



(10) **DE 10 2018 003 645 A1** 2018.11.22

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2018 003 645.7**

(22) Anmeldetag: **04.05.2018**

(43) Offenlegungstag: **22.11.2018**

(51) Int Cl.: **F02D 41/38 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:

2017-098110 **17.05.2017** **JP**

(71) Anmelder:

MAZDA MOTOR CORPORATION, Hiroshima, JP

(74) Vertreter:

**Müller-Boré & Partner Patentanwälte PartG mbB,
80639 München, DE**

(72) Erfinder:

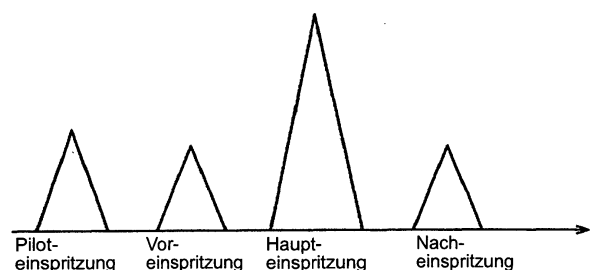
**Shirahashi, Naotoshi, Hiroshima, JP; Mori,
Tsunehiro, Hiroshima, JP; Iwata, Kiyooki,
Hiroshima, JP; Matsubara, Takeshi, Hiroshima, JP**

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(54) Bezeichnung: **Verfahren und Vorrichtung zum Steuern einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors und Computerprogrammprodukt**

(57) Zusammenfassung: Bereitgestellt wird ein Verfahren zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors zum Durchführen einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zum Bewirken einer Mehrzahl von Verbrennungen in einem Zylinder in einem Verbrennungszyklus, das umfasst: Durchführen, beim Verdichtungstakt, der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen bei im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen, während eine Einspritzmenge in dem Maße erhöht wird, wie ein Atmosphärendruck abnimmt, und Durchführen, nach der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, einer weiteren Kraftstoffeinspritzung mit einer größeren Einspritzmenge als bei der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen.



Beschreibung

TECHNISCHES GEBIET

[0001] Die vorliegende Offenbarung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors, der eine Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen durchführt, um eine Mehrzahl von Verbrennungen in einem Zylinder in einem Verbrennungszyklus zu bewirken. Ferner betrifft die Erfindung ein Computerprogrammprodukt.

HINTERGRUND DER OFFENBARUNG

[0002] Herkömmlicherweise wurden verschiedene Studien durchgeführt, um ein Geräusch eines Dieselmotors zu reduzieren (insbesondere ein Geräusch, das durch Motorklopfen verursacht wird, im Folgenden einfach als „Klopfgeräusch“ bezeichnet). Zum Beispiel offenbart die JP 2012 - 036 798 A eine Technik zum Berechnen, als einen Sollwert einer Zeitdifferenz, die zwischen Verbrennungsdruckwellen auftritt, die durch eine Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen erzeugt werden, einer Zeitdifferenz, mit der ein Druckpegel in einem Hochfrequenzbereich durch Interferenz zwischen den Verbrennungsdruckwellen gesenkt werden kann, und zum Steuern bzw. Regeln eines Zeitintervalls der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen basierend auf diesem Sollwert. Diese Technik zielt darauf ab, das Klopfgeräusch zu reduzieren, indem das Zeitintervall der Kraftstoffeinspritzungen dahingehend gesteuert bzw. geregelt wird, eine Frequenzkomponente des Drucks innerhalb eines Zylinders (Zylinderinnendruck) auf einen spezifischen Frequenzbereich (etwa 2,8 bis etwa 3,5 kHz) abzusenken. Es ist anzumerken, dass „Verbrennungsdruckwelle“ eine Druckwelle ist, die durch einen Zylinderinnendruck erzeugt wird, der auf Grund einer Verbrennung in einem Motor stark ansteigt, und einer zeitdifferenzierten Wellenform des Zylinderinnendrucks entspricht.

[0003] In der Zwischenzeit weist das Klopfgeräusch, das in dem Motor auftritt, eine Übertragungscharakteristik eines Struktursystems des Motors auf, insbesondere eine Charakteristik, die einer Resonanzfrequenz des Struktursystems des Motors entspricht. Insbesondere neigt das Klopfgeräusch dazu, in einem Frequenzbereich lauter zu werden, der die Resonanzfrequenz des Struktursystems des Motors enthält (ein Frequenzbereich mit einer bestimmten Bandbreite, der durch eine Kombination von Resonanzen zwischen Komponenten gebildet wird, die auf einem Hauptübertragungsweg des Motors bereitgestellt sind, nachfolgend als „Resonanzfrequenzbereich“ bezeichnet). Obwohl ein Struktursystem eines Motors im Allgemeinen eine Mehrzahl von Resonanzfrequenzbereichen aufweist, ist die Technik der JP 2012 - 036 798 A nur in der Lage, das Klopfge-

räusch in einem spezifischen Frequenzbereich von etwa 2,8 bis etwa 3,5 kHz zu reduzieren, und kann die jeweiligen Klopfgeräusche angemessen reduzieren, die der Mehrzahl von Resonanzfrequenzbereichen entsprechen.

[0004] Dabei ist das Klopfgeräusch eine Charakteristik, die zusätzlich zu der Resonanz, die in dem Struktursystem des oben beschriebenen Motors auftritt, einem Zylinderinnendruckpegel entspricht, der zu einer Verbrennungsanregungskraft äquivalent ist (im Allgemeinen als „CPL“ oder „Zylinderdruckpegel“ bezeichnet, und gibt eine Hochfrequenzenergie an, die durch Fourier-Transformation einer Zylinderinnendruckwellenform mit einem Verbrennungsanregungskraftindex erhalten wird). Dieses CPL hängt von einer Wärmeerzeugungsrate ab, die einen Verbrennungsmodus in dem Zylinder angibt, wobei sich eine Wellenform dieser Wärmeerzeugungsrate unter einem Einfluss von Umgebungsbedingungen, wie etwa Temperatur und Druck ändert, und das Klopfgeräusch erhält einen Einfluss von dem Modus einer solchen Wellenform der Wärmeerzeugungsrate. Um das Klopfgeräusch in geeigneter Weise zu reduzieren, ist es daher wünschenswert, das Zeitintervall der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen basierend auf einem Zeitpunkt festzulegen, an dem die Wärmeerzeugungsrate, die den Einfluss der Umgebungsbedingungen widerspiegelt, den höchsten Wert (Spitze) erreicht.

[0005] Im Hinblick auf diesen Punkt offenbart beispielsweise die JP 2016 - 217 215 A eine Technik zum Reduzieren eines Klopfgeräusches, das einer Resonanzfrequenz eines Struktursystems eines Motors entspricht. In dieser Technik wird ein Zeitintervall einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen so gesteuert bzw. geregelt, dass Talabschnitte einer Wellenform, die eine Frequenzcharakteristik einer Verbrennungsdruckwelle angibt, die durch eine Mehrzahl von Verbrennungen erzeugt wird, in die jeweilige Mehrzahl von Resonanzfrequenzbereichen des Struktursystems des Motors fallen. Somit werden die Klopfgeräusche entsprechend den jeweiligen Resonanzfrequenzbereichen reduziert.

[0006] Im Folgenden wird die Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung, die durchgeführt wird, um das Klopfgeräusch zu reduzieren, das der spezifischen Frequenz des Motors (typischerweise der Resonanzfrequenz des strukturellen Systems) entspricht, wie in JP 2016 - 217 215 A beschrieben, in geeigneter Weise als „Frequenzsteuerung bzw. -regelung“ bezeichnet.

[0007] Da in einem Niedriglastbereich des Dieselmotors der Verbrennungsgeräuschpegel höher wird als mechanische Geräusche, Fahrgeräusche, Ansaug- und Abgasgeräusche etc., wird das Klopfgeräusch stärker wahrnehmbar. Obwohl Einzelheiten

später beschrieben werden, wurde gemäß Untersuchungen, die von den Erfindern der vorliegenden Erfindung durchgeführt wurden, festgestellt, dass das Durchführen der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen vor einer Haupteinspritzung, um kontinuierliche Verbrennungen in dem Zylinder zu bewirken, zu einer Verringerung des Verbrennungsgeräuschpegels führt. Wenn sich jedoch eine Zündumgebung auf Grund einer Abnahme des Atmosphärendrucks etc. verschlechtert, wird es schwierig, solche kontinuierlichen Verbrennungen durchzuführen, und infolgedessen kann das Klopfgeräusch nicht angemessen reduziert werden.

ZUSAMMENFASSUNG DER OFFENBARUNG

[0008] Die vorliegende Offenbarung wurde im Hinblick auf das Lösen der oben beschriebenen Probleme der herkömmlichen Technik gemacht und zielt darauf ab, ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors bereitzustellen, die ein Klopfgeräusch angemessen reduzieren, selbst wenn sich eine Zündumgebung verschlechtert.

[0009] Diese Aufgabe wird durch die Merkmale der unabhängigen Ansprüche gelöst. Weiterentwicklungen sind in den abhängigen Ansprüchen definiert.

[0010] Um die oben beschriebenen Probleme zu lösen, wird gemäß einem Aspekt der vorliegenden Offenbarung ein Verfahren zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors zum Durchführen einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zum Bewirken einer Mehrzahl von Verbrennungen in einem Zylinder in einem Verbrennungszyklus bereitgestellt, das umfasst: Durchführen, beim Verdichtungstakt, der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen bei im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen, während eine Einspritzmenge erhöht wird, wenn ein Atmosphärendruck abnimmt, und Durchführen, nach der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, einer weiteren Kraftstoffeinspritzung mit einer größeren Einspritzmenge als bei der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, nahe einem oberen Totpunkt des Verdichtungstakts.

[0011] Gemäß der Konfiguration werden, wenn die Kraftstoffeinspritzungen mit einer Mehrzahl von Vorstufeneinspritzungen und einer Haupteinspritzung (einer weiteren Kraftstoffeinspritzung) durchgeführt werden, die Mehrzahl von Vorstufeneinspritzungen mit den im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen durchgeführt, während jede Kraftstoffeinspritzmenge erhöht wird, wenn der Atmosphärendruck abnimmt. Selbst wenn sich eine Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert, werden zuverlässig kontinuierliche Verbrennungen in dem Zylinder vor der Haupteinspritzung durch die Vorstufeneinspritzungen mit den er-

höhten Einspritzmengen erzeugt. Das heißt, durch Erhöhen der Einspritzmenge zum Erhöhen der Wärmeerzeugungsmengen der Vorstufeneinspritzungen wird eine Zündverzögerung reduziert und eine kontinuierliche Wärmeerzeugung wird auf zuverlässige Weise bewirkt. Im Ergebnis wird eine Zylinderinnenwärmemenge und somit ein Zylinderinnendruck zu Beginn einer Hauptverbrennung erhöht, um die Steigung des Zylinderinnendrucks auf den höchsten Zylinderinnendruck, die durch die Hauptverbrennung verursacht wird, weniger steil zu machen, und eine Hochfrequenzkomponente eines Klopfgeräuschs wird in geeigneter Weise reduziert. Daher wird gemäß dieser Konfiguration das Klopfgeräusch geeignet verringert, selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert.

[0012] Das Verfahren kann ferner das Erhöhen der Einspritzmenge von jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors umfassen.

[0013] Wenn die Motorlast zunimmt, wird, obwohl die Kraftstoffeinspritzmenge für die Haupteinspritzung zunimmt und der höchste Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung bewirkt wird, steigt, gemäß dieser Konfiguration durch Erhöhen der Kraftstoffeinspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen gemäß der Zunahme der Motorlast die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem somit erhöhten höchsten Zylinderinnendruck in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0014] Das Verfahren kann ferner das Erhöhen eines Verhältnisses der Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors umfassen.

[0015] Auch bei dieser Konfiguration wird die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem höchsten Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung bewirkt wird, in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0016] Das Verfahren kann ferner, wenn eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß der Zunahme der Last des Dieselmotors erhöht wird, das schrittweise Erhöhen der Erhöhungsraten der Einspritzmengen der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge umfassen.

[0017] Gemäß dieser Konfiguration werden, wenn die Motorlast zunimmt, die Einspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen nahe der Haupteinspritzung in geeigneter Weise erhöht, so dass die Wärmemenge

im Zylinder vor der Hauptverbrennung effektiv erhöht wird.

[0018] Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Offenbarung wird eine Kraftstoffeinspritzsteuer- bzw. -regelvorrichtung für einen Dieselmotor zum Durchführen einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zum Bewirken einer Mehrzahl von Verbrennungen in einem Zylinder in einem Verbrennungszyklus bereitgestellt, die eine Kraftstoffzufuhrvorrichtung, die konfiguriert ist, Kraftstoff in den Zylinder einzuspritzen, und einen Controller bzw. Regler enthält, der konfiguriert ist, die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend zu steuern bzw. zu regeln, beim Verdichtungstakt die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen bei im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen durchzuführen, während eine Einspritzmenge erhöht wird, wenn ein Atmosphärendruck abnimmt, und nach der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen eine weitere Kraftstoffeinspritzung mit einer größeren Einspritzmenge als bei der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen nahe einem oberen Totpunkt des Verdichtungstakts durchzuführen.

[0019] Auch bei dieser Konfiguration werden kontinuierliche Verbrennungen zuverlässig in dem Zylinder vor der Haupteinspritzung durch die Vorstufeneinspritzungen mit den erhöhten Einspritzmengen erzeugt, selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert. Daher wird die Zylinderinnenwärmemenge und somit der Zylinderinnendruck zu Beginn der Hauptverbrennung erhöht, um die Steigung des Zylinderinnendrucks auf den höchsten Zylinderinnendruck, die durch die Hauptverbrennung verursacht wird, weniger steil zu machen, und selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert, wird das Klopfgeräusch geeignet verringert.

[0020] Der Controller kann die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuern bzw. regeln, die Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors zu erhöhen.

[0021] Gemäß dieser Konfiguration wird, auch wenn die Motorlast zunimmt, die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem höchsten Zylinderinnendruck in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0022] Der Controller kann die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuern bzw. regeln, ein Verhältnis der Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors zu erhöhen.

[0023] Auch bei dieser Konfiguration wird die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem höchsten Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung verursacht wird, in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0024] Der Controller kann die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuern bzw. regeln, dass sie, wenn eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus entsprechend der Zunahme der Last des Dieselmotors erhöht wird, Erhöhungsraten der Einspritzmengen der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge schrittweise erhöht.

[0025] Gemäß dieser Konfiguration werden, wenn die Motorlast zunimmt, die Einspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen nahe der Haupteinspritzung in geeigneter Weise erhöht, so dass die Wärmemenge im Zylinder vor der Hauptverbrennung effektiv erhöht wird.

[0026] Gemäß noch einem weiteren Aspekt wird ein Computerprogrammprodukt bereitgestellt, umfassend computerlesbare Anweisungen, die, wenn sie auf einem geeigneten System geladen und ausgeführt werden, die Schritte eines der oben genannten Verfahren ausführen können.

Figurenliste

Fig. 1 ist eine schematische Ansicht, die eine Gesamtstruktur eines Dieselmotorsystems zeigt, auf das eine Kraftstoffeinspritzsteuer- bzw. -regelvorrichtung für einen Dieselmotor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung angewandt wird.

Fig. 2 ist ein Blockdiagramm, das ein Steuer- bzw. Regelsystem des Dieselmotors gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt.

Fig. 3 ist ein Zeitdiagramm, das ein repräsentatives Kraftstoffeinspritzmuster zeigt, das in der Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung angewandt wird.

Fig. 4A und **Fig. 4B** sind Diagramme, die eine Wärmeerzeugungsrate und einen CPL (Zylinderdruckpegel) in zwei Fahrscenen zeigen, wo eine Differenz zwischen Klopfgeräuschen, die in tatsächlichen Fahrscenen erhalten werden, groß ist.

Fig. 5A und **Fig. 5B** zeigen ein Simulationsergebnis, wenn eine Verbrennung innerhalb eines Motorvolllastbereichs innerhalb eines Motorteillastbereichs reproduziert wird.

Fig. 6A und **Fig. 6B** zeigen ein Simulationsergebnis, wenn eine Verbrennungswellenform, bei der die Verbrennung innerhalb des Motorvoll-

lastbereichs innerhalb des Motorteillastbereichs reproduziert wird.; mit einer Verbrennungswellenform verglichen wird, die eine geringste Steigung der Wärmeerzeugung aufweist.

Fig. 7A und **Fig. 7B** zeigen ein Simulationsergebnis einer abgeleiteten idealen Verbrennungswellenform.

Fig. 8A und **Fig. 8B** sind Diagramme, die eine Beziehung zwischen einer Motorlast und einer Zündverzögerungszeit zeigen.

Fig. 9 ist eine schematische Ansicht, die ein Beispiel von Kraftstoffeinspritzmustern innerhalb des Motorteillastbereichs und des Motorvolllastbereichs zeigt.

Fig. 10 ist eine schematische Ansicht, die ein Beispiel eines Kraftstoffeinspritzmusters zeigt, bei dem die Anzahl der Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist.

Fig. 11A und **Fig. 11B** sind konzeptionelle Ansichten, die eine Verbrennung zeigen, wenn die Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist.

Fig. 12A und **Fig. 12B** sind Diagramme, die eine Zündverzögerungszeit zeigen, wenn die Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist.

Fig. 13 ist eine schematische Ansicht, die ein Beispiel eines Kraftstoffeinspritzmusters zeigt, das innerhalb des Motorteillastbereichs angewandt wird.

Fig. 14 ist ein Diagramm, das eine Verbrennungswellenform zeigt, wenn ein siebenstufiges Referenzeinspritzmuster angewandt wird.

Fig. 15A und **Fig. 15B** sind Diagramme, die einen CPL und eine Rauchmenge zeigen, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird.

Fig. 16A und **Fig. 16B** sind Diagramme, die Verbrennungswellenformen zeigen, wenn ein erstes und ein zweites verbessertes siebenstufiges Einspritzmuster angewandt werden.

Fig. 17A und **Fig. 17B** sind Diagramme, die einen CPL und eine Rauchmenge zeigen, wenn das erste und das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden.

Fig. 18A und **Fig. 18B** sind Ansichten, die ein Empfindlichkeitseinstellverfahren für mehrstufige Einspritzungen zeigen, das implementiert ist, um Mechanismen des CPL und der Rauchmenge aufzudecken.

Fig. 19A und **Fig. 19B** sind Diagramme, die ein Empfindlichkeitsuntersuchungsergebnis von jeder der mehrstufigen Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs zeigen.

Fig. 20 ist ein Diagramm, das eine Verbrennungswellenform in einem Kraftstoffeinspritzmuster zeigt, das durch Kalibrierung basierend auf den Mechanismen des CPL und der Rauchmenge erhalten wird.

Fig. 21A bis **Fig. 21F** sind Diagramme, die verschiedene Ergebnisse zeigen, wenn ein verbessertes sechsstufiges Einspritzmuster innerhalb des Motorteillastbereichs angewandt wird.

Fig. 22 ist ein Diagramm, das eine Steuerung bzw. Regelung zeigt, die von einem PCM in der Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung durchgeführt wird.

Fig. 23 ist ein Diagramm, das eine Beziehung zwischen der Motorlast und einem Verhältnis jeder Einspritzmenge zu einer Gesamteinspritzmenge (Einspritzmengenverhältnis) zeigt.

Fig. 24 ist ein Diagramm, das eine Beziehung zwischen einem Atmosphärendruck und einem Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten zeigt.

Fig. 25 ist ein Flussdiagramm, das eine Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER OFFENBARUNG

[0027] Im Folgenden werden ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben.

<Vorrichtungsstruktur>

[0028] **Fig. 1** ist eine schematische Ansicht, die eine Gesamtstruktur eines Dieselmotorsystems darstellt, auf das eine Kraftstoffeinspritzsteuer- bzw. -regelvorrichtung für einen Dieselmotor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung angewandt wird.

[0029] Der in **Fig. 1** dargestellte Dieselmotor ist ein Viertakt-Dieselmotor, der an einem Fahrzeug als eine Antriebsquelle zum Fahren montiert ist. Zum Beispiel enthält der Dieselmotor einen Motorkörper **1** mit einer Mehrzahl von Zylindern **2** und angetrieben durch Aufnahmen eines hauptsächlich Dieselkraftstoff enthaltenden Kraftstoffs, einen Einlasstrakt **30**, der zu verbrennende Luft in den Motorkörper **1** einleitet, einen Auslasstrakt **40**, der in dem Motorkörper **1** erzeugtes Abgas ausstößt, eine Abgasrückführungs(AGR)-Vorrichtung **50**, die einen Teil des durch den Auslasstrakt **40** strömenden Abgases zu dem Einlasstrakt **30** zurückführt, und einen Turbolader **60**, der durch das Abgas angetrieben wird, das durch den Auslasstrakt

40 strömt. Die vier Zyklen des Dieselmotors sind der Einlasstakt, der Verdichtungstakt, der Verbrennungstakt und der Auslasstakt.

