falls das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf diese Weise bei einem niedrigen Wert gehalten wird, kommt es nicht zum Klopfen. Falls das Expansionsverhältnis in dem Zustand erhöht wird, in dem das tatsächliche Verdichtungsverhältnis bei einem niedrigen Wert gehalten wird, ist es daher möglich, das Klopfen abzublocken, während der theoretische thermische Wirkungsgrad stark erhöht wird. [Fig. 8\(B\)](#) zeigt ein Beispiel des Falls, in dem der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A und der Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B genutzt werden, um das tatsächliche Verdichtungsverhältnis bei einem niedrigen Wert zu halten, während das Expansionsverhältnis erhöht wird.

[0078] In diesem Beispiel von [Fig. 8\(B\)](#) wird der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A dazu genutzt, das Volumen einer Brennkammer dazu zu bringen, sich von 50 ml auf 20 ml zu verringern. Andererseits wird der Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B dazu genutzt, die Schließsteuerzeit eines Einlassventils zu verzögern, bis sich das Volumen des tatsächlichen Kolbenhubes von 500 ml auf 200 ml ändert. Als Folge dessen beträgt das tatsächliche Verdichtungsverhältnis in diesem Beispiel $(20 \text{ ml} + 200 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 11$, während das Expansionsverhältnis $(20 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/20 \text{ ml} = 26$ beträgt. In dem gewöhnlichen Takt, der in [Fig. 8\(A\)](#) gezeigt ist, betragen, wie zuvor erläutert wurde, das tatsächliche Verdichtungsverhältnis und das Expansionsverhältnis 11. Verglichen damit ergibt sich aus dem Fall, der in [Fig. 8\(B\)](#) gezeigt ist, dass nur das Expansionsverhältnis auf 26 erhöht wird. Das ist der Grund, warum dies "Takt mit superhohem Expansionsverhältnis" genannt wird.

[0079] Allgemein gesagt ist der thermische Wirkungsgrad in einer Brennkraftmaschine umso schlechter, je geringer die Maschinenlast ist. Um den thermischen Wirkungsgrad zum Zeitpunkt des Fahrzeugbetriebs zu verbessern, das heißt um den Kraftstoffwirkungsgrad zu verbessern, ist es daher nötig, den thermischen Wirkungsgrad zu dem Zeitpunkt zu verbessern, wenn die Maschinenlast gering ist. Mit anderen Worten wird in dem Takt mit superhohem Expansionsverhältnis, der in [Fig. 8\(B\)](#) gezeigt ist, das tatsächliche Kolbenhubvolumen zum Zeitpunkt des Verdichtungshubs kleiner gemacht, sodass die Menge an Einlassluft, die in eine Brennkammer **5** ge-

saugt werden kann, kleiner wird, weswegen dieser Takt mit superhohem Expansionsverhältnis nur eingesetzt werden kann, wenn die Maschinenlast verhältnismäßig gering ist. Daher wird bei der Erfindung der Takt mit superhohem Expansionsverhältnis, der in [Fig. 8\(B\)](#) gezeigt ist, verwendet, wenn die Maschinenlast verhältnismäßig gering ist, während zum Zeitpunkt des Maschinenhochlastbetriebs der gewöhnliche Takt verwendet wird, der in [Fig. 8\(A\)](#) gezeigt ist.

[0080] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf [Fig. 9](#) die Betriebssteuerung als Ganzes erläutert.

[0081] [Fig. 9](#) zeigt die Änderungen der Einlassluftmenge, der Schließsteuerzeit des Einlassventils, des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, des Expansionsverhältnisses, des tatsächlichen Verdichtungsverhältnisses und des Öffnungsgrads des Drosselventils **17** in Übereinstimmung mit der Maschinenlast bei einer bestimmten Maschinendrehzahl. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass [Fig. 9](#) den Fall zeigt, dass das durchschnittliche Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Brennkammer **5** beruhend auf dem Ausgangssignal des Luft-Kraftstoff-Verhältnissensors **21** auf das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis geregelt wird, sodass der Drei-Wege-Katalysator in der Katalysatorvorrichtung **20** gleichzeitig das unverbrannte HC, CO und NO_x in dem Abgas verringern kann.

[0082] Wie zuvor erläutert wurde, wird zum Zeitpunkt des Maschinenhochlastbetriebs nun der gewöhnliche Takt ausgeführt, der in [Fig. 8\(A\)](#) gezeigt ist. Daher ist zu diesem Zeitpunkt, wie in [Fig. 9](#) gezeigt ist, das mechanische Verdichtungsverhältnis niedrig eingestellt, sodass das Expansionsverhältnis gering ist. Wie durch die durchgezogene Linie in [Fig. 9](#) gezeigt ist, wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** dazu gebracht, wie durch die durchgezogene Linie in [Fig. 5](#) gezeigt ist, vorzueilen. Des Weiteren ist zu diesem Zeitpunkt die Menge an Einlassluft groß. Zu diesem Zeitpunkt wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** vollständig offen gehalten, sodass der Pumpverlust null wird.

[0083] Wie in [Fig. 9](#) durch die durchgezogene Linie gezeigt ist, wird andererseits zusammen mit einer kleiner werdenden Maschinenlast die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** verzögert, um die Menge an Einlassluft zu verringern. Des Weiteren wird zu diesem Zeitpunkt, wie in [Fig. 9](#) gezeigt ist, mit geringer werdender Maschinenlast das mechanische Verdichtungsverhältnis erhöht, sodass das tatsächliche Verdichtungsverhältnis im Wesentlichen konstant gehalten wird. Daher wird mit geringer werdender Maschinenlast auch das Expansionsverhältnis erhöht. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass auch zu diesem Zeitpunkt das Drosselventil **17** in dem vollständig offenen Zustand gehalten wird. Die Menge an Einlassluft, die in die Brennkammer **5** eingeführt wird, wird

daher ungeachtet des Drosselventils **17** gesteuert, indem die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** geändert wird.

[0084] Wenn die Maschinenlast von dem Maschinenhochlastbetriebszustand aus geringer wird, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis auf diese Weise dazu gebracht, sich zusammen mit der Abnahme der Menge an Einlassluft unter einem im Wesentlichen konstanten tatsächlichen Verdichtungsverhältnis zu erhöhen. Das Volumen der Brennkammer, wenn der Kolben **4** den oberen Verdichtungstotpunkt erreicht, wird also dazu gebracht, proportional zu der Abnahme der Einlassluftmenge abzunehmen. Daher ändert sich das Volumen der Brennkammer **5**, wenn der Kolben **4** den oberen Verdichtungstotpunkt erreicht, proportional zur Menge an Einlassluft. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass in dem Beispiel, das in [Fig. 9](#) gezeigt ist, zu diesem Zeitpunkt das Luft-Kraftstoff-Verhältnis in der Brennkammer **5** das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist, sodass sich das Volumen der Brennkammer **5**, wenn der Kolben **4** den oberen Verdichtungstotpunkt erreicht, proportional zur Kraftstoffmenge ändert.

[0085] Wenn die Maschinenlast noch geringer wird, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht, weiter anzusteigen. Wenn die Maschinenlast unter die mittlere Last L_1 fällt, die irgendwo nahe der Niedriglast ist, erreicht das mechanische Verdichtungsverhältnis das mechanische Grenzverdichtungsverhältnis der baulichen Grenze der Brennkammer **5**. Falls das mechanische Verdichtungsverhältnis das mechanische Grenzverdichtungsverhältnis erreicht, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis in dem Gebiet einer Last, die geringer als die Maschinenlast L_1 ist, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis das mechanische Grenzverdichtungsverhältnis erreicht, bei dem mechanischen Grenzverdichtungsverhältnis gehalten. Das mechanische Verdichtungsverhältnis und auch das Expansionsverhältnis werden daher zum Zeitpunkt des Maschinenmittellastbetriebs auf der Seite geringer Last und des Maschinenniedriglastbetriebs, also auf der Maschinenniedriglastseite, maximal. Anders ausgedrückt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis auf der Maschinenniedriglastbetriebsseite maximal gemacht, sodass das maximale Expansionsverhältnis erzielt wird.

[0086] Falls in dem Ausführungsbeispiel, das in [Fig. 9](#) gezeigt ist, die Maschinenlast auf L_1 fällt, wird andererseits die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** zur Grenzschießsteuerzeit, die eine Steuerung der Menge an Einlassluft ermöglicht, die in die Brennkammer **5** eingeführt wird. Falls die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** die Grenzschießsteuerzeit erreicht, wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** in dem Bereich einer geringen Last, die niedriger als die Maschinenlast L_1 ist, wenn die Schließsteuer-

zeit des Einlassventils **7** die Grenzschießsteuerzeit erreicht, bei der Grenzschießsteuerzeit gehalten.

[0087] Falls die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** bei der Grenzschießsteuerzeit gehalten wird, kann die Menge an Einlassluft nicht länger durch Änderung der Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** gesteuert werden. In dem Ausführungsbeispiel, das in [Fig. 9](#) gezeigt ist, wird zu diesem Zeitpunkt, also in dem Gebiet einer Last, die geringer als die Maschinenlast L_1 ist, wenn die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** die Grenzschießsteuerzeit erreicht, das Drosselventil **17** verwendet, um die Menge an Einlassluft zu steuern, die in die Brennkammer **5** eingeführt wird. Je geringer die Maschinenlast ist, umso kleiner wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** eingestellt.

[0088] Wie in [Fig. 9](#) durch die unterbrochene Linie gezeigt ist, ist es bei niedrig werdender Maschinenlast andererseits möglich, die Menge an Einlassluft zu steuern, ohne von dem Drosselventil **17** abhängig zu sein, indem auch die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** vorgezogen wird. In [Fig. 9](#) wird daher, wenn umfassend sowohl der Fall, der durch die durchgezogene Linie angegeben wird, und der Fall, der durch die unterbrochene Linie angegeben wird, erläutert werden, in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** bei niedrig werdender Maschinenlast in eine Richtung weg von dem unteren Einlasstotpunkt UT bis zur Grenzschießsteuerzeit L_1 vorgezogen, die eine Steuerung der Menge an Einlassluft erlaubt, die in die Brennkammer eingeführt wird. Auf diese Weise kann die Menge an Einlassluft gesteuert werden, indem die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** dazu gebracht wird, sich wie durch die durchgezogene Linie in [Fig. 9](#) angegeben zu ändern, und sie kann gesteuert werden, indem sie dazu gebracht wird, sich wie durch die unterbrochene Linie angegeben zu ändern, doch wird die Erfindung unter Bezugnahme auf das Beispiel des Falls erläutert, bei dem die Schließsteuerzeit des Einlassventils **7** dazu gebracht wird, sich wie durch die durchgezogene Linie in [Fig. 9](#) angegeben zu ändern.

[0089] Wie zuvor erläutert wurde, wird diesbezüglich das Expansionsverhältnis in dem Takt mit superhohem Expansionsverhältnis, der in [Fig. 8\(B\)](#) gezeigt ist, auf **26** eingestellt. Dieses Expansionsverhältnis ist vorzugsweise hoch, doch ergibt sich aus [Fig. 7](#), dass bezogen auf das tatsächlich nutzbare untere tatsächliche Grenzverdichtungsverhältnis $\epsilon = 5$ ein deutlich höherer theoretischer thermischer Wirkungsgrad erzielt werden kann, falls es 20 oder mehr beträgt. Der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A ist bei der Erfindung daher so ausgebildet, dass das Expansionsverhältnis **20** oder mehr beträgt.

[0090] Als Nächstes werden unter Bezugnahme auf [Fig. 10](#) bis [Fig. 12](#) ein Nichteintrittsgebiet und eine

Bezugsbetriebskennlinie für das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils erläutert.

[0091] [Fig. 10](#) zeigt die Menge an Einlassluft, die zum Erzielen der verlangten Maschinenlast benötigt wird, also die verlangte Einlassluftmenge, das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass die verlangte Einlassluftmenge in [Fig. 10](#) umso weiter vom Ursprung O ansteigt, je weiter das mechanische Verdichtungsverhältnis vom Ursprung O ansteigt. Des Weiteren wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils in [Fig. 10](#) durch den Kurbelwinkel nach dem unteren Einlasstotpunkt (nach UT) ausgedrückt, weswegen die Schließsteuerzeit des Einlassventils weiter vom Ursprung O weg verzögert wird.

[0092] Andererseits drücken in [Fig. 10](#) Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 und Q_5 jeweils Ebenen identischer Einlassluftmenge aus. Q_6 drückt eine Ebene vollständig offener Drossel aus, in der das Drosselventil **17** vollständig offen ist. Wie sich aus [Fig. 10](#) ergibt, setzt sich die Ebene vollständig offener Drossel Q_6 aus einer sich nach oben wölbenden gekrümmten Ebene zusammen. In dem Gebiet unterhalb dieser Ebene vollständig offener Drossel Q_6 ist der Drosselöffnungsgrad umso kleiner, je weiter es abwärts geht.

[0093] In [Fig. 10](#) geben in den Ebenen identischer Einlassluftmenge Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 und Q_5 die Gebiete, die durch die Schraffur angegeben sind, Nichteintrittsgebiete an. Andererseits zeigt [Fig. 11](#), was von der Oberseite der [Fig. 10](#) aus zu erkennen ist. [Fig. 12\(A\)](#) zeigt die linke Seitenebene S_1 in [Fig. 10](#) aus der Pfeilrichtung gesehen, während [Fig. 12\(B\)](#) die rechte Seitenebene S_2 in [Fig. 10](#) aus der Pfeilrichtung gesehen zeigt. In [Fig. 11](#) und auch in den [Fig. 12\(A\)](#) und (B) geben die Gebiete, die durch die Schraffur angegeben sind, Nichteintrittsgebiete an.

[0094] Anhand von [Fig. 10](#), [Fig. 11](#) und den [Fig. 12\(A\)](#) und (B) ist zu erkennen, dass sich die Nichteintrittsgebiete dreidimensional ausbreiten und dass sich die Nichteintrittsgebiete zudem aus hochlastseitigen Gebieten X_1 und niedriglastseitigen Gebieten X_2 zusammensetzen, das heißt aus zwei Arten von Gebieten. Wie aus [Fig. 10](#), [Fig. 11](#) und den [Fig. 12\(A\)](#) und (B) hervorgeht, ist dabei zur Kenntnis zu nehmen, dass die hochlastseitigen Nichteintrittsgebiete X_1 an der Seite ausgebildet sind, an der die verlangte Einlassluftmenge groß ist, sich die Schließsteuerzeit des Einlassventils auf der vorgezogenen Seite befindet und das mechanische Verdichtungsverhältnis hoch ist, während die niedriglastseitigen Nichteintrittsgebiete X_2 an der Seite ausgebildet sind, an der die verlangte Einlassluftmenge gering ist, sich die Schließsteuerzeit des Einlassventils auf der Ver-

zögerungsseite befindet und das mechanische Verdichtungsverhältnis gering ist.

[0095] [Fig. 9](#) zeigt nun den Zusammenhang zwischen der Schließsteuerzeit des Einlassventils, dem mechanischen Verdichtungsverhältnis, dem tatsächlichen Verdichtungsverhältnis und dem Drosselöffnungsgrad, der den minimalen Kraftstoffverbrauch für die verlangte Einlassluftmenge ergibt. Die Linie, die diesen Zusammenhang erfüllt, ist in [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#) durch die durchgezogene Linie W angegeben. Wie anhand von [Fig. 10](#) zu erkennen ist, verläuft diese Linie W auf der Ebene vollständig offener Drossel Q_6 auf der Seite einer größeren Einlassluftmenge als auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 und verläuft auf der rechten Seitenebene S_2 auf der Seite einer kleineren Einlassluftmenge als die Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 . Diese Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 entspricht der Last L_1 von [Fig. 9](#).

[0096] In [Fig. 9](#) wird also in dem Gebiet, in dem die Maschinenlast höher als L_1 ist, die Schließsteuerzeit des Einlassventils in dem Zustand, in dem das Drosselventil **17** vollständig offen gehalten wird, umso weiter vorgezogen, je höher die Maschinenlast ist, das heißt je größer die verlangte Einlassluftmenge ist. Zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht, umso mehr abzunehmen, je mehr die verlangte Einlassluftmenge erhöht wird, sodass das tatsächliche Verdichtungsverhältnis konstant wird. Der Zusammenhang zwischen dem mechanischen Verdichtungsverhältnis und der Schließsteuerzeit des Einlassventils wird zu diesem Zeitpunkt durch die Linie W auf der Ebene vollständig offener Drossel Q_6 von [Fig. 10](#) ausgedrückt. Auf der Seite mit größerer Einlassluftmenge als die Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 wird also die Schließsteuerzeit des Einlassventils in dem Zustand, in dem das Drosselventil **17** vollständig offen gehalten wird, umso mehr vorgezogen, je mehr die verlangte Einlassluftmenge ansteigt. Zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht, umso mehr abzunehmen, je mehr die verlangte Einlassluftmenge ansteigt, sodass das tatsächliche Verdichtungsverhältnis konstant wird.

[0097] Andererseits werden in [Fig. 9](#) in dem Gebiet, in dem die Maschinenlast geringer als L_1 ist, das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils konstant gehalten. Je geringer die Maschinenlast ist, das heißt je mehr sich die verlangte Einlassluftmenge verringert, umso mehr wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht abzunehmen. Der Zusammenhang zwischen dem mechanischen Verdichtungsverhältnis und der Schließsteuerzeit des Einlassventils wird zu diesem Zeitpunkt durch die Linie W auf der rechten Seitenebene S_2 von [Fig. 10](#) ausgedrückt. Wie in [Fig. 10](#) gezeigt ist, werden also das mechanische

Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils auf der Seite, auf der die Einlassluftmenge kleiner als die Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 ist, konstant gehalten. Je geringer die Maschinenlast ist, das heißt je mehr sich die verlangte Einlassluftmenge verringert, umso mehr wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht abzunehmen.

[0098] Hierbei wird die Linie, die dem mechanischen Verdichtungsverhältnis und der Schließsteuerzeit des Einlassventils folgt, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, als "Betriebskennlinie" bezeichnet. Insbesondere wird die Linie W, die in [Fig. 10](#) gezeigt ist, als "Bezugsbetriebskennlinie" bezeichnet. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass diese Bezugsbetriebskennlinie, wie zuvor erläutert wurde, die Minimalkraftstoffverbrauchs-Betriebskennlinie angibt, die den minimalen Kraftstoffverbrauch ergibt.

[0099] Wie zuvor erläutert wurde, wird das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf dieser Bezugsbetriebskennlinie W konstant eingestellt. Das tatsächliche Verdichtungsverhältnis hat nichts mit dem Öffnungsgrad des Drosselventils **17** zu tun und wird nur durch das mechanische Verdichtungsverhältnis und den Schließsteuerzeitpunkt des Einlassventils bestimmt, sodass in [Fig. 10](#) auf einer gekrümmten Ebene, die durch die Bezugsbetriebskennlinie W geht und sich in der vertikalen Richtung erstreckt, ein identisches tatsächliches Verdichtungsverhältnis liegt. In diesem Fall ist das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf der Seite hoher mechanischer Verdichtungsverhältnisse dieser gekrümmten Ebene hoch, während das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf der Seite geringer mechanischer Verdichtungsverhältnisse dieser gekrümmten Ebene gering ist. Die hochlastseitigen Nichteintrittsgebiete X_1 befinden sich also grob gesagt bei Gebieten mit einem höheren tatsächlichen Verdichtungsverhältnis als das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf der Bezugsbetriebskennlinie W, während sich die niedriglastseitigen Nichteintrittsgebiete X_2 bei Gebieten mit einem geringeren tatsächlichen Verdichtungsverhältnis als das tatsächliche Verdichtungsverhältnis auf der Bezugsbetriebskennlinie W befinden.

[0100] Falls nun das tatsächliche Verdichtungsverhältnis erhöht wird, um den Kraftstoffverbrauch zu verbessern, kommt es zum Klopfen. Falls die Zündsteuerzeit verzögert wird, um das Auftreten von Klopfen zu verhindern, wird die Verbrennung instabil und es treten Drehmomentschwankungen auf. Die hochlastseitigen Nichteintrittsgebiete X_1 sind Betriebsgebiete, wo solche Drehmomentschwankungen auftreten. Zum Zeitpunkt des Maschinenbetriebs muss daher sichergestellt werden, dass der Betriebszustand der Maschine nicht in solche Betriebsgebiete eintritt, wo es zu Drehmomentschwankungen kommt.

Falls andererseits die Menge an Einlassluft gering ist und das tatsächliche Verdichtungsverhältnis geringer wird, fällt die Verbrennung schwerer. Wenn der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** kleiner wird und der Verdichtungsdruck geringer wird, verschlechtert sich der Kraftstoffverbrauch und kommt es zu Drehmomentschwankungen. Die niedriglastseitigen Nichteintrittsgebiete X_2 sind Betriebsgebiete, in denen solche Drehmomentschwankungen auftreten. Zum Zeitpunkt des Maschinenbetriebs muss daher sichergestellt werden, dass der Betriebszustand der Maschine nicht in solche Betriebsgebiete eintritt.

[0101] Je höher andererseits das tatsächliche Verdichtungsverhältnis wird, umso mehr verbessert sich der Kraftstoffverbrauch. Daher erstreckt sich die Minimalkraftstoffverbrauch-Betriebskennlinie, mit der der minimale Kraftstoffverbrauch, ohne dass es zum Klopfen oder zu Drehmomentschwankungen kommt, erreicht werden kann, wie durch W in [Fig. 10](#) und [Fig. 11](#) gezeigt ist, an der Außenseite der hochlastseitigen Nichteintrittsgebiete X_1 entlang der Außenkanten der hochlastseitigen Nichteintrittsgebiete X_1 . Wie zuvor erläutert wurde, wird in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel diese Minimalkraftstoffverbrauch-Betriebskennlinie zur Bezugsbetriebskennlinie W gemacht. Grundsätzlich werden das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmenge gesteuert, sodass sich der Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, auf dieser Bezugsbetriebskennlinie W bewegt. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass der derzeitige Betriebspunkt ständig durch den Relativlagensensor **22**, den Ventilsteuerzeitsensor **23** und den Drosselöffnungsgradsensor **24** erfasst wird.

[0102] Als Nächstes wird das erfindungsgemäße Verfahren zur Steuerung des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Öffnungsgrads des Drosselventils **17** anhand des grundsätzlichen Steuerungsverfahrens erläutert. Dieses grundsätzliche Steuerungsverfahren ist in [Fig. 13](#) bis [Fig. 15](#) gezeigt.

[0103] Und zwar zeigt [Fig. 13](#) den Fall, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird anzusteigen, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils bei Werten am Punkt "m" auf der Bezugsbetriebskennlinie W gehalten werden. Diesbezüglich wird die verlangte Einlassluftmenge in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel zum Beispiel zu jeder vorbestimmten Zeitdauer berechnet. Nacheinander wird der Betriebspunkt auf der Bezugsbetriebskennlinie W berechnet, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, die zu jeder vorbestimmten Zeitdauer berechnet wird.

