



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ(21)(22) Заявка: **2010107183/06, 15.06.2009**(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
15.06.2009

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: **15.06.2009**(43) Дата публикации заявки: **10.09.2011** Бюл. № 25(45) Опубликовано: **10.02.2012** Бюл. № 4(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **JP 2007-303423 A, 22.11.2007. JP 2008-38796 A, 21.02.2008. JP 2008-286149 A, 27.11.2008. EP 1363002 B1, 14.06.2006. RU 2005114745 A, 20.01.2006. SU 83014 A, 01.01.1950.**(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на национальной фазе: **26.02.2010**

(86) Заявка РСТ:

JP 2009/061254 (15.06.2009)

(87) Публикация заявки РСТ:

WO 2010/146719 (23.12.2010)

Адрес для переписки:

**129090, Москва, ул. Б.Спасская, 25, стр.3,
ООО "Юридическая фирма Городисский и
Партнеры", пат.пов. А.В.Мицу, рег.№ 364**

(72) Автор(ы):

АКИХИСА Дайсуке (JP)

(73) Патентообладатель(и):

**ТОЙОТА ДЗИДОСЯ КАБУСИКИ
КАЙСЯ (JP)****(54) ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Двигатель внутреннего сгорания содержит механизм (А) переменной степени сжатия, способный изменять степень механического сжатия, и механизм (В) регулирования фаз газораспределения, способный изменять момент закрытия впускного клапана (7). Объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания (5), управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана (7). Степень механического сжатия увеличивается до максимальной степени

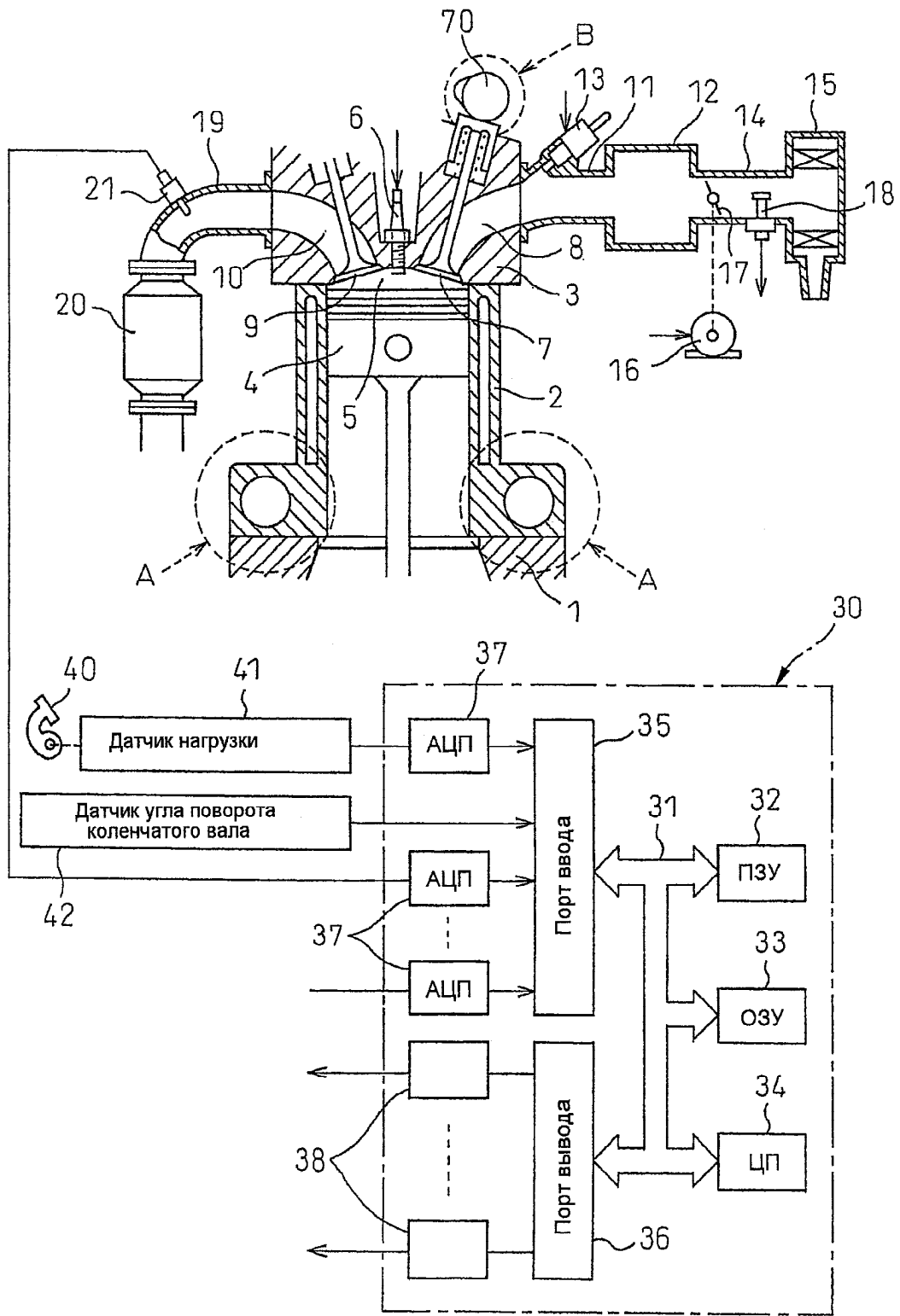
механического сжатия, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается. При этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания (5), уменьшается, когда момент закрытия впускного клапана (7) перемещается в направлении от нижней мертвой точки впуска к предельному моменту закрытия. Когда момент закрытия впускного клапана (7) достигает предельного момента закрытия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания (5), становится предельным управляемым объемом всасываемого воздуха, управляемым механизмом регулирования