[0030] In dem Einlasstrakt **30** sind ein Luftreiniger **31**, Verdichter **61a** und **62a** des Turboladers **60**, ein Drosselventil **36**, ein Ladeluftkühler **35** und ein Ausdehnungsbehälter **37** in der Reihenfolge von einer stromaufwärtigen Seite aus bereitgestellt. Unabhängige Trakte, die einzeln mit den Zylindern **2** kommunizieren, sind stromabwärts des Ausdehnungsbehälters **37** gebildet, und Gas innerhalb des Ausdehnungsbehälters **37** wird durch diese unabhängigen Trakte auf die Zylinder **2** verteilt.

[0031] In dem Auslasstrakt **40** sind Turbinen **62b** und **61b** des Turboladers **60** und ein Abgasemissionssteuer- bzw. -regelsystem **41** in der Reihenfolge von der stromaufwärtigen Seite aus bereitgestellt.

[0032] Der Turbolader **60** ist als ein zweistufiges Turboladersystem strukturiert, das effizient eine hohe Turboladeforce über den gesamten Bereich von einem niedrigen Motordrehzahlbereich, in dem die Abgasenergie niedrig ist, bis zu einem hohen Motordrehzahlbereich erhält. Das heißt, der Turbolader **60** enthält einen größeren Turbolader **61**, der eine große Luftmenge innerhalb des hohen Motordrehzahlbereichs turbolädt, und einen kleineren Turbolader **62**, der selbst bei einer niedrigen Abgasenergie effizient turbolädt. Der Turbolader **60** schaltet die Turboladung zwischen dem größeren Turbolader **61** und dem kleineren Turbolader **62** dazwischen gemäß einem Betriebszustand des Motors (Motordrehzahl und -last) um. Die Turbinen **61b** und **62b** des Turboladers **60** drehen sich durch Aufnehmen der Energie des Abgases, das durch den Auslasstrakt **40** strömt, und die Verdichter **61a** und **62a** drehen sich in Verbindung damit. Somit wird die durch den Einlasstrakt **30** strömende Luft komprimiert (turbogeladen).

[0033] Der Ladeluftkühler **35** kühlt die von den Verdichtern **61a** und **62a** verdichtete Luft.

[0034] Das Drosselventil **36** öffnet und schließt den Einlasstrakt **30**. Man beachte, dass in dieser Ausführungsform das Drosselventil **36** bei Betriebs des Motors im Wesentlichen vollständig geöffnet ist oder bei einer hohen Öffnung nahe an vollständig geöffnet ist und im Wesentlichen nur geschlossen ist, wenn der Motor gestoppt ist, um den Einlasstrakt **30** abzusperren.

[0035] Das Abgasemissionssteuer- bzw. -regelsystem **41** reinigt gefährliche Komponenten innerhalb des Abgases. In dieser Ausführungsform enthält das Abgasemissionssteuer- bzw. -regelsystem **41** einen Oxidationskatalysator **41a**, der CO und HC innerhalb des Abgases oxidiert, und einen Dieselpartikelfilter (DPF) **41b**, der Ruß innerhalb des Abgases sammelt.

[0036] Die AGR-Vorrichtung **50** rezirkuliert das Abgas zur Einlassseite. Die AGR-Vorrichtung **50** enthält einen AGR-Trakt **50a**, der einen Teil des Auslasstrakts **40** stromaufwärts der Turbine **62** mit einem Teil des Einlasstrakts **30** stromabwärts des Ladeluftkühlers **35** verbindet, und ein AGR-Ventil **50b**, das den AGR-Trakt **50a** öffnet und schließt. Die AGR-Vorrichtung **50** rezirkuliert Abgas mit relativ hohem Druck (Hochdruck-AGR-Gas), das in den Auslasstrakt **40** abgegeben wird, zu der Einlassseite.

[0037] Der Motorkörper **1** enthält einen Zylinderblock **3**, der darin ausgebildet ist, wobei sich die Zylinder **2** vertikal erstrecken, Kolben **4**, die in den Zylindern aufgenommen sind, um hin- und herbewegbar (vertikal bewegbar) zu sein, einen Zylinderkopf **5**, der Endflächen bzw. -oberflächen (obere Flächen bzw. Oberflächen) des Zylinders von einer Kronenflächen- bzw. -oberflächenseite der Kolben **4** abdeckt, und eine Ölwanne **6**, die unter dem Zylinderblock **3** angeordnet ist, um Schmieröl zu speichern.

[0038] Jeder Kolben **4** ist über eine Verbindungsstange **8** mit einer Pleuellwelle **7** gekoppelt, die eine Pleuellwelle des Motorkörpers **1** ist. Darüber hinaus ist eine Pleulkammer **9** an dem Kolben **4** ausgebildet, und der Kraftstoff, der von einem Injektor **20** eingespritzt wird, der eine Kraftstoffzufuhrvorrichtung ist, wird diffundiert und verbrennt, während er mit Luft in der Pleulkammer **9** vermischt wird. Dann bewegt sich der Kolben **4** auf Grund der mit der Verbrennung einhergehenden Expansionsenergie hin und her und die Pleuellwelle **7** dreht sich um eine Pleuellachse. Der Kolben **4** ist vorzugsweise mit einem dynamischen Vibrationsabsorber versehen, der die Dehnungsresonanz der Verbindungsstange **8** reduziert.

[0039] Dabei ist ein geometrisches Verdichtungsverhältnis des Motorkörpers **1**, d.h. ein Verhältnis eines Pleulkammervolumens, wenn der Kolben **4** bei einem unteren Totpunkt (BDC) ist, und eines Pleulkammervolumens, wenn der Kolben **4** bei einem oberen Totpunkt (TDC) ist, zwischen etwa 12:1 und etwa 15:1 (z. B. 14:1) festgelegt. Obwohl das geometrische Verdichtungsverhältnis zwischen etwa 12:1 und etwa 15:1 ein signifikant niedriger Wert für einen Dieselmotor ist, zielt diese Einstellung darauf ab, eine niedrige Verbrennungstemperatur zu erreichen, um die Emissionsleistung und den Wärmewirkungsgrad zu verbessern.

[0040] Der Zylinderkopf **5** ist mit Einlassöffnungen **16**, welche die von dem Einlasstrakt **30** in die Pleulkammern **9** zugeführte Luft einleiten, und Auslassöffnungen **17** ausgebildet, die das in den Pleulkammern **9** erzeugte Abgas jeweils in den Auslasstrakt **40** einleiten. Der Zylinderkopf **5** ist ferner mit Einlassventilen **18**, die die Öffnungen der Einlassöffnungen **16** von der Seite der Pleulkammer **9** öffnen und schlie-

ßen, und Auslassventilen **19** versehen, die jeweils Öffnungen der Auslassöffnungen **17** von der Seite der Brennkammer **9** öffnen und schließen.

[0041] Ferner sind die Injektoren **20**, die den Kraftstoff jeweils in die Brennkammern **9** einspritzen, an dem Zylinderkopf **5** angebracht. Jeder Injektor **20** ist in einer solchen Stellung angebracht, dass sein Spitzenende auf der Seite des Kolbens **4** im Wesentlichen zu einer Mitte eines Hohlraums (nicht dargestellt) ausgerichtet ist, der als ein vertiefter Abschnitt in der Kronenfläche des Kolbens **4** ausgebildet ist. Der Injektor **20** ist mit einer Druckakkumulationskammer (nicht dargestellt) auf einer Common-Rail-Seite über einen Kraftstoffströmungsweg verbunden. Die Druckakkumulationskammer speichert den Kraftstoff in einem Hochdruckzustand durch eine Kraftstoffpumpe (nicht dargestellt), und der Injektor **20** wird mit dem Kraftstoff von dieser Druckakkumulationskammer versorgt und spritzt ihn in die Brennkammer **9** ein. Ein Kraftstoffdruckregler (nicht dargestellt), der den Einspritzdruck einstellt, der ein Druck innerhalb der Druckakkumulationskammer ist (d.h. ein Druck des von dem Injektor **20** eingespritzten Kraftstoffs), ist zwischen der Kraftstoffpumpe und der Druckakkumulationskammer bereitgestellt.

[0042] Als nächstes wird ein Steuer- bzw. Regelsystem des Dieselmotors gemäß dieser Ausführungsform unter Bezugnahme auf **Fig. 2** beschrieben. **Fig. 2** ist ein Blockdiagramm, welches das Steuer- bzw. Regelsystem des Dieselmotors gemäß dieser Ausführungsform darstellt. Wie in **Fig. 2** dargestellt, wird der Dieselmotor dieser Ausführungsform umfassend durch ein PCM (Antriebsstrangsteuer- bzw. -regelmodul) **70** gesteuert bzw. geregelt. Das PCM **70** ist ein Mikroprozessor, der aus einem Prozessor **71** (d.h. einer zentralen Verarbeitungseinheit (CPU)), ROM(s) RAM(s) etc. besteht.

[0043] Das PCM **70** ist elektrisch mit verschiedenen Sensoren verbunden, die einen Betriebszustand des Motors erfassen.

[0044] Beispielsweise ist der Zylinderblock **3** mit einem Kurbelwinkelsensor **SN1** versehen, der einen Drehwinkel (Kurbelwinkel) und eine Drehzahl der Kurbelwelle **7** erfasst. Der Kurbelwinkelsensor **SN1** gibt ein Impulssignal entsprechend der Drehung einer Kurbelplatte (nicht dargestellt) aus, die sich im AGRal mit der Kurbelwelle **7** dreht, und identifiziert basierend auf diesem Impulssignal den Drehwinkel und die Drehzahl der Kurbelwelle **7** (d.h. die Motordrehzahl).

[0045] Der Einlasstrakt **30** ist an einer Position nahe dem Luftfilter **31** (einem Abschnitt zwischen dem Luftfilter **31** und dem Verdichter **61a**) mit einem Luftströmungssensor **SN2** versehen, der eine Luftmenge

(Frischluff) erfasst, die durch den Luftfilter **31** strömt, um in jeden Zylinder **2** gesaugt werden.

[0046] Der Ausdehnungsbehälter **37** ist mit einem Ansaugkrümmertemperatursensor **SN3** versehen, der eine Temperatur des Gases innerhalb des Ausdehnungsbehälters **37** erfasst, d.h. die Temperatur des in jeden Zylinder **2** gesaugten Gases.

[0047] Der Einlasstrakt **30** ist an einer Position stromabwärts des Ladeluftkühlers **35** mit einem Ansaugkrümmerdrucksensor **SN4** versehen, der den Druck der durch diese Position des Einlasstrakts **30** strömenden Luft erfasst und somit den Druck der Ansaugluft erfasst, die in den Zylinder **2** gesaugt wird.

[0048] Der Motorkörper **1** ist mit einem Wassertemperatursensor **SN5** versehen, der eine Temperatur von Kühlwasser zum Kühlen des Motorkörpers **1** erfasst. Zusätzlich ist ein Atmosphärendrucksensor **SN6** bereitgestellt, der Atmosphärendruck erfasst.

[0049] Das PCM **70** steuert bzw. regelt verschiedene Teile des Motors, während es verschiedene Bestimmungen und Berechnungen basierend auf Eingangssignalen von den verschiedenen oben beschriebenen Sensoren ausführt. Zum Beispiel steuert bzw. regelt das PCM **70** den Injektor **20**, das Drosselventil **36**, das AGR-Ventil **50b**, den Kraftstoffdruckregler etc. Bei dieser Ausführungsform steuert bzw. regelt das PCM **70**, wie in **Fig. 2** dargestellt, hauptsächlich den Injektor **20**, um eine Steuerung bzw. Regelung bezüglich des dem Zylinder **2** zugeführten Kraftstoffs (Kraftstoffeinspritzsteuerung) auszuführen. Man beachte, dass das PCM **70** „der Kraftstoffeinspritzsteuer- bzw. -regelvorrichtung des Dieselmotors“ zusammen mit dem Injektor **20** entspricht und als „der Controller“ fungiert.

[0050] Hier wird ein Grundkonzept der Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung, die von dem PCM **70** in dieser Ausführungsform ausgeführt wird, unter Bezugnahme auf **Fig. 3** beschrieben. **Fig. 3** ist ein Zeitdiagramm, das ein repräsentatives Kraftstoffeinspritzmuster darstellt, das in dieser Ausführungsform angewandt wird.

[0051] In dieser Ausführungsform, wie in **Fig. 3** dargestellt, führt das PCM **70** eine Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen (mehrstufige Einspritzungen) durch, um eine Mehrzahl von Verbrennungen innerhalb des Zylinders in einem Verbrennungszyklus zu bewirken. Zum Beispiel führt das PCM **70** eine Piloteinspritzung zu einem relativ frühen Zeitpunkt durch und führt dann eine Voreinspritzung zu einem Zeitpunkt durch, der relativ nahe demjenigen einer Haupteinspritzung ist. Bei diesem Einspritzmuster wird die Piloteinspritzung, die in der Reihenfolge eine erste Einspritzung ist, durchgeführt, um die Vormischfähigkeit des Kraftstoffs und der Luft zu er-

höhen, um so eine Luftverbrauchsrate zu erhöhen. Darüber hinaus werden die Piloteinspritzung und die Voreinspritzung, die in der Reihenfolge eine zweite Einspritzung ist, durchgeführt, unmittelbar bevor der in der Haupteinspritzung eingespritzte Kraftstoff (Haupteinspritzungskraftstoff) verbrennt, d.h. unmittelbar bevor eine Hauptverbrennung auftritt, um eine Vorverbrennung zu bewirken, die eine Verbrennung mit einer geringen Wärmeerzeugungsrate ist, um einen Zustand zu bilden, in dem der Haupteinspritzungskraftstoff leicht verbrennt. Zusätzlich führt das PCM 70 eine Nacheinspritzung durch, bei der eine Kraftstoffmenge, die kleiner als die Menge bei der Haupteinspritzung ist, nach der Haupteinspritzung in die Brennkammer 9 eingespritzt wird, um den in der Brennkammer 9 erzeugten Ruß zu verbrennen.

[0052] Obwohl Fig. 3 eine Piloteinspritzung, die Voreinspritzung, die Haupteinspritzung und die Nacheinspritzung zeigt, kann zumindest eine dieser Kraftstoffeinspritzungen (typischerweise die Voreinspritzung) zweimal oder öfter durchgeführt werden, oder zumindest eine dieser Kraftstoffeinspritzungen (typischerweise die Nacheinspritzung) muss möglicherweise nicht durchgeführt werden.

[0053] Darüber hinaus wendet das PCM 70 ein Kraftstoffeinspritzmuster an, das dem Betriebszustand des Motors entspricht. Das heißt, gemäß der Motorlast und der Motordrehzahl ändert das PCM 70 die Zeitpunkte und Zeiträume zum Durchführen der Piloteinspritzung, der Voreinspritzung, der Haupteinspritzung und der Nacheinspritzung, die Anzahl an Malen der Durchführung dieser Einspritzungen, und/oder ob diese Einspritzungen durchgeführt werden oder nicht.

[0054] Typischerweise legt das PCM 70 einen Basiszeitpunkt der Haupteinspritzung (nachfolgend als „Referenzhaupteinspritzungszeitpunkt“ bezeichnet) basierend auf einer erforderlichen Ausgabe fest, entsprechend einer durch einen Fahrzeugführer gesteuerten Gaspedalöffnung bzw. -stellung und dem Betriebszustand des Motors. Um eine Verbrennung mit einer geringen Wärmeerzeugungsmenge durch die Voreinspritzung unmittelbar vor dem Verbrennen des Haupteinspritzungskraftstoffs zu bewirken, um so einen Zustand zu bilden, in dem der Haupteinspritzungskraftstoff leicht verbrannt wird, legt das PCM 70 beispielsweise den Einspritzzeitpunkt der Voreinspritzung dahingehend fest, ein Zeitpunkt zu sein, zu dem sich der in die Voreinspritzung eingespritzte Kraftstoffsprühnebel in dem in der Kronenfläche des Kolbens 4 ausgebildeten Hohlraum absetzt und ein relativ fettes Gasgemisch in dem Hohlraum gebildet wird. Das PCM 70 legt zudem den Einspritzzeitpunkt der Nacheinspritzung dahingehend fest, ein Zeitpunkt zu sein, zu dem der Ruß, der in der Brennkammer 9 durch die vor der Nacheinspritzung durchgeführte Kraftstoffeinspritzung er-

zeugt wird, durch die Nacheinspritzung geeignet verbrannt wird.

<Grundkonzept der Steuerung bzw. Regelung>

[0055] Als nächstes wird ein Grundkonzept der Steuerung bzw. Regelung gemäß dieser Ausführungsform unter Bezugnahme auf Fig. 4A und Fig. 4B und die nachfolgenden Zeichnungen beschrieben.

[0056] Wie oben beschrieben, reduziert der in der JP 2016 - 217 215 A offenbarte Frequenzcontroller die Klopfgeräusche entsprechend der Mehrzahl von Frequenzbereichen, wie zum Beispiel die Resonanzfrequenzkomponente; es ist jedoch nicht ausreichend, den Klopfgeräuschpegel als Ganzes zu verringern. Insbesondere im Niedriglastbereich des Dieselmotors wird das Klopfgeräusch stärker wahrnehmbar da der Verbrennungsgeräuschpegel höher wird als mechanische Geräusche, Fahrgeräusche, Ansaug- und Abgasgeräusche etc. Obwohl in Betracht gezogen werden kann, einen höchsten Verbrennungsdruck zu senken, um diesen Verbrennungsgeräuschpegel zu senken, verursacht dieses Verfahren eine Zunahme der Rauchmenge (Rußerzeugungsmenge) und eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs. Das heißt, das Klopfgeräusch und die Rauchmenge stehen grundsätzlich in einer widersprüchlichen Beziehung, ebenso wie das Klopfgeräusch und der Kraftstoffverbrauch.

[0057] Um eine ideale Verbrennung zu finden, bei der das Klopfgeräusch angemessen verringert wird, ohne die Raucherzeugung und den Kraftstoffverbrauch zu erhöhen, suchten die Erfinder nach einer idealen Verbrennung hinsichtlich eines CPL. Zuerst suchten die vorliegenden Erfinder nach einem Anhaltspunkt zum Reduzieren des CPL durch Fokussieren von tatsächlichen Fahrscenen auf eine Szene, wo der Klopfgeräusch leise ist, und eine Szene, wo das Klopfgeräusch laut ist. Als Ergebnis wurde herausgefunden, dass, während das Klopfgeräusch innerhalb eines Motorvolllastbereichs, wo die größte Verbrennungsenergie (Drehmoment) erhalten wird, leise ist, es in einem Niedrig-Mittel-Motorlastbereich auf einer Niedrigmotordrehzahlseite laut ist (d.h. das Klopfgeräusch steigt auf ein merkliches Niveau an). Nachstehend kann der Ausdruck „Motorteillastbereich“ im Vergleich zu dem Motorvolllastbereich geeignet verwendet werden, um den Niedrig-Mittel-Motorlastbereich auf der Niedrigmotordrehzahlseite anzugeben. Typischerweise gehört ein Betriebszustand, bei dem die Motordrehzahl etwa 1500 U/min und die Motorlast etwa 500 kPa beträgt, zu diesem Motorteillastbereich.

[0058] Fig. 4A und Fig. 4B veranschaulichen die Wärmeerzeugungsrate und den CPL in zwei Fahrscenen (insbesondere dem Motorteillastbereich und

dem Motorvolllastbereich), wo eine Differenz zwischen Klopfgeräuschen, die in den tatsächlichen Fahrscenen erhalten werden, groß ist. **Fig. 4A** zeigt den Kurbelwinkel in einer horizontalen Achse und die Wärmeerzeugungsrate in einer vertikalen Achse, und **Fig. 4B** zeigt die Frequenz in einer horizontalen Achse und den CPL in einer vertikalen Achse. Zum Beispiel zeigen die Graphen **G11** und **G13** die Wärmeerzeugungsrate bzw. den CPL, die in der Fahrscene innerhalb des Motorteillastbereichs erhalten werden, und die Graphen **G12** und **G14** geben die Wärmeerzeugungsrate bzw. den CPL an, die in der Fahrscene innerhalb des Motorvolllastbereichs erhalten werden. Durch Konzentrieren auf den Unterschied bei den Verbrennungen innerhalb des Motorteillastbereichs und des Motorvolllastbereichs in **Fig. 4A** und **Fig. 4B** wird ersichtlich, dass innerhalb des Motorvolllastbereichs die Hochfrequenzenergie gering ist, obwohl die erzeugte Wärmemenge (das Drehmoment) groß ist. Daher haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung versucht, durch eine Simulation eine ideale Verbrennungswellenform basierend auf der Verbrennungswellenform innerhalb des Motorvolllastbereichs zu finden, wo das Klopfgeräusch leise ist.