Ein Beispiel der Betriebspunkte, die die verlangte Einlassluftmenge erfüllen, das heißt der verlangten Betriebspunkte, ist in [Fig. 13](#) durch a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 und a_6 angegeben. In diesem Beispiel ist also der verlangte Betriebspunkt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, die als erstes erfasst wird, nachdem die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wurde anzusteigen, a_1 , der verlangte Betriebspunkt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, die als nächstes erfasst wird, ist a_2 , und der verlangte Betriebspunkt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, die als nächstes erfasst wird, ist a_3 .

[0104] Wenn sich die verlangten Betriebspunkte ändern, ändert sich der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, zu einem neuen verlangten Betriebspunkt hin. Das heißt, dass sich in dem Beispiel, das in [Fig. 13](#) gezeigt ist, der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, vom Punkt "m" aus zum Punkt " a_1 " ändert, falls der verlangte Betriebspunkt zu a_1 gemacht wird, während sich der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, zu a_2 ändert, falls der verlangte Betriebspunkt zu a_2 gemacht wird. Falls das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils in diesem Fall den verlangten Betriebspunkt erreichen, bevor sich der verlangte Betriebspunkt ändert, werden sich das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils problemlos den Änderungen des verlangten Betriebspunktes folgend ändern. Falls das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils jedoch nicht den verlangten Betriebspunkt erreichen, bevor sich der verlangte Betriebspunkt ändert, kommt es manchmal zu einem Problem.

[0105] Wenn sich das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils in [Fig. 13](#) an dem Punkt "m" befinden, wenn der verlangte Betriebspunkt a_1 ist, werden sich also das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Einlassventilsteuzeit nicht ändern. Zu diesem Zeitpunkt wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht, sich zu erhöhen, um die verlangte Einlassluftmenge zu erfüllen. Das Ansprechen auf die Änderung des Öffnungsgrads des Drosselventils **17** durch das Stellglied **16** ist extrem schnell, weswegen sich, wenn der verlangte Betriebspunkt a_1 wird, der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, sofort vom Punkt "m" zum Punkt " a_1 " bewegt.

[0106] Wenn der verlangte Betriebspunkt als nächstes a_2 wird, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht, nur ein bisschen abzunehmen,

und die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird nur ein bisschen vorgezogen, während das Drosselventil **17** vollständig geöffnet wird. Zu diesem Zeitpunkt erreichen das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils die Nähe des verlangten Betriebspunkts a_2 etwa dann, wenn der nächste verlangte Betriebspunkt a_3 berechnet wird. Das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils, die zu diesem Zeitpunkt erreicht werden, sind durch den Betriebspunkt b_2 in [Fig. 14](#) angegeben, der diese von der Oberseite der [Fig. 13](#) zeigt.

[0107] Falls der verlangte Betriebspunkt a_3 berechnet wird, beginnen das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils damit, sich vom Betriebspunkt b_2 zum verlangten Betriebspunkt a_3 hin zu bewegen. Das mechanische Verdichtungsverhältnis wird also in dem Zustand, in dem das Drosselventil **17** vollständig offen ist, dazu gebracht abzunehmen, und die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird dazu gebracht vorzueilen. Allerdings sind das Ansprechen der Änderung des mechanischen Verdichtungsverhältnisses durch den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A und das Ansprechen der Änderung der Schließsteuerzeit des Einlassventils B nicht so schnell. Insbesondere das Ansprechen der Änderung des mechanischen Verdichtungsverhältnisses durch den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A ist ziemlich langsam. Falls daher die Geschwindigkeit des Anstiegs der verlangten Einlassluftmenge schnell ist, trennen sich der verlangte Betriebspunkt und der Betriebspunkt, der die tatsächlichen Werte des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, allmählich voneinander. Wenn sich zum Beispiel der verlangte Betriebspunkt in [Fig. 14](#) nach a_6 bewegt, tritt der Zustand auf, dass der Betriebspunkt, der die tatsächlichen Werte des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, weiter nahe bei b_2 bleibt.

[0108] Falls in einem solchen Fall das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils durch Regelung dazu gebracht werden, sich zu dem verlangten Betriebspunkt hin zu bewegen, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten, wird jedoch Zeit benötigt, bis das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils den verlangten Betriebspunkt erreichen. Wenn die Schließsteuerzeit des Einlassventils in diesem Fall dazu gebracht wird vorzueilen, wird also die Tätigkeit des Vorziehens der Schließsteuerzeit des Einlassventils gestoppt, wenn der Betriebspunkt dabei ist, in das Innere eines Nichteintrittsgebiets X_1 einzutreten, und das mechanische Verdichtungsverhältnis wird dann dazu gebracht, um genau ei-

ne bestimmte Höhe abzunehmen. Falls das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht worden ist, um genau eine bestimmte Höhe abzunehmen, wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils erneut vorgezogen. Falls der Betriebspunkt dabei ist, in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten, wird die Tätigkeit, die Schließsteuerzeit des Einlassventils vorzuziehen, gestoppt. Im Folgenden wird dies wiederholt.

[0109] Falls also das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils durch Regelung dazu gebracht werden, sich zu dem verlangten Betriebspunkt hin zu bewegen, bewegt sich der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, im Zickzack entlang der Außenkanten des Nichteintrittsgebiets X_1 , weswegen Zeit benötigt wird, damit das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils den verlangten Betriebspunkt erreichen. Dadurch kann kein gutes Ansprechen der Maschine auf Änderungen der verlangten Einlassluftmenge erreicht werden.

[0110] Wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, wird daher bei der Erfindung ein Soll-Betriebspunkt berechnet, den das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer bestimmten Zeit erreichen können, wenn sie sich vom derzeitigen Betriebspunkt zu dem verlangten Betriebspunkt bewegen, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in die Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 einzutreten, und das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils werden dazu gebracht, sich zu diesem Soll-Betriebspunkt hin zu ändern.

[0111] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf [Fig. 14](#), die die Ebene vollständig offener Drossel Q_6 zeigt, ein Ausführungsbeispiel erläutert, das die Erfindung verkörpert. Wie zuvor erläutert wurde, zeigt [Fig. 14](#) den Fall, dass der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, b_2 ist, wenn der verlangte Betriebspunkt a_3 wird. In diesem Fall drückt der Pfeil R_2 die Höhe aus, die das mechanische Verdichtungsverhältnis in einer vorbestimmten festen Zeit erreichen kann, wenn es sich zu dem verlangten Betriebspunkt a_3 bewegt, während der Pfeil S_2 die Höhe ausdrückt, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils in einer vorbestimmten festen Zeit erreichen kann, wenn sie sich zu dem verlangten Betriebspunkt a_3 hin bewegt.

[0112] Des Weiteren gibt in [Fig. 14](#) C_2 den Soll-Betriebspunkt an, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, wenn man sich von dem derzeitigen Betriebspunkt b_2 zum verlangten Betriebspunkt a_3 hin bewegt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten.

[0113] Wenn die verlangte Einlassluftmenge wie in [Fig. 14](#) gezeigt dazu gebracht wird anzusteigen und sich der Betriebspunkt b_2 und der verlangte Betriebspunkt a_3 auf der Ebene mit der vollständig offenen Drossel Q_6 befinden, befindet sich dieser Soll-Betriebspunkt C_2 auf der Bezugsbetriebskennlinie W und in dem Beispiel, das in [Fig. 14](#) gezeigt ist, auf der Minimalkraftstoffverbrauch-Betriebskennlinie W . Wenn in dem Beispiel, das in [Fig. 14](#) gezeigt ist, das Drosselventil **17** in dem vollständig offenen Zustand gehalten wird, wird der Soll-Betriebspunkt also dazu gebracht, sich auf der Minimalkraftstoffverbrauch-Betriebskennlinie W , die entlang der Außenkanten der Nichteintrittsgebiete X_1 verläuft, außerhalb der Nichteintrittsgebiete X_1 zu bewegen.

[0114] Falls des Weiteren in [Fig. 14](#) der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, b_i ist, wenn der verlangte Betriebspunkt a_6 ist, wird der Soll-Betriebspunkt auch in diesem Fall zu dem Punkt C_i auf der Bezugsbetriebskennlinie W gemacht. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass der Pfeil R_i in [Fig. 14](#) auf ähnliche Weise die Höhe ausdrückt, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, während der Pfeil S_i die Höhe ausdrückt, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann.

[0115] Falls auf diese Weise in dem Beispiel, das in [Fig. 14](#) gezeigt ist, der Soll-Betriebspunkt C_2 berechnet wird, wenn der Betriebspunkt b_2 ist, wird der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, den Soll-Betriebspunkt C_2 nach einer festen Zeit erreichen. Zu diesem Zeitpunkt wird der nächste neue Soll-Betriebspunkt berechnet, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, wenn sich der derzeitige Betriebspunkt C_2 zu dem verlangten Betriebspunkt hin bewegt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten. Der Betriebspunkt erreicht diesen neuen Soll-Betriebspunkt nach einer festen Zeit. In dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel werden in diesem Fall das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht, den Soll-Betriebspunkt durch PID-(Proportional-Integral-Differenzial-)Regelung zu erreichen.

[0116] In dem Beispiel, das in [Fig. 14](#) gezeigt ist, bewegt sich der Betriebspunkt, der das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, auf diese Weise sanft, ohne anzuhalten, entlang der Bezugsbetriebskennlinie W . Wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Steuerschließzeit des Einlassventils in [Fig. 13](#) am Punkt "m" gehalten werden, falls die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird anzusteigen, können also das mechanische Verdichtungsverhältnis

nis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht werden, sich sanft, wie durch den Pfeil in [Fig. 15](#) angegeben ist, entlang der Bezugsbetriebskennlinie W zu ändern, ohne anzuhalten. Dadurch wird es möglich, ein gutes Ansprechen der Maschine auf Änderungen der verlangten Einlassluftmenge sicherzustellen.

[0117] Um das Ansprechen der Maschine auf die verlangte Einlassluftmenge weiter zu verbessern, ist es in diesem Fall vorzuziehen, die Soll-Betriebspunkte C_2 und C_1 so weit wie möglich von den entsprechenden derzeitigen Betriebspunkten b_2 und b_1 zu trennen. In dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel werden die Soll-Betriebspunkte C_2 und C_1 daher unter den Betriebspunkten, die nach einer festen Zeit erreicht werden können, wenn man sich von den entsprechenden derzeitigen Betriebspunkten b_2 und b_1 zu dem verlangten Betriebspunkt bewegt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in ein Nicht-eintrittsgebiet X_1 einzutreten, zu Betriebspunkten gemacht, die am weitesten von den derzeitigen Betriebspunkten b_2 und b_1 entfernt sind.

[0118] Wenn der derzeitige Betriebspunkt b_2 ist, wird also die Obergrenze, die durch das mechanische Verdichtungsverhältnis vom Betriebspunkt b_2 aus erreicht wird, zu dem Soll-Betriebspunkt C_2 gemacht. Hinsichtlich der Schließsteuerzeit des Einlassventils kommt dieser Soll-Betriebspunkt C_2 vor der erreichbaren Obergrenze der Schließsteuerzeit des Einlassventils von dem Betriebspunkt b_2 aus. Daher wird das mechanische Verdichtungsverhältnis zu diesem Zeitpunkt dazu gebracht, mit der maximal möglichen Geschwindigkeit abzunehmen, während die Schließsteuerzeit des Einlassventils mit einer geringeren Geschwindigkeit als der maximal möglichen Geschwindigkeit vorgezogen wird. Wenn der derzeitige Betriebspunkt b_1 ist, wird dagegen die erreichbare Obergrenze der Schließsteuerzeit des Einlassventils vom Betriebspunkt b_1 aus zum Soll-Betriebspunkt C_1 gemacht. Hinsichtlich des mechanischen Verdichtungsverhältnisses kommt dieser Soll-Betriebspunkt C_1 vor der erreichbaren Obergrenze der Schließsteuerzeit des Einlassventils vom Betriebspunkt b_1 aus. Daher wird die Schließsteuerzeit des Einlassventils zu diesem Zeitpunkt mit der maximal möglichen Geschwindigkeit vorgezogen, während das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird, sich mit einer geringeren Geschwindigkeit als der maximal möglichen Geschwindigkeit zu verringern.

[0119] Die für die Schließsteuerzeit des Einlassventils mögliche maximale Änderungsgeschwindigkeit, das heißt der Wert, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, wird gar nicht viel vom Betriebszustand der Maschine beeinflusst. Daher ist der Wert, den die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, ungeachtet des Betriebszustands der Maschine konstant. Dagegen wird die

für das mechanische Verdichtungsverhältnis mögliche maximale Änderungsgeschwindigkeit, das heißt der Wert, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, stark durch den Betriebszustand der Maschine usw. beeinflusst. Dies wird als Nächstes unter Bezugnahme auf [Fig. 16](#) bis [Fig. 19](#) erläutert.

[0120] [Fig. 16](#) zeigt den Zusammenhang zwischen der änderbaren Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses zu einer festen Zeit, das heißt der Verdichtungsverhältnisdifferenz zwischen dem derzeitigen mechanischen Verdichtungsverhältnis und dem mechanischen Verdichtungsverhältnis, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann, und der Maschinenlast. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass [Fig. 16](#) die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses zeigt, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis zu einem bestimmten mechanischen Verdichtungsverhältnis gemacht wird. In [Fig. 16](#) gibt die Strich-Punkt-Linie F_0 die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses an, wenn die Maschine gestoppt ist. Des Weiteren gibt [Fig. 16](#) durch die unterbrochene Linie das Drehmoment an, das durch den Verbrennungsdruck auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A aufgebracht wird. Dieses Drehmoment wirkt in einer Richtung, die den Zylinderblock **2** von dem Kurbelgehäuse **1** wegzieht, das heißt in einer Richtung, die das Verdichtungsverhältnis sinken lässt. Wie durch die unterbrochene Linie gezeigt ist, wird dieses Drehmoment umso größer, je höher der Verbrennungsdruck ist, das heißt je höher die Maschinenlast ist.

[0121] Dieses Drehmoment wirkt auf diese Weise auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A in einer Richtung, die das Verdichtungsverhältnis sinken lässt, sodass das mechanische Verdichtungsverhältnis leicht sinkt, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird abzunehmen. In diesem Fall wird daher die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses größer. In [Fig. 16](#) gibt für diesen Fall die durchgezogene Linie F_1 die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses an. Die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses wird in diesem Fall mit höherer Maschinenlast größer. Dagegen wirkt dieses Drehmoment dem Anstieg des mechanischen Verdichtungsverhältnisses entgegen, sodass die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses verglichen mit dem Fall, dass das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird abzunehmen, kleiner wird, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird anzusteigen. In [Fig. 16](#) gibt die durchgezogene Linie F_2 die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses für den Fall an, dass das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird anzusteigen. Die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses wird in diesem Fall umso kleiner, je höher die Maschinenlast ist.

[0122] In einem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel wird die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses, die wie durch F_0 in **Fig. 16** gezeigt zum Bezugspunkt wird, vorab gespeichert. Diese änderbare Bezugshöhe des Verdichtungsverhältnisses wird durch den Zusammenhang korrigiert, der in **Fig. 16** mit F_1 und F_2 angegeben ist, um die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses in Übereinstimmung mit der Maschinenlast zu berechnen. Als Nächstes wird anhand dieser berechneten änderbaren Höhe des Verdichtungsverhältnisses der Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses berechnet, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann. In diesem Ausführungsbeispiel wird also, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, der Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, in Übereinstimmung mit der Maschinenlast geändert.

[0123] **Fig. 17** zeigt den Zusammenhang zwischen der änderbaren Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und den Drehwinkeln der Nockenwellen **54** und **55**, das heißt den Drehwinkeln der Rundnocken **58**, zu einer festen Zeit. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass das linke Ende der Abszisse in **Fig. 17** den Zeitpunkt des tiefsten Zustands des mechanischen Verdichtungsverhältnisses angibt, der in **Fig. 3(A)** gezeigt ist, während das rechte Ende der Abszisse in **Fig. 17** den Zeitpunkt des höchsten Zustands des mechanischen Verdichtungsverhältnisses angibt, der in **Fig. 3(C)** gezeigt ist. Des Weiteren zeigt **Fig. 17** die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses, wenn die Maschinenlast zu einer bestimmten Last gemacht wird. In **Fig. 17** gibt die unterbrochene Linie das Drehmoment an, das durch den Verbrennungsdruck auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A aufgebracht wird.

[0124] In dem Ausführungsbeispiel, das in **Fig. 2** gezeigt ist, wird für die Schneckenräder eine Bauart verwendet, bei der die Schneckenräder **61** und **62** durch die Zahnräder **63** und **64** nicht zum Drehen gebracht werden, das heißt eine Bauart, bei der die Schneckenräder **61** und **62** so wirken, dass sie einen Gegenlauf der Zahnräder **63** und **64** stoppen. Die Strich-Punkt-Linie G_0 von **Fig. 17** gibt die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses an, wenn der Maschinenbetrieb bei Verwendung solcher Schneckenräder gestoppt ist. Aus den **Fig. 3(A)**, **(B)** und **(C)** ergibt sich, dass die Änderung des Verdichtungsverhältnisses pro Drehwinkleinheit der Nockenwellen **54**, **55** maximal wird, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis mittelhoch ist, also zu der in **Fig. 3(B)** gezeigten Zeit. Wie durch die Strich-Punkt-Linie G_0 in **Fig. 17** angegeben ist, wird die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses daher maximal, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis mittelhoch ist.

[0125] Wie des Weiteren durch die unterbrochene Linie in **Fig. 17** gezeigt ist, wird das Drehmoment, das

durch den Verbrennungsdruck auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A aufgebracht wird, zu dem Zeitpunkt am höchsten, der in **Fig. 3(B)** gezeigt ist, das heißt zu dem Zeitpunkt, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis mittelhoch ist. Andererseits zeigt die durchgezogene Linie G_1 in **Fig. 17** den Fall, dass das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird abzunehmen, während die durchgezogene Linie G_2 den Fall zeigt, dass das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird anzusteigen. Wie in **Fig. 17** gezeigt ist, ist die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses G_1 , wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird abzunehmen, größer als die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses G_2 , wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird anzusteigen. Des Weiteren ist das Drehmoment, das auf den Verbrennungsdruck beruht, am höchsten, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis mittelhoch ist, sodass zu diesem Zeitpunkt die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses G_1 hoch wird und die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses G_2 sinkt.

[0126] In dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel wird die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses, die der durch G_0 in **Fig. 17** angegebene Bezugswert wird, vorab gespeichert. Diese änderbare Bezugshöhe des Verdichtungsverhältnisses wird durch den Zusammenhang korrigiert, der in **Fig. 17** mit G_1 und G_2 angegeben ist, um entsprechend den Drehwinkeln der Nockenwellen **54** und **55** die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses zu berechnen. Darüber hinaus wird die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses in **Fig. 16** durch den Zusammenhang korrigiert, der mit F_1 und F_2 angegeben ist, um entsprechend den Drehwinkel der Nockenwellen **54** und **55** und der Maschinenlast die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses zu berechnen. Als Nächstes wird anhand dieser berechneten änderbaren Höhe des Verdichtungsverhältnisses der Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses berechnet, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann. Wenn sich in diesem Ausführungsbeispiel die verlangte Einlassluftmenge ändert, wird also der Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, dazu gebracht, sich in Übereinstimmung mit dem Drehwinkel der Drehnocken **58** und der Maschinenlast zu ändern.

[0127] **Fig. 18** zeigt andererseits die Wirkung eines Schmierzustands von Gleitlagern auf die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses für den Fall, dass sich sämtliche Lager des Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A aus Gleitlagern zusammensetzen. Und zwar wird der Schmierzustand umso leichter zu einem Grenzschmierungsgebiet, in dem der Ölfilm zu brechen beginnt, je höher die Maschinenlast ist. Des Weiteren wird der

Schmierzustand umso leichter zu dem Grenzschmierungsgebiet, je geringer die Betriebsgeschwindigkeit an den Lageroberflächen ist. Daher wird der Schmierzustand, wie in [Fig. 18](#) gezeigt ist, zum Grenzschmierungsgebiet, wenn (Maschinenlast/Betriebsgeschwindigkeit) einen bestimmten Grenzwert überschreitet. Dadurch nimmt die Reibungskraft an den Gleitlagern zu, sodass die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses kleiner wird.

[0128] In einem anderen erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel wird die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses berechnet, während auch der Schmierzustand an den Gleitlagern berücksichtigt wird. Zum Beispiel wird eine änderbare Bezugshöhe des Verdichtungsverhältnisses, die in [Fig. 16](#) mit F_0 angegeben ist, durch den Zusammenhang korrigiert, der in [Fig. 16](#) mit F_1 und F_2 angegeben ist, die korrigierte änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses wird durch den Zusammenhang korrigiert, der in [Fig. 17](#) mit G_1 und G_2 angegeben ist, und die korrigierte änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses wird durch den Zusammenhang korrigiert, der in [Fig. 18](#) gezeigt ist, um so die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses in Übereinstimmung mit der Maschinenlast, den Drehwinkeln der Nockenwellen [54](#), [55](#) und (Maschinenlast/Betriebsgeschwindigkeit) zu berechnen. Als Nächstes wird anhand der auf diese Weise berechneten änderbaren Höhe des Verdichtungsverhältnisses der Wert berechnet, den das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann.

[0129] [Fig. 19](#) zeigt ein Ausführungsbeispiel, in dem die Schwankungen der Maschinenlast erfasst werden und die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses beruhend auf den erfassten Schwankungen der Maschinenlast berechnet wird. Falls der Verbrennungsdruck zwischen Takten oder zwischen Zylindern schwankt, biegt sich die Exzenterwelle [57](#) und ändert sich die Relativlage zwischen dem Zylinderblock [2](#) und dem Kurbelgehäuse [1](#). Die Änderung der Relativlage dieses Zylinderblocks [2](#) und des Kurbelgehäuses [1](#), das heißt die Änderung des Abstands zwischen dem Zylinderblock [2](#) und dem Kurbelgehäuse [1](#), wird durch den Relativlagensensor [22](#) erfasst. Der Abstand zwischen dem Zylinderblock [2](#) und dem Kurbelgehäuse [1](#) wird umso größer, je höher der Verbrennungsdruck ist.

[0130] Wie zuvor erläutert wurde, unterliegt der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A aufgrund des Verbrennungsdrucks einem Drehmoment. Dieses Drehmoment wirkt auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A in einer Richtung, die das Verdichtungsverhältnis sinken lässt. Falls der Verbrennungsdruck steigt, ermöglicht der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A daher dem mechanischen Verdichtungsverhältnis, leicht abzunehmen. H_1 in [Fig. 19](#) gibt die

änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses an, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird abzunehmen, während H_2 in [Fig. 19](#) die Änderungshöhe des Verdichtungsverhältnisses angibt, wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird anzusteigen. Der Wert, den das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, wird anhand dieser änderbaren Höhe des Verdichtungsverhältnisses berechnet.