клапана. Когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания (5), дополнительно уменьшается от предельного управляемого объема всасываемого воздуха, момент закрытия впускного клапана (7) удерживается на предельном моменте закрытия. При выполнении операции ускорения, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания (5), меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно

определенная степень, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана (7) от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше по сравнению с тем, когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень. Технический результат заключается в увеличении ускорения. 3 з.п. ф-лы, 15 ил.

RU 2 4 4 2 0 0 2 C 2

RU 2 4 4 2 0 0 2 C 2



Фиг.1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(51) Int. Cl.

F02D 15/04 (2006.01)*F02D 13/02* (2006.01)*F02D 9/02* (2006.01)**(12) ABSTRACT OF INVENTION**(21)(22) Application: **2010107183/06, 15.06.2009**(24) Effective date for property rights:
15.06.2009

Priority:

(22) Date of filing: **15.06.2009**(43) Application published: **10.09.2011 Bull. 25**(45) Date of publication: **10.02.2012 Bull. 4**(85) Commencement of national phase: **26.02.2010**(86) PCT application:
JP 2009/061254 (15.06.2009)(87) PCT publication:
WO 2010/146719 (23.12.2010)

Mail address:

**129090, Moskva, ul. B.Spasskaja, 25, str.3, OOO
"Juridicheskaja firma Gorodisskij i Partnery",
pat.pov. A.V.Mitsu, reg.№ 364**

(72) Inventor(s):

AKIKHISA Dajsuke (JP)

(73) Proprietor(s):

TOJOTA DZIDOSJa KABUSIKI KAJSJJa (JP)**(54) SPARK IGNITION INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

(57) Abstract:

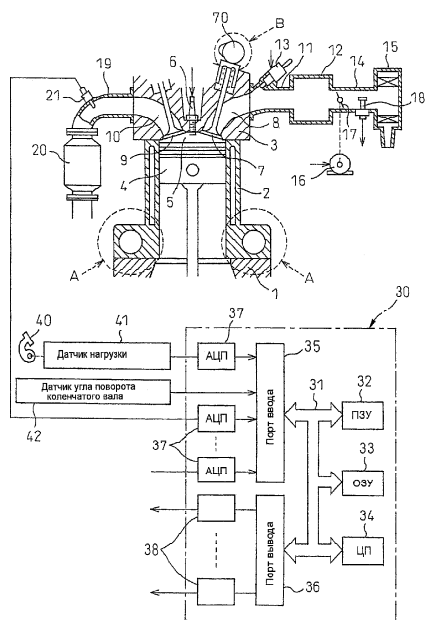
FIELD: internal combustion engine.