[0059] **Fig. 5A** und **Fig. 5B** veranschaulichen ein Simulationsergebnis, wenn eine Volllastverbrennung (nachfolgend als „Volllastverbrennung“ bezeichnet) in dem Motorteillastbereich reproduziert wird. **Fig. 5A** gibt den Kurbelwinkel in einer horizontalen Achse und die Wärmeerzeugungsrate in einer vertikalen Achse an, und **Fig. 5B** gibt die Frequenz in einer horizontalen Achse und den CPL in einer vertikalen Achse an. Zum Beispiel sind die Graphen **G11** bis **G14** die gleichen wie jene in **Fig. 4A** und **Fig. 4B**, und ein Graph **G15** gibt eine Verbrennungswellenform an, bei der die Wärmefreisetzungsrate innerhalb des Motorvolllastbereichs (Graph **G12**) durch eine ähnliche Wärmeerzeugung modifiziert ist, um sich an den Motorteillastbereich anzupassen, und ein Graph **G16** gibt den CPL an, wenn diese modifizierte Verbrennungswellenform des Graphen **G15** angewandt wird. Basierend auf diesem Graphen **G16** wurde verstanden, dass durch Kopieren der ähnlichen Verbrennungswellenform innerhalb des Motorvolllastbereichs auf den Motorteillastbereich der CPL signifikant abnimmt. Daher führten die Erfinder der vorliegenden Erfindung ferner eine Simulation durch, um das reduzierbare Ausmaß des CPL zu untersuchen.

[0060] **Fig. 6A** und **Fig. 6B** zeigen ein Simulationsergebnis, wenn die Verbrennungswellenform, bei der die Volllastverbrennung in dem Motorteillastbereich reproduziert wird, mit einer Verbrennungswellenform verglichen wird, die eine geringste Steigung der Wärmeerzeugungsrate aufweist. **Fig. 6A** gibt den Kurbelwinkel in einer horizontalen Achse und die Wärmeerzeugungsrate in einer vertikalen Achse an, und **Fig. 6B** gibt die Frequenz in einer horizontalen Achse und den CPL in einer vertikalen Achse an. Zum

Beispiel sind die Graphen **G13**, **G15** und **G16** die gleichen wie jene in den **Fig. 5A** und **Fig. 5B**, und ein Graph **G17** gibt eine Verbrennungswellenform an, die unter der gleichen Drehmomentbedingung wie die Verbrennungswellenform, die im Motorteillastbereich der Volllastverbrennung reproduziert, die niedrigste Steigung aufweist (Graph **G15**). Insbesondere zeigt dieser Graph **G17** eine Verbrennungswellenform, bei der die Wärmeerzeugungsmenge erhöht ist und die Verbrennungssteigung weniger steil als in dem Graphen **G15** bei dem Anstieg der Wärmeerzeugungsrate gemacht ist, und auch die Wärmeerzeugungsmenge an der Spitze der Wärmeerzeugungsrate ist gegenüber dem Graphen **G15** reduziert. Ferner zeigt ein Graph **G18** den CPL an, wenn eine solche Verbrennungswellenform des Graphen **G17** angewandt wird. Durch Vergleichen dieses Graphen **G18** mit dem Graphen **G16**, der den CPL in der Verbrennungswellenform anzeigt, die in dem Motorteillastbereich die Volllastverbrennung reproduziert, kann man sagen, dass der CPL bei Frequenzen von etwa 1500 Hz und darunter reduziert werden kann. Daher haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung eine Simulation durchgeführt, um eine weitere Verringerung des CPL bei Frequenzen von etwa 1500 Hz und darunter zu untersuchen.

[0061] **Fig. 7A** und **Fig. 7B** zeigen ein Simulationsergebnis einer abgeleiteten idealen Verbrennungswellenform. **Fig. 7A** zeigt den Kurbelwinkel in einer horizontalen Achse und die Wärmeerzeugungsrate in einer vertikalen Achse, und **Fig. 7B** zeigt die Frequenz in einer horizontalen Achse und den CPL in einer vertikalen Achse. Zum Beispiel sind die Graphen **G13**, **G17** und **G18** die gleichen wie diejenigen in **Fig. 6A** und **Fig. 6B**, und ein Graph **G19** gibt eine Verbrennungswellenform an, die auf der Verbrennungswellenform mit der geringsten Steigung der Wärmeerzeugung (Graph **G17**) basiert und durch eine tatsächliche Vorrichtung (nachfolgend als „Soll-Verbrennungswellenform“ bezeichnet) erhalten werden kann. Es versteht sich, dass die durch diesen Graphen **19** angezeigte Soll-Verbrennungswellenform im Wesentlichen durch Verfolgen der durch den Graphen **G17** gezeigten Verbrennungswellenform gebildet wird, welche die geringste Steigung der Wärmeerzeugung aufweist, mit Ausnahme des Teils der Verbrennung, der durch die Nacheinspritzung bewirkt wird. Darüber hinaus gibt ein Graph **G20** den CPL an, wenn eine derartige Soll-Verbrennungswellenform des Graphen **G19** angewandt wird. Somit versteht sich, dass gemäß der Soll-Verbrennungswellenform der CPL bei den Frequenzen von etwa 1500 Hz und niedriger geeignet reduziert wird.

[0062] Durch die oben beschriebenen Simulationen wurde die Soll-Verbrennungswellenform (ideale Verbrennungswellenform) aus der Verbrennungswellenform abgeleitet, welche die Volllastverbrennung in dem Motorteillastbereich reproduziert. Daher haben

die Erfinder der vorliegenden Erfindung eine Verbrennungsfunktion untersucht, die dahingehend gesteuert bzw. geregelt werden soll, diese ideale Verbrennungswellenform zu erreichen. Insbesondere wurde die Verbrennungsfunktion extrahiert, die von der Vollastverbrennung verbessert werden soll, bei der das Klopfgeräusch leise ist. Um den Grund herauszufinden, warum das Klopfgeräusch bei der Vollastverbrennung leise ist, haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung zuerst die Verbrennung innerhalb des Motorteillastbereichs (im Folgenden als „Teillastverbrennung“ bezeichnet) mit derjenigen innerhalb des Motorvollastbereichs verglichen. Die Erfinder der vorliegenden Erfindung haben insbesondere Zündverzögerungszeiträume bei der Teillastverbrennung und der Vollastverbrennung (die Zeitspanne vom Beginn der Kraftstoffeinspritzung bis zum Beginn der Verbrennung) untersucht.

[0063] Fig. 8A und Fig. 8B veranschaulichen eine Beziehung zwischen der Motorlast und der Zündverzögerungsperiode. Fig. 8A zeigt die Motorlast in einer horizontalen Achse und die Zündverzögerungsperiode der Vorverbrennung (insbesondere die Periode von der Piloteinspritzung bis zur Spitze der Vorverbrennung) in einer vertikalen Achse, und Fig. 8B zeigt die Motorlast in einer horizontalen Achse und die Zündverzögerungsperiode der Hauptverbrennung (insbesondere die Periode von der Haupteinspritzung bis zum Beginn der Hauptverbrennung) in einer vertikalen Achse. Es kann aus Fig. 8A und Fig. 8B ersichtlich, dass die Zündverzögerungsperioden der Vorverbrennung und der Hauptverbrennung beide kürzer werden, wenn die Motorlast zunimmt. Insbesondere ist die Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorvollastbereichs minimiert. Daher haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung einen Mechanismus des Klopfgeräuschs betrachtet, das sich auf Grund der kurzen Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorvollastbereichs verringert.

[0064] Dabei wird der Mechanismus der Verbesserung/Verschlechterung des CPL auf Grund der Zündverzögerung betrachtet. Erstens, wenn die Zündverzögerungsperiode lang ist, da eine Zeitdauer ab dem Start der Kraftstoffeinspritzung bis zur Kraftstoffzündung lang ist, ist die Menge an nicht verbranntem Kraftstoff (Vorgasgemischmenge) innerhalb der Brennkammer groß. Wenn daher die Zündverzögerungsperiode lang ist, verbrennt eine große Menge an Kraftstoff innerhalb der Brennkammer, was das Ausmaß der Verbrennung erhöht und den CPL verschlechtert. Wenn andererseits die Zündverzögerungsperiode kurz ist, ist die Zeitdauer ab Beginn der Kraftstoffeinspritzung bis zur Kraftstoffzündung kurz und die Menge an nicht verbranntem Kraftstoff (Vorgasgemischmenge) innerhalb der Brennkammer ist klein. Daher kann in Betracht gezogen werden, dass, wenn die Zündverzögerungsperiode kurz ist, eine kleine Menge an Kraftstoff innerhalb der Brenn-

kammer verbrennt, was das Ausmaß der Verbrennung verringert und den CPL verbessert.

[0065] Aus diesem Grund haben die vorliegenden Erfinder in Betracht gezogen, den CPL durch Verkürzen der Zündverzögerungsperiode durch Einstellen bzw. Anpassen des Kraftstoffeinspritzmusters zu verbessern. Obwohl die Verkürzung der Zündverzögerungsperiode den CPL verbessert, nimmt jedoch die Rauchmenge zu, da das Klopfgeräusch und die Rauchmenge wie oben beschrieben in der Abwägungsbeziehung sind. Obwohl eine solche Rauchmenge berücksichtigt werden muss, haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung zuerst eine Art und Weise zum Erreichen der Steuerung bzw. Regelung der Zündverzögerungsperiode in Betracht gezogen.

[0066] Fig. 9 veranschaulicht schematisch ein Beispiel von Kraftstoffeinspritzmustern innerhalb des Motorteillastbereichs und des Motorvollastbereichs. In dem in Fig. 9 veranschaulichten Beispiel werden die Piloteinspritzung, die Voreinspritzung, die Haupteinspritzung und die Nacheinspritzung innerhalb des Motorteillastbereichs durchgeführt, und zwei Voreinspritzungen und die Haupteinspritzung werden innerhalb des Motorvollastbereichs durchgeführt. Genauer gesagt wird die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs in relativ langen Zeitintervallen durchgeführt. Dies dient dazu, die Zeit für die Verwendung einer Drallströmung und das Eindringen der Kraftstoffeinspritzung in die Brennkammer sicherzustellen, um so das Mischen des Kraftstoffs und der Luft innerhalb der Brennkammer zu verbessern. Auf der anderen Seite wird die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen innerhalb des Motorvollastbereichs in relativ kurzen Zeitintervallen durchgeführt. Dies liegt daran, dass innerhalb des Motorvollastbereichs die Umgebung, in der das Mischen des Kraftstoffs und der Luft in der Brennkammer ausreichend sichergestellt ist, erhalten wird und es nicht erforderlich ist, die Drallströmung oder das Eindringen wie in dem Motorteillastbereich zu nutzen. Insbesondere während des Motorvollastbereichs wird, während die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zu engen Zeitpunkten durchgeführt wird, die Einspritzmenge schrittweise über die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen erhöht (nachfolgend geeigneterweise als „Steigungseinspritzungen“ bezeichnet).

[0067] Somit wird die Auffassung vertreten, dass die Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorteillastbereichs lang ist, da die Einspritzintervalle der Mehrzahl der Kraftstoffeinspritzungen lang sind, wohingegen innerhalb des Motorvollastbereichs die Zündverzögerungszeitdauer als kurz betrachtet wird, da die Einspritzintervalle der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen kurz sind. Daher haben die vorliegenden Erfinder in Betracht gezogen, die Anzahl von Kraftstoffeinspritzungen innerhalb des Motorteillast-

bereichs zu erhöhen, um die Zündintervalle zu verkürzen und somit die Zündverzögerungsperiode zu verkürzen.

[0068] Fig. 10 veranschaulicht schematisch ein Beispiel von Kraftstoffeinspritzmustern, bei denen die Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist. Wie im unteren Teil von **Fig. 10** dargestellt ist, wird die Anzahl der Voreinspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs um Eins erhöht, das heißt, die Voreinspritzungen werden zweimal durchgeführt.

[0069] Fig. 11A und **Fig. 11B** sind konzeptionelle Ansichten, die eine Verbrennung darstellen, wenn die Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist. **Fig. 11A** zeigt ein Verbrennungsmodell innerhalb der Brennkammer, wenn die Anzahl der Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist, und **Fig. 11B** zeigt ein Verbrennungsmodell innerhalb der Brennkammer innerhalb des Motorvolllastbereichs. Wie in **Fig. 11B** gezeigt ist, nimmt innerhalb des Motorvolllastbereichs das Ausmaß der Verbrennung (Energie) kontinuierlich in der Brennkammer zu, da die Einspritzmenge stufenweise erhöht wird. Wenn andererseits die Anzahl der Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht wird, wie in **Fig. 11A** dargestellt, werden Verbrennungen (Energie) in kleinem Maßstab, die in der Brennkammer verteilt sind, und die Zündungen nacheinander durchgeführt. Das heißt, auch innerhalb des Motorteillastbereichs wird durch Erhöhen der Anzahl der Einspritzungen eine ähnliche Verbrennung wie im Motorvolllastbereichs gebildet. Somit wird die Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorteillastbereichs verkürzt.

[0070] Fig. 12A und **Fig. 12B** zeigen die Zündverzögerungsperiode, wenn die Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs erhöht ist. Zum Beispiel zeigt **Fig. 12A** Zündverzögerungsperioden vor und nach dem Erhöhen der Anzahl von Einspritzungen für die Vorverbrennung, und **Fig. 12B** zeigt Zündverzögerungsperioden vor und nach dem Erhöhen der Anzahl von Einspritzungen für die Hauptverbrennung. Es ist aus **Fig. 12A** und **Fig. 12B** ersichtlich, dass durch Erhöhen der Anzahl von Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs die Zündverzögerungsperioden sowohl der Vorverbrennung als auch der Hauptverbrennung (insbesondere der Hauptverbrennung) kürzer werden.

[0071] Um die Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorteillastbereichs zu verkürzen, haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung daher eine Desktopstudienkalibrierung eines Kraftstoffeinspritzmusters durchgeführt und die Erhöhung der Anzahl der Einspritzungen und die Steigungseinspritzungen kombiniert. Dabei wurde eine höchste Anzahl von Einspritzungen, die auf das Kraftstoffeinspritzmus-

ter angewandt wurde, auf das Siebenfache eingestellt, bestehend beispielsweise aus drei Piloteinspritzungen, zwei Voreinspritzungen, einer Haupteinspritzung und einer Nacheinspritzung. Darüber hinaus wurden die Einspritzmengen der jeweiligen Kraftstoffeinspritzungen ebenfalls in geeigneter Weise geändert.

[0072] Fig. 13 veranschaulicht schematisch ein Beispiel des Kraftstoffeinspritzmusters, das innerhalb des Motorteillastbereichs angewandt wird. Um in **Fig. 13** die Zündverzögerungsperiode innerhalb des Motorteillastbereichs zu verkürzen, wird das Beispiel des Kraftstoffeinspritzmusters genannt, in dem die sieben Kraftstoffeinspritzungen durchgeführt werden und die Einspritzmenge schrittweise erhöht wird (das heißt, die Steigungseinspritzungen werden durchgeführt). Nachstehend wird das in **Fig. 13** dargestellte Kraftstoffeinspritzmuster in geeigneter Weise als „siebenstufiges Referenzeinspritzmuster“ bezeichnet.

[0073] Fig. 14 zeigt eine Verbrennungswellenform, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird, bei der eine horizontale Achse den Kurbelwinkel und eine vertikale Achse die Wärmeerzeugungsrate angibt. Zum Beispiel sind die Graphen **G11** und **G19** die gleichen wie diejenigen in **Fig. 4A** und **Fig. 7A**. Mit anderen Worten gibt der Graph **G11** die Verbrennungswellenform an, die durch das ursprüngliche Kraftstoffeinspritzmuster innerhalb des Motorteillastbereichs erreicht wird, bei dem die erhöhte Anzahl von Einspritzungen und die Steigungseinspritzungen nicht angewandt werden (nachstehend als „Referenzeinspritzmuster“ bezeichnet). Darüber hinaus gibt der Graph **G19** die Soll-Verbrennungswellenform basierend auf der Verbrennungswellenform mit der niedrigsten Steigung der Wärmeerzeugung an (siehe Graph **G17** von **Fig. 6A**). Auf der anderen Seite gibt ein Graph **G21** die Verbrennungswellenform an, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Aus diesem Graphen **G21** ist ersichtlich, dass die Soll-Verbrennungswellenform im Wesentlichen durch Anwenden des siebenstufigen Referenzeinspritzmusters erreicht wird.

[0074] Fig. 15A und **Fig. 15B** veranschaulichen den CPL und die Rauchmenge, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Zum Beispiel zeigt **Fig. 15A** den CPL, wenn das Referenzeinspritzmuster und das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 15A** ersichtlich, dass der CPL signifikant verbessert wird, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird, verglichen damit, wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Auf der anderen Seite zeigt **Fig. 15B** die Rauchmenge, wenn das Referenzeinspritzmuster und das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 15B** ersichtlich, dass die Rauchmenge größer

ist, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird, verglichen damit, wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Daher haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung in Erwägung gezogen, die Rauchmenge durch ein solches siebenstufiges Referenzeinspritzmuster zu verbessern.

[0075] Fig. 16A und Fig. 16B zeigen Verbrennungswellenformen, wenn ein erstes und ein zweites verbessertes siebenstufiges Einspritzmuster, die durch Verbessern des siebenstufigen Referenzeinspritzmusters designt werden, angewandt werden. In Fig. 16A und Fig. 16B gibt eine horizontale Achse den Kurbelwinkel an und eine vertikale Achse gibt die Wärmeerzeugungsrate an.

[0076] Zum Beispiel ist in Fig. 16A der Graph G21 der gleiche wie derjenige von Fig. 14, das heißt, er gibt die Verbrennungswellenform an, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird, und ein Graph G22 gibt eine Verbrennungswellenform an, wenn das erste verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt wird. Bei diesem ersten verbesserten siebenstufigen Einspritzmuster wird, verglichen mit dem siebenstufigen Referenzeinspritzmuster, die Delle (Tal) in dem Anstiegsabschnitt der Verbrennungswellenform eliminiert, um den Anstieg der Verbrennungswellenform zu glätten (die Steigung zu stabilisieren) die Spitze der Verbrennungswellenform wird vorgerückt, und die Wärmeerzeugungsmenge in dem Anstiegsabschnitt der Verbrennungswellenform entsprechend der Hauptverbrennung wird reduziert. Die Rauchmenge soll durch ein solches erstes verbessertes siebenstufiges Einspritzmuster reduziert werden. Man beachte, dass die Delle (Tal) in dem Anstiegsabschnitt der Verbrennungswellenform, da der Anstieg zum Wiederaufnehmen ab dieser Delle steil ist, zu einem Stoßgeräusch wird, das ein Hauptfaktor des Klopfgeräuschs wird, das insbesondere viele Hochfrequenzkomponenten enthält.

[0077] Ferner wird bei dem ersten verbesserten siebenstufigen Einspritzmuster durch Verzögern der Nacheinspritzung ab der des siebenstufigen Referenzeinspritzmusters, um die Rauchmenge mehr zu reduzieren, die Mischperiode des Kraftstoffs und der Luft verlängert. Man beachte, dass die Verbrennungswellenform in dem ersten verbesserten siebenstufigen Einspritzmuster, wie oben beschrieben, vorgerückt wird, um eine Drehmomentverringern (Kraftstoffverbrauchszunahme) zu verhindern, was durch Verzögern der Nacheinspritzung verursacht wird.

[0078] Andererseits ist in Fig. 16B der Graph G22 derselbe Graph wie derjenige von Fig. 16A, das heißt, er gibt die Verbrennungswellenform an, wenn das erste verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt wird, und ein Graph G23 gibt eine Verbrennungswellenform an, wenn das zweite verbes-

serte siebenstufige Einspritzmuster angewandt wird. Das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster ist grundsätzlich das gleiche Muster wie das erste verbesserte siebenstufige Einspritzmuster, mit der Ausnahme, dass der Einspritzdruck des Kraftstoffs erhöht wird. Durch solch eine Erhöhung des Einspritzdrucks des Kraftstoffs wird die Homogenisierung des Kraftstoffs verbessert, um die Rauchmenge zu verringern.

[0079] Fig. 17A und Fig. 17B veranschaulichen den CPL und die Rauchmenge, wenn das erste und das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden. Zum Beispiel veranschaulicht Fig. 17A den CPL, wenn das Referenzeinspritzmuster, das siebenstufige Referenzeinspritzmuster und das erste und zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus Fig. 17A ersichtlich, dass der CPL mehr verbessert wird, wenn das erste und das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden, verglichen mit dem Fall, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Andererseits zeigt 17B die Rauchmenge, wenn das Referenzeinspritzmuster, das siebenstufige Referenzeinspritzmuster und das erste und das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus Fig. 17B ersichtlich, dass die Rauchmenge reduziert wird, wenn das erste und das zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden, verglichen damit, wenn das siebenstufige Referenzeinspritzmuster angewandt wird, aber immer noch größer ist als wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Somit kamen die Erfinder der vorliegenden Erfindung zu der Schlussfolgerung, dass es schwierig ist, die Rauchmenge durch einfaches Verbessern der Nacheinspritzung und des Einspritzdrucks bei dem ersten und zweiten verbesserten siebenstufigen Einspritzmuster zu reduzieren. Daher haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung beschlossen, Faktoren zum Bestimmen des CPL und der Rauchmenge in den mehrstufigen Einspritzungen zu untersuchen.