[0131] In diesem Ausführungsbeispiel ist es möglich, die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses geeignet in Übereinstimmung mit Schwankungen des Verbrennungsdrucks zu steuern. Insbesondere dann, wenn die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses wie in [Fig. 16](#) gezeigt in Übereinstimmung mit der Maschinenlast gesteuert wird und die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses zu diesem Zeitpunkt zudem wie in [Fig. 19](#) gezeigt beruhend auf dem Verbrennungsdruck gesteuert wird, ist es möglich, die änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses präzise auf die optimale änderbare Höhe des Verdichtungsverhältnisses zu steuern. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass die Biegung der Exzenterwelle [57](#) beim Schwanken des Verbrennungsdrucks noch größer wird, falls als Zahnräder Zahnräder einer Bauart verwendet werden, die durch die Zahnräder [63](#) und [64](#) die Schneckenräder [61](#) und [62](#) drehen können, weshalb Schwankungen des Drehmoments, die aufgrund des Verbrennungsdrucks auf den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A wirken, durch den Relativlagensensor [22](#) präziser erfasst werden können.

[0132] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf [Fig. 20](#) bis [Fig. 35](#) der Fall erläutert, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird abzunehmen. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass unter den [Fig. 20](#) bis [Fig. 35](#) [Fig. 20](#) und [Fig. 21](#) den Fall zeigen, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, langsam abzunehmen, [Fig. 22](#) bis [Fig. 29](#) den Fall zeigen, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, verhältnismäßig schnell abzunehmen, und [Fig. 30](#) bis [Fig. 35](#) den Fall zeigen, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, sehr schnell abzunehmen. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass [Fig. 20](#) bis [Fig. 35](#) den Fall zeigen, dass die Tätigkeit des Abnehmens der verlangten Einlassluftmenge beginnt, wenn sich der Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, auf der Bezugsbetriebskennlinie W an dem Punkt "n" befindet.

[0133] Unter Bezugnahme auf [Fig. 20](#) und [Fig. 21](#) wird zunächst der Fall beschrieben, dass die verlangte Luftmenge dazu gebracht wird, langsam abzunehmen. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass [Fig. 21](#)

ähnlich wie [Fig. 14](#) die Ebene mit vollständig offener Drossel Q_6 zeigt.

[0134] [Fig. 21](#) zeigt in diesem Fall den Zusammenhang zwischen dem derzeitigen Betriebspunkt und dem verlangten Betriebspunkt. Und zwar zeigt [Fig. 21](#), dass der verlangte Betriebspunkt d_i ist, wenn der derzeitige Betriebspunkt e_i ist. Zu diesem Zeitpunkt wird die Höhe, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, durch R_i angegeben. Zu diesem Zeitpunkt wird die Höhe, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, durch S_i angegeben. Darüber hinaus gibt [Fig. 21](#) mit d_j den verlangten Betriebspunkt an, wenn der derzeitige Betriebspunkt e_j ist. Zu diesem Zeitpunkt wird die Höhe, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, durch R_j angegeben. Zu diesem Zeitpunkt wird die Höhe, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, durch S_j angegeben.

[0135] Der verlangte Betriebspunkt d_i kommt in diesem Fall vor der erreichbaren Obergrenze des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und vor der erreichbaren Obergrenze der Schließsteuerzeit des Einlassventils, sodass der verlangte Betriebspunkt d_i der Soll-Betriebspunkt wird. Auf die gleiche Weise kommt der verlangte Betriebspunkt d_j vor der erreichbaren Obergrenze des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und vor der erreichbaren Obergrenze der Schließsteuerzeit des Einlassventils, sodass der verlangte Betriebspunkt d_j der Soll-Betriebspunkt wird. Daher bewegt sich der Betriebspunkt in diesem Fall entlang der Bezugsbetriebskennlinie W . Wenn die verlangte Einlassluftmenge langsam abnimmt, wird also das Drosselventil **17** vollständig offen gehalten und die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird in diesem Zustand allmählich verzögert und das mechanische Verdichtungsverhältnis wird allmählich erhöht, sodass das tatsächliche Verdichtungsverhältnis konstant bleibt.

[0136] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf [Fig. 22](#) bis [Fig. 29](#) der Fall beschrieben, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, verhältnismäßig schnell abzunehmen. Wie zuvor erläutert wurde, wird die verlangte Einlassluftmenge in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel zum Beispiel zu jeder vorbestimmten Zeitdauer berechnet. Die nacheinander berechneten verlangten Betriebspunkte auf der Bezugsbetriebskennlinie W , die die verlangte Einlassluftmenge erfüllen, sind in [Fig. 22](#) durch d_1 , d_2 , d_3 , d_4 und d_5 angegeben. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass [Fig. 22](#) zum leichten Verständnis der erfindungsgemäßen Steuerung den Fall zeigt, dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_1 Q_5 ist, dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_2 ein Wert zwischen Q_5 und Q_4 ist, dass die ver-

langte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_3 Q_4 ist, dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_4 zwischen Q_4 und Q_3 liegt und dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_5 Q_3 ist. Dies zeigt also den Fall, dass sich die verlangte Einlassluftmenge, die nacheinander berechnet wird, von Q_6 (Punkt "n") auf Q_5 , einen Wert zwischen Q_5 und Q_4 , Q_4 , einen Wert zwischen Q_4 und Q_3 und Q_3 ändert.

[0137] Des Weiteren zeigt [Fig. 23](#) die Ebene vollständig offener Drossel Q_6 , [Fig. 24](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge Q_5 ist, [Fig. 25](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge ein Wert zwischen Q_5 und Q_4 ist, [Fig. 26](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge Q_4 ist, [Fig. 27](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge ein Wert zwischen Q_4 und Q_3 ist, und [Fig. 28](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge Q_3 ist.

[0138] Wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils an dem in [Fig. 22](#) gezeigten Betriebspunkt "n" gehalten werden, ändert sich die verlangte Einlassluftmenge dann von Q_6 auf Q_5 . Wenn dadurch der verlangte Betriebspunkt d_1 wird, wird zunächst, wie in [Fig. 23](#) gezeigt ist, der Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Ebene vollständig offener Drossel Q_6 berechnet. Das Verfahren zur Berechnung dieses Soll-Betriebspunkts e_1 ist das gleiche wie das Berechnungsverfahren, das bislang erläutert wurde. Anhand der Höhe, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, und der Höhe, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, wird der Soll-Betriebspunkt e_1 berechnet, der sich am nächsten an dem verlangten Betriebspunkt d_1 befindet, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten. In dem Beispiel, das in [Fig. 23](#) gezeigt ist, befindet sich dieser Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Bezugsbetriebskennlinie W .

[0139] Die Einlassluftmenge an diesem Soll-Betriebspunkt e_1 ist nun ein Wert zwischen Q_6 und Q_5 und entspricht einem Zustand, der größer als die verlangte Einlassluftmenge Q_5 ist. Allerdings wird die Einlassluftmenge vorzugsweise dazu gebracht, der verlangten Einlassluftmenge soweit wie möglich zu entsprechen. Wenn die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird abzunehmen, ist es diesbezüglich möglich, die Menge an Einlassluft einzustellen, indem der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** geändert wird. In einem Zustand, in dem die Menge an Einlassluft an dem Soll-Betriebspunkt e_1 größer als die verlangte Einlassluftmenge Q_5 ist, werden daher nicht die Sollwerte des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht, sich zu ändern, sondern wird

das Drosselventil **17** dazu gebracht, sich zu dem Soll-Öffnungsgrad zu schließen, der benötigt wird, um die Menge an Einlassluft zu der verlangten Einlassluftmenge Q_5 zu machen.

[0140] In [Fig. 22](#) wird also der Punkt auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_5 , der sich direkt unterhalb des Soll-Betriebspunkts e_1 auf der in [Fig. 23](#) gezeigten Ebene vollständig offener Drossel Q_6 befindet, zu dem endgültigen Soll-Betriebspunkt e_1 gemacht. Der endgültige Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_5 ist in [Fig. 22](#) und [Fig. 24](#) gezeigt. Das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** werden dazu gebracht, sich zum endgültigen Soll-Betriebspunkt e_1 hin zu ändern. Das heißt, dass zu diesem Zeitpunkt das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht wird sich zu erhöhen, dass die Schließsteuerzeit des Einlassventils verzögert wird und dass der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht wird, kleiner als im vollständig offenen Zustand zu sein.

[0141] Falls die verlangte Einlassluftmenge als nächstes ein Wert zwischen Q_5 und Q_4 wird und der verlangte Betriebspunkt d_2 wird, wird dieses Mal, wie in [Fig. 24](#) gezeigt ist, der Soll-Betriebspunkt e_2 an der Ebene identischer Einlassluftmenge bei der derzeitigen Einlassluftmenge Q_5 berechnet. Das Berechnungsverfahren dieses Soll-Betriebspunkts e_2 ist ebenfalls das gleiche wie das vorher erläuterte Berechnungsverfahren. Anhand der Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann, und der Höhe der Schließsteuerzeit des Einlassventils, die nach einer festen Zeit erreicht werden kann, wird der Soll-Betriebspunkt e_2 berechnet, der sich am nächsten am verlangten Betriebspunkt d_2 befindet, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten. In dem Beispiel, das in [Fig. 24](#) gezeigt ist, befindet sich dieser Soll-Betriebspunkt e_2 in der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_5 auf der Bezugsbetriebskennlinie W .

[0142] Auch in diesem Fall befindet sich die Menge an Einlassluft an dem Soll-Betriebspunkt e_2 diesbezüglich in einem Zustand, der größer als die verlangte Einlassluftmenge ist. Daher wird auch in diesem Fall in [Fig. 22](#) der Punkt auf der Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_5 und Q_4), der sich direkt unterhalb des Soll-Betriebspunkts e_2 auf der in [Fig. 24](#) gezeigten Ebene identischer Einlassluftmenge Q_5 befindet, zum endgültigen Soll-Betriebspunkt e_2 gemacht. Der endgültige Soll-Betriebspunkt e_2 auf dieser Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_5 und Q_4) ist in [Fig. 22](#) und [Fig. 25](#) gezeigt. Das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **12** werden dazu gebracht, sich zum endgültigen Soll-Betriebspunkt

e_2 hin zu ändern. Auch dieses Mal wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht anzusteigen, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert, und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird dazu gebracht, kleiner als der vollständig offene Zustand zu sein.

[0143] Wenn die verlangte Einlassluftmenge Q_4 als nächstes ein Wert zwischen Q_4 und Q_3 und dann Q_3 wird, wird nacheinander ein ähnlicher Vorgang wiederholt. Wenn die verlangte Einlassluftmenge wie in [Fig. 26](#) gezeigt Q_4 wird, wird also der endgültige Soll-Betriebspunkt e_3 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_4 berechnet, wenn die verlangte Einlassluftmenge wie in [Fig. 27](#) gezeigt ein Wert zwischen Q_4 und Q_3 wird, wird der endgültige Soll-Betriebspunkt e_4 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_4 und Q_3) berechnet, und wenn die verlangte Einlassluftmenge wie in [Fig. 28](#) gezeigt Q_3 wird, wird der endgültige Soll-Betriebspunkt e_5 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 berechnet.

[0144] Während dieses Zeitpunkts, das heißt während das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** nacheinander dazu gebracht werden, sich zu den endgültigen Soll-Betriebspunkten e_3 , e_4 und e_5 hin zu ändern, wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht anzusteigen, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird kleiner gemacht.

[0145] Falls die verlangte Einlassluftmenge wie in [Fig. 28](#) gezeigt Q_3 wird, werden auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 nacheinander die endgültigen Soll-Betriebspunkte e_6 , e_7 , e_8 , e_9 und e_{10} berechnet, und das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** werden dazu gebracht, sich durch die aufeinanderfolgenden endgültigen Soll-Betriebspunkte e_6 , e_7 , e_8 , e_9 und e_{10} zu dem verlangten Betriebspunkt d_5 hin zu ändern. Während dieser Zeitdauer wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht anzusteigen, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert, bis sie e_8 erreicht, und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird allmählich erhöht und dazu gebracht, vollständig offen zu sein, wenn er e_8 erreicht.

[0146] [Fig. 29](#) zeigt die Änderungen der Schließsteuerzeit des Einlassventils, des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, des tatsächlichen Verdichtungsverhältnisses und des Drosselöffnungsgrads, wenn die Soll-Einlassluftmenge wie in [Fig. 22](#) gezeigt dazu gebracht wird, verhältnismäßig schnell von Q_6 (Punkt "n") auf Q_3 (Soll-Betriebspunkt d_5) abzunehmen. Anhand von [Fig. 29](#) ist zu erkennen, dass in diesem Fall, nachdem die verlangte Einlassluftmenge der Sollwert (Betriebspunkt e_4) wurde, die Tätigkeit

des Verzögerns der Schließsteuerzeit des Einlassventils beendet wird (Betriebspunkt e_8) und dann die Tätigkeit des Erhöhen des mechanischen Verdichtungsverhältnisses beendet wird (Soll-Betriebspunkt d_5). Andererseits nimmt das tatsächliche Verdichtungsverhältnis allmählich ab, bis die Tätigkeit des Verzögerns der Schließsteuerzeit des Einlassventils beendet wird (Betriebspunkt e_8) und nimmt dann allmählich zu. Des Weiteren wird der Drosselöffnungsgrad dazu gebracht, allmählich vom vollständig offenen Zustand aus abzunehmen, bis der Betriebspunkt der Betriebspunkt e_5 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_3 wird, und er wird dann dazu gebracht, sich allmählich zum vollständig offenen Zustand zu öffnen, bis die Tätigkeit des Verzögerns der Schließsteuerzeit des Einlassventils endet (Betriebspunkt e_8).

[0147] Wie in [Fig. 22](#) bis [Fig. 29](#) gezeigt ist, wird, wenn die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, verhältnismäßig schnell abzunehmen, neben der Steuerung des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils der Drosselöffnungsgrad gesteuert. Bei der Erfindung sind zu diesem Zeitpunkt dreidimensionale Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 für die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, die Schließzeit des Einlassventils und den Drosselöffnungsgrad eingestellt. Der Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads angibt, wird daran gehindert, in die dreidimensionalen Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 einzutreten.

[0148] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge geändert hat, auch in diesem Fall der Soll-Betriebspunkt berechnet wird, den das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen können, wenn man sich vom derzeitigen Betriebspunkt zu dem Betriebspunkt hin bewegt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in die dreidimensionalen Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 einzutreten, und dass das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht werden, sich zu dem berechneten Soll-Betriebspunkt hin zu ändern. Wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, wird in diesem Fall außerdem der Drosselöffnungsgrad dazu gebracht, sich in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmenge zu ändern, so dass der Drosselöffnungsgrad nicht in die dreidimensionalen Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 eintritt.

[0149] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass, um dem mechanischen Verdichtungsverhältnis, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und dem Drosselöffnungsgrad zu ermöglichen, den verlangten Betriebspunkt so schnell wie möglich zu erreichen, der

die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, auch in diesem Fall der Soll-Betriebspunkt zu dem Betriebspunkt gemacht wird, der unter den Betriebspunkten, die sie nach einer festen Zeit erreichen können, wenn man sich vom derzeitigen Betriebspunkt zu dem Betriebspunkt hin bewegt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne in die dreidimensionalen Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 einzutreten, von dem derzeitigen Betriebspunkt aus am weitesten weg liegt.

[0150] Wenn die verlangte Einlassluftmenge verringert wird, wird in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel in diesem Fall zudem der Soll-Betriebspunkt berechnet, den das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen können, wenn sie sich von dem derzeitigen Betriebspunkt zu dem Betriebspunkt hin bewegen, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, ohne bei der derzeitigen Einlassluftmenge in die Nichteintrittsgebiete X_1 und X_2 einzutreten, und das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils werden dazu gebracht, sich zu dem Soll-Betriebspunkt hin zu ändern. Andererseits wird für den Drosselöffnungsgrad in diesem Fall der Drosselöffnungsgrad berechnet, der die verlangte Einlassluftmenge bei dem berechneten Soll-Betriebspunkt erfüllt, und der Drosselöffnungsgrad wird dazu gebracht, sich zum Soll-Öffnungsgrad hin zu ändern, solange er sich nicht an den dreidimensionalen Nichteintrittsgebieten X_1 und X_2 befindet.

[0151] Als Nächstes wird unter Bezugnahme auf [Fig. 30](#) bis [Fig. 35](#) der Fall erläutert, dass die verlangte Einlassluftmenge dazu gebracht wird, plötzlich auf eine Minimaleinlassluftmenge Q_1 abzunehmen. Wie zuvor erläutert wurde, wird in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel die verlangte Einlassluftmenge zum Beispiel zu jeder vorbestimmten Zeitdauer berechnet. Die nacheinander berechneten verlangten Betriebspunkte auf der Bezugsbetriebskennlinie W , die die verlangte Einlassluftmenge erfüllen, sind in [Fig. 30](#) mit d_1 , d_2 und d_3 angegeben.

[0152] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass zum einfachen Verständnis der erfindungsgemäßen Steuerung [Fig. 30](#) den Fall zeigt, dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_1 Q_4 ist, dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_2 ein Wert zwischen Q_2 und Q_3 ist und dass die verlangte Einlassluftmenge an dem verlangten Betriebspunkt d_3 Q_1 ist. Dies gibt also den Fall an, dass sich die verlangte Einlassluftmenge, die nacheinander berechnet wird, von Q_6 (Punkt "n") auf Q_5 , einen Wert zwischen Q_3 und Q_2 und Q_1 ändert.

[0153] Des Weiteren zeigt [Fig. 31](#) die Ebene vollständig offener Drossel Q_6 , [Fig. 32](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluft-

menge Q_4 ist, [Fig. 33](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge ein Wert zwischen Q_3 und Q_2 ist, und [Fig. 34](#) zeigt die Ebene identischer Einlassluftmenge, in der die Einlassluftmenge Q_1 ist.

[0154] Wenn das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils an dem in [Fig. 30](#) gezeigten Betriebspunkt "n" gehalten werden, ändert sich die verlangte Einlassluftmenge dann von Q_6 auf Q_4 und dadurch wird, wenn der verlangte Betriebspunkt d_1 wird, zunächst wie in [Fig. 31](#) gezeigt der Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Ebene vollständig offener Drossel Q_6 berechnet. Das Berechnungsverfahren dieses Soll-Betriebspunkts e_1 ist das gleiche wie das Berechnungsverfahren, das in [Fig. 23](#) gezeigt ist. Anhand der Höhe, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, und der Höhe, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, wird der Soll-Betriebspunkt e_1 berechnet, der sich am nächsten am verlangten Betriebspunkt d_1 findet, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten. In dem Beispiel, das in [Fig. 31](#) gezeigt ist, befindet sich dieser Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Bezugsbetriebskennlinie W.

[0155] Andererseits wird auf die gleiche Weise wie in dem Fall, der in [Fig. 22](#) gezeigt ist, das Drosselventil **17** dazu gebracht, sich zum Soll-Öffnungsgrad zu schließen, der benötigt wird, um die Menge an Einlassluft zu der verlangten Einlassluftmenge Q_4 zu machen, ohne das Verhältnis des Sollwerts für das mechanische Verdichtungsverhältnis und den Schließsteuerzeitpunkt des Einlassventils ändern zu müssen.

[0156] In [Fig. 30](#) wird also der Punkt auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_4 , der sich direkt unterhalb des Soll-Betriebspunkts e_1 auf der in [Fig. 31](#) gezeigten Ebene vollständig offener Drossel Q_6 befindet, zum endgültigen Soll-Betriebspunkt e_1 gemacht. Der endgültige Soll-Betriebspunkt e_1 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_4 ist in [Fig. 30](#) und [Fig. 32](#) gezeigt. Das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** werden dazu gebracht, sich zum endgültigen Soll-Betriebspunkt e_1 hin zu ändern. Zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis dazu gebracht anzusteigen, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert, und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird kleiner als der vollständig offene Zustand gemacht.

[0157] Falls die verlangte Einlassluftmenge als nächstes ein Wert zwischen Q_3 und Q_2 wird und der verlangte Betriebspunkt d_2 wird, wird dieses Mal, wie in [Fig. 32](#) gezeigt ist, der Soll-Betriebspunkt e_2 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge bei der

derzeitigen Einlassluftmenge Q_4 berechnet. Das Berechnungsverfahren dieses Soll-Betriebspunkts e_2 ist ebenfalls das gleiche wie das zuvor erläuterte Berechnungsverfahren. Anhand der Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann, und der Höhe der Schließsteuerzeit des Einlassventils, die nach einer festen Zeit erreicht werden kann, wird der Soll-Betriebspunkt e_2 berechnet, der sich am nächsten an dem verlangten Betriebspunkt d_2 befindet, ohne in das Nichteintrittsgebiet X_1 einzutreten. Auch in diesem Fall wird in [Fig. 30](#) der Punkt auf der Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_3 und Q_2), der sich direkt unterhalb des Soll-Betriebspunkts e_2 auf der in [Fig. 32](#) gezeigten Ebene identischer Einlassluftmenge Q_4 befindet, zu dem endgültigen Soll-Betriebspunkt e_2 gemacht. Der endgültige Soll-Betriebspunkt e_2 auf dieser Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_3 und Q_2) ist in [Fig. 30](#) und [Fig. 33](#) gezeigt.

[0158] Wenn die verlangte Einlassluftmenge als nächstes Q_1 wird und der verlangte Betriebspunkt d_3 wird, wird, wie in [Fig. 33](#) gezeigt ist, der Soll-Betriebspunkt e_3 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge (Wert zwischen Q_3 und Q_2) berechnet und dann wird, wie in [Fig. 34](#) gezeigt ist, der endgültige Soll-Betriebspunkt e_3 an der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_1 berechnet. Wenn der endgültige Soll-Betriebspunkt e_3 berechnet wird, werden das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht, sich zum endgültigen Soll-Betriebspunkt e_3 hin zu ändern. Auch zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis erhöht, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird kleiner als der vollständig offene Zustand gemacht.

[0159] Falls die verlangte Einlassluftmenge auf diese Weise kleiner wird, taucht diesbezüglich das niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 in der Ebene identischer Einlassluftmenge auf. Das niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 , das in der Ebene identischer Einlassluftmenge auftaucht, wird umso größer, je kleiner die Einlassluftmenge ist. Das niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 , das in der Ebene identischer Einlassluftmenge auftaucht, wird, wie in [Fig. 34](#) gezeigt ist, maximal, wenn die verlangte Einlassluftmenge das Minimum Q_1 wird. Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel um dieses niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 herum im Voraus in einem kleinen Abstand vom niedriglastseitigen Nichteintrittsgebiet X_2 eine Nichteintrittsebene eingestellt ist, um den Eintritt des Betriebspunkts in das niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 zu verhindern. Eine Nichteintrittslinie des Schnittpunkts dieser Nichteintrittsebene und

der Ebene identischer Einlassluftmenge ist in [Fig. 34](#) durch WX angegeben.