SUBSTANCE: invention considers spark ignition internal combustion engines. The internal combustion engine contains the variable compression mechanism (A) which allows changing the degree of mechanical compression, and the mechanism (B) of valve timing adjustment, which allows changing the induction valve timing (7). The volume of induced air supplied to the combustion chamber (5), is controlled by means of changing the induction valve timing (7). Degree of mechanical compression increases to the maximum degree of mechanical compression when the volume of induced air supplied to the combustion chamber decreases. In this case the volume of induced air supplied to the combustion chamber (5) decreases when the induction valve timing (7) is moved from the dead point of induction to the limit valve timing. When the induction valve timing (7) reaches the limit valve timing, the volume of induced

air into the combustion chamber (5) becomes the limit controlled amount of induced air controlled by the valve timing adjustment mechanism. When the volume of induced air into the combustion chamber (5), decreases additionally due to the limit controlled volume of induced air, induction valve timing (7) is kept at the limit valve timing. During acceleration, when the volume of induced air into the combustion chamber (5) is less than limit controlled volume of induced air, if required acceleration degree is higher than predefined degree, movement of the induction valve timing (7) starts from the limit valve timing in the direction approaching to the lower dead point of induction when the volume of induced air to the combustion chamber is less in comparison with that when required acceleration degree is lower than predefined degree.

EFFECT: acceleration increase.

4 cl, 15 dwg



Область техники

Настоящее изобретение относится к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Уровень техники

5 В области техники известен двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженный механизмом переменной степени сжатия, способным изменять степень механического сжатия, и механизмом регулировки фаз газораспределения, способным управлять моментом закрытия впускного клапана, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, главным образом управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана, причем степень механического сжатия увеличивается до максимальной степени механического сжатия, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, когда момент закрытия впускного клапана перемещается в направлении от нижней мертвой точки впуска к предельному моменту закрытия, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, становится предельным управляемым объемом всасываемого воздуха, который является управляемым пределом механизма регулируемого клапана, и когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, дополнительно уменьшается от предельного управляемого объема всасываемого воздуха, используется дроссельная заслонка, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, и в это время момент закрытия впускного клапана удерживается на предельном моменте закрытия (см. публикацию заявки на патент Японии № 2007-303423).

В этом двигателе внутреннего сгорания, если выполняется операция ускорения, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, т.е. когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется дроссельной заслонкой, чтобы получать лучший расход топлива независимо от степени ускорения, сначала дроссельная заслонка открывается до полного открытия, далее, при полностью открытой дроссельной заслонке, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, с тем, чтобы увеличивать объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания.

Техническая задача

40 Однако, чтобы получать лучший расход топлива, когда требуется быстрое ускорение, если сначала дроссельная заслонка открывается до полного открытия, затем момент закрытия впускного клапана перемещается по направлению к нижней мертвой точке впуска, существует проблема того, что увеличение объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, занимает некоторое время, т.е. 45 увеличение выходного крутящего момента двигателя занимает некоторое время, и нет возможности получить хорошее ускорение, независимо от того факта, что требуется быстрое ускорение.

Задачей настоящего изобретения является создание двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, сконструированного так, чтобы обеспечивать хорошее ускорение, когда требуется быстрое ускорение.

Решение задачи

Согласно настоящему изобретению создан двигатель внутреннего сгорания с

искровым зажиганием, содержащий механизм переменной степени сжатия, выполненный с возможностью изменения степени механического сжатия, и механизм регулирования фаз газораспределения, выполненный с возможностью управления моментом закрытия впускного клапана, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, главным образом управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана, причем степень механического сжатия увеличивается до максимальной степени механического сжатия, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, когда момент закрытия впускного клапана перемещается в направлении от нижней мертвой точки впуска к предельному моменту закрытия, и когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, становится предельным управляемым объемом всасываемого воздуха, который является управляемым пределом механизма регулирования клапана, и когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, дополнительно уменьшается от предельного управляемого объема всасываемого воздуха, момент закрытия впускного клапана удерживается на предельном моменте закрытия, при этом, когда выполняется операция ускорения, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше по сравнению с тем, когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень.

Преимущества изобретения

Если требуемая степень ускорения высока, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше по сравнению с тем, когда требуемая степень ускорения является низкой, т.е. в первый момент после того, как существует запрос ускорения, момент закрытия впускного клапана изменяется по направлению к нижней мертвой точке впуска, чтобы начинать действие увеличения объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания. Как результат, рост выходного крутящего момента двигателя становится более ранним, и, следовательно, может быть получено хорошее ускорение, соразмерное с запросом.

Краткое описание чертежей

Фиг.1 является общим видом двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Фиг.2 является видом в перспективе с разнесением деталей механизма переменной степени сжатия.