[0080] Fig. 18A und Fig. 18B sind Ansichten, die ein Empfindlichkeitseinstellverfahren der mehrstufigen Einspritzungen veranschaulichen, das implementiert wird, um die Mechanismen des CPL und der Rauchmenge aufzudecken. Fig. 18A zeigt ein Beispiel eines Kraftstoffeinspritzmusters, das zum Aufdecken der Mechanismen angewandt wird. Dieses Kraftstoffeinspritzmuster umfasst sieben Einspritzungen einschließlich einer ersten Piloteinspritzung, einer zweiten Piloteinspritzung, einer ersten Voreinspritzung, einer zweiten Voreinspritzung, einer Haupteinspritzung, einer ersten Nacheinspritzung und einer zweiten Nacheinspritzung. Fig. 18B zeigt ein Beispiel einer Verbrennungswellenform, wenn ein Kraftstoffeinspritzmuster von Fig. 18A angewandt wird. Bei dieser Verbrennungswellenform entspricht ein Bereich R11

einer Verbrennung, die durch die erste und zweite Piloteinspritzung verursacht wird, ein Bereich **R12** entspricht einer Verbrennung, die durch die erste Voreinspritzung verursacht wird, ein Bereich **R13** entspricht einer Verbrennung, die durch die zweite Voreinspritzung verursacht wird, ein Bereich **R14** entspricht einer Verbrennung, die durch die Haupteinspritzung und die erste Nacheinspritzung verursacht wird.

[0081] Dabei untersuchten die Erfinder der vorliegenden Erfindung die Wärmeerzeugung und die Rauchempfindlichkeit in Bezug auf die Einspritzmenge für jede der mehrstufigen Einspritzungen, um die für jede der mehrstufigen Einspritzungen auszurüstende Funktion aufzudecken. Für diese Untersuchung wird die Steigung der Wärmeerzeugungsrates, die stark mit dem CPL korreliert, in eine vertikale Änderung der Wärmeerzeugungsmenge pro Einheit Einspritzmenge umgewandelt, um das Klopfgeräusch durch die Wärmeerzeugungsmenge zu ersetzen.

[0082] Fig. 19A und Fig. 19B zeigen ein Ergebnis der Empfindlichkeitsprüfung für jede der mehrstufigen Einspritzungen innerhalb des Motorteillastbereichs. Zum Beispiel zeigt Fig. 19A die vertikale Änderung der Wärmeerzeugungsmenge pro Einheit Einspritzmenge für die erste und die zweite Piloteinspritzung, die erste und die zweite Voreinspritzung und die erste Nacheinspritzung. Die vertikale Änderung der Wärmeerzeugungsmenge gibt das Klopfgeräusch (CPL) eindeutig an. Aus Fig. 19A ist ersichtlich, dass die vertikale Änderung der Wärmeerzeugungsmenge bezüglich der zweiten Piloteinspritzung und der ersten Voreinspritzung groß ist. Mit anderen Worten ist ersichtlich, dass die zweite Piloteinspritzung und die erste Voreinspritzung einen größeren Einfluss auf das Klopfgeräusch (CPL) im Vergleich zu den anderen Kraftstoffeinspritzungen bewirken. Andererseits zeigt Fig. 19B die Änderung der Rauchmenge pro Einheit Einspritzmenge für die erste und die zweite Piloteinspritzung, die erste und die zweite Voreinspritzung und die erste Nacheinspritzung. Es ist aus Fig. 19B ersichtlich, dass die Änderung der Rauchmenge bezüglich der ersten und zweiten Voreinspritzung und der ersten Nacheinspritzung groß ist. Mit anderen Worten ist ersichtlich, dass die erste und die zweite Voreinspritzung und die erste Nacheinspritzung im Vergleich zu den anderen Kraftstoffeinspritzungen einen größeren Einfluss auf die Rauchmenge bewirken.

[0083] Basierend auf den Untersuchungsergebnissen, die in Fig. 19A und Fig. 19B gezeigt sind, wurden Mechanismen des CPL und der Rauchmenge gefunden, bei denen der Betrag des CPL von einer Kraftstoffeinspritzung der vorausgehenden Stufe abhängt und der Betrag der Rauchmenge von einer Kraftstoffeinspritzung der nachfolgenden Stufe abhängt. Daher führten die Erfinder der vorliegenden Erfindung basierend auf den Mechanismen die

Kalibrierung des Kraftstoffeinspritzmusters durch Anpassen der Kraftstoffeinspritzung der vorhergehenden Stufe, um den CPL zu reduzieren, und durch Anpassen der Kraftstoffeinspritzung der nachfolgenden Stufe durch, um die Rauchmenge zu reduzieren.

[0084] Fig. 20 zeigt eine Verbrennungswellenform in dem Kraftstoffeinspritzmuster, die durch die Kalibrierung basierend auf den Mechanismen des CPL und der Rauchmenge, wie oben beschrieben, erhalten wird, wobei eine horizontale Achse den Kurbelwinkel und eine vertikale Achse die Wärmeerzeugungsrates angibt. Zum Beispiel ist der Graph **G11** derselbe wie der von Fig. 4A, das heißt, er gibt die Verbrennungswellenform an, die aus dem Referenzeinspritzmuster erhalten wird, und ein Graph **G24** gibt eine Verbrennungswellenform in dem Kraftstoffeinspritzmuster innerhalb des Motorteillastbereichs an, die durch die Kalibrierung basierend auf den Mechanismen des CPL und der Rauchmenge erhalten wird. Das letztgenannte Kraftstoffeinspritzmuster umfasst sechs Kraftstoffeinspritzungen, die nachstehend in geeigneter Weise als „verbessertes sechsstufiges Einspritzmuster“ bezeichnet werden. Dieses verbesserte sechsstufige Einspritzmuster ist grundsätzlich das oben beschriebene siebenstufige Einspritzmuster (das siebenstufige Referenzeinspritzmuster, das erste und zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster), jedoch ohne die erste Kraftstoffeinspritzung.

[0085] Zum Beispiel ist bei dem verbesserten sechsstufigen Einspritzmuster die Vorverbrennung in der Hauptverbrennung enthalten, um die Delle (Tal) des Anstiegsabschnitts der Verbrennungswellenform zu eliminieren und den Anstieg der Verbrennungswellenform weniger steil zu machen (siehe einen Bereich **R21**). Somit wird der CPL reduziert. Insbesondere wird die Hochfrequenzkomponente des Klopfgeräuschs reduziert. Darüber hinaus wird bei dem verbesserten sechsstufigen Einspritzmuster die der Hauptverbrennung entsprechende Verbrennungswellenform durch die mehrstufigen Einspritzungen (siehe einen Bereich **R22**) zu einem Trapez gemacht, so dass die Rauchmenge reduziert wird. Zusätzlich wird bei dem verbesserten sechsstufigen Einspritzmuster die Nacheinspritzung verzögert, um die Rauchmenge weiter zu verringern. In diesem Fall wird die Hauptverbrennung bei dem verbesserten sechsstufigen Einspritzmuster vorgezückt, um die Drehmomentverringern (Kraftstoffverbrauchszunahme) zu vermeiden, was durch die Verzögerung der Nacheinspritzung verursacht wird.

[0086] Fig. 21A bis Fig. 21F zeigen verschiedene Ergebnisse, wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster innerhalb des Motorteillastbereichs angewandt wird. Zunächst zeigen Fig. 21A und Fig. 21B Zündverzögerungsperioden bei der Vorverbrennung bzw. der Hauptverbrennung, wenn das Referenzeinspritzmuster und das verbesserte sieben-

stufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 21A** und **Fig. 21B** ersichtlich, dass, wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, die Zündverzögerungsperioden der Vorverbrennung und der Hauptverbrennung beide kürzer werden, verglichen damit, wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird.

[0087] Als nächstes zeigt **Fig. 21C** den CPL, wenn das Referenzeinspritzmuster und das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 21C** ersichtlich, dass der CPL kleiner wird (z.B. etwa 6 dB kleiner), wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, verglichen damit, wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird.

[0088] Als nächstes zeigt **Fig. 21D** die Rauchmenge, wenn das Referenzeinspritzmuster und das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 21D** ersichtlich, dass die Rauchmenge die gleiche ist zwischen dem Fall, in dem das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, und dem Fall, in dem das Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Dies bedeutet, dass, wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, die Rauchmenge im Vergleich zu dem Fall reduziert wird, in dem das siebenstufige Referenzeinspritzmuster und das oben beschriebene erste und zweite verbesserte siebenstufige Einspritzmuster angewandt werden.

[0089] Als nächstes zeigt **Fig. 21E** eine CO-Menge und eine HC-Menge, wenn das Referenzeinspritzmuster und das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt werden. Es ist aus **Fig. 21E** ersichtlich, dass, wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, die CO-Menge kleiner wird (z.B. etwa 20% reduziert), während die HC-Menge die gleiche bleibt wie wenn das Referenzeinspritzmuster angewandt wird. Es wird angenommen, dass dies so ist da der Kraftstoff, der innerhalb des Zylinders (unverbrannter Kraftstoff) anhaftet, abnimmt, wenn das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird.

[0090] Als nächstes zeigt **Fig. 21F** eine Kraftstoffverbrauchsrate, wenn das Referenzeinspritzmuster und das verbesserte Sechsstufeneinspritzmuster angewandt werden. Aus **Fig. 21F** ist ersichtlich, dass die Kraftstoffverbrauchsrate zwischen dem Fall, in dem das verbesserte sechsstufige Einspritzmuster angewandt wird, und dem Fall, in dem das Referenzeinspritzmuster angewandt wird, gleich ist.

[0091] Gemäß dem vorstehenden wird gemäß dem verbesserten sechsstufigen Einspritzmuster innerhalb des Motorteillastbereichs das Klopfgeräusch signifikant reduziert, ohne die Emissionsleistung, wie

beispielsweise Rauch, zu verschlechtern oder den Kraftstoffverbrauch zu erhöhen.

<Steuerung bzw. Regelung dieser Ausführungsform>

[0092] Als nächstes wird eine Steuerung bzw. Regelung gemäß dieser Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung basierend auf dem oben beschriebenen Grundkonzept spezifisch beschrieben.

[0093] **Fig. 22** ist ein Diagramm, das eine Steuerung bzw. Regelung darstellt, die von dem PCM 70 in dieser Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung ausgeführt wird. **Fig. 22** veranschaulicht schematisch die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, wobei eine horizontale Richtung die Zeit angibt (eindeutig dem Kurbelwinkel entspricht) und eine vertikale Richtung die Kraftstoffeinspritzmenge angibt. In dieser Ausführungsform führt das PCM 70 innerhalb des Motorteillastbereichs wie oben beschrieben eine Haupteinspritzung, drei Vorstufeneinspritzungen vor der Haupteinspritzung und eine spätere Einspritzung nach der Haupteinspritzung durch. Die Vorstufeneinspritzungen umfassen zumindest die Voreinspritzung (kann die Piloteinspritzung umfassen oder nicht), und die spätere Einspritzung ist die Nacheinspritzung. Im Folgenden werden die drei Vorstufeneinspritzungen als „Einspritzung der ersten Stufe“, „Einspritzung der zweiten Stufe“ bzw. „Einspritzung der dritten Stufe“ bezeichnet, die Haupteinspritzung wird als „Einspritzung der vierten Stufe“ bezeichnet und die spätere Einspritzung wird als „Einspritzung der fünften Stufe“ bezeichnet.

[0094] Insbesondere in dieser Ausführungsform, wie durch eine durchgezogene Linie **L11** von **Fig. 22** angezeigt, steuert bzw. regelt das PCM 70 die Kraftstoffeinspritzmengen, die auf die Einspritzung der ersten Stufe, die Einspritzung der zweiten Stufe und die Einspritzung der dritten Stufe angewandt werden, dahingehend zu der Haupteinspritzung hin schrittweise größer zu sein, d.h. führt die Steigungseinspritzungen durch. Somit wird die Wärmeerzeugungsrate durch die Einspritzung der ersten Stufe, die Einspritzung der zweiten Stufe und die Einspritzung der dritten Stufe kontinuierlich erhöht, um die Zylinderinnenwärmemenge, also den Zylinderinnendruck, zu Beginn der Hauptverbrennung zu erhöhen. Auf diese Weise wird die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu einem höchsten Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung verursacht wird, weniger steil gemacht, und die Hochfrequenzkomponente des Klopfgeräuschs wird in geeigneter Weise verringert.

[0095] Darüber hinaus stellt das PCM 70 in dieser Ausführungsform die Einspritzintervalle T11, T12, T13 und T14 zwischen der Einspritzung der ersten Stufe, der Einspritzung der zweiten Stufe, der Einspritzung der dritten Stufe, der Einspritzung der vier-

ten Stufe und der Einspritzung der fünften Stufe dahingehend ein, im Wesentlichen konstant zu sein. In dem insbesondere die Einspritzintervalle T11, T12 und T13 im Wesentlichen konstant eingestellt werden, wird durch die Einspritzung der ersten Stufe, die Einspritzung der zweiten Stufe und die Einspritzung der dritten Stufe kontinuierlich Wärme zu der Haupteinspritzung hin erzeugt.

[0096] Es ist anzumerken, dass, wie in **Fig. 22** dargestellt, obwohl die Einspritzintervalle T11, T12 und T13 hinsichtlich der Zeit im Wesentlichen konstant sind, sie hinsichtlich des Kurbelwinkels nicht konstant sind. Zum Beispiel wird eine Breite des Kurbelwinkels, die dem Einspritzintervall entspricht, in Richtung der späteren Stufe (verzögernden Seite) schmaler, d.h. „Kurbelwinkelbreite entsprechend dem Einspritzintervall T11 > Kurbelwinkelbreite entsprechend dem Einspritzintervall T12 > Kurbelwinkelbreite entsprechend dem Einspritzintervall T13“. Dies liegt daran, dass die durch den Kurbelwinkel definierte Drehzahl der Kurbelwelle **7** abnimmt, wenn sie sich dem TDC nähert.

[0097] Ferner erhöht in dieser Ausführungsform das PCM **70**, wie durch eine gestrichelte Linie L12 und die Pfeile A11 bis A14 von **Fig. 22** gezeigt, die Kraftstoffeinspritzmenge bei jeder Kraftstoffeinspritzung gemäß einer Zunahme der Motorlast. Die Zunahme der Kraftstoffeinspritzmenge gemäß der Motorlast wird mit Bezug auf **Fig. 23** beschrieben. **Fig. 23** veranschaulicht eine Beziehung der Motorlast mit Verhältnissen der Kraftstoffeinspritzmengen der Einspritzung der ersten Stufe, der Einspritzung der zweiten Stufe und der Einspritzung der dritten Stufe in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge der Einspritzungen der ersten bis vierten Stufe. Wie in **Fig. 23** dargestellt, erhöht das PCM **70** die Verhältnisse der Kraftstoffeinspritzmengen der Einspritzungen der ersten bis dritten Stufe in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge gemäß der Zunahme der Motorlast. Wenn die Motorlast zunimmt, obwohl die Kraftstoffeinspritzmenge der Haupteinspritzung zunimmt und der höchste Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung verursacht wird, ansteigt, wird, indem die Verhältnisse der Kraftstoffeinspritzmengen der Einspritzungen der ersten bis dritten Stufe gemäß der Zunahme der Motorlast erhöht werden, die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem so erhöhten höchsten Zylinderinnendruck in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0098] Darüber hinaus erhöht das PCM **70**, wenn die Kraftstoffeinspritzung zu der späteren Stufe (verzögernden Seite) fortschreitet, eine Erhöhungsrate der Einspritzmenge in Bezug auf eine Zunahme der Gesamteinspritzmenge, die durch die Zunahme der Motorlast verursacht wird. Zum Beispiel erhöht das PCM **70** die Erhöhungsrate der Einspritzmenge der zweiten Stufe in Bezug auf die Erhöhung der Gesamt-

einspritzmenge dahingehend (siehe den Pfeil A12 in **Fig. 22**), größer zu sein als die Erhöhungsrate der Einspritzmenge der ersten Stufe in Bezug auf die Erhöhung der Gesamteinspritzmenge (siehe den Pfeil A11 in **Fig. 22**), und stellt auch die Erhöhungsrate der Einspritzmenge der dritten Stufe in Bezug auf die Erhöhung der Gesamteinspritzmenge dahingehend ein (siehe Pfeil A13 in **Fig. 22**), größer zu sein als die Erhöhungsrate der Einspritzmenge der zweiten Stufe in Bezug auf die Erhöhung der Gesamteinspritzmenge (siehe den Pfeil A12 in **Fig. 22**). Wenn die Motorlast zunimmt, wird somit die Einspritzmenge der Einspritzung nahe der Haupteinspritzung in geeigneter Weise erhöht, um die Wärmemenge im Zylinder vor der Hauptverbrennung effektiv zu erhöhen.

[0099] Darüber hinaus erhöht das PCM **70** in dieser Ausführungsform, wie durch eine Einpunkt-Strichlinie L13 in **22** gezeigt, die auf die Vorstufeneinspritzungen angewandten Kraftstoffeinspritzmengen, wenn der Atmosphärendruck (von dem Atmosphärendrucksensor SN6 erfasst) abnimmt. Die Einstellung der Kraftstoffeinspritzmengen gemäß dem Atmosphärendruck wird mit Bezug auf die **Fig. 24** beschrieben. **Fig. 24** veranschaulicht eine Beziehung zwischen dem Atmosphärendruck und einem Korrekturkoeffizienten zum Korrigieren der Kraftstoffeinspritzmengen (Einspritzmengenkorrekturkoeffizient). Ein Graph **G31** zeigt den Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten, der auf die Einspritzung der ersten Stufe angewandt wird, ein Graph **G32** zeigt den Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten, der auf die Einspritzung der zweiten Stufe angewandt wird, und ein Graph **G33** zeigt den Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten, der auf die Einspritzung der dritten Stufe angewandt wird. Man beachte, dass in **Fig. 24**, obwohl die Graphen **G31** bis **G33** aus Gründen der Einfachheit nicht überlappen, diese Graphen **G31** bis **G33** im Wesentlichen überlappen.

[0100] Wie in **Fig. 24** dargestellt, erhöht das PCM **70** für jede der Einspritzungen der ersten bis dritten Stufe die Kraftstoffeinspritzmenge durch Erhöhen des Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten, wenn der Atmosphärendruck abnimmt. Auf diese Weise werden, selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert, kontinuierliche Verbrennungen in dem Zylinder vor der Haupteinspritzung durch die Vorstufeneinspritzungen mit den erhöhten Kraftstoffeinspritzmengen auf zuverlässige Weise erzeugt. Das heißt, durch Erhöhen der Einspritzmengen, um die Wärmeerzeugungsmengen der Vorstufeneinspritzungen zu erhöhen und die Zündverzögerung zu reduzieren, wird Wärme zuverlässig kontinuierlich erzeugt. Selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert, wird somit das Klopfgeräusch in geeigneter Weise verringert.

[0101] Man beachte, dass im Wesentlichen, da die Gesamteinspritzmenge in Übereinstimmung mit dem erforderlichen Drehmoment des Motors ist und nahezu nicht gemäß dem Atmosphärendruck geändert wird, wenn die Kraftstoffeinspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen wie oben beschrieben erhöht werden, die Einspritzmenge um diese erhöhten Mengen verringert werden kann.

[0102] Als nächstes wird ein Flussdiagramm der Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung, die von dem PCM 70 ausgeführt wird, mit Bezug auf Fig. 25 beschrieben. Diese Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung wird aktiviert, wenn ein Zündschalter des Fahrzeugs eingeschaltet wird und dem PCM 70 Strom zugeführt wird, und wird wiederholt ausgeführt.

[0103] Wenn die Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung gestartet wird, erfasst das PCM 70 verschiedene Informationen über einen Betriebszustand des Fahrzeugs bei S1. Zum Beispiel erfasst das PCM 70 zusätzlich zu den Erfassungssignalen, die von den verschiedenen oben beschriebenen Sensoren SN1 bis SN6 ausgegeben werden, Informationen, die eine durch einen Gaspedalöffnungs- bzw. -stellungssensor erfasste Gaspedalöffnung bzw. -stellung, eine von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor erfasste Fahrzeuggeschwindigkeit oder eine Gangposition umfassen, die derzeit bei einem Getriebe des Fahrzeugs eingestellt ist, etc.

[0104] Als nächstes legt das PCM 70 bei S2 eine Sollbeschleunigung basierend auf den bei S1 erfassten Informationen fest. Zum Beispiel wählt das PCM 70 ein Beschleunigungskennfeld, das einer aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit und Gangposition entspricht, aus Beschleunigungskennfeldern aus, die für verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten und Gangpositionen definiert sind (sie werden im Voraus erzeugt und im Speicher gespeichert, etc.). Das PCM 70 bestimmt die Sollbeschleunigung, die einer aktuellen Gaspedalstellung entspricht, mit Bezug auf das ausgewählte Beschleunigungskennfeld.