[0160] Falls die Einlassluftmenge nun in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel die verlangte Einlassluftmenge Q_1 wird, werden, wie in [Fig. 34](#) gezeigt ist, anhand der Höhe, die das mechanische Verdichtungsverhältnis nach einer festen Zeit erreichen kann, und der Höhe, die die Schließsteuerzeit des Einlassventils nach einer festen Zeit erreichen kann, auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_1 nacheinander die Soll-Betriebspunkte $e_4, e_5, e_6, e_7, e_8, e_9, e_{10}, e_{11}$ und e_{12} berechnet, die sich am nächsten am verlangten Betriebspunkt d_3 befinden. Wenn sich der Soll-Betriebspunkt, der sich am nächsten an dem verlangten Betriebspunkt d_3 befindet, in diesem Fall als der Soll-Betriebspunkt e_4 bezogen auf die Nichteintrittslinie WX auf der entgegengesetzten Seite von dem Nichteintrittsgebiet X_2 befindet, wird der berechnete Soll-Betriebspunkt zum Soll-Betriebspunkt e_4 gemacht. Wenn sich der berechnete Soll-Betriebspunkt, der sich am nächsten an dem verlangten Betriebspunkt d_3 befindet, dagegen auf der Seite befindet, die sich näher als die Nichteintrittslinie WX an dem Nichteintrittsgebiet X_2 befindet, werden die Punkte auf der Nichteintrittslinie WX, die zu der Obergrenze werden, die von entweder dem mechanischen Verdichtungsverhältnis oder der Schließsteuerzeit des Einlassventils erreicht wird, zu dem Soll-Betriebspunkt e_5, e_6, e_7, e_8 und e_9 gemacht.

[0161] Falls die verlangte Einlassluftmenge Q_1 wird, werden also das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht, sich auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_1 nacheinander durch die endgültigen Betriebspunkte $e_4, e_5, e_6, e_7, e_8, e_9, e_{10}, e_{11}$ und e_{12} bis zum verlangten Betriebspunkt d_3 zu ändern. Währenddessen wird das mechanische Verdichtungsverhältnis erhöht, die Schließsteuerzeit des Einlassventils wird verzögert, bis sie e_{10} erreicht, und der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** wird allmählich größer gemacht.

[0162] [Fig. 35](#) zeigt die Änderungen der Schließsteuerzeit des Einlassventils, des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, des tatsächlichen Verdichtungsverhältnisses und des Drosselöffnungsgrads für den Fall, dass die Soll-Einlassluftmenge wie in [Fig. 30](#) gezeigt dazu gebracht wird, rasch von Q_6 (Punkt "n") auf Q_1 (Soll-Betriebspunkt d_3) abzunehmen. Aus [Fig. 35](#) ergibt sich, dass in diesem Fall, nachdem die verlangte Einlassluftmenge der Sollwert wurde (Betriebspunkt e_2), die Tätigkeit des Verzögerers der Schließsteuerzeit des Einlassventils beendet wird (Betriebspunkt e_{10}) und dann die Tätigkeit des Erhöhens des mechanischen Verdichtungsverhältnisses beendet wird (Soll-Betriebspunkt d_3). Andererseits wird das tatsächliche Verdichtungsverhältnis allmählich verringert, bis die Tätigkeit des Verzö-

gers der Schließsteuerzeit des Einlassventils beendet wird (Betriebspunkt e_{10}), und steigt dann allmählich an. Des Weiteren wird der Drosselöffnungsgrad dazu gebracht, von dem vollständig offenen Zustand aus abzunehmen, bis der Betriebspunkt der Betriebspunkt e_3 auf der Ebene identischer Einlassluftmenge Q_1 wird, und er wird dann dazu gebracht, sich allmählich zu öffnen, bis die Tätigkeit des Verzögerers der Schließsteuerzeit des Einlassventils beendet wird (Betriebspunkt e_{10}).

[0163] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass der Öffnungsgrad des Drosselventils **17**, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, manchmal in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet, das heißt in das niedriglastseitige Nichteintrittsgebiet X_2 gelangt, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert. In diesem Fall wird der Öffnungsgrad des Drosselventils **17** dazu gebracht, sich bis zu der oben genannten Nichteintrittsebene zu ändern, das heißt direkt bevor er in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet eintritt, und dann wird der Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads zeigt, dazu gebracht, sich zu dem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, zu ändern, ohne in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet einzutreten.

[0164] [Fig. 36](#) zeigt die Routine zur Berechnung des Soll-Betriebspunkts, der von dem derzeitigen Betriebspunkt aus nach einer vorbestimmten festen Zeit erreicht werden kann, das heißt der Sollwerte des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads.

[0165] In dieser Routine wird der Soll-Betriebspunkt, der nach einer vorbestimmten festen Zeit erreicht werden kann, zu jeder dieser vorbestimmten festen Zeitdauer berechnet. Daher wird die in [Fig. 36](#) gezeigte Routine zu jeder dieser vorbestimmten festen Zeitdauer ablaufen gelassen. Diese vorbestimmte feste Zeitdauer kann beliebig eingestellt werden, doch ist die vorbestimmte feste Zeitdauer in dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel auf 8 ms eingestellt. Daher wird in diesem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel die in [Fig. 36](#) gezeigte Routine zur Berechnung des Sollwerts alle 8 ms ausgeführt. Alle 8 ms wird der Soll-Betriebspunkt berechnet, der von dem derzeitigen Betriebspunkt aus nach 8 ms erreicht werden kann.

[0166] In [Fig. 36](#) wird zunächst im Schritt **100** die verlangte Einlassluftmenge GX berechnet. Diese verlangte Einlassluftmenge GX ist zum Beispiel vorab in dem ROM **32** als eine Funktion der Niederdrückhöhe des Gaspedals **40** und der Maschinendrehzahl gespeichert. Als Nächstes wird im Schritt **100** in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmenge GX

der verlangte Betriebspunkt auf der Bezugsbetriebskennlinie W berechnet. Als Nächstes wird im Schritt **102** beurteilt, ob der derzeitige Betriebspunkt der verlangte Betriebspunkt ist. Wenn der derzeitige Betriebspunkt der verlangte Betriebspunkt ist, wird der Verarbeitungszyklus beendet. Wenn der derzeitige Betriebspunkt nicht der verlangte Betriebspunkt ist, fährt die Routine dagegen mit Schritt **103** fort, in dem beurteilt wird, ob die verlangte Einlassluftmenge G_X größer als die Einlassluftmenge G_A am derzeitigen Betriebspunkt ist.

[0167] Wenn $G_X > G_A$ ist, das heißt wenn die Einlassluftmenge zunimmt, fährt die Routine mit Schritt **104** fort, in dem der Soll-Betriebspunkt bestimmt wird, wie anhand von [Fig. 13](#) bis [Fig. 15](#) erläutert wurde. Das heißt, dass im Schritt **104** der Soll-Drosselöffnungsgrad in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmenge G_X berechnet wird. Dieser Soll-Drosselöffnungsgrad wird gewöhnlich zum vollständig offenen Grad gemacht, wenn sich der verlangte Betriebspunkt auf der Ebene vollständig offener Drossel Q_6 befindet. Als Nächstes wird im Schritt **105** die Schließsteuerzeit des Einlassventils berechnet, die nach einer festen Zeit erreicht werden kann, und im Schritt **106** wird als nächstes das mechanische Verdichtungsverhältnis berechnet, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann. Zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann, berechnet, während die änderbare Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses berücksichtigt wird, die unter Bezugnahme auf [Fig. 16](#) bis [Fig. 19](#) erläutert wurde.

[0168] Als Nächstes wird im Schritt **107** der Soll-Betriebspunkt durch das Verfahren bestimmt, das anhand von [Fig. 14](#) erläutert wurde. Als Nächstes werden anhand des bestimmten Soll-Betriebspunkts der Sollwert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Sollwert der Schließsteuerzeit des Einlassventils berechnet. Der Sollwert des Drosselöffnungsgrads wurde bereits im Schritt **104** als der Soll-Drosselöffnungsgrad berechnet.

[0169] Wenn andererseits im Schritt **103** beurteilt wird, dass $G_X \leq G_A$ ist, das heißt wenn die Einlassluftmenge verringert werden sollte oder die Einlassluftmenge gleich der verlangten Einlassluftmenge ist, fährt die Routine mit Schritt **109** fort, in dem der Soll-Betriebspunkt auf die Weise bestimmt wird, wie sie anhand von [Fig. 20](#) bis [Fig. 35](#) erläutert wurde. Das heißt, dass im Schritt **109** die Schließsteuerzeit des Einlassventils berechnet wird, die nach einer festen Zeit erreicht werden kann, und dass im Schritt **110** dann das mechanische Verdichtungsverhältnis berechnet wird, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann. Auch zu diesem Zeitpunkt wird das mechanische Verdichtungsverhältnis, das nach einer festen Zeit erreicht werden kann, unter Berücksichtigung der

änderbaren Höhe des mechanischen Verdichtungsverhältnisses berechnet, die unter Bezugnahme auf [Fig. 16](#) bis [Fig. 19](#) erläutert wurde.

[0170] Als Nächstes wird im Schritt **112** der Soll-Drosselöffnungsgrad berechnet, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, und dann wird dieser Soll-Drosselöffnungsgrad zu dem Sollwert des Drosselöffnungsgrads gemacht. Wenn der Drosselöffnungsgrad, der die verlangte Einlassluftmenge G_X erfüllt, jedoch in das Nichteintrittsgebiet gelangt, wird der Soll-Drosselöffnungsgrad zu dem Wert der oben erläuterten Nichteintrittsebene gemacht. Während sich das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dem verlangten Betriebspunkt nähern, wird der Soll-Drosselöffnungsgrad dazu gebracht, sich entlang der Nichteintrittsebene zu ändern.

[0171] Dabei ist zur Kenntnis zu nehmen, dass, obwohl dies bislang nicht erläutert wurde, eine ähnliche Sache passieren kann, wenn die verlangte Einlassluftmenge zunimmt. Wenn sich der Betriebspunkt zum Beispiel in dem Gebiet unterhalb des hochlastseitigen Nichteintrittsgebiets X_1 in [Fig. 13](#) befindet, gelangt der Soll-Drosselöffnungsgrad manchmal in das hochlastseitige Nichteintrittsgebiet X_1 , wenn die verlangte Einlassluftmenge erhöht wird. Zu diesem Zeitpunkt wird der Soll-Drosselöffnungsgrad zu einem Wert auf der Bezugsbetriebsebene gemacht, die die Bezugsbetriebskennlinien W enthält, die für die Ebenen identischer Einlassluftmenge voreingestellt sind. Der Soll-Drosselöffnungsgrad wird dazu gebracht, sich entlang dieser Bezugsbetriebsebene zu ändern, wenn sich das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dem verlangten Betriebspunkt nähern.

[0172] [Fig. 37](#) zeigt die Ansteuerungsroutine zum Ansteuern des Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A , des Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B und des Drosselventils **17** unter Verwendung einer PID-Steuerung, sodass das mechanische Verdichtungsverhältnis, die Schließsteuerzeit des Einlassventils und der Drosselöffnungsgrad die berechneten Sollwerte in der in [Fig. 36](#) gezeigten Routine werden. Diese Routine wird wiederholt ausgeführt, wenn der Betrieb der Maschine gestartet wird.

[0173] In [Fig. 37](#) wird im Schritt **200** die Differenz ΔIT ($= IT_0 - IT$) zwischen dem Sollwert IT_0 der Schließsteuerzeit des Einlassventils und der derzeitigen Schließsteuerzeit IT des Einlassventils berechnet, die Differenz ΔCR ($= CR_0 - CR$) zwischen dem Sollwert CR_0 des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und des derzeitigen mechanischen Verdichtungsverhältnisses CR wird berechnet, und die Differenz $\Delta \theta$ ($= \theta_0 - \theta$) zwischen dem Sollwert θ_0 des

Drosselöffnungsgrads und des derzeitigen Drosselöffnungsgrads θ wird berechnet.

[0174] Als Nächstes wird im Schritt **201** ΔIT mit der Proportionalkonstante K_{p1} multipliziert, um den Proportionalterm E_{p1} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B zu berechnen, ΔCR wird mit der Proportionalkonstante K_{p2} multipliziert, um den Proportionalterm E_{p2} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A zu berechnen, und $\Delta\theta$ wird mit der Proportionalkonstante K_{p3} multipliziert, um den Proportionalterm E_{p3} der Ansteuerungsspannung für das Drosselventil **17** zu berechnen.

[0175] Als Nächstes wird im Schritt **202** ΔIT mit der Integralkonstante K_{i1} multipliziert und dieses Multiplikationsergebnis ($K_{i1} \cdot \Delta IT$) wird anwachsend aufaddiert, um den Integralterm E_{i1} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B zu berechnen, ΔCR wird mit der Integralkonstante K_{i2} multipliziert und dieses Multiplikationsergebnis ($K_{i2} \cdot \Delta CR$) wird anwachsend aufaddiert, um den Integralterm E_{i2} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A zu berechnen, und $\Delta\theta$ wird mit der Integralkonstante K_{i3} multipliziert und dieses Multiplikationsergebnis ($K_{i3} \cdot \Delta\theta$) wird anwachsend aufaddiert, um den Integralterm E_{i3} der Ansteuerungsspannung für das Drosselventil **17** zu berechnen.

[0176] Als Nächstes wird im Schritt **203** die Differenz ($\Delta IT - \Delta IT_1$) zwischen dem derzeitigen ΔIT und dem zuvor berechneten ΔIT_1 mit der Differenzialkonstante K_{d1} multipliziert, um den Differenzialterm E_{d1} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B zu berechnen, die Differenz ($\Delta CR - \Delta CR_1$) zwischen dem derzeitigen ΔCR und dem zuvor berechneten ΔCR_1 wird mit der Differenzialkonstante K_{d2} multipliziert, um den Differenzialterm E_{d2} der Ansteuerungsspannung für den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A zu berechnen, und die Differenz ($\Delta\theta - \Delta\theta_1$) zwischen dem derzeitigen $\Delta\theta$ und dem zuvor berechneten $\Delta\theta_1$ wird mit der Differenzialkonstante K_{d3} multipliziert, um den Differenzialterm E_{d3} der Ansteuerungsspannung für das Drosselventil **17** zu berechnen.

[0177] Als Nächstes werden im Schritt **204** der Proportionalterm E_{p1} , der Integralterm E_{i1} und der Differenzialterm E_{d1} addiert, um die Ansteuerungsspannung E_1 für den Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B zu berechnen, der Proportionalterm E_{p2} , der Integralterm E_{i2} und der Differenzialterm E_{d2} werden addiert, um die Ansteuerungsspannung E_2 für den Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A zu berechnen, und der Proportionalterm E_{p3} , der Integralterm E_{i3} und der Differenzialterm E_{d3} wer-

den addiert, um die Ansteuerungsspannung E_3 für das Drosselventil **17** zu berechnen.

[0178] Falls der Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit B, der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis A und das Drosselventil **17** in Übereinstimmung mit diesen Ansteuerungsspannungen E_1 , E_2 und E_3 angesteuert werden, ändern sich die Schließsteuerzeit des Einlassventils, das mechanische Verdichtungsverhältnis und der Drosselöffnungsgrad jeweils zu den sich nacheinander ändernden Sollwerten hin.

Bezugszeichenliste

1	Kurbelgehäuse
2	Zylinderblock
3	Zylinderkopf
4	Kolben
5	Brennkammer
7	Einlassventil
17	Drosselventil
70	zur Einlassventilansteuerung verwendete Nockenwelle
A	Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis
B	Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit

Patentansprüche

1. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine mit einem Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis, der ein mechanisches Verdichtungsverhältnis ändern kann, und einem Mechanismus für eine variable Ventilsteuerzeit, der eine Schließsteuerzeit eines Einlassventils steuern kann, wobei ein Nichteintrittsgebiet für eine Kombination eines mechanischen Verdichtungsverhältnisses und einer Schließsteuerzeit eines Einlassventils eingestellt ist, ein Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses und der Schließsteuerzeit des Einlassventils angibt, daran gehindert wird, in das Nichteintrittsgebiet einzutreten, und, wenn sich eine verlangte Einlassluftmenge ändert, ein Soll-Betriebspunkt berechnet wird, der von einem derzeitigen Betriebspunkt aus zu einem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden kann, ohne in das Nichteintrittsgebiet einzutreten, um dadurch das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu zu bringen, sich zum Soll-Betriebspunkt hin zu ändern.

2. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, wobei der Soll-Betriebspunkt unter den Betriebspunkten, die von dem derzeitigen Betriebspunkt aus bis zum Betriebspunkt, der die erforderliche Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden können, ohne in das Nichteintrittsgebiet einzu-

treten, zu einem Betriebspunkt gemacht wird, der am weitesten von dem derzeitigen Betriebspunkt entfernt ist.

3. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, wobei ein Drosselventil zum Steuern einer Einlassluftmenge vorgesehen ist und, wenn das Drosselventil in einem vollständig offenen Zustand gehalten wird, der Soll-Betriebspunkt dazu gebracht wird, sich auf einer Minimalkraftstoffverbrauch-Betriebskennlinie zu bewegen, die außerhalb des Nichteintrittsgebiets entlang einer Außenkante des Nichteintrittsgebiets verläuft.

4. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, wobei der Mechanismus für ein variables Verdichtungsverhältnis eine Relativlage zwischen einem Kurbelgehäuse und einem Zylinderblock durch einen Kurbelmechanismus, der eine sich drehende Nocke nutzt, dazu bringt, sich zu ändern, damit sich das mechanische Verdichtungsverhältnis ändert, und, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, ein Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, in Übereinstimmung mit der Maschinenlast geändert wird.

5. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, wobei, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, der Wert des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der nach einer festen Zeit erreicht werden kann, in Übereinstimmung mit einem Drehwinkel der Nocke geändert wird.

6. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, wobei als die Nichteintrittsgebiete zwei Gebiete eingestellt sind, nämlich ein hochlastseitiges Gebiet und ein niedriglastseitiges Gebiet.

7. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, wobei ein Drosselventil zum Steuern einer Einlassluftmenge vorgesehen ist, ein dreidimensionales Nichteintrittsgebiet für eine Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads eingestellt ist, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, für das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils ein Soll-Betriebspunkt berechnet wird, der von dem derzeitigen Betriebspunkt aus zu dem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden kann, ohne in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet einzutreten, das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht werden, sich zu dem berechneten Soll-Betriebspunkt hin zu ändern, und der Drosselöffnungsgrad zu diesem Zeitpunkt dazu gebracht wird, sich in Übereinstimmung mit der verlangten Einlassluftmen-

ge zu ändern, sodass er nicht in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet eintritt.

8. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, wobei der Soll-Betriebspunkt unter den Betriebspunkten, die von dem derzeitigen Betriebspunkt aus bis zu dem Betriebspunkt, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden können, ohne in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet einzutreten, zu einem Betriebspunkt gemacht wird, der am weitesten von dem derzeitigen Betriebspunkt entfernt liegt.

9. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, wobei, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, für das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils ein Soll-Betriebspunkt berechnet wird, der von dem derzeitigen Betriebspunkt aus zu dem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, nach einer festen Zeit erreicht werden kann, ohne in das Nichteintrittsgebiet einzutreten, das mechanische Verdichtungsverhältnis und die Schließsteuerzeit des Einlassventils dazu gebracht werden, sich zu dem berechneten Soll-Betriebspunkt hin zu ändern, für den Drosselöffnungsgrad ein Soll-Öffnungsgrad berechnet wird, der die verlangte Einlassluftmenge an dem berechneten Soll-Betriebspunkt erfüllt, und der Drosselöffnungsgrad dazu gebracht wird, sich soweit bis zu dem Soll-Öffnungsgrad zu ändern, wie sich der Soll-Öffnungsgrad nicht in dem dreidimensionalen Nichteintrittsgebiet befindet.

10. Funkenzündungs-Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, wobei, wenn sich die verlangte Einlassluftmenge ändert, der Drosselöffnungsgrad, wenn ein Drosselöffnungsgrad, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, zu dem dreidimensionalen Nichteintrittsgebiet würde, dazu gebracht wird, sich bis direkt vor dem Eintreten in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet zu ändern, und der Betriebspunkt, der die Kombination des mechanischen Verdichtungsverhältnisses, der Schließsteuerzeit des Einlassventils und des Drosselöffnungsgrads angibt, dann dazu gebracht wird, sich zu dem Betriebspunkt hin, der die verlangte Einlassluftmenge erfüllt, zu ändern, ohne in das dreidimensionale Nichteintrittsgebiet einzutreten.

Es folgen 27 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig.1

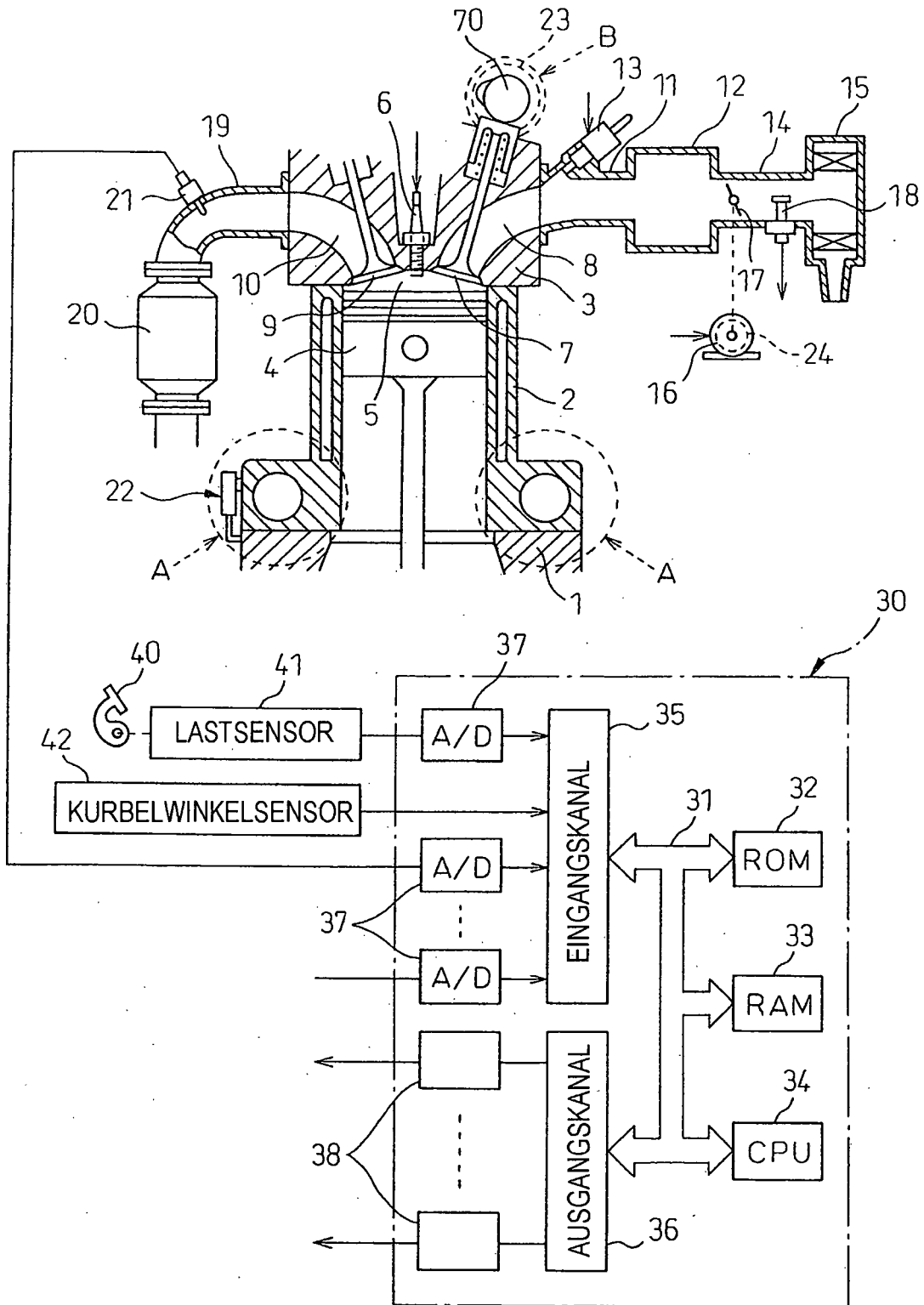


Fig.2

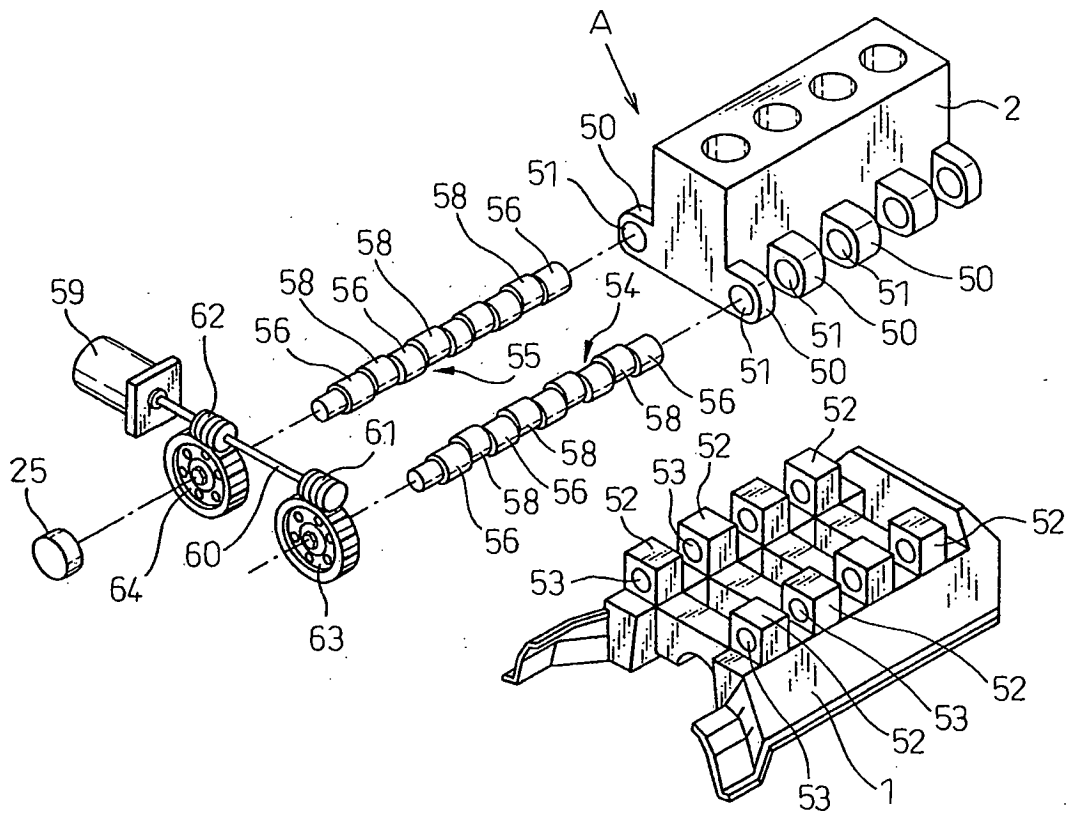


Fig.3

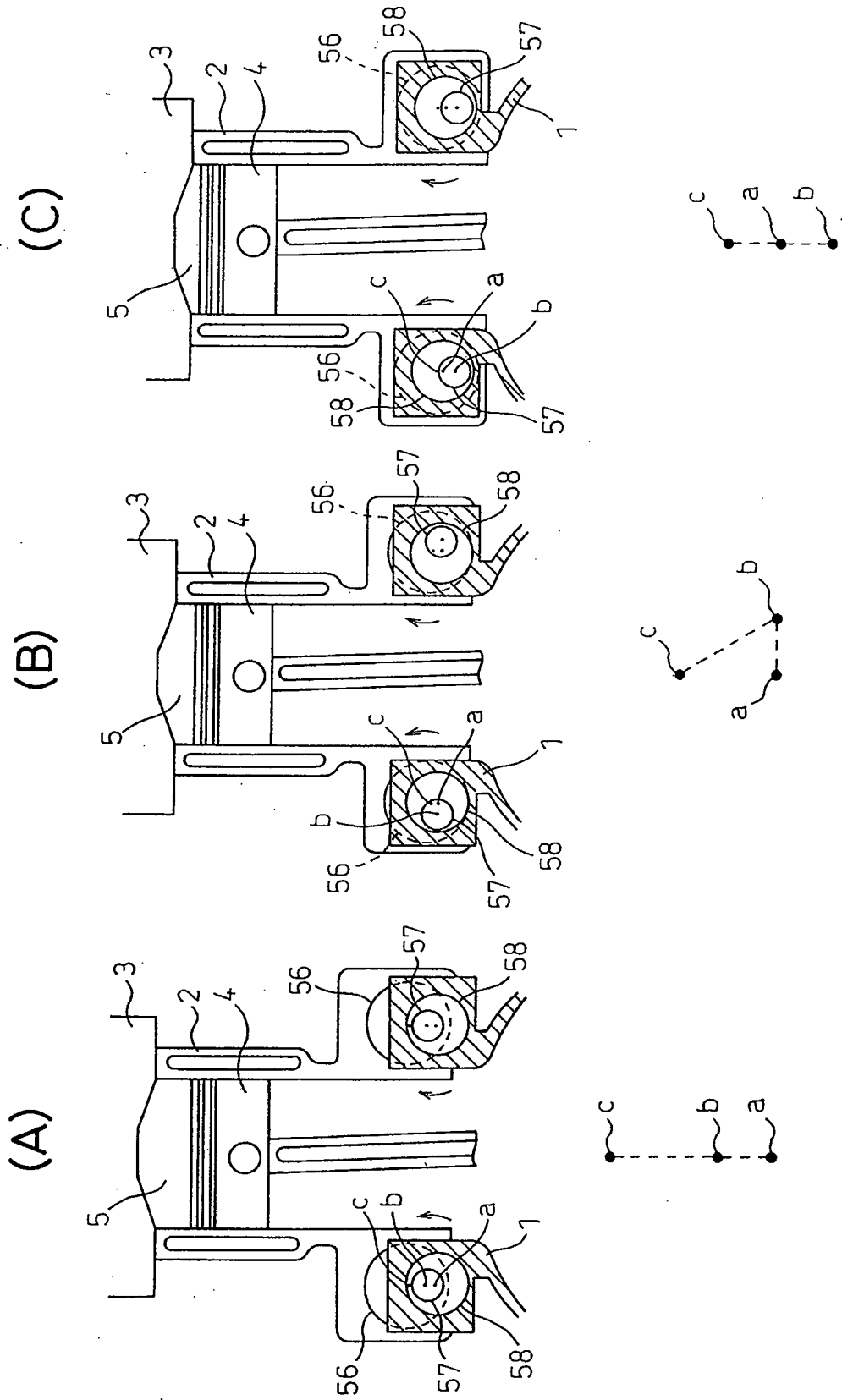


Fig. 4

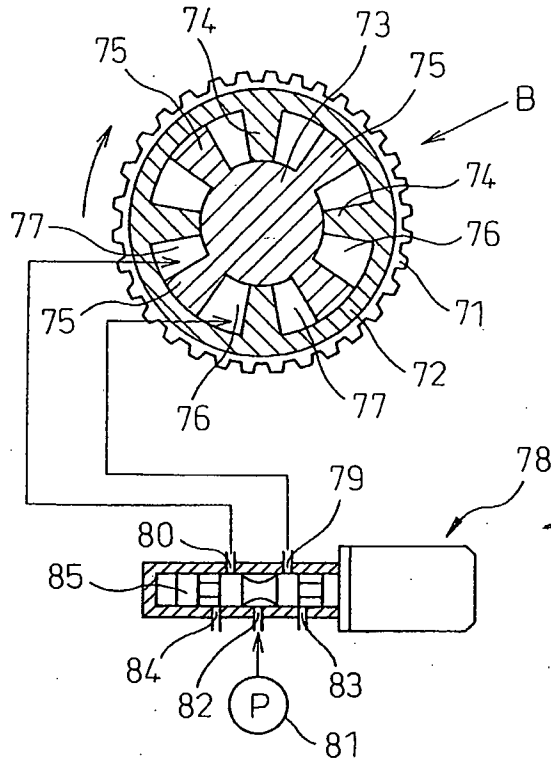


Fig. 5

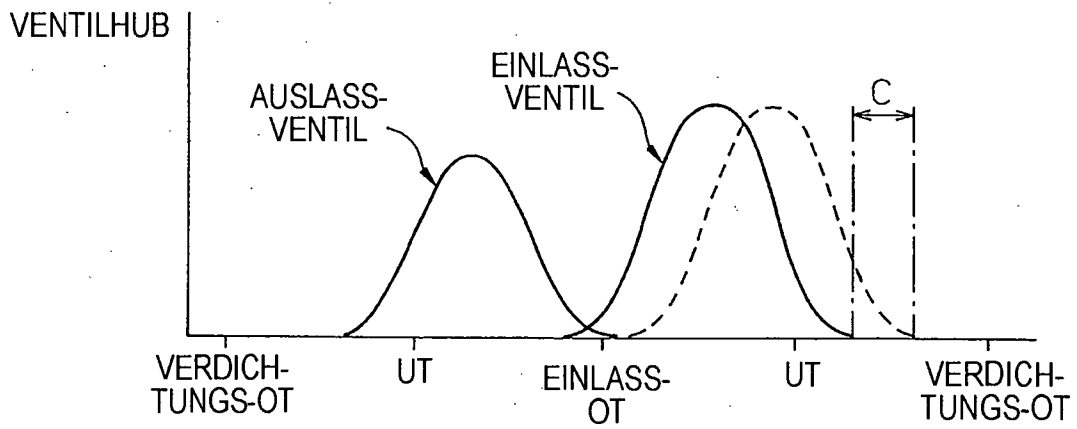
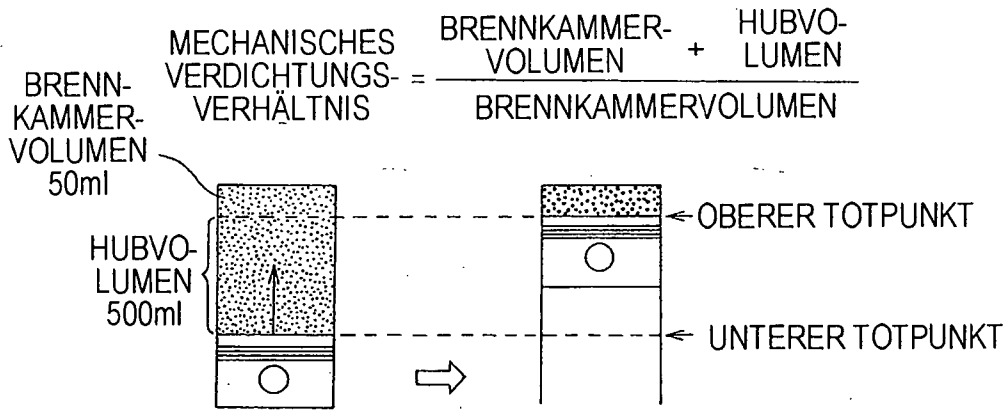
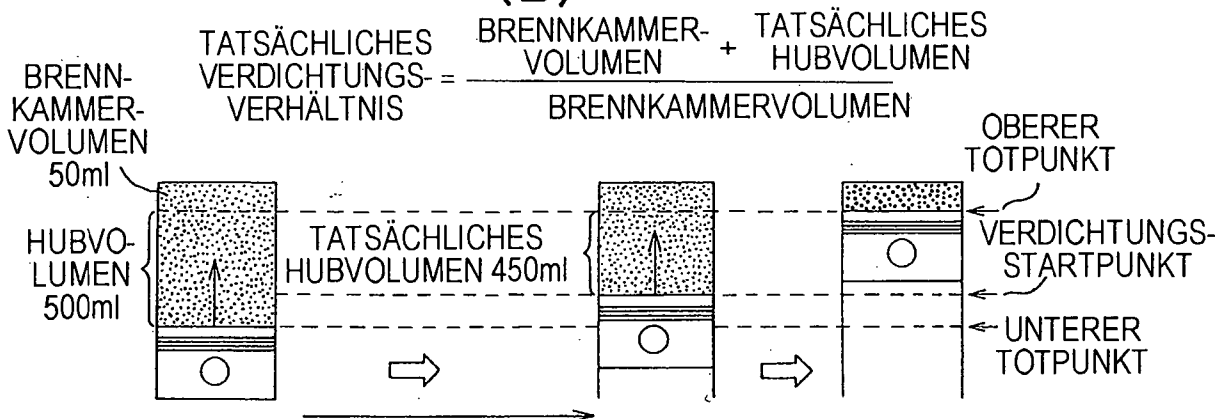


Fig.6

(A)



(B)



(C)