[0105] Als nächstes bestimmt das PCM 70 bei S3 ein Solldrehmoment des Motors zum Erreichen der bei S2 bestimmten Sollbeschleunigung. Zum Beispiel bestimmt das PCM 70 das Solldrehmoment innerhalb eines Drehmomentbereichs, der durch den Motor ausgegeben werden kann, basierend auf der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Gangposition, einer Straßenoberflächenneigung, einer Straßenoberfläche μ , etc. zu diesem Zeitpunkt.

[0106] Als nächstes legt das PCM 70 bei S4 eine erforderliche Einspritzmenge von Kraftstoff fest, der von dem Injektor 20 einzuspritzen ist (hauptsächlich die Kraftstoffeinspritzmenge der Haupteinspritzung), um das Solldrehmoment zu erhalten, und zwar basierend auf dem bei S3 bestimmten Solldrehmoment

und der Motordrehzahl, die basierend auf dem Ausgangssignal von dem Kurbelwinkelsensor SN1 erhalten wird.

[0107] Als nächstes bestimmt das PCM 70 bei S5 einen Kraftstoffeinspritzmodus (einschließlich der Kraftstoffeinspritzmenge und des Zeitpunkts, d.h. des Kraftstoffeinspritzmusters). Wenn in dieser Ausführungsform der Betriebszustand des Motors in dem Motorteillastbereich enthalten ist, greift das PCM 70 insbesondere einen Kraftstoffeinspritzmodus auf, der die Einspritzungen der ersten bis fünften Stufe umfasst und bei dem die Kraftstoffeinspritzmengen der Einspritzungen der ersten bis dritten Stufe schrittweise zu der Haupteinspritzung hin erhöht werden und die Einspritzintervalle der Einspritzungen der ersten bis fünften Stufe im Wesentlichen konstant gemacht werden (siehe Fig. 22). Ferner bestimmt das PCM 70 die Kraftstoffeinspritzmenge bei jeder Kraftstoffeinspritzung gemäß der Motorlast. Insbesondere unter Bezugnahme auf ein Kennfeld, das die Beziehung zwischen der Motorlast und dem Einspritzmengenverhältnis zu der Gesamteinspritzmenge definiert, wie in Fig. 23 dargestellt, bestimmt das PCM 70 das Einspritzmengenverhältnis gemäß der aktuellen Motorlast und erhält jede Kraftstoffeinspritzmenge bei der Vorstufeneinspritzung. Darüber hinaus wird unter Bezugnahme auf ein Kennfeld, das die Beziehung zwischen dem Atmosphärendruck und dem Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten definiert, wie in Fig. 24 gezeigt, das PCM 70 für den Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten angewandt, welcher dem aktuellen Atmosphärendruck entspricht, der von dem Atmosphärendrucksensor SN6 erfasst wird. In diesem Fall erhöht das PCM 70 jede Kraftstoffeinspritzmenge der Vorstufeneinspritzung durch Erhöhen des Einspritzmengenkorrekturkoeffizienten, wenn der Atmosphärendruck abnimmt.

[0108] Als nächstes steuert bzw. regelt das PCM 70 bei S6 den Injektor 20 basierend auf der erforderlichen Einspritzmenge, die bei S4 bestimmt wird, und dem Kraftstoffeinspritzmodus, der in S5 bestimmt wird. Nach S6 beendet das PCM 70 die Kraftstoffeinspritzsteuerung bzw. -regelung.

<Operationen und Effekte>

[0109] Als nächstes werden die Operationen und Effekte dieser Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung beschrieben.

[0110] Gemäß dieser Ausführungsform führt, wenn die Kraftstoffeinspritzungen einschließlich der Mehrzahl von Vorstufeneinspritzungen und der Haupteinspritzung während des Verdichtungstakts durchgeführt werden, das PCM 70 die Mehrzahl von Vorstufeneinspritzungen mit den im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen durch, während es jede Kraftstoffeinspritzmenge erhöht, wenn der Atmo-

sphärendruck abnimmt. Selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert, werden zuverlässig kontinuierliche Verbrennungen in dem Zylinder vor der Haupteinspritzung durch die Vorstufeneinspritzungen mit den erhöhten Einspritzmengen erzeugt. Das heißt, durch Erhöhen der Einspritzmenge zum Erhöhen der Wärmeerzeugungsmengen der Vorstufeneinspritzungen wird eine Zündverzögerung reduziert und eine kontinuierliche Wärmeerzeugung wird auf zuverlässige Weise bewirkt. Im Ergebnis wird eine Zylinderinnenwärmemenge und somit ein Zylinderinnendruck zu Beginn einer Hauptverbrennung erhöht, um die Steigung des Zylinderinnendrucks auf den höchsten Zylinderinnendruck, die durch die Hauptverbrennung verursacht wird, weniger steil zu machen, und eine Hochfrequenzkomponente eines Klopfgeräuschs wird in geeigneter Weise reduziert. Daher wird gemäß dieser Konfiguration das Klopfgeräusch geeignet verringert, selbst wenn sich die Zündumgebung auf Grund der Abnahme des Atmosphärendrucks verschlechtert.

[0111] Ferner erhöht das PCM **70** gemäß dieser Ausführungsform die Kraftstoffeinspritzmenge jeder Kraftstoffeinspritzung gemäß der Zunahme der Motorlast. Wenn die Motorlast zunimmt, wird, obwohl die Kraftstoffeinspritzmenge für die Haupteinspritzung steigt und der höchste Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung verursacht wird, steigt, durch Erhöhen der Kraftstoffeinspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen gemäß der Zunahme der Motorlast die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem so erhöhten höchsten Zylinderinnendruck in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0112] Ferner erhöht gemäß dieser Ausführungsform das PCM **70** die Verhältnisse der Kraftstoffeinspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge, wenn die Motorlast zunimmt, und daher wird die Steigung des Zylinderinnendrucks bis zu dem höchsten Zylinderinnendruck, der durch die Hauptverbrennung verursacht wird, in geeigneter Weise weniger steil gemacht.

[0113] Darüber hinaus erhöht das PCM **70** gemäß dieser Ausführungsform, wenn die Kraftstoffeinspritzung zu der späteren Stufe (verzögernden Seite) fortschreitet, die Erhöhungsraten der Einspritzmenge in Bezug auf die Zunahme der Gesamteinspritzmenge, die durch die Zunahme der Motorlast verursacht wird. Wenn die Motorlast zunimmt, werden daher die Einspritzmengen der Vorstufeneinspritzungen nahe der Haupteinspritzung in geeigneter Weise erhöht, so dass die Wärmemenge im Zylinder vor der Hauptverbrennung effektiv erhöht wird.

Bezugszeichenliste

1	Motorkörper
2	Zylinder
4	Kolben
7	Kurbelwelle
8	Verbindungsstange
20	Injektor
30	Einlasstrakt
40	Auslasstrakt
60	Turbolader
70	PCM

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

Zitierte Patentliteratur

- JP 2012036798 A [0002, 0003]
- JP 2016217215 A [0005, 0006, 0056]

Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern bzw. Regeln einer Kraftstoffeinspritzung eines Dieselmotors zum Durchführen einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zum Bewirken einer Mehrzahl von Verbrennungen innerhalb eines Zylinders (2) in einem Verbrennungszyklus, umfassend:

Durchführen, beim Verdichtungstakt, der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen bei im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen, während eine Einspritzmenge erhöht wird, wenn ein Atmosphärendruck abnimmt; und

Durchführen, nach der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, einer weiteren Kraftstoffeinspritzung mit einer größeren Einspritzmenge als bei der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen, nahe einem oberen Totpunkt des Verdichtungstakts.

2. Verfahren nach Anspruch 1, ferner umfassend Erhöhen der Einspritzmenge von jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, ferner umfassend Erhöhen eines Verhältnisses der Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors.

4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, ferner umfassend schrittweises Erhöhen, wenn eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß der Zunahme der Last des Dieselmotors erhöht wird, der Erhöhungsraten der Einspritzmengen der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge.

5. Kraftstoffeinspritzsteuer- bzw. -regelvorrichtung für einen Dieselmotor zum Durchführen einer Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen zum Bewirken einer Mehrzahl von Verbrennungen innerhalb eines Zylinders (2) in einem Verbrennungszyklus, umfassend: eine Kraftstoffzufuhrvorrichtung, die konfiguriert ist, Kraftstoff in den Zylinder (2) einzuspritzen; und einen Controller bzw. Regler (70), der konfiguriert ist, die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend zu steuern bzw. zu regeln, beim Verdichtungstakt die Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen bei im Wesentlichen konstanten Einspritzintervallen durchzuführen, während eine Einspritzmenge erhöht wird, wenn ein Atmosphärendruck abnimmt, und nach der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen eine weitere Kraftstoffeinspritzung mit einer größeren Einspritzmenge als bei der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen nahe einem oberen Totpunkt des Verdichtungstakts durchzuführen.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, wobei der Controller (70) die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuert bzw. regelt, die Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors zu erhöhen.

7. Vorrichtung nach Anspruch 5 oder 6, wobei der Controller (70) die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuert bzw. regelt, ein Verhältnis der Einspritzmenge jeder der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus gemäß einer Zunahme einer Last des Dieselmotors zu erhöhen.

8. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 5 bis 7, wobei der Controller (70) die Kraftstoffzufuhrvorrichtung dahingehend steuert bzw. regelt, dass sie, wenn eine Gesamteinspritzmenge für einen Verbrennungszyklus entsprechend der Zunahme der Last des Dieselmotors erhöht wird, Erhöhungsraten der Einspritzmengen der Mehrzahl von Kraftstoffeinspritzungen in Bezug auf die Gesamteinspritzmenge schrittweise erhöht.

9. Computerprogrammprodukt umfassend computerlesbare Anweisungen, die, wenn sie auf einem geeigneten System geladen und ausgeführt werden, die Schritte eines Verfahrens nach Anspruch 1 bis 4 ausführen können.