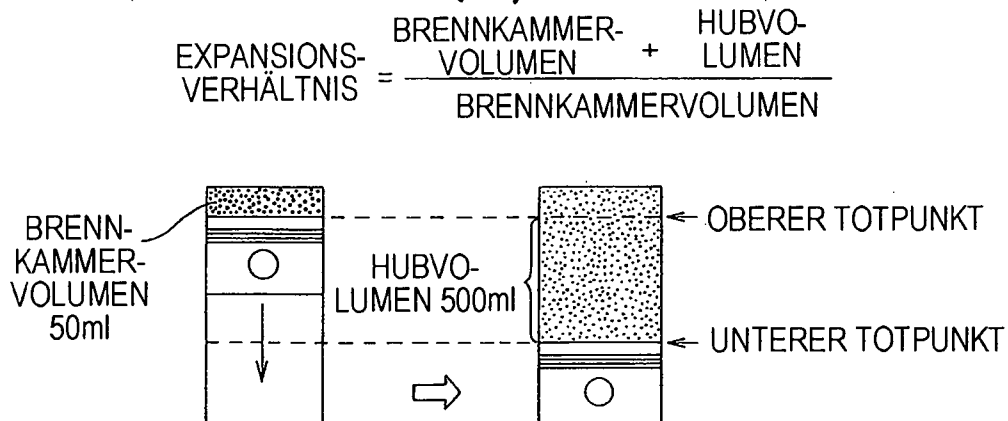


Fig.7

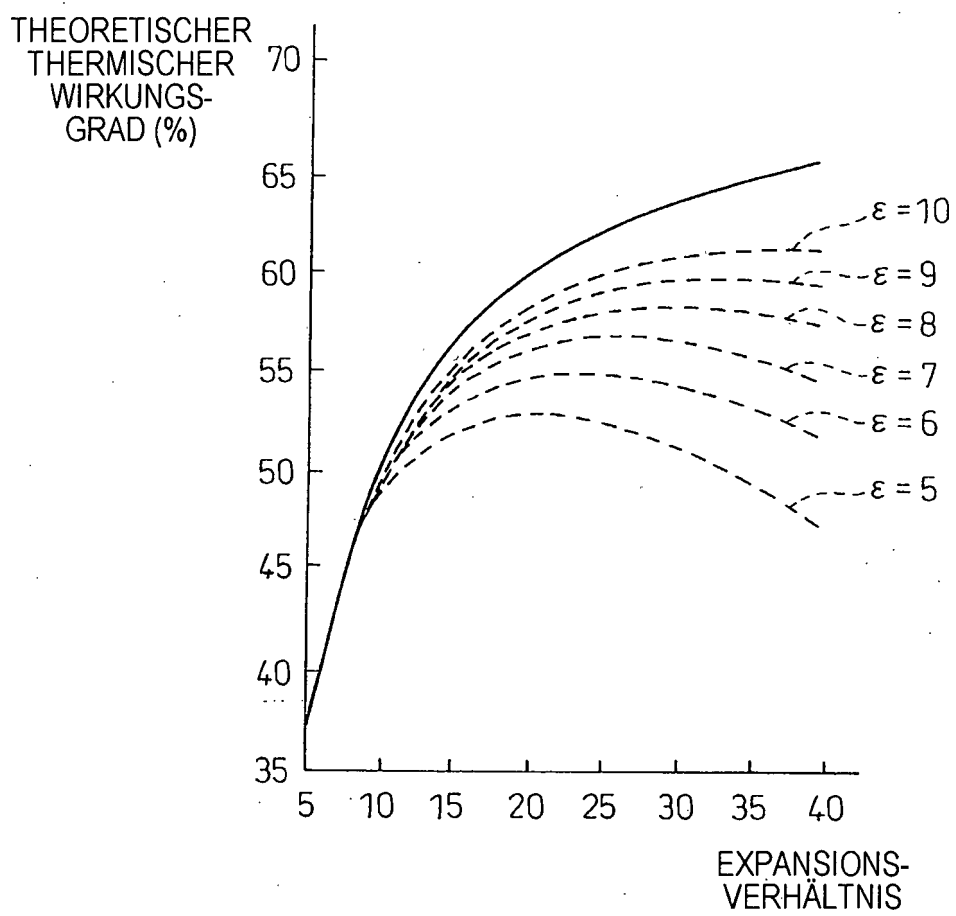


Fig. 8

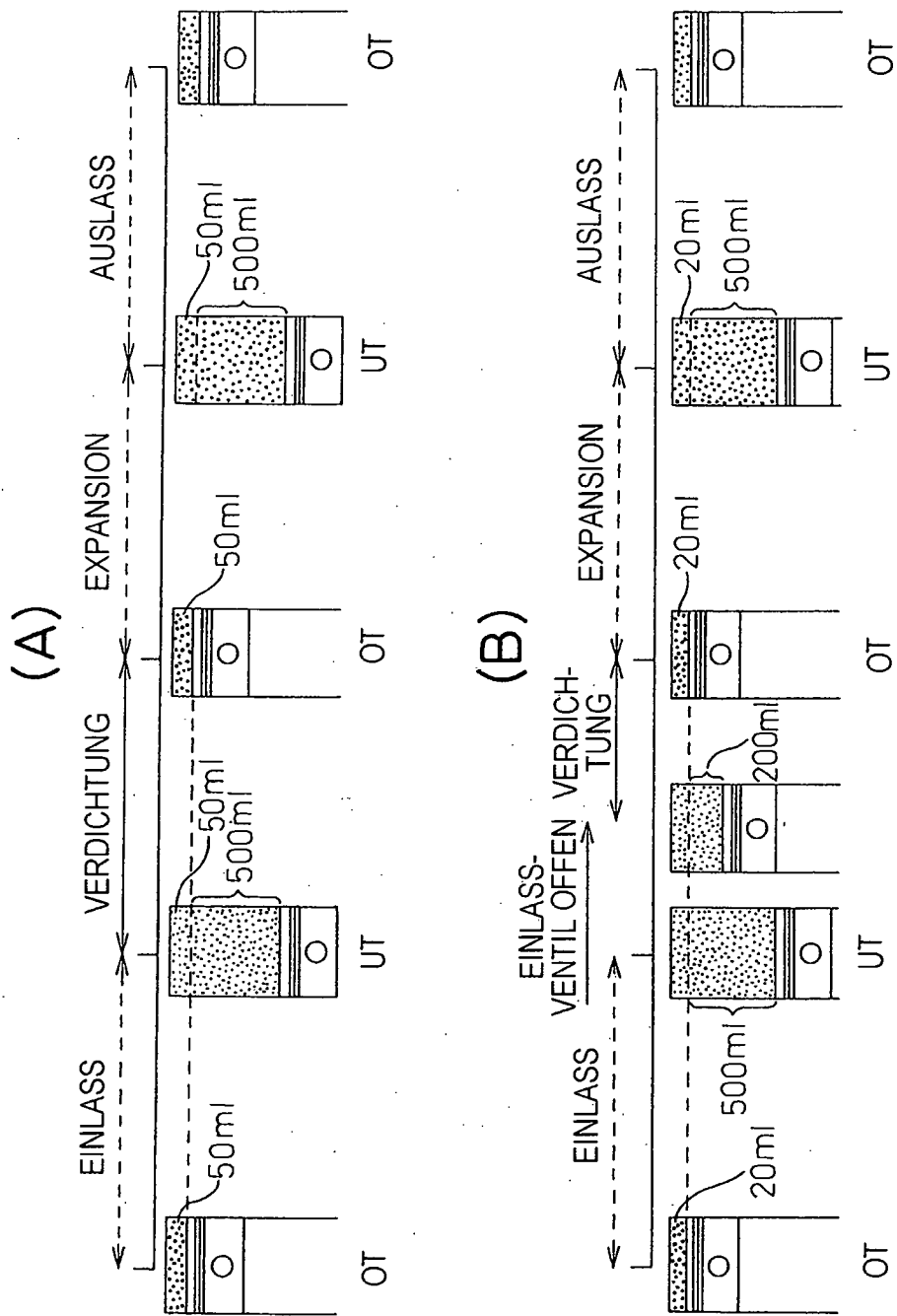


Fig.9

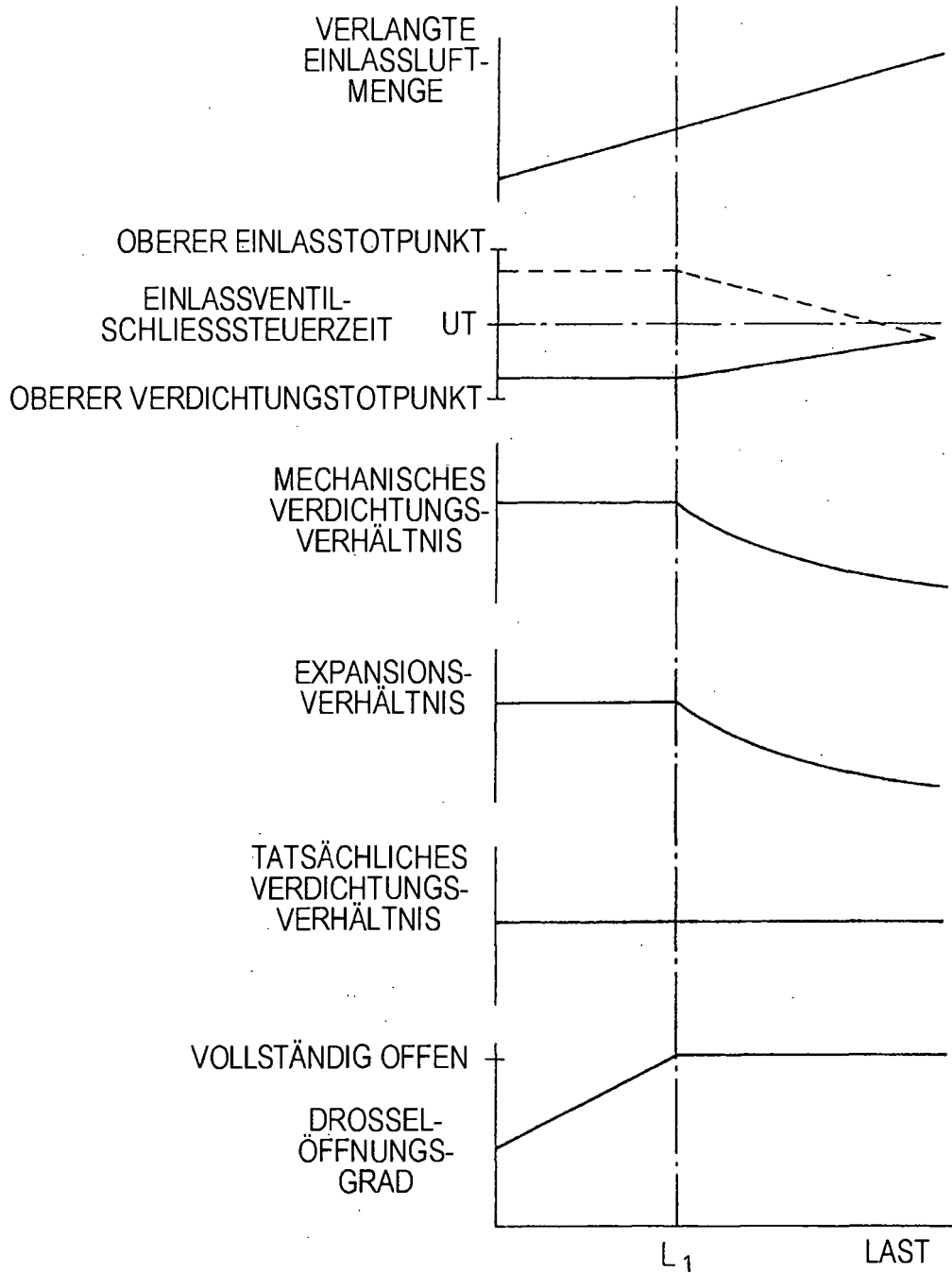


Fig.10

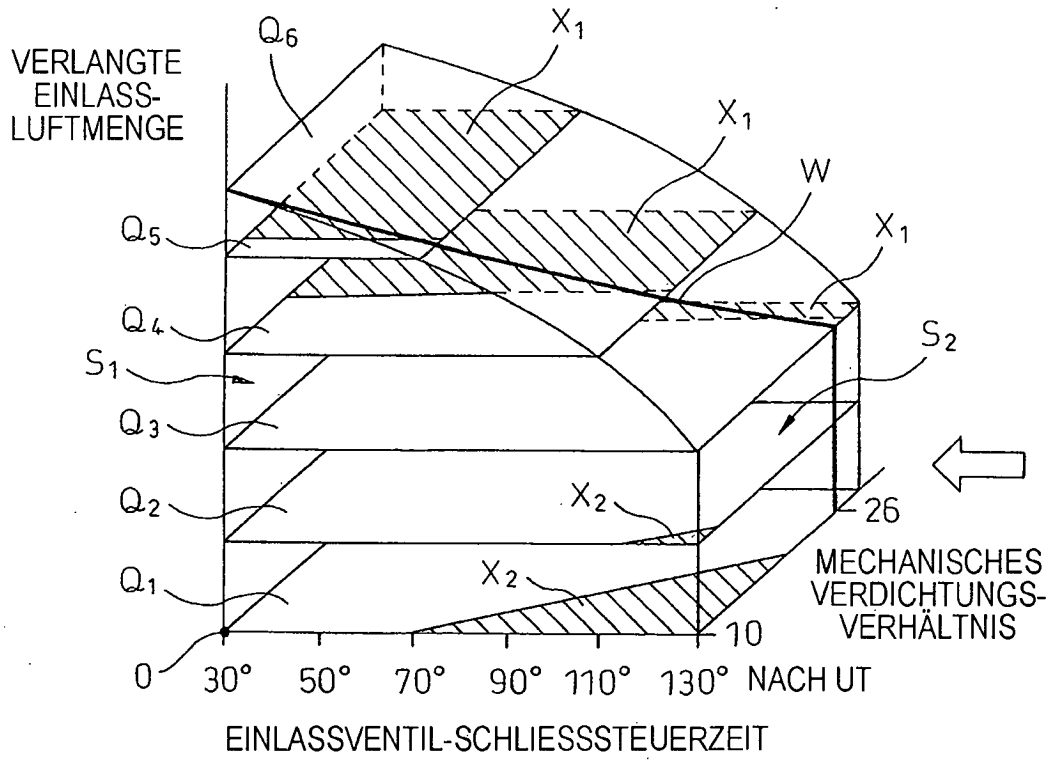


Fig.11

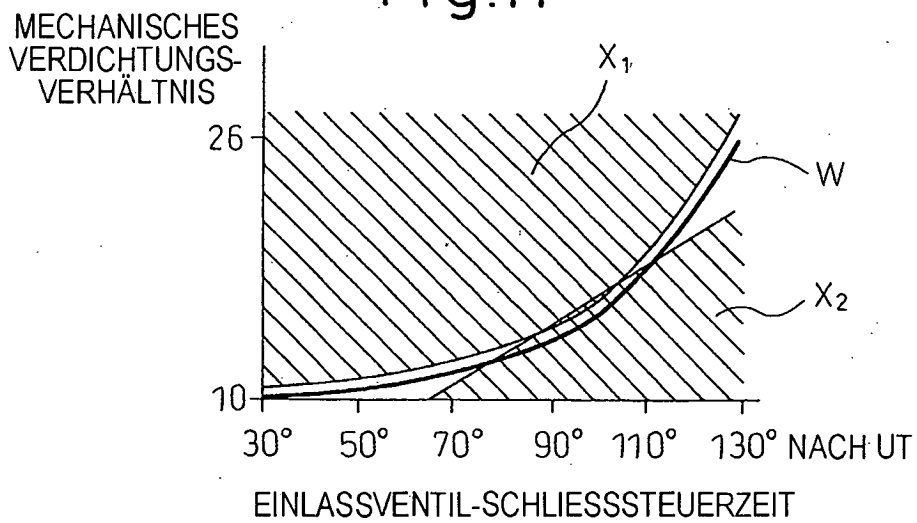
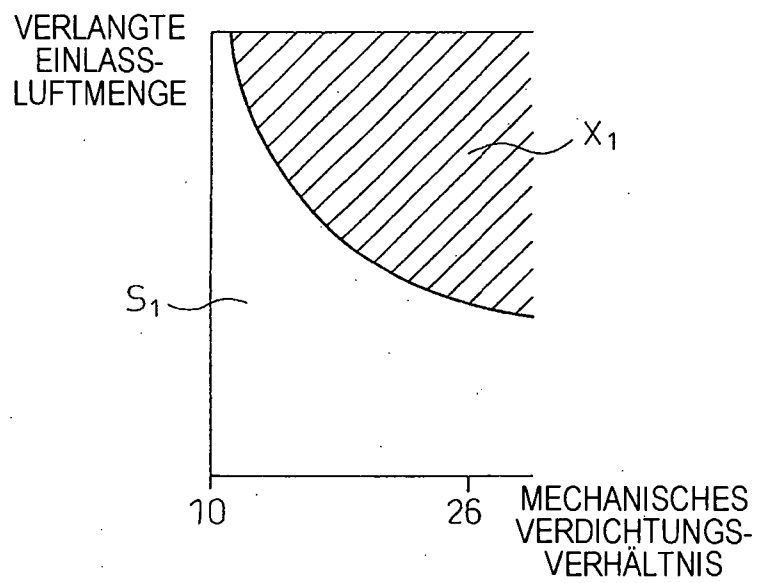


Fig.12

(A)



(B)