Es folgen 25 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

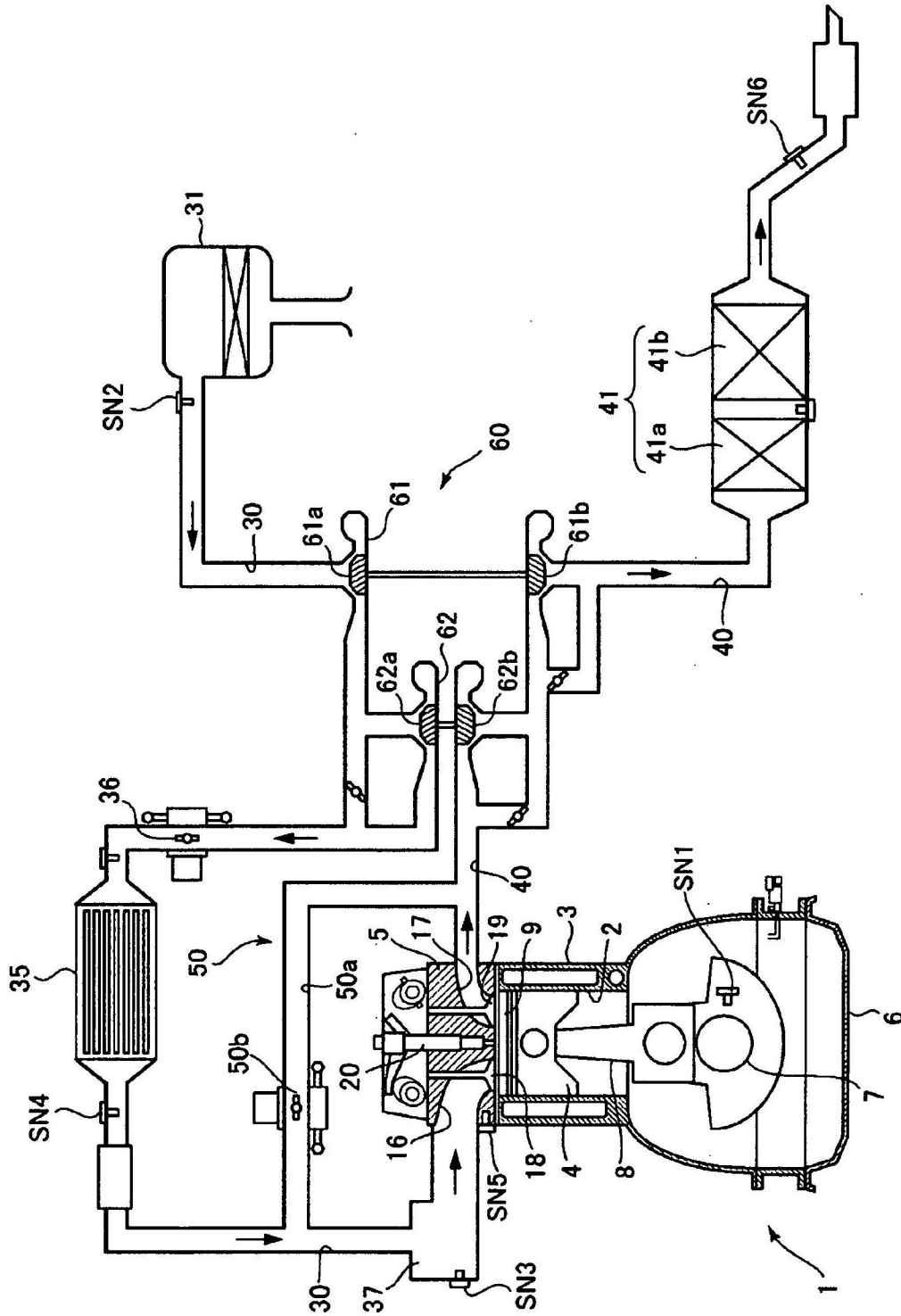


FIG. 1

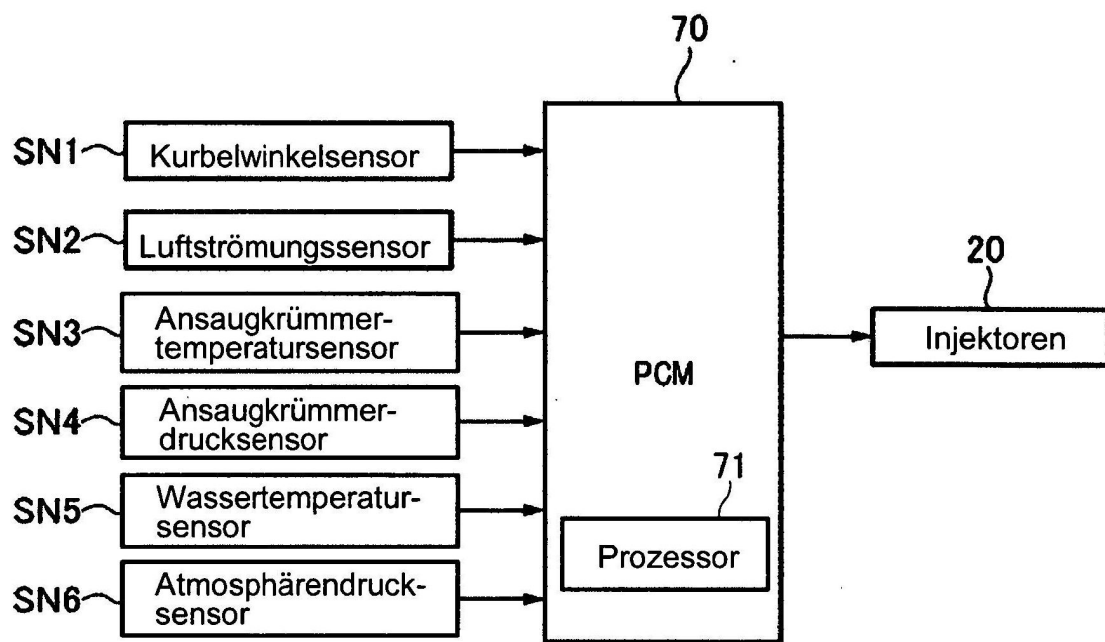


FIG. 2

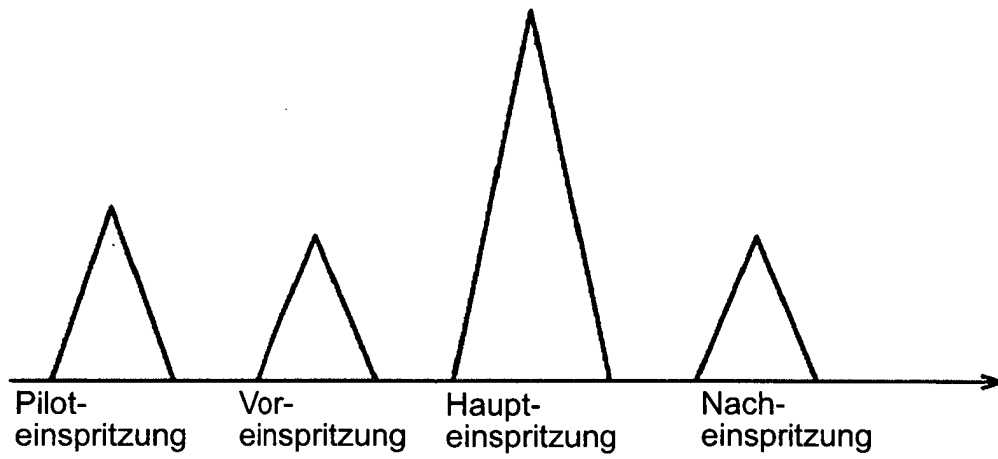


FIG. 3

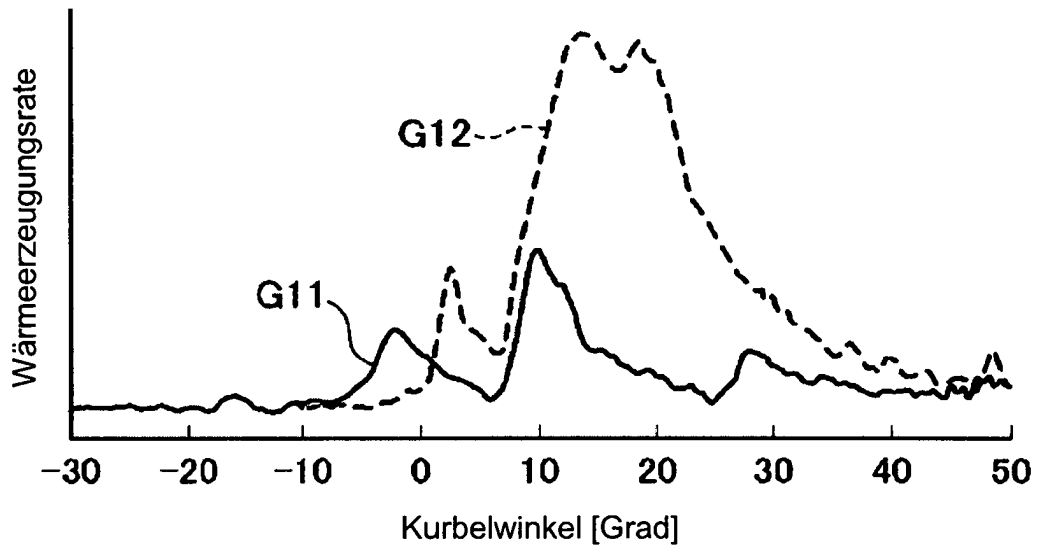


FIG. 4A

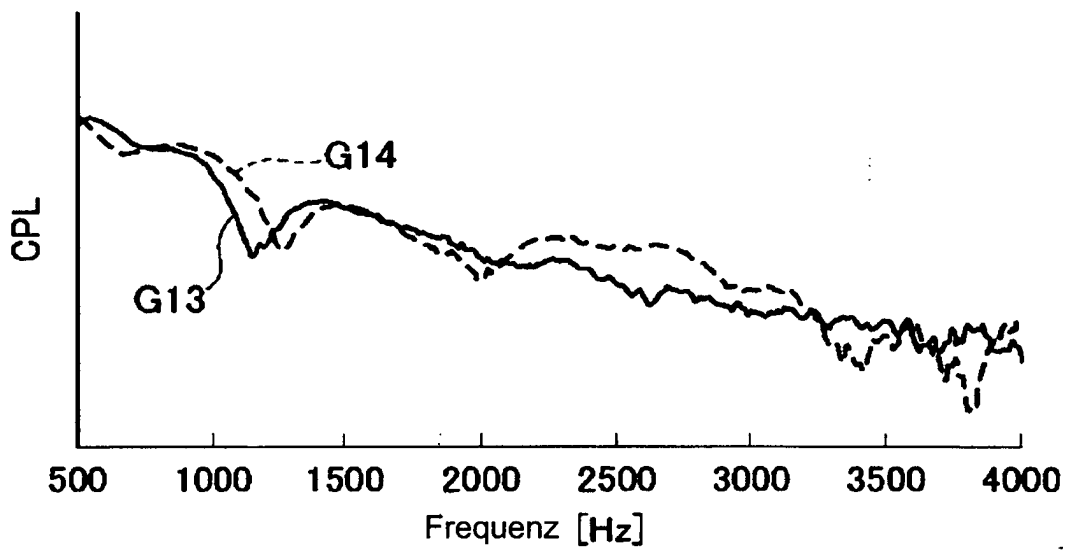


FIG. 4B

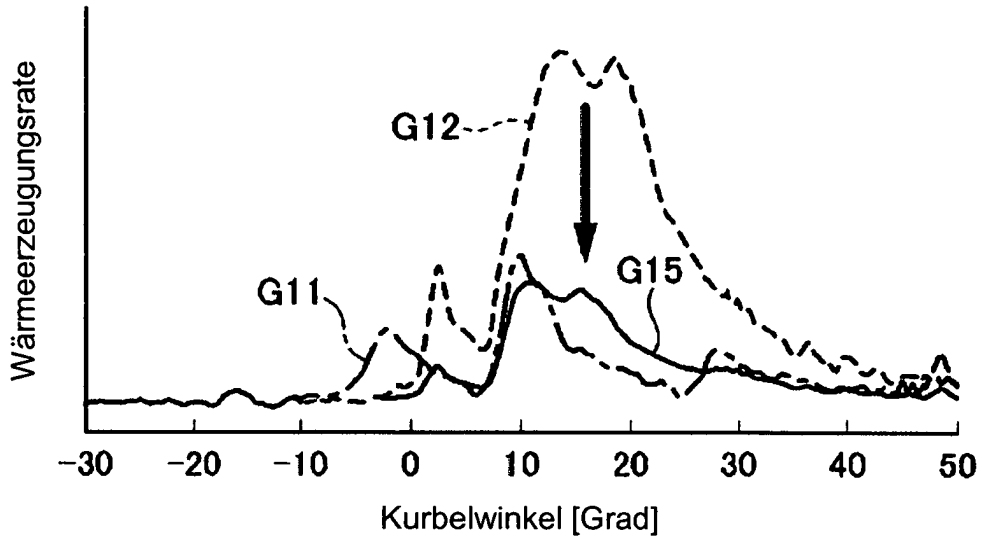


FIG. 5A

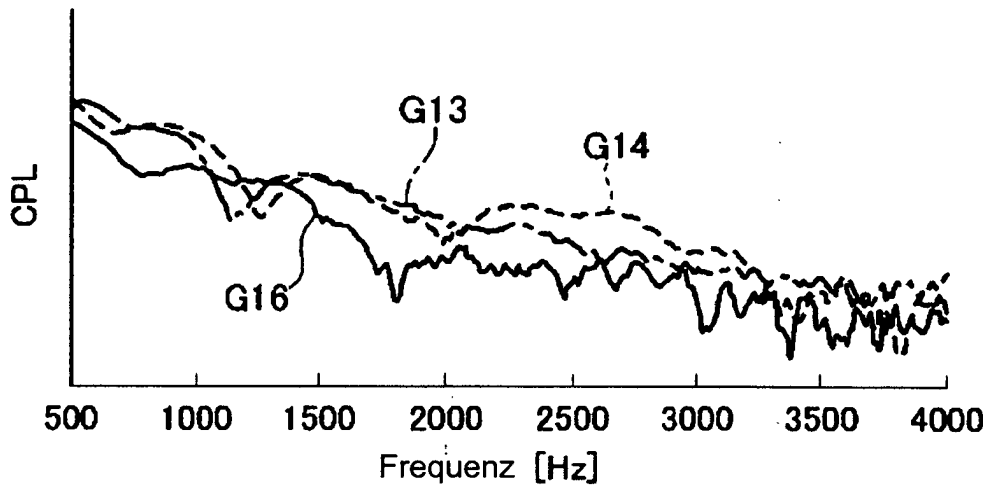


FIG. 5B

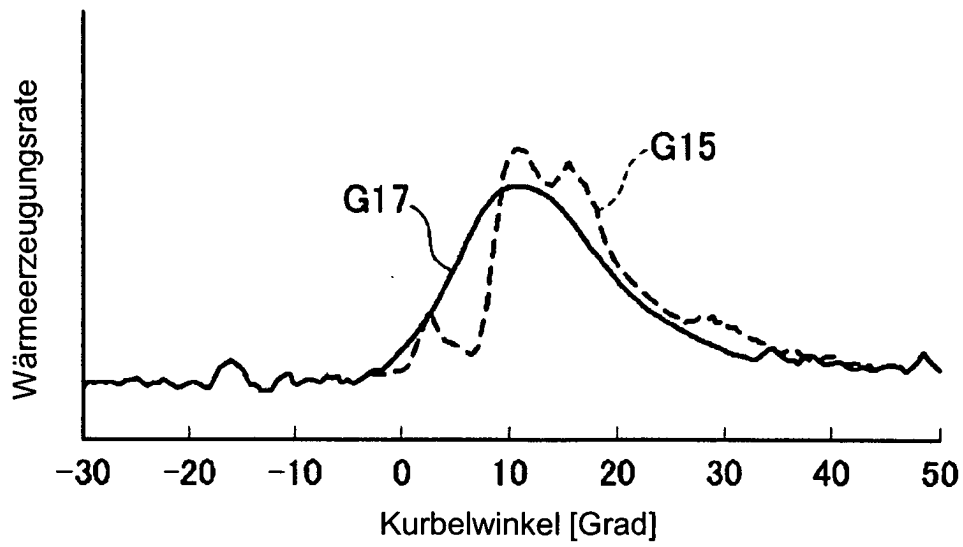


FIG. 6A

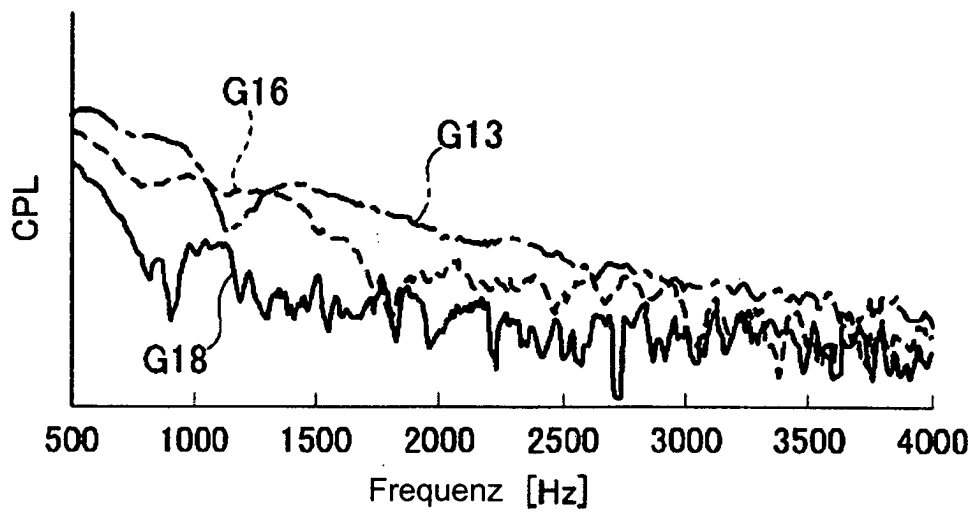


FIG. 6B

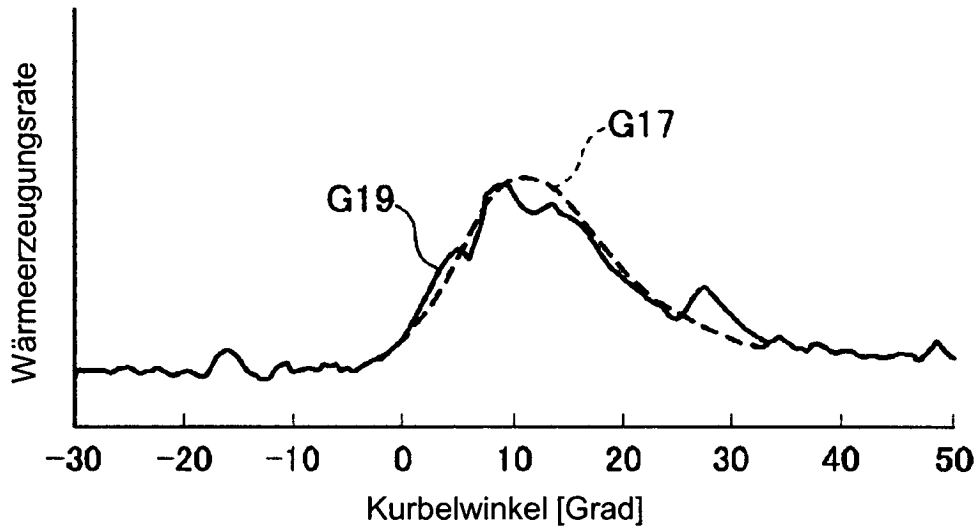


FIG. 7A

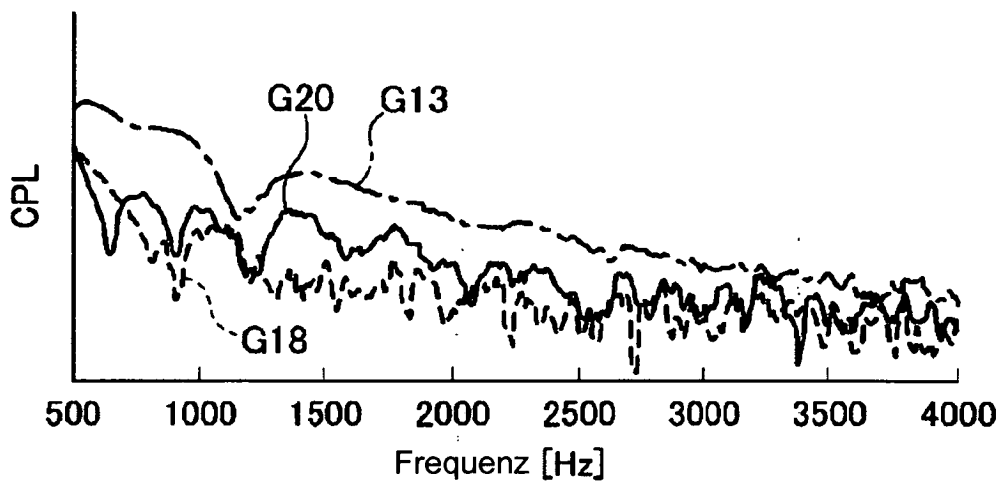


FIG. 7B

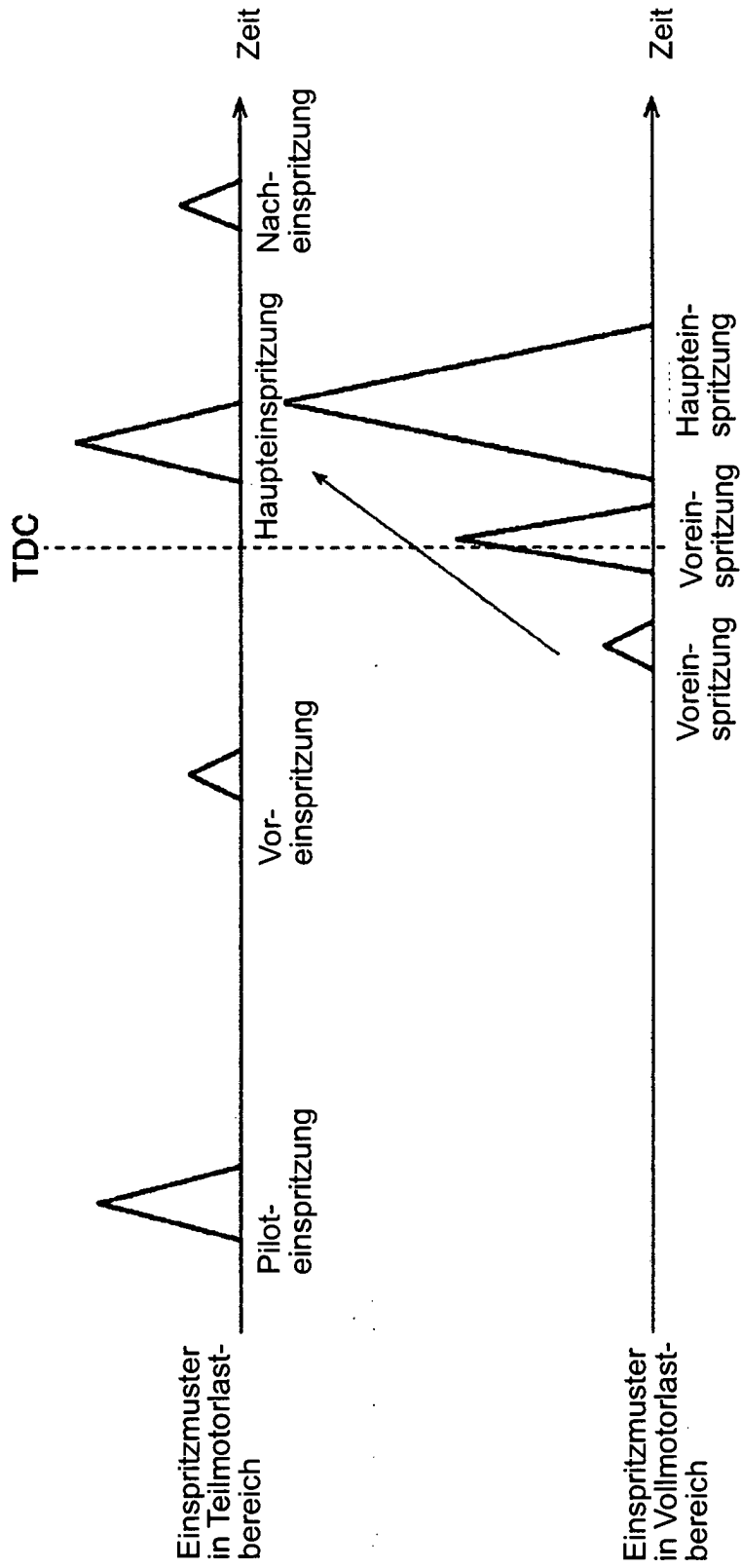


FIG. 9

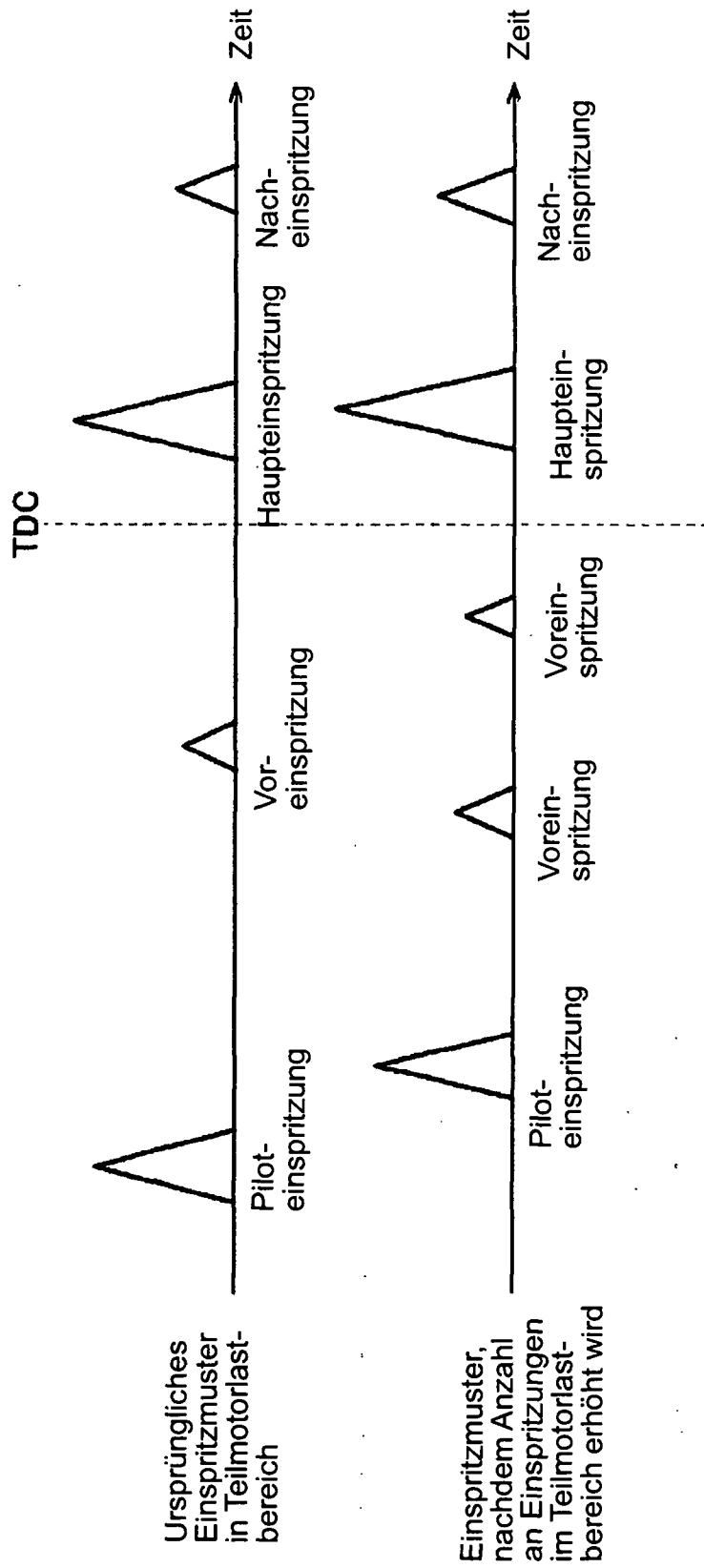


FIG. 10

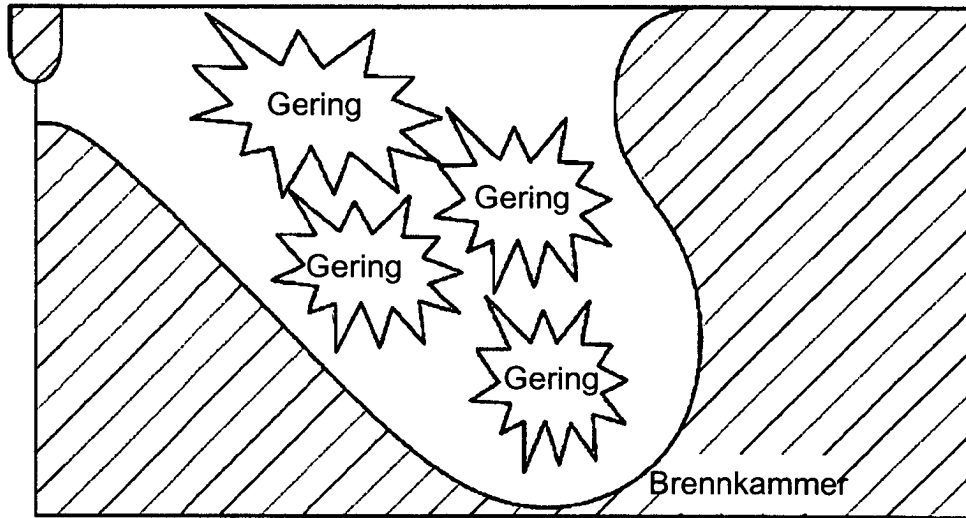


FIG. 11A

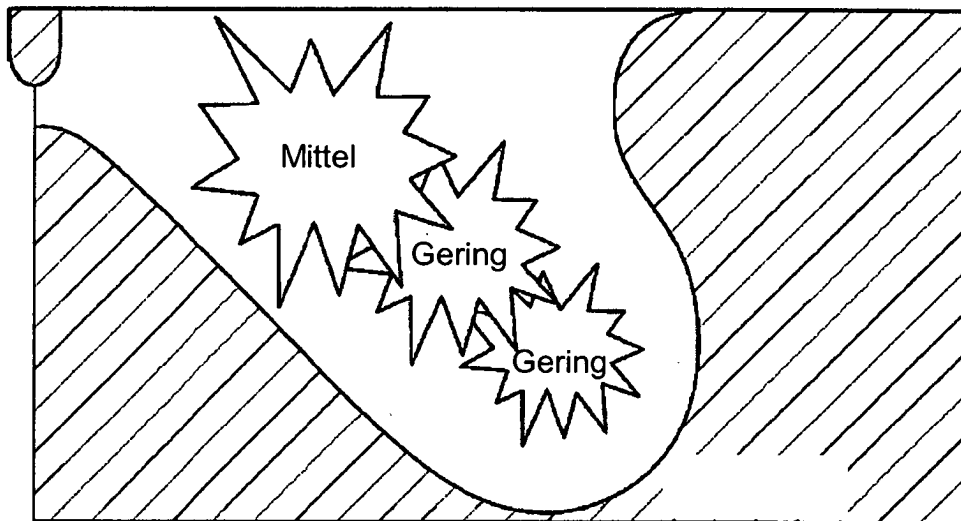


FIG. 11B

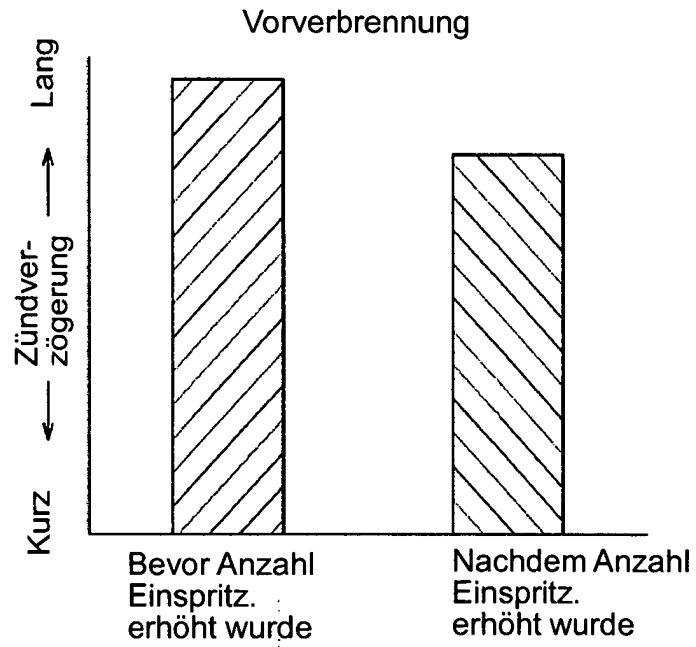


FIG. 12A

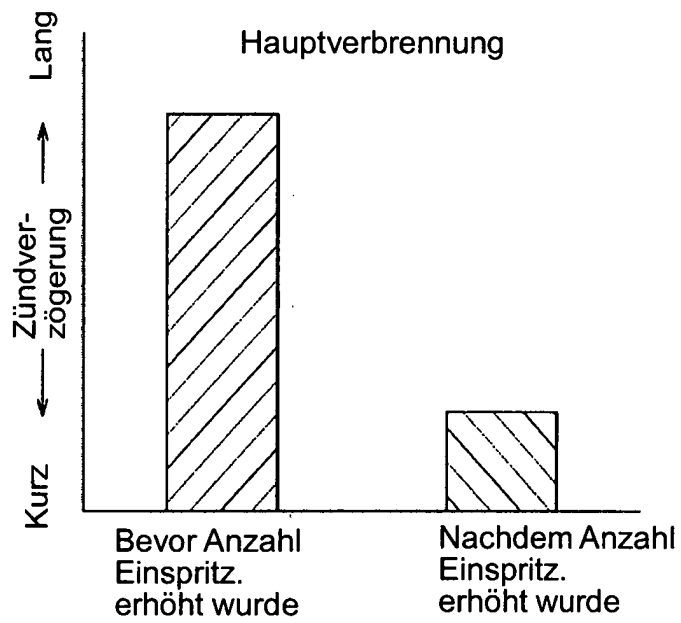


FIG. 12B

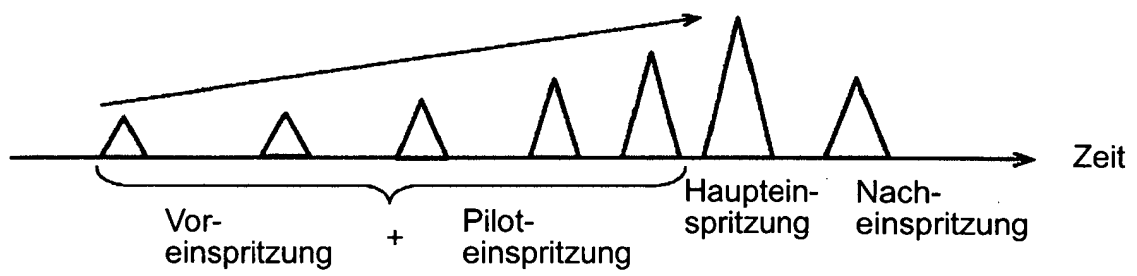


FIG. 13

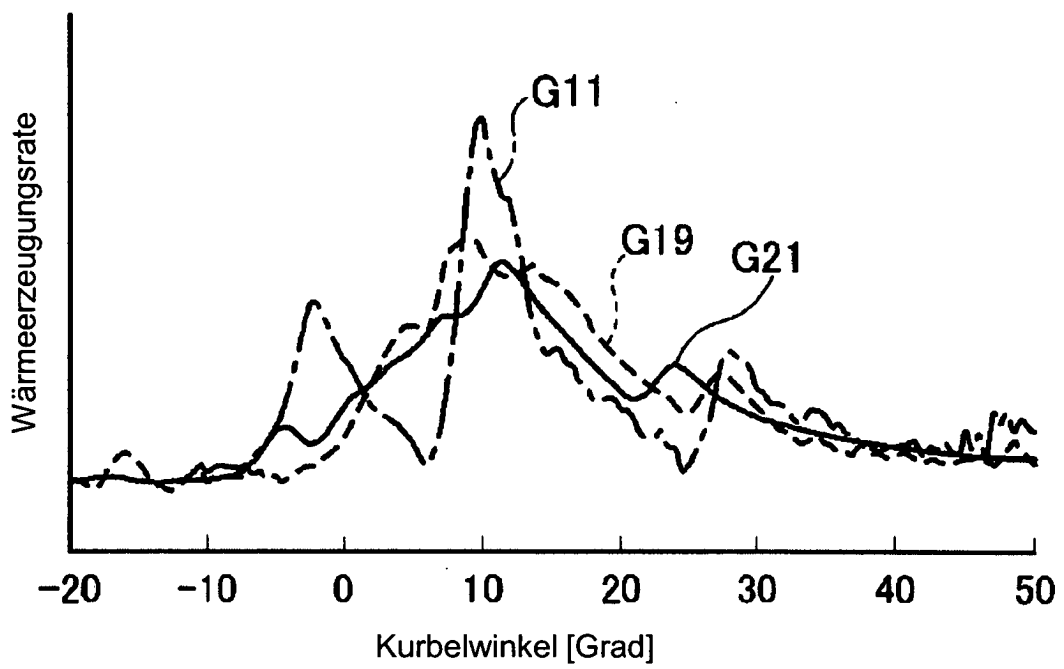


FIG. 14

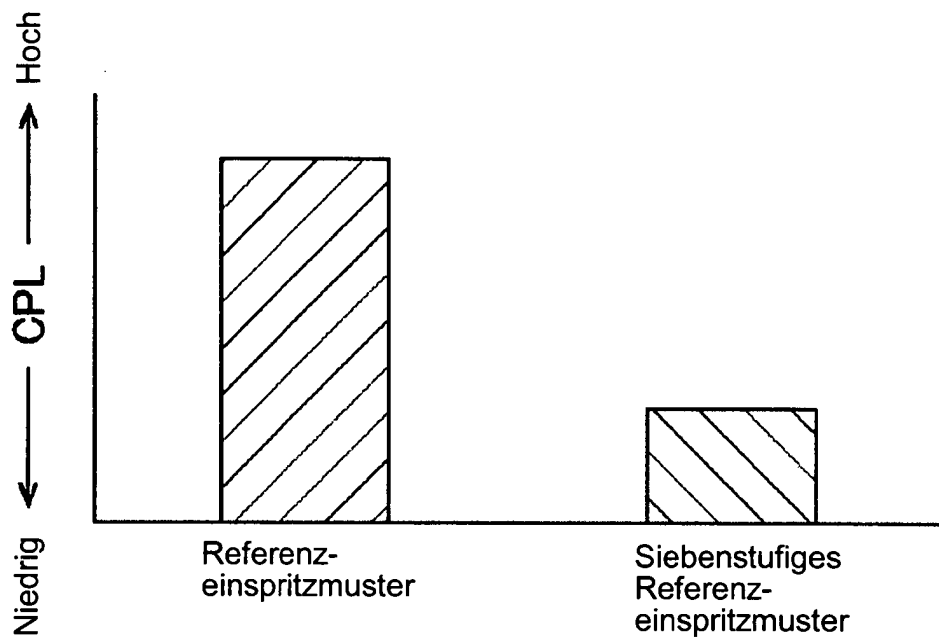


FIG. 15A

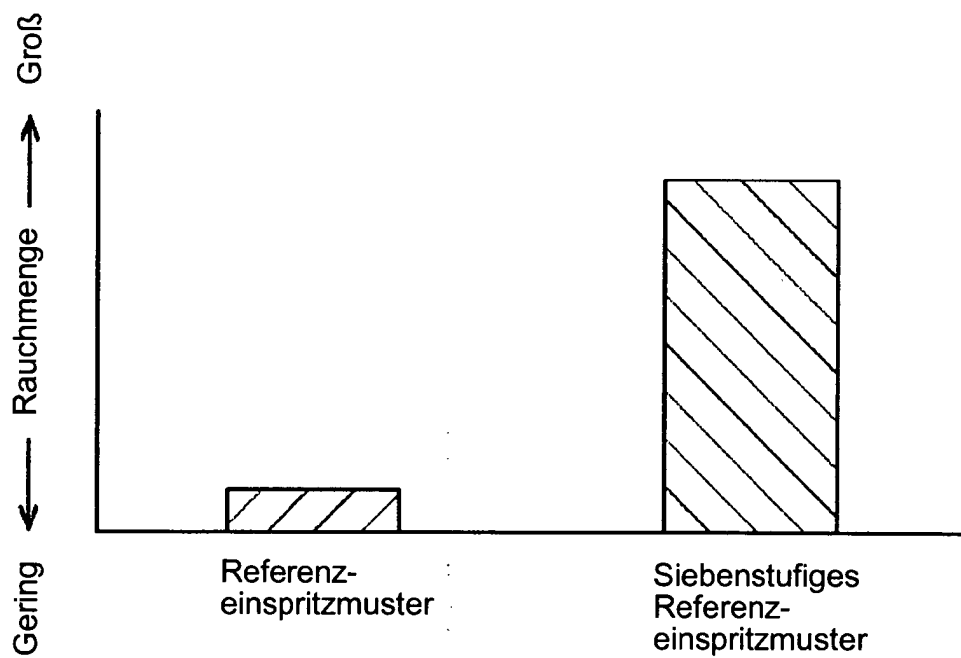


FIG. 15B

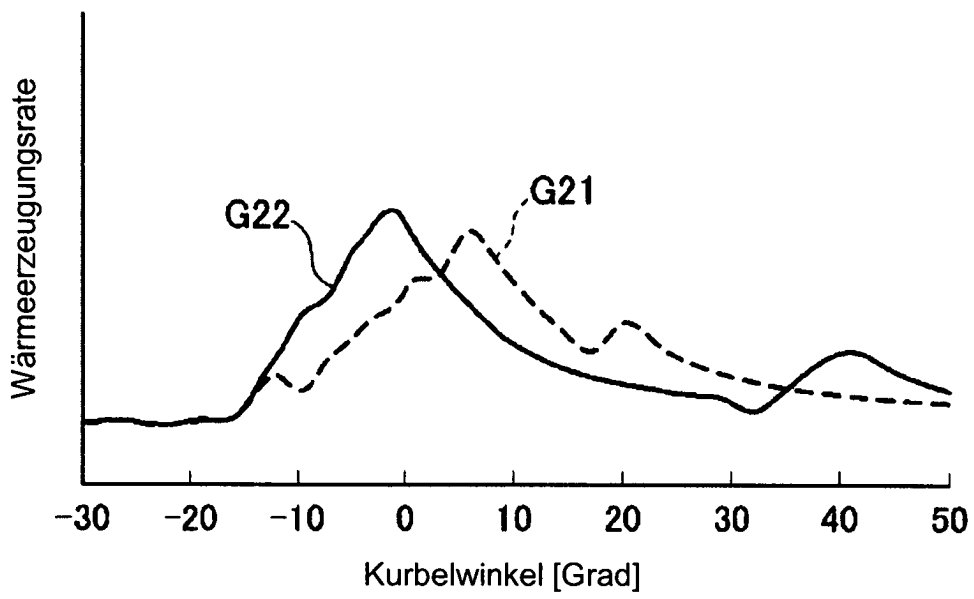


FIG. 16A

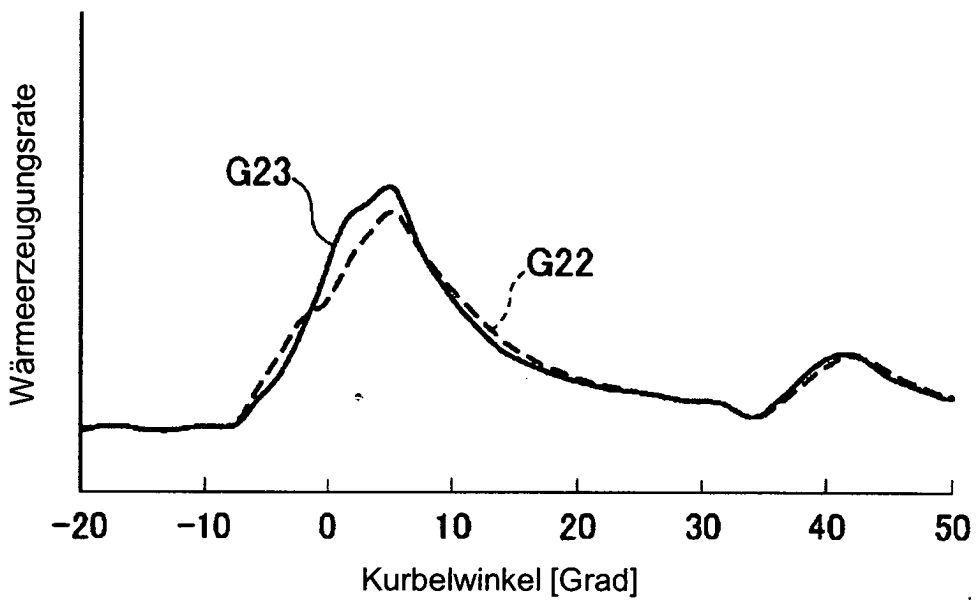


FIG. 16B

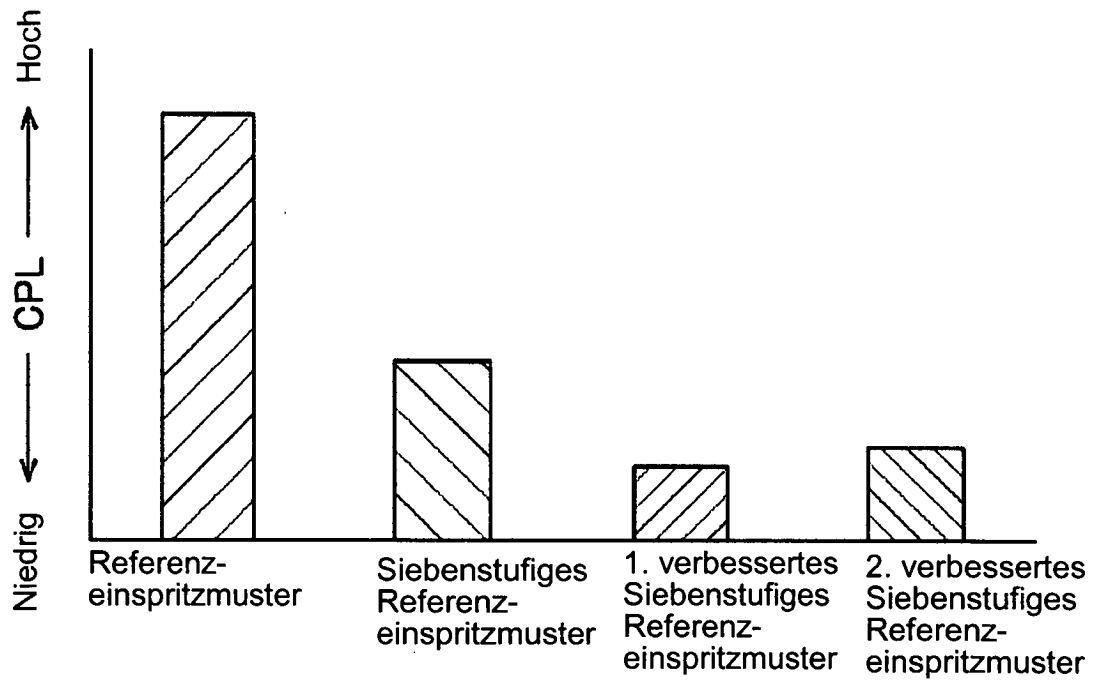


FIG. 17A

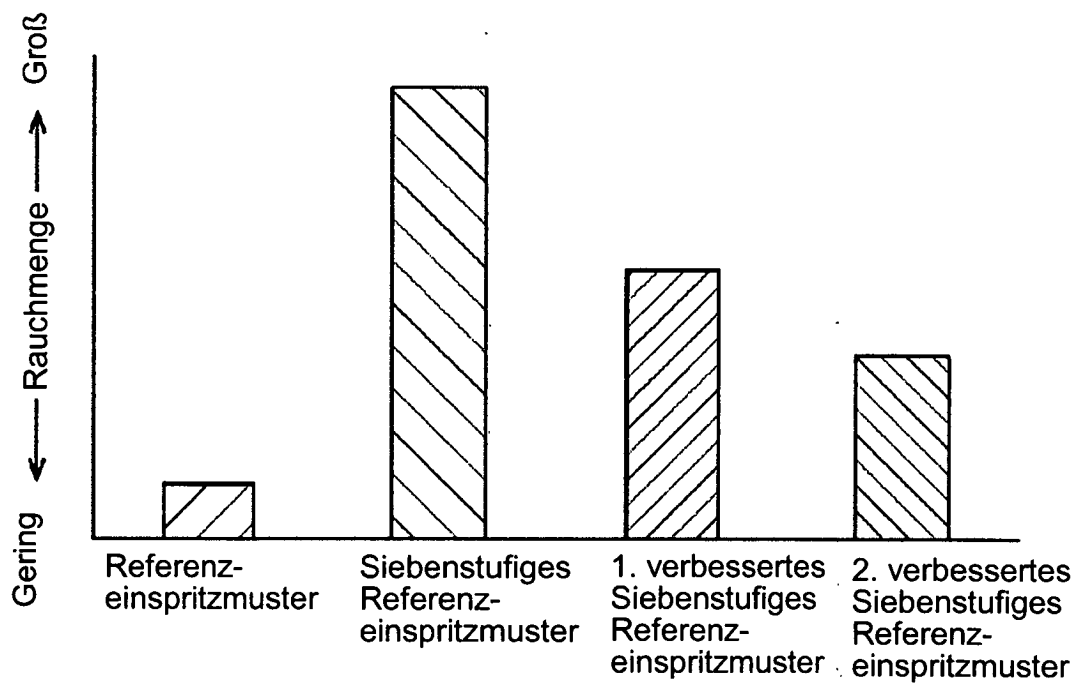


FIG. 17B

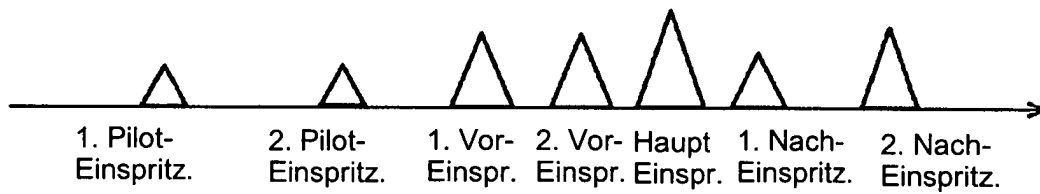


FIG. 18A