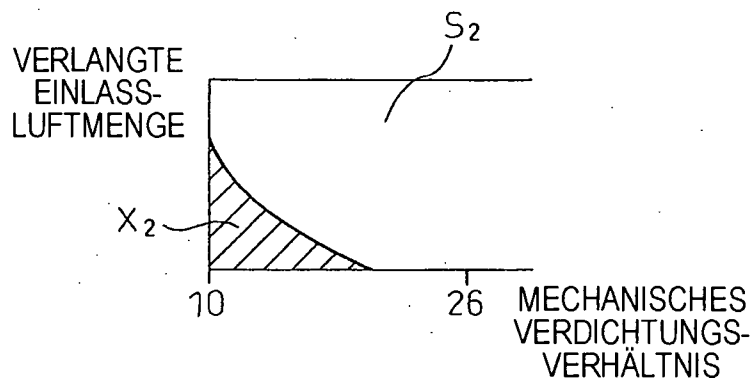


Fig.13

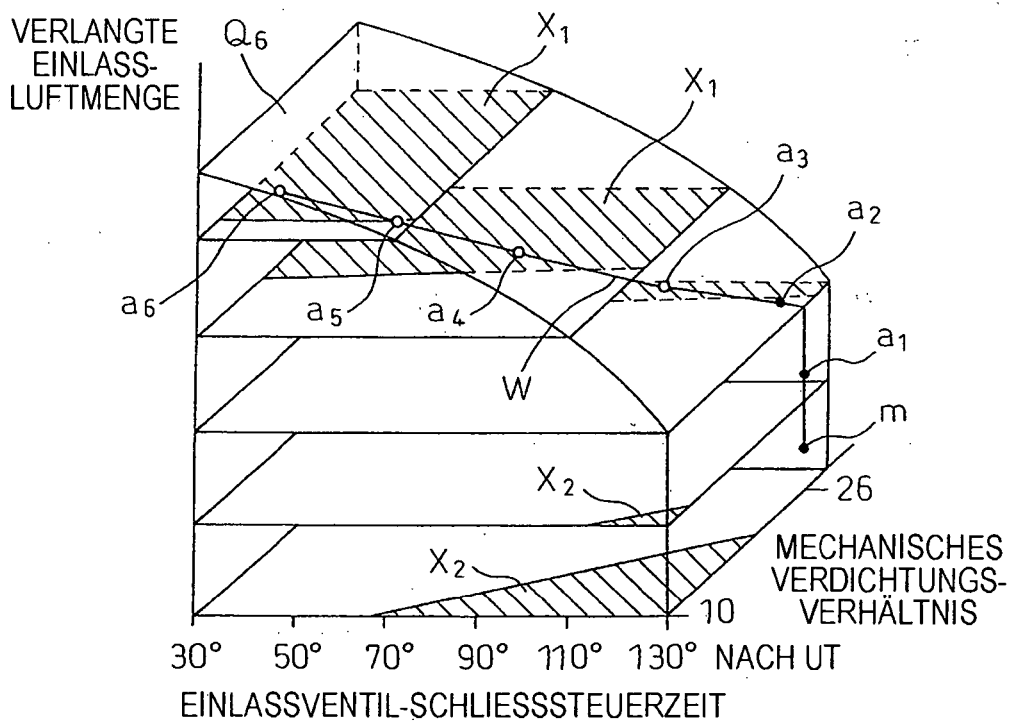


Fig.14

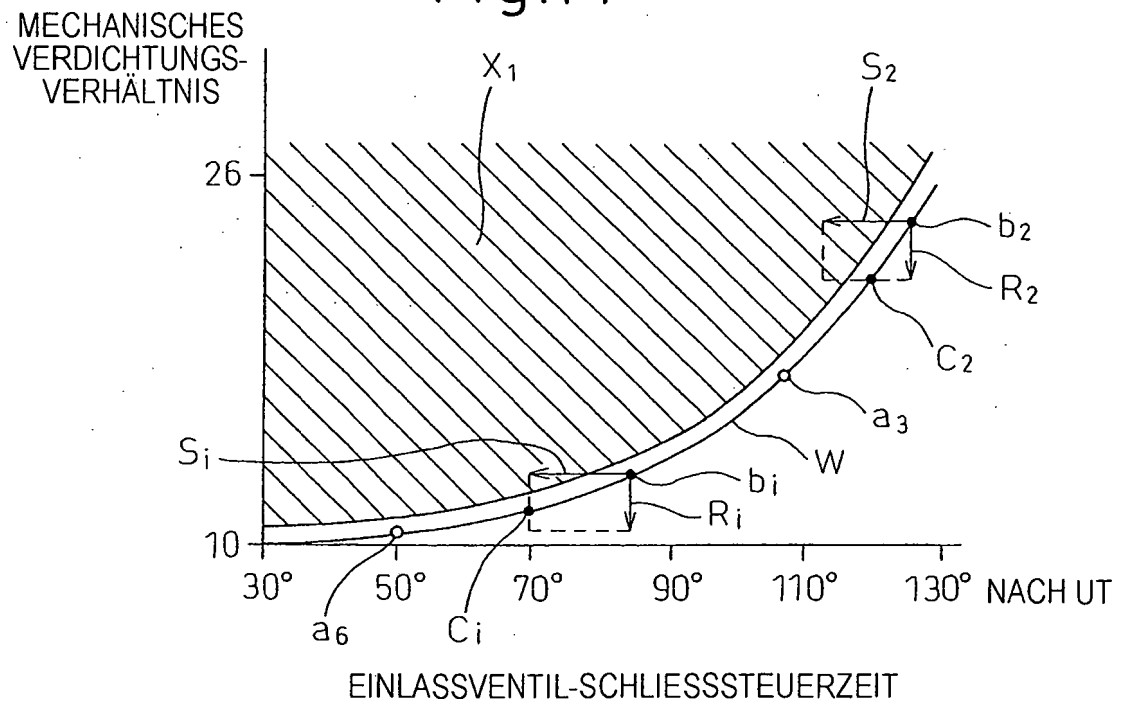


Fig.15

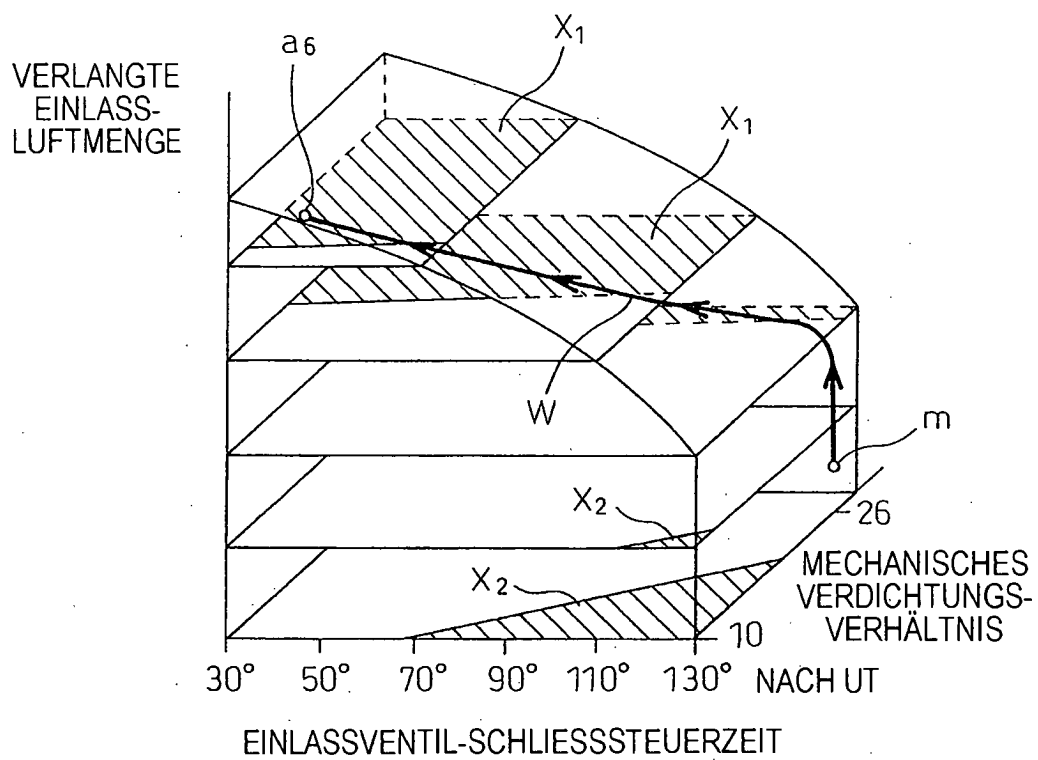


Fig.16

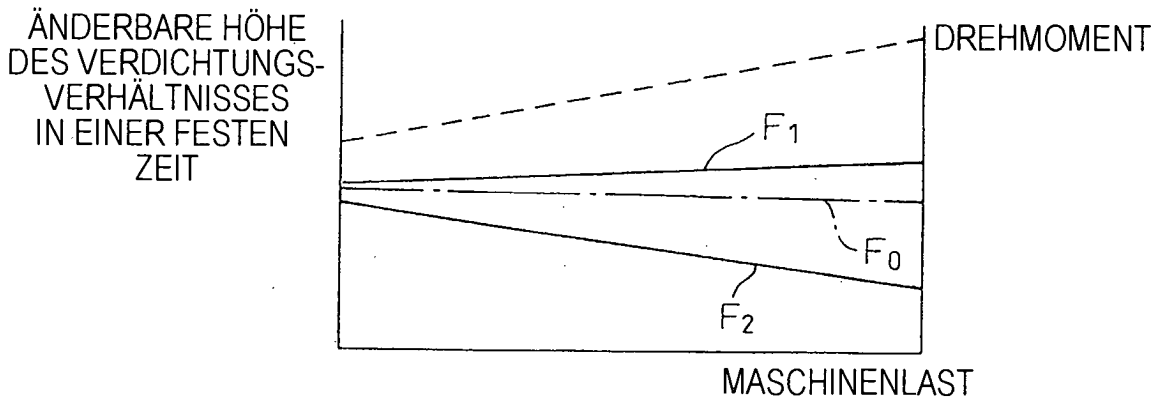


Fig.17

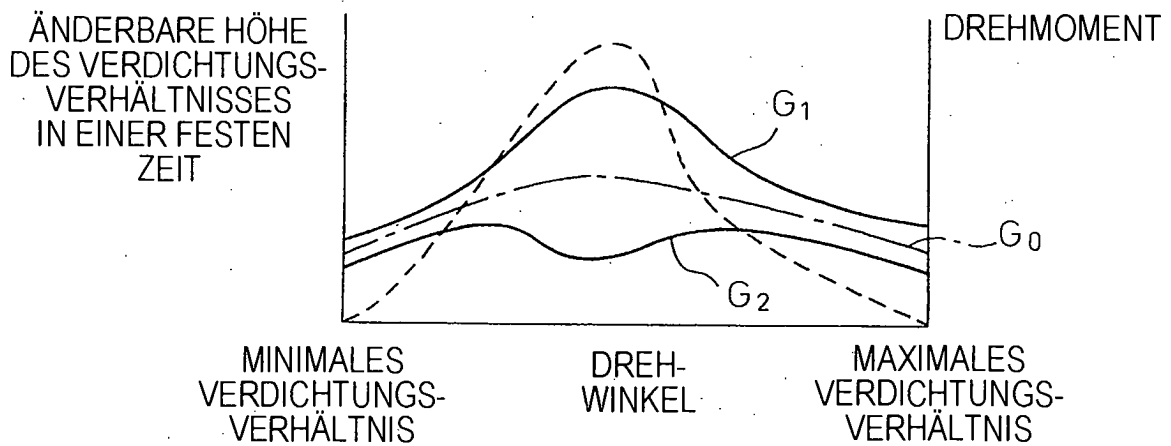


Fig.18

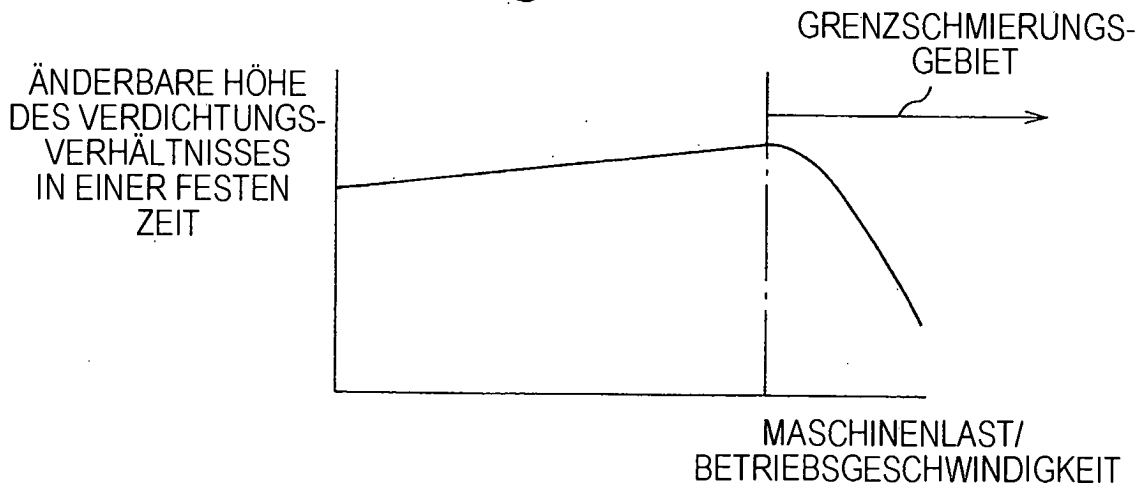


Fig.19

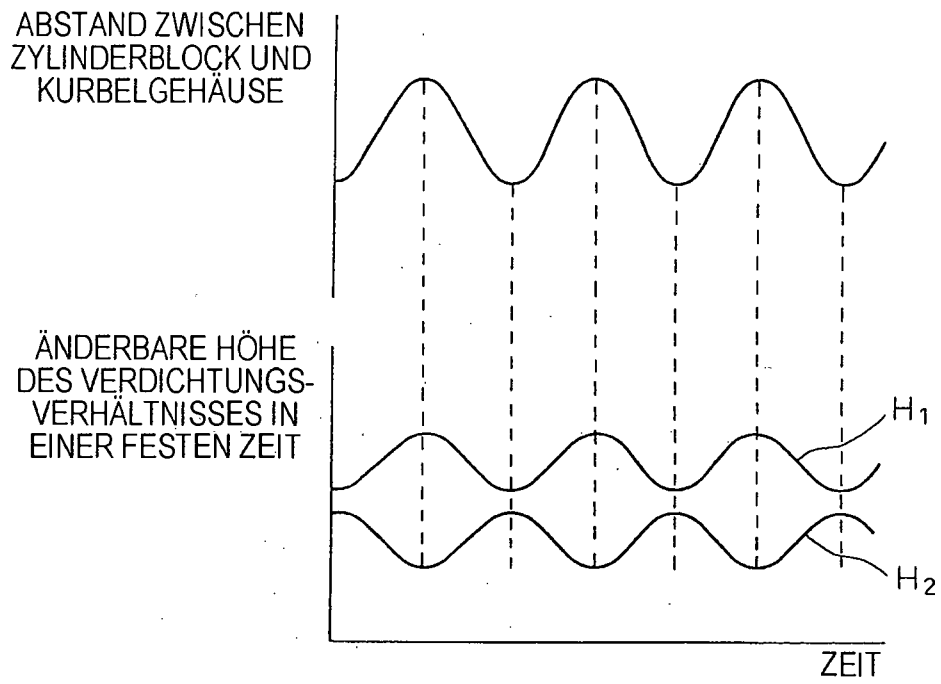


Fig. 20

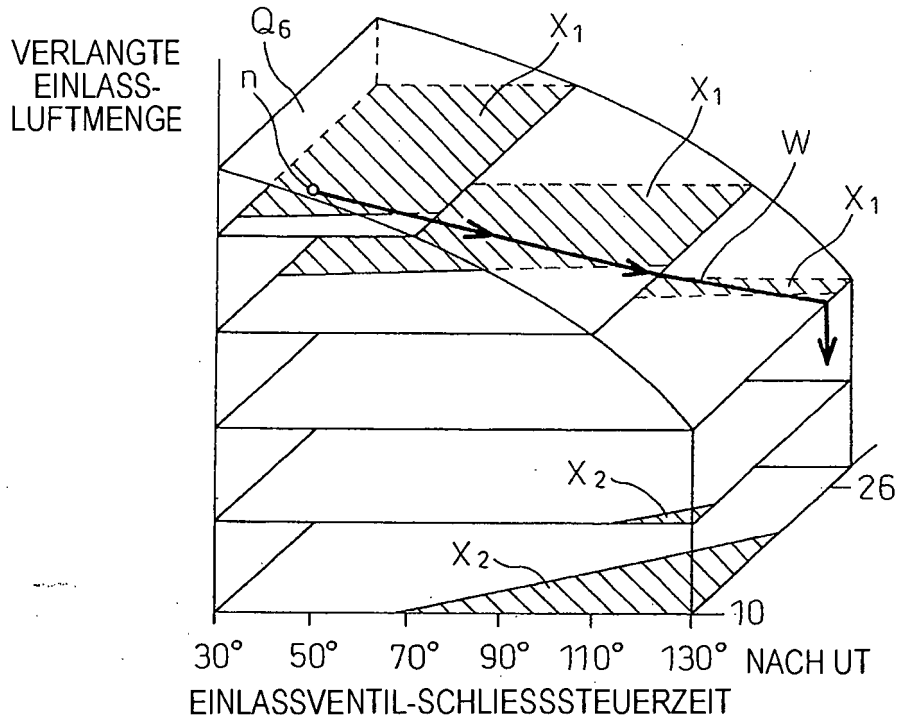


Fig. 21

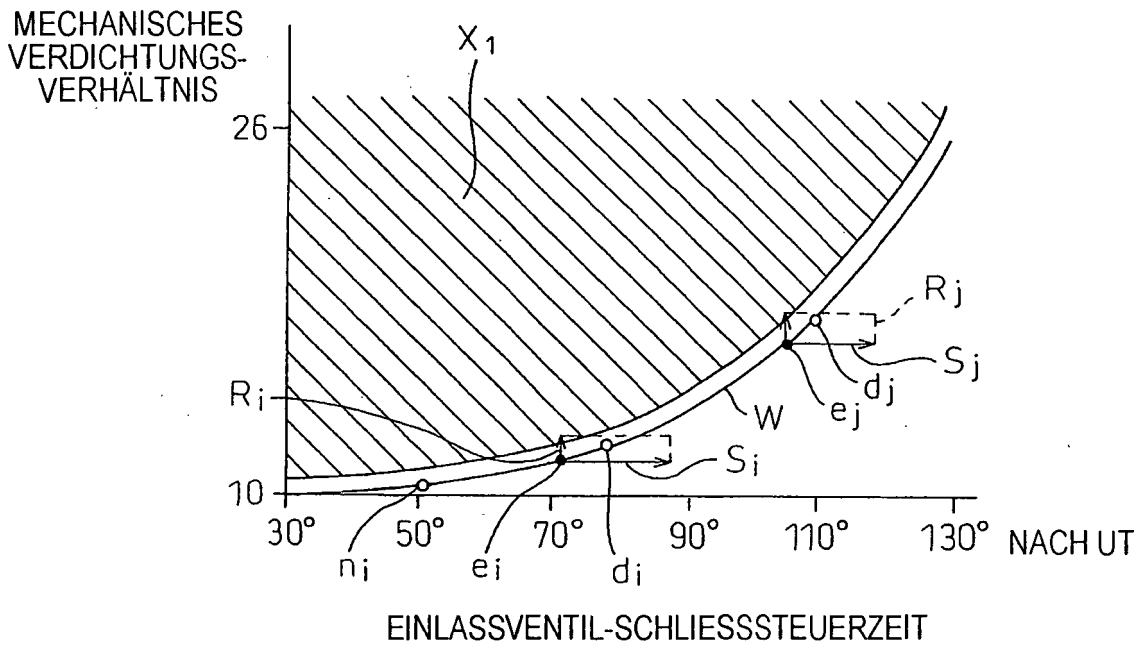


Fig.22

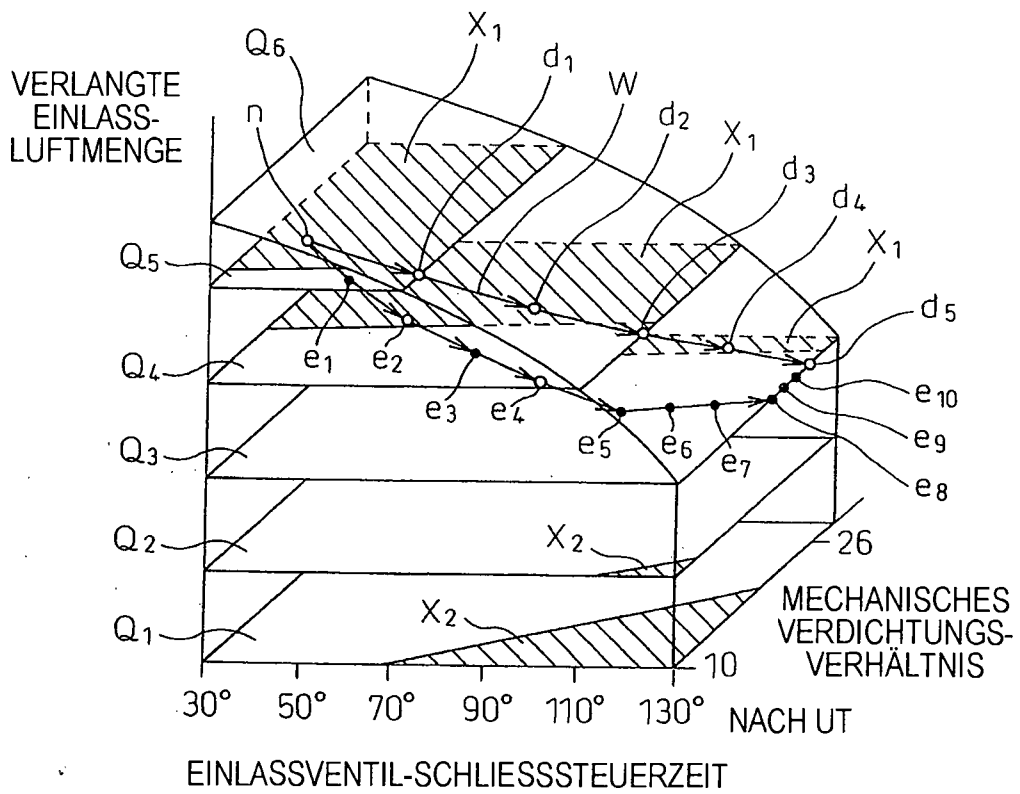


Fig. 23

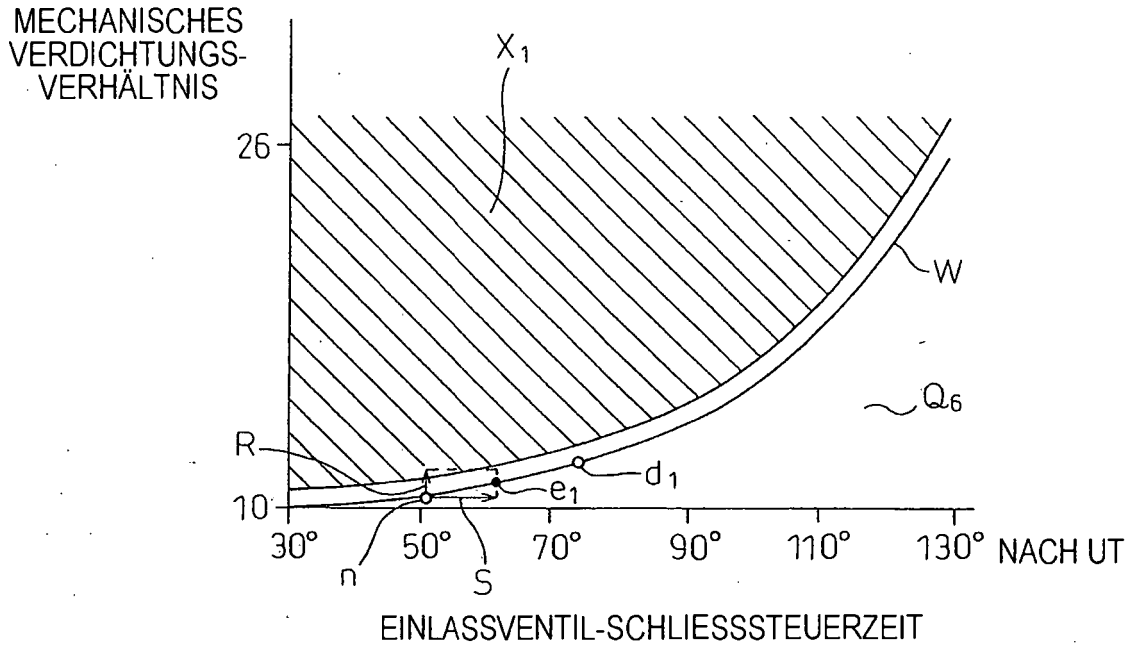


Fig. 24

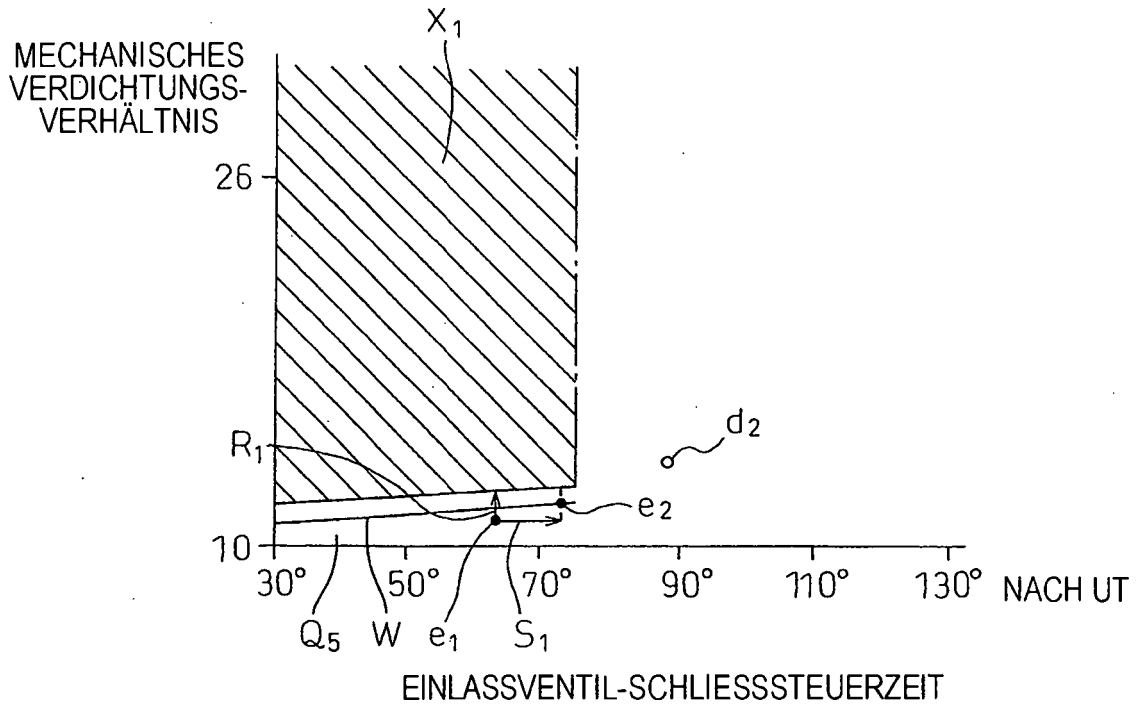