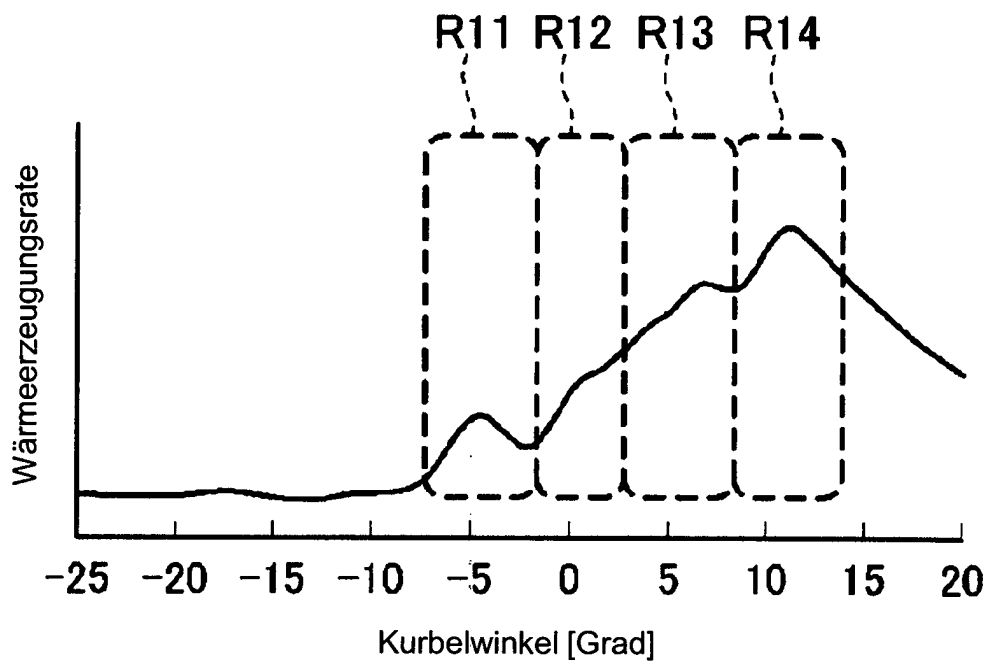


FIG. 18B

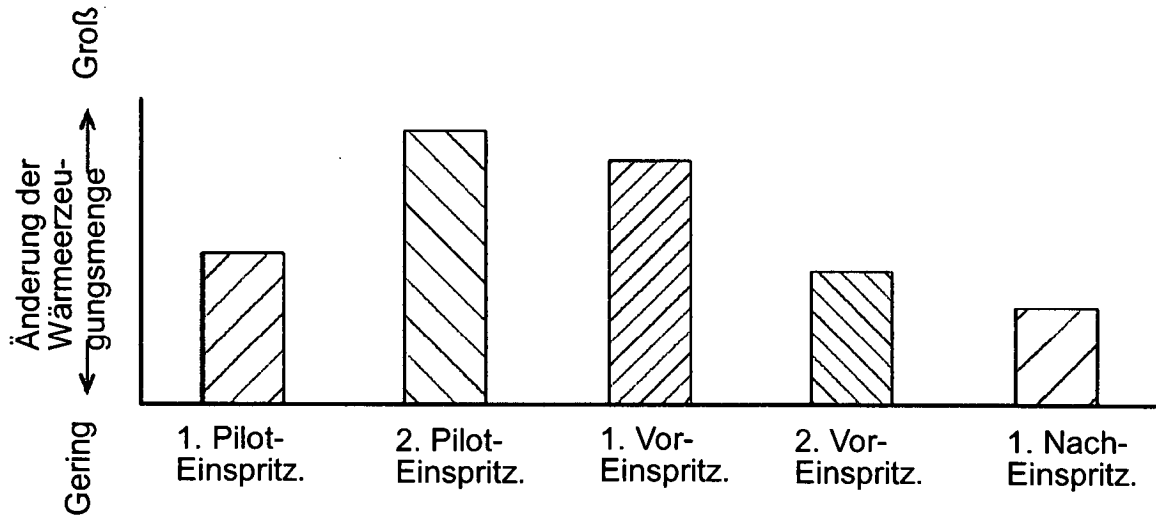


FIG. 19A

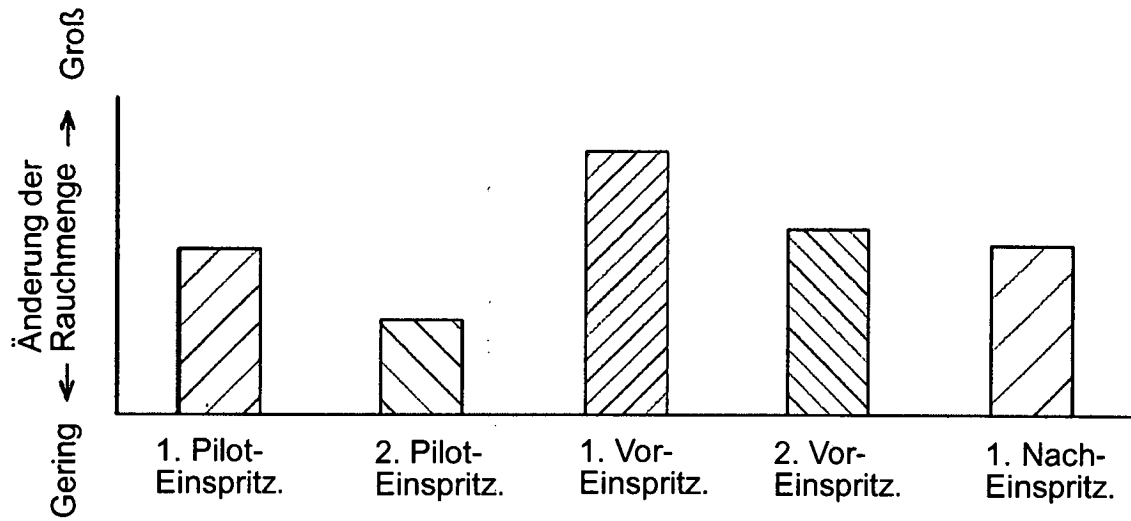


FIG. 19B

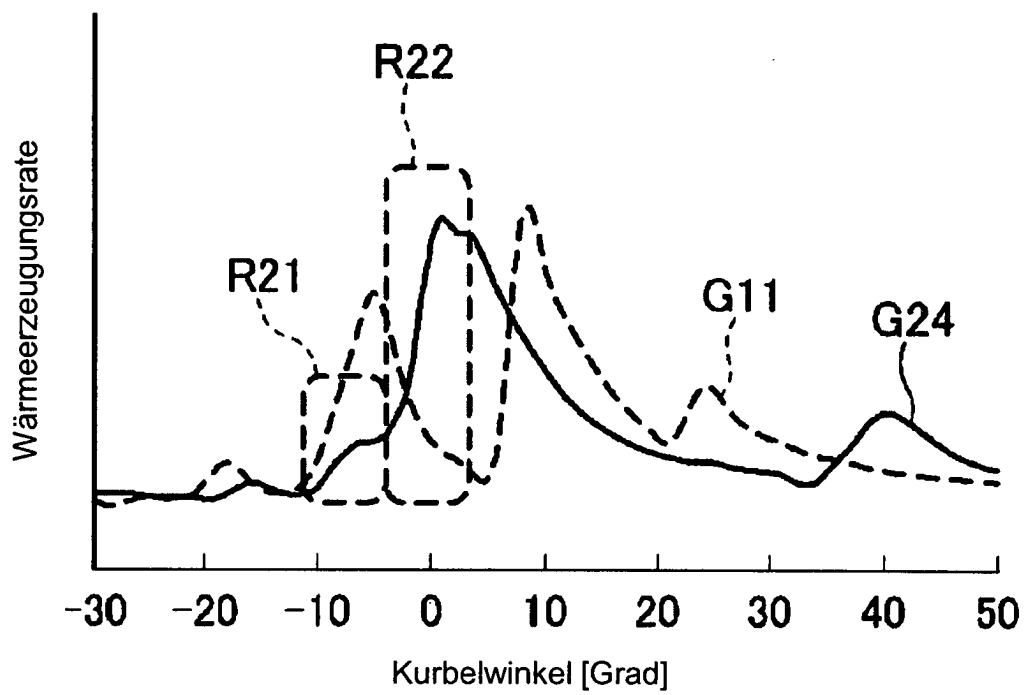


FIG. 20

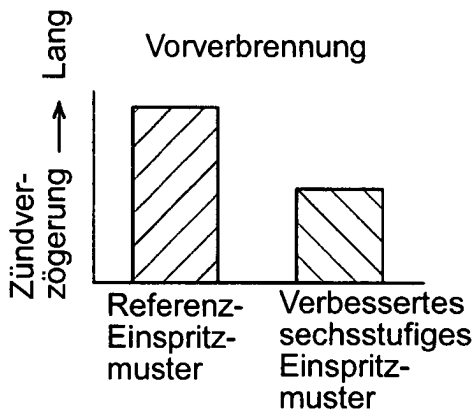


FIG. 21A

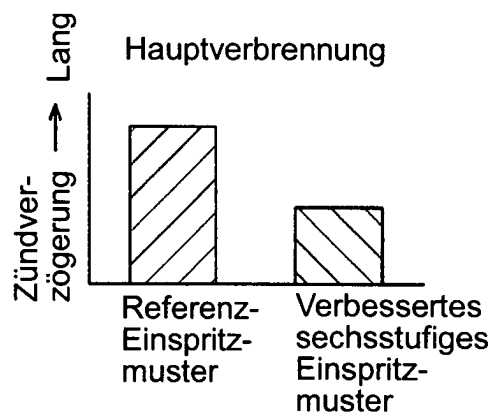


FIG. 21B

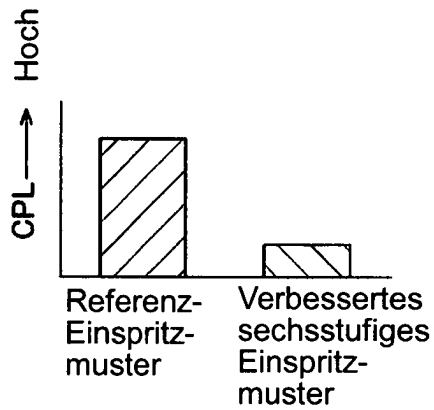


FIG. 21C

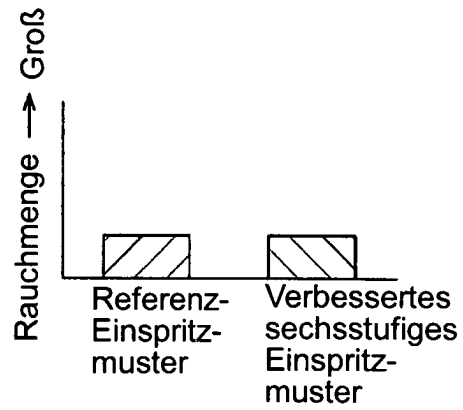


FIG. 21D

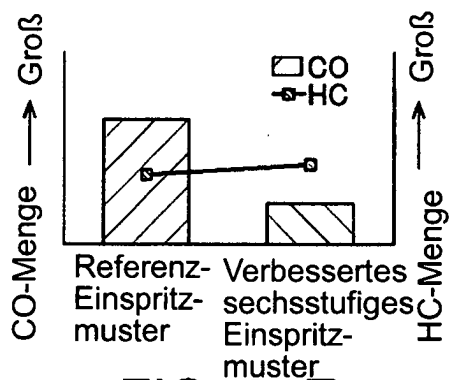


FIG. 21E

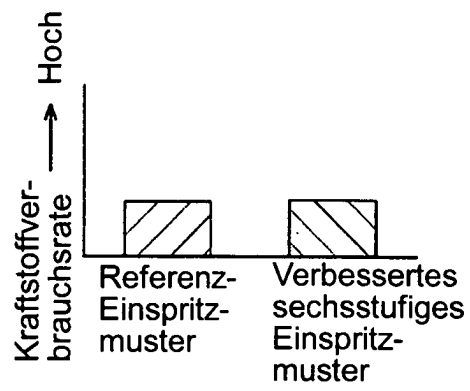


FIG. 21F

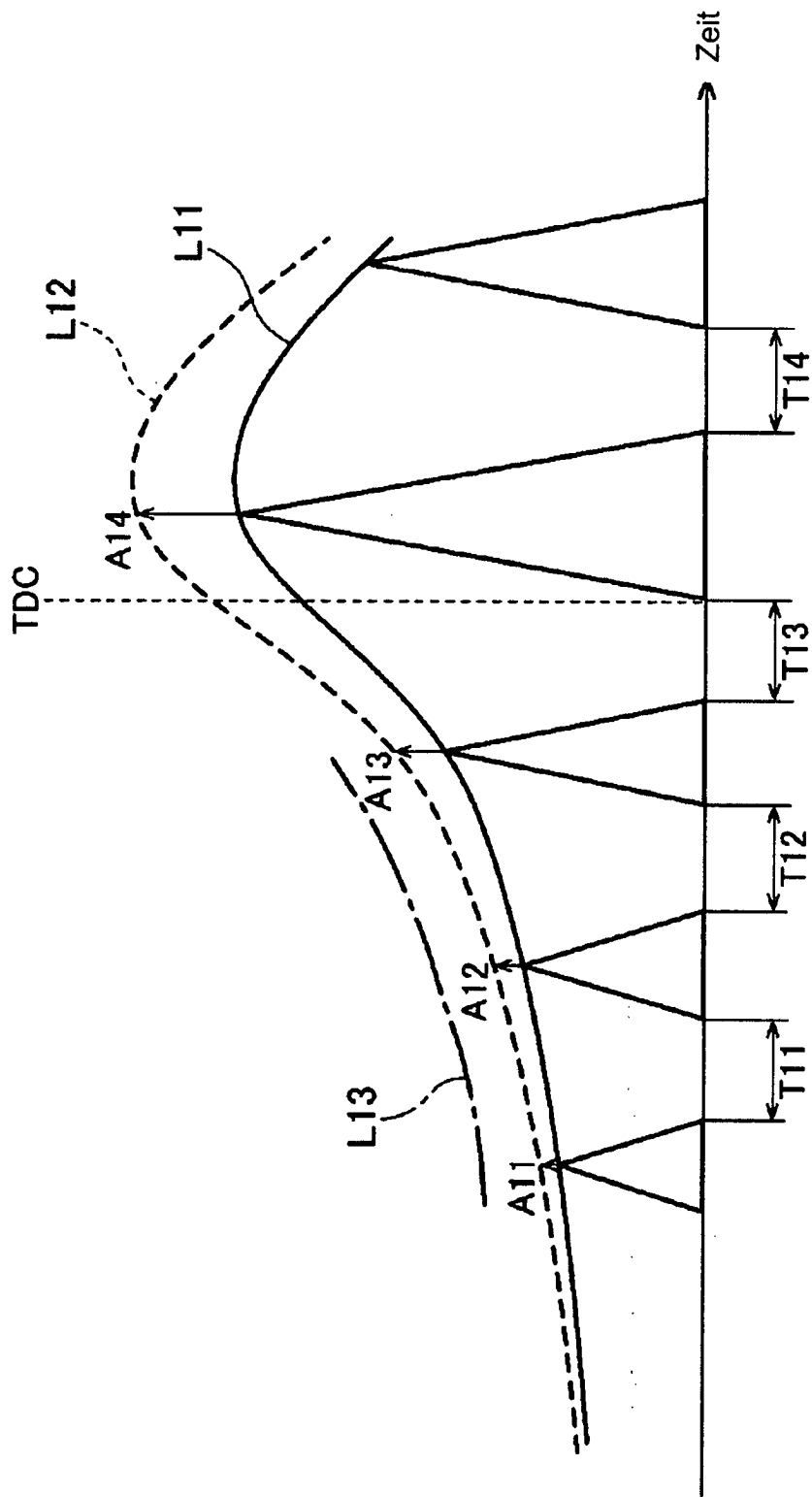


FIG. 22

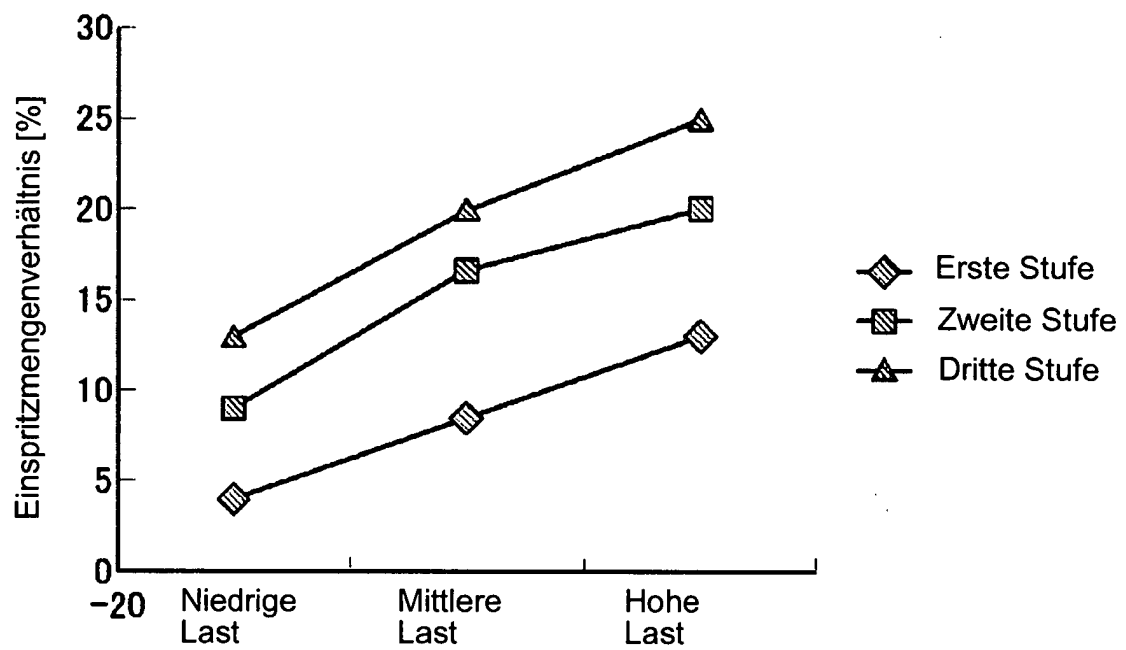


FIG. 23

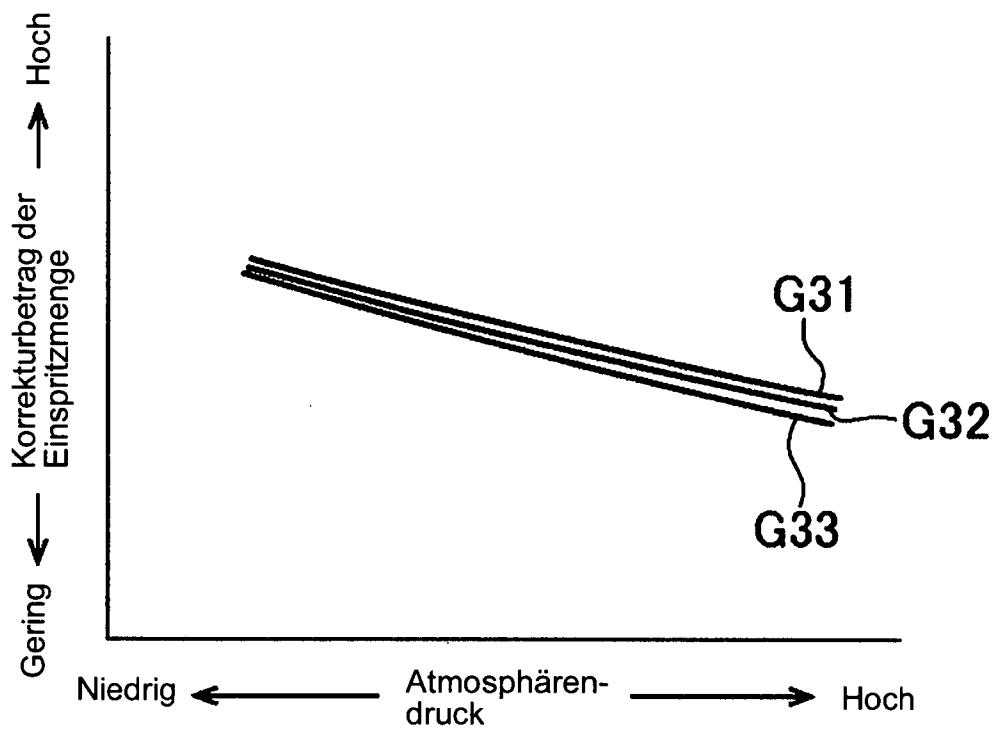


FIG. 24

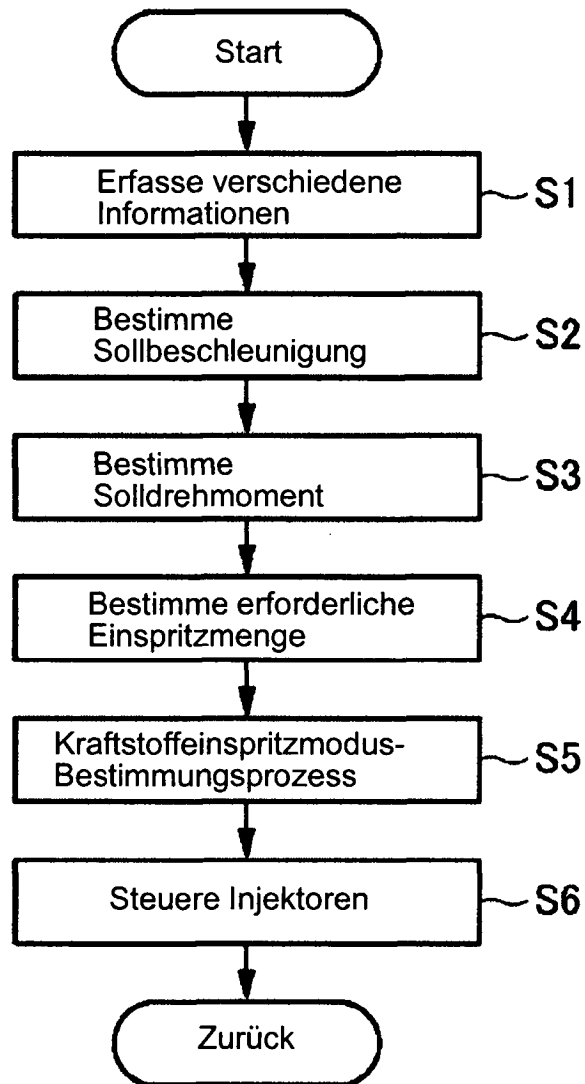


FIG. 25