Fig. 25

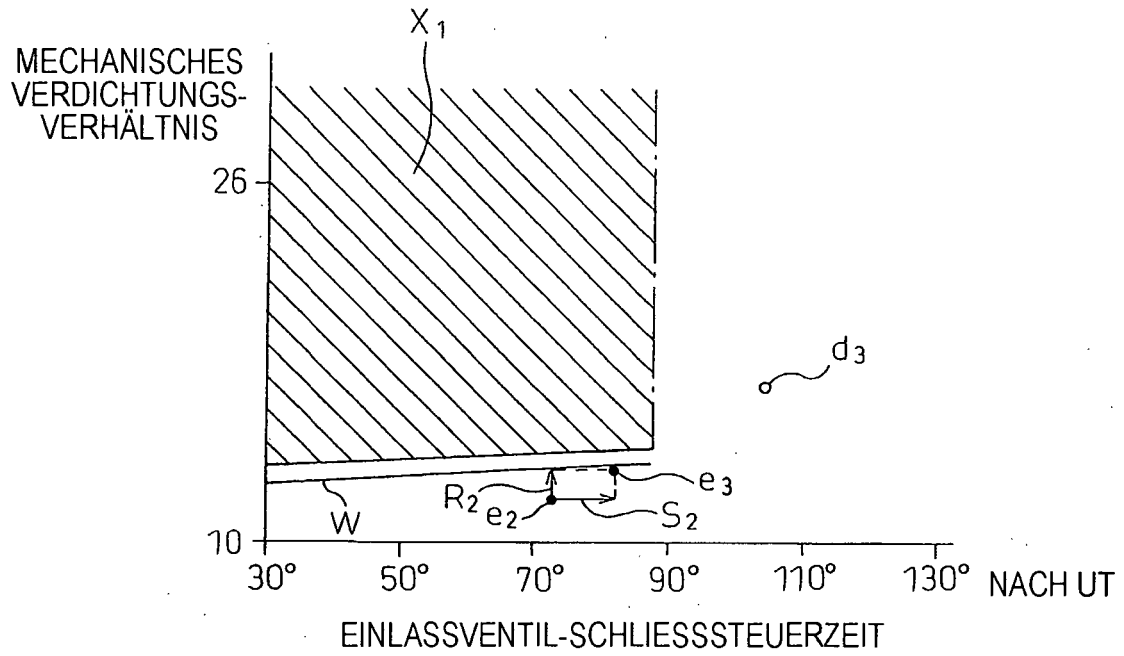


Fig. 26

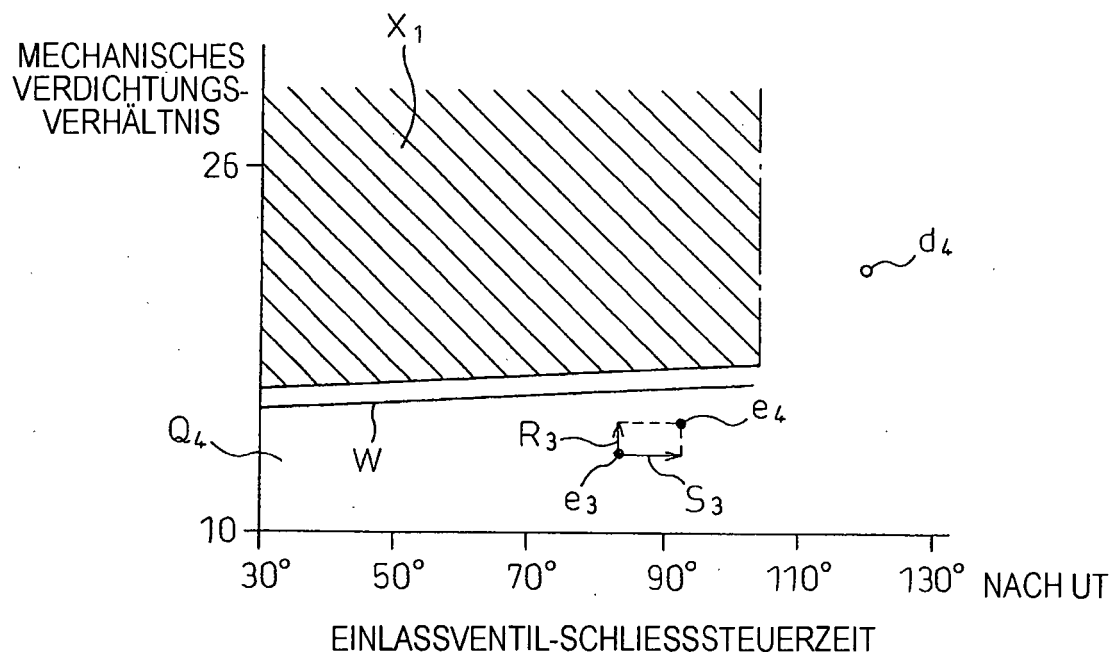


Fig.27

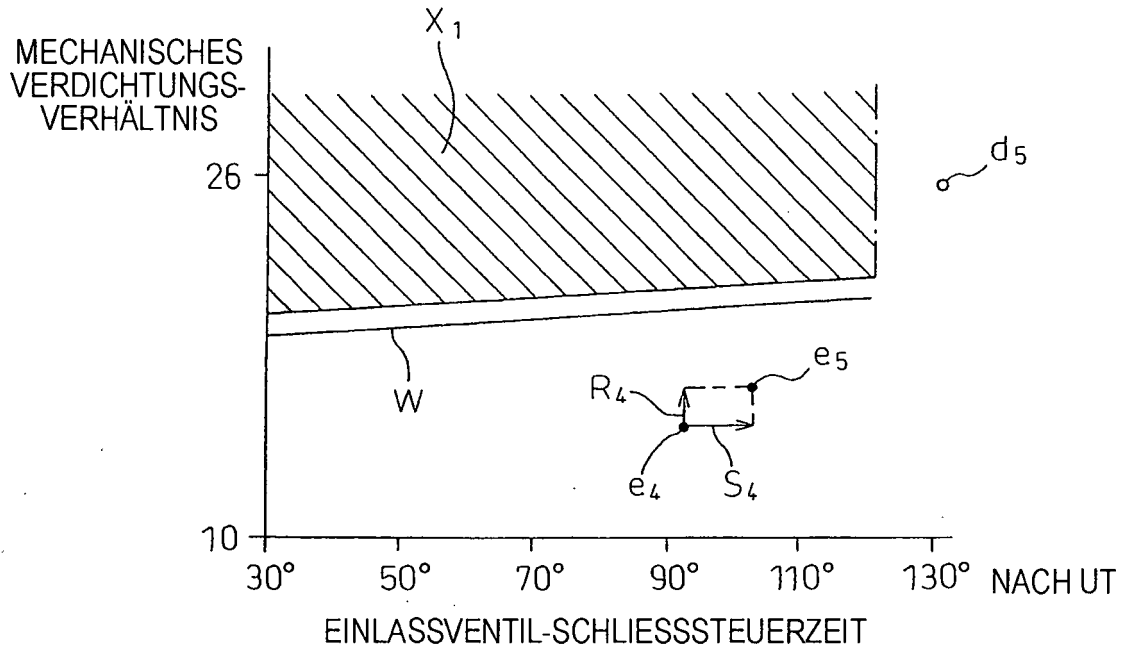


Fig. 28

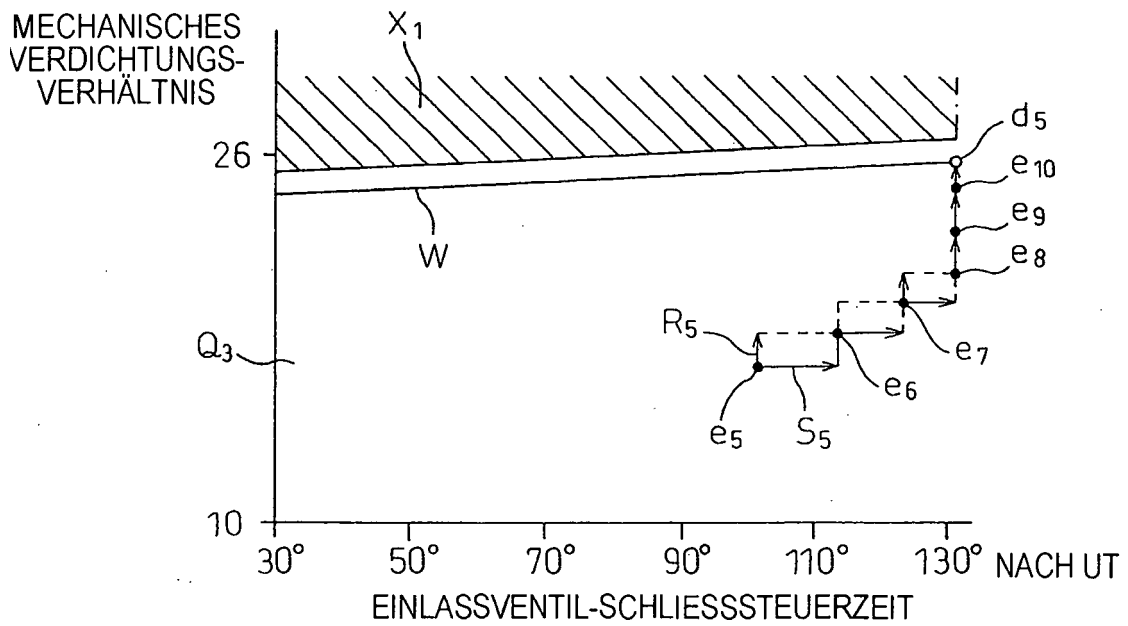


Fig. 29

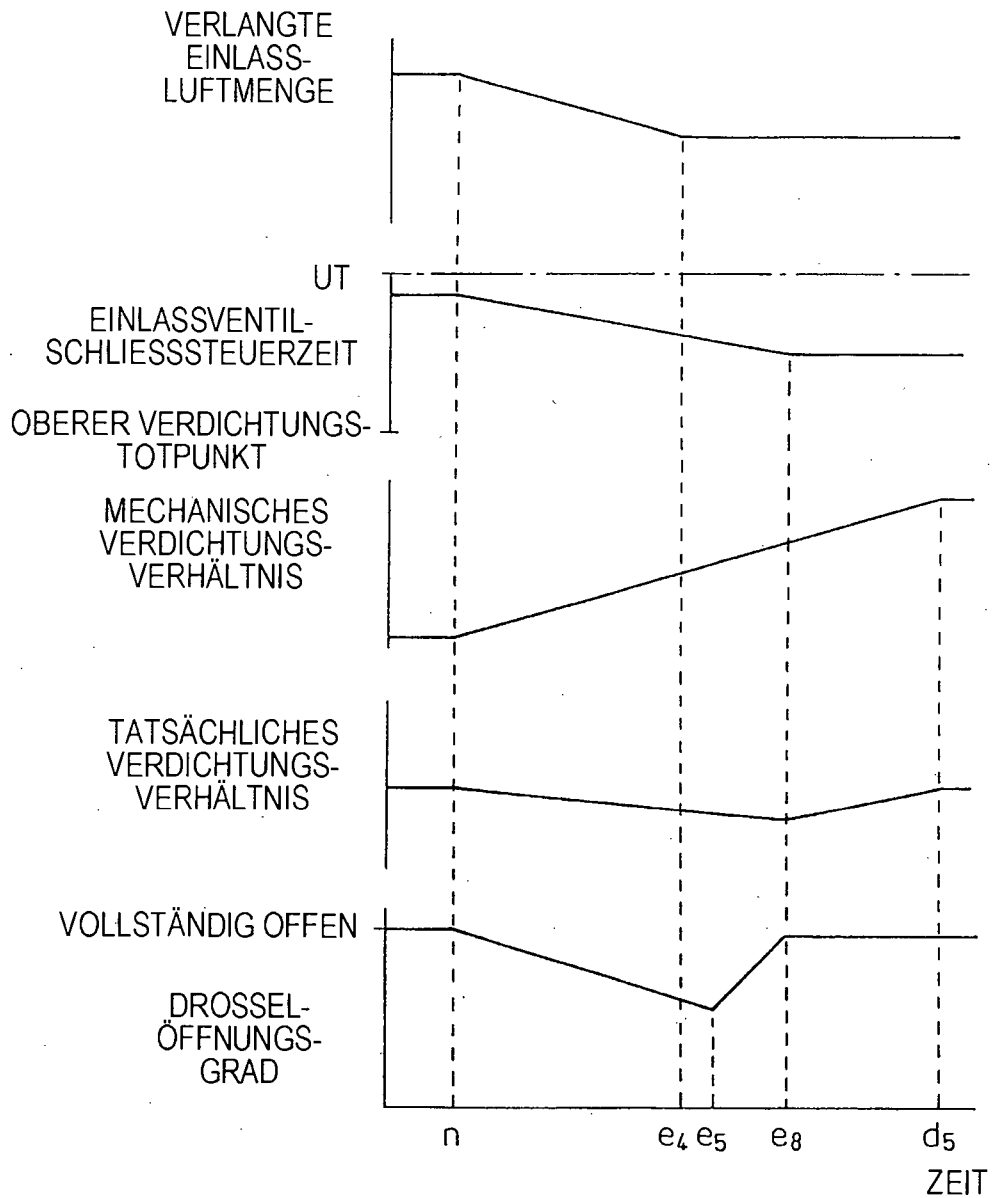


Fig.30

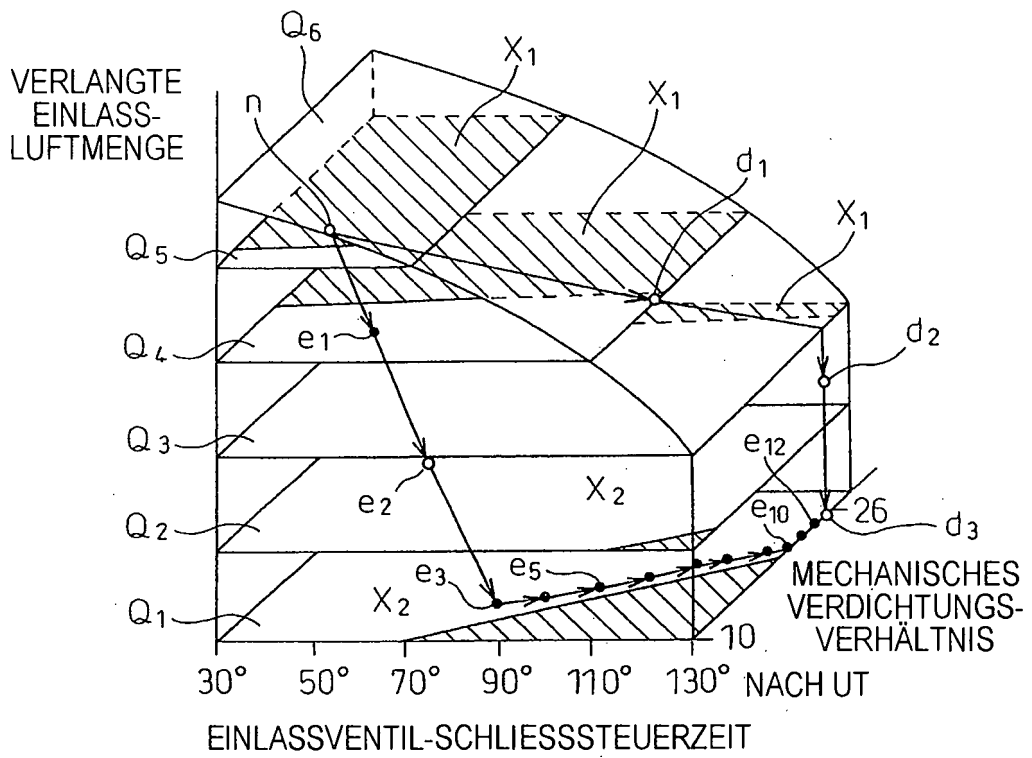


Fig.31

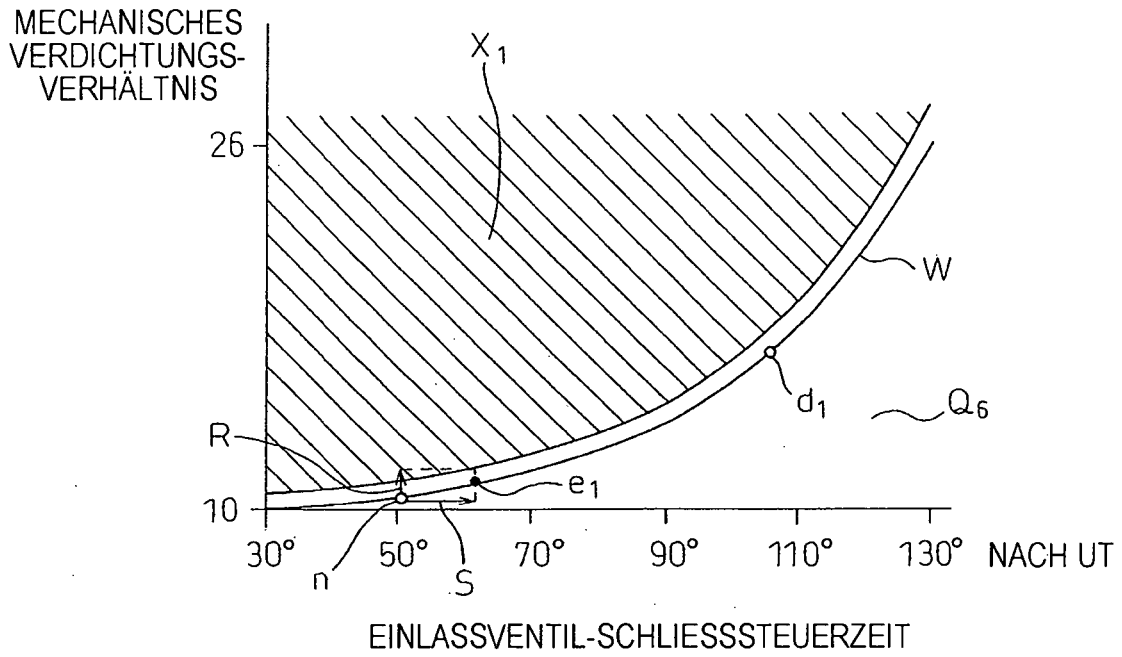


Fig.32

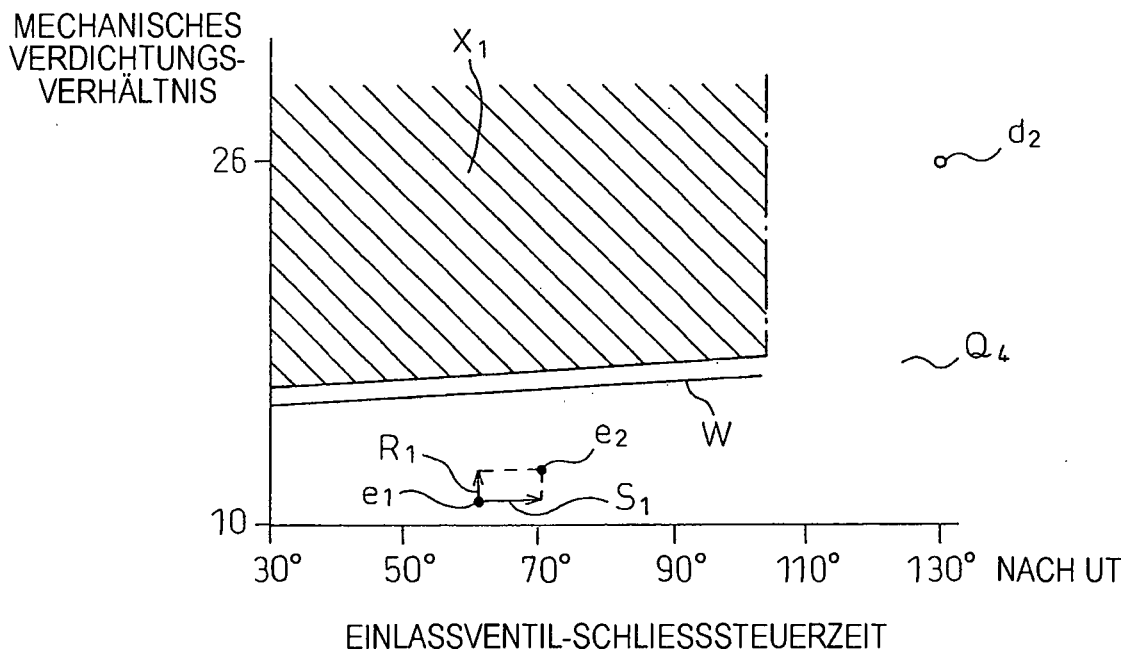


Fig.33

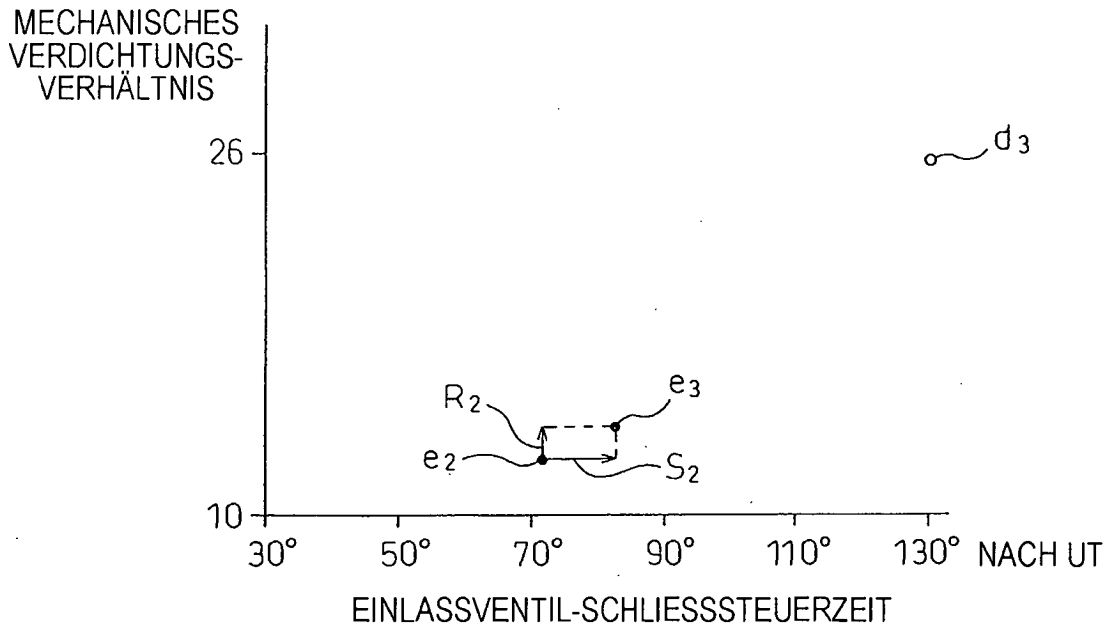


Fig.34

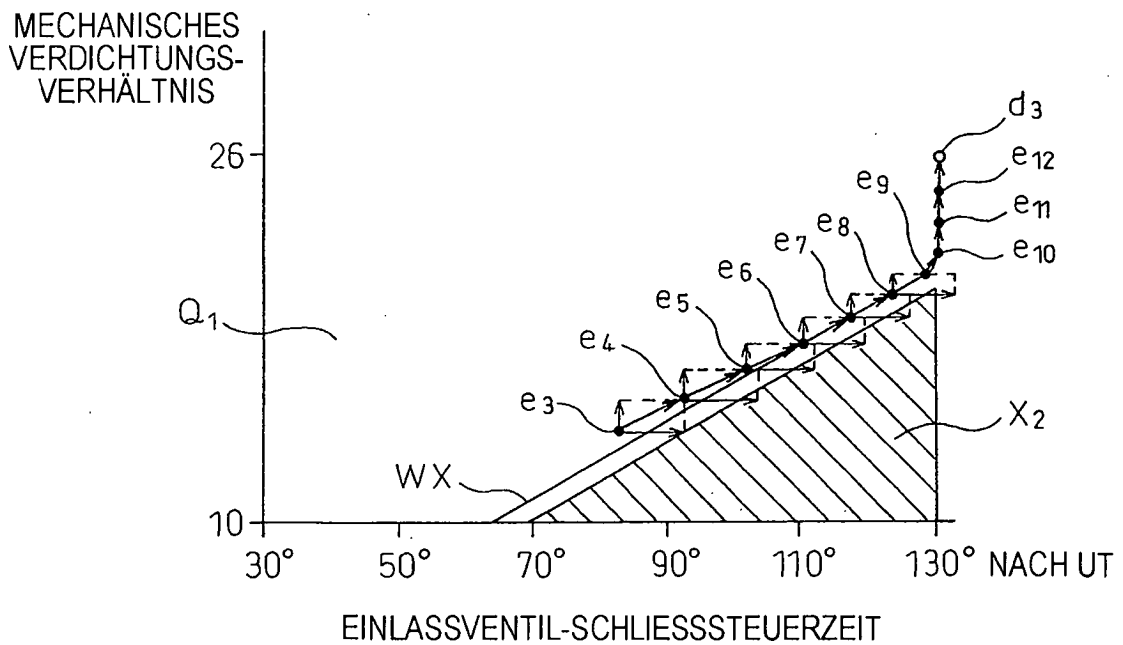


Fig. 35

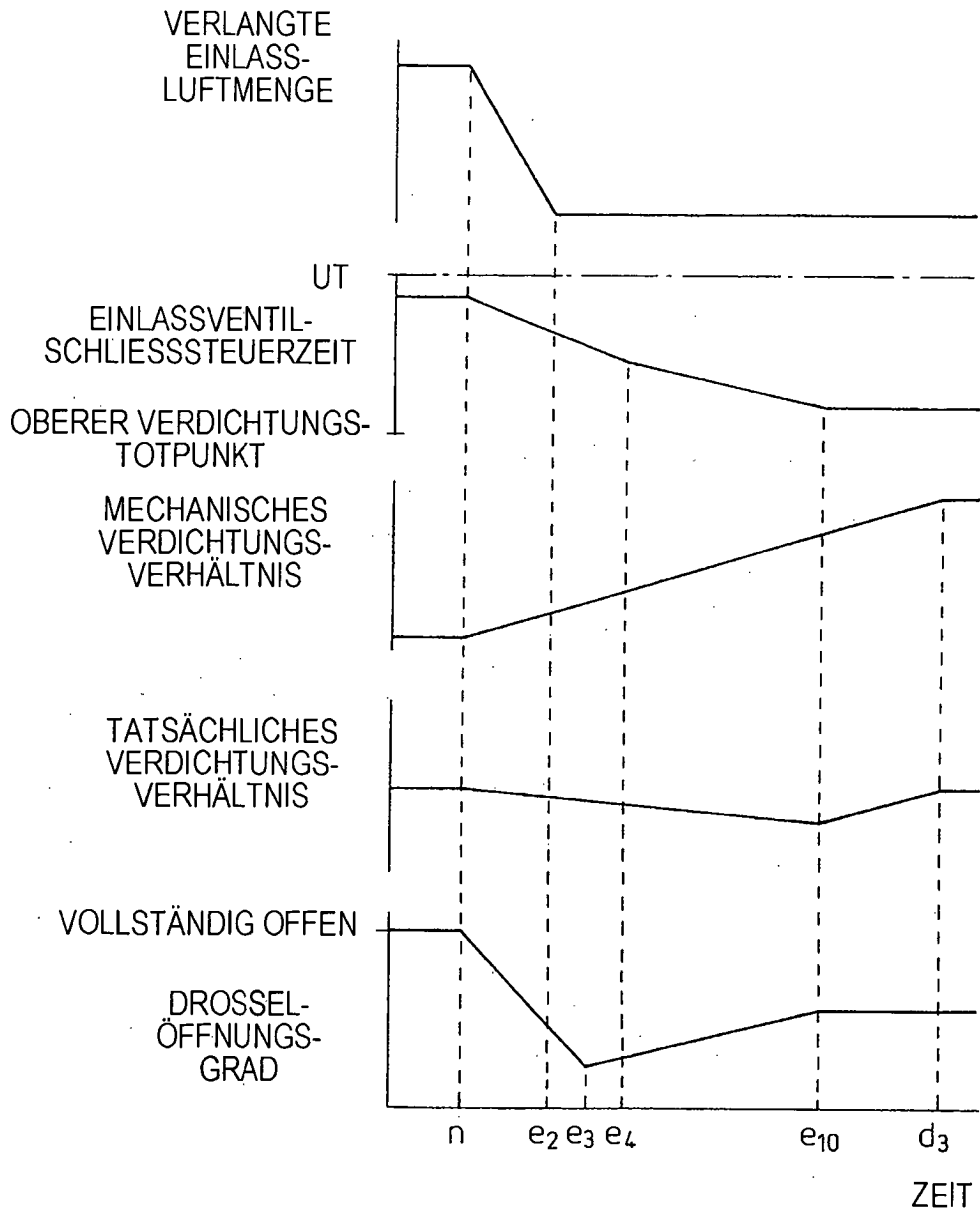


Fig.36

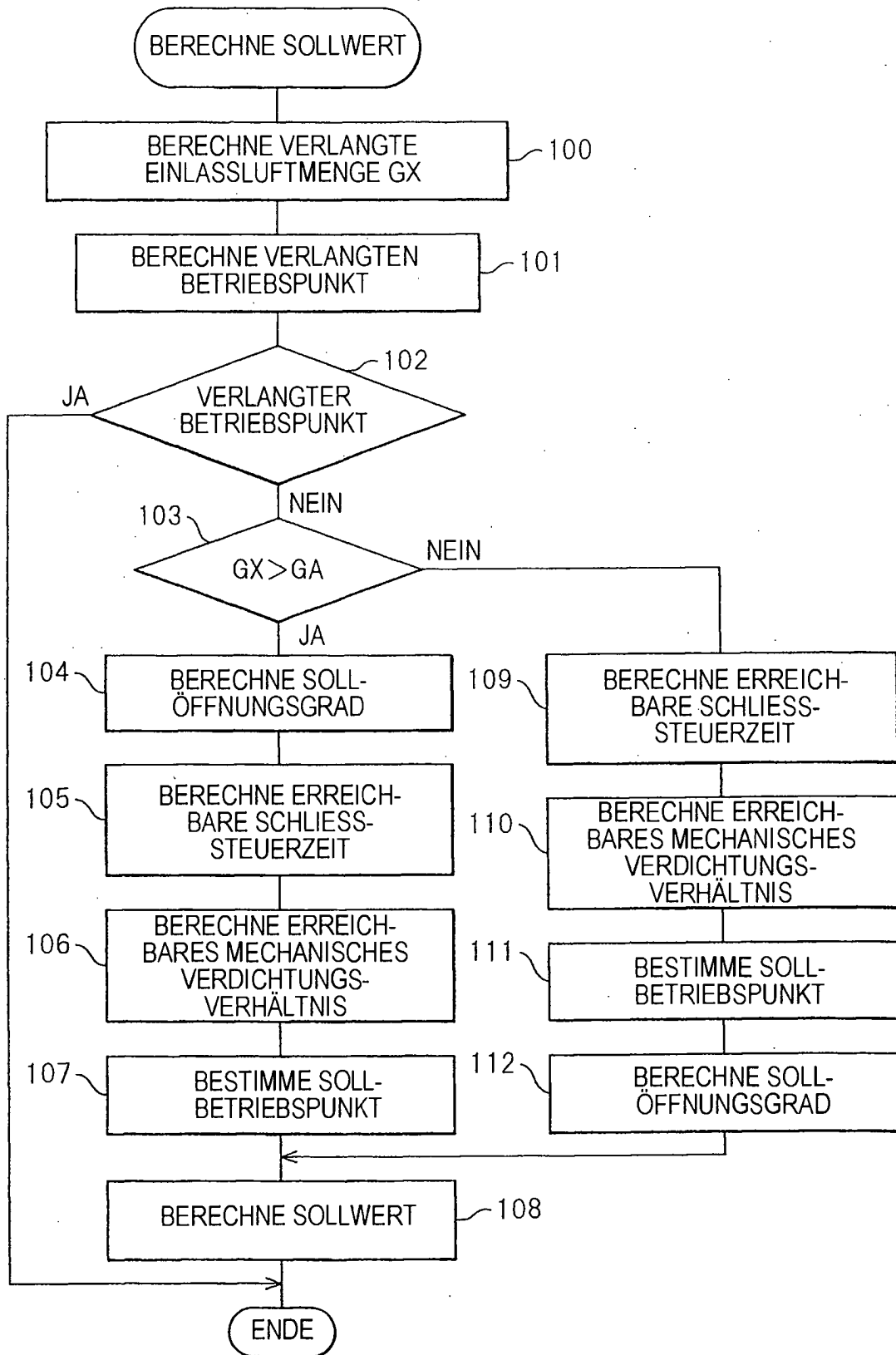


Fig.37