Фиг.3(А) и 3(В) являются видами в разрезе сбоку проиллюстрированного двигателя внутреннего сгорания.

Фиг.4 является видом, показывающим механизм регулирования фаз газораспределения.

Фиг.5 является видом, показывающим величину поднятия впускного клапана и выпускного клапана.

Фиг.6(А), 6(В) и 6(С) являются видами для пояснения степени механического сжатия, степени фактического сжатия и степени расширения.

Фиг.7 является видом, показывающим взаимоотношение между теоретическим

термическим КПД и степенью расширения.

Фиг.8(А) и 8(В) являются видами для пояснения нормального цикла и цикла со сверхвысокой степенью расширения.

Фиг.9 является видом, показывающим изменение в степени механического сжатия и т.д. в соответствии с нагрузкой на двигатель.

Фиг.10 является видом, показывающим изменения в степени механического сжатия и т.д. в соответствии с целевым значением G_{At} объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания.

Фиг.11 является видом, показывающим соответствие требуемого значения объема всасываемого воздуха G_{AO} , подаваемого в камеру сгорания.

Фиг.12 является видом, показывающим требуемые значения G_{AO} и G_{AO_2} и целевые значения G_{At_1} и G_{At_2} объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания.

Фиг.13 является видом, показывающим изменения во времени степени механического сжатия и т.д. во время ускорения.

Фиг.14 является последовательностью операций оперативного управления.

Фиг.15 является блок-схемой для вычисления корректирующего значения KGA .

Наилучший способ осуществления изобретения

Фиг.1 является видом сбоку в поперечном сечении двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

На фиг.1 ссылочной позицией 1 обозначен картер двигателя, 2 - блок цилиндров, 3 - головка цилиндра, 4 - поршень, 5 - камера сгорания, 6 - свеча зажигания, размещенная в верхней мертвой точке камеры 5 сгорания, 7 - впускной клапан, 8 - впускное отверстие, 9 - выпускной клапан, 10 - выпускное отверстие. Впускное отверстие 8 соединено через впускной патрубок 11 с уравнительным бачком 12, в то время как каждый впускной патрубок 11 снабжен топливной форсункой 13 для впрыска топлива в соответствующее впускное отверстие 8. Следует отметить, что каждая топливная форсунка 13 может быть размещена в каждой камере 5 сгорания вместо прикрепления к каждому впускному патрубку 11.

Уравнительный бачок 12 соединяется через впускной канал 14 с воздушным фильтром 15, в то время как впускной канал 14 снабжен внутри дроссельной заслонкой 17, приводимой в действие приводом 16, и датчиком 18 объема всасываемого воздуха, использующим, например, провод с высоким сопротивлением. С другой стороны, выпускное отверстие 10 соединяется через выпускной коллектор 19 с каталитическим нейтрализатором 20, вмещающим в себя, например, трехкомпонентный нейтрализатор, в то время как выпускной коллектор 19 снабжен внутри датчиком 21 качества воздушно-топливной смеси.

С другой стороны, в варианте осуществления, показанном на фиг.1, соединяющая часть картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров снабжена механизмом А переменной степени сжатия, способным изменять относительные положения картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров в осевом направлении цилиндров с тем, чтобы изменять объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, и дополнительно снабжена механизмом В изменения момента начала фактического действия сжатия, способным изменять момент начала фактического действия сжатия. Следует отметить, что в варианте осуществления, показанном на фиг.1, этот механизм В изменения момента начала фактического действия сжатия состоит из механизма регулировки фаз газораспределения, способного управлять моментом закрытия впускного клапана 7.

Электронный блок 30 управления состоит из цифрового компьютера, снабженного

компонентами, соединенными друг с другом через двунаправленную шину 31, такими как ПЗУ 32, ОЗУ 33, ЦП (микропроцессор) 34, порт 35 ввода, порт 36 вывода.

Выходной сигнал датчика 18 количества всасываемого воздуха и выходной сигнал датчика 21 контроля состава смеси воздух-топливо вводятся через соответствующие

АЦП 37 в порт 35 ввода. Дополнительно, педаль 40 акселератора соединена с датчиком 41 нагрузки, формирующим выходное напряжение, пропорциональное величине надавливания L педали 40 акселератора. Выходное напряжение датчика 41 нагрузки вводится через соответствующий АЦП 37 в порт 35 ввода. Кроме того,

порт 35 ввода соединен с датчиком 42 угла поворота коленчатого вала, формирующим выходной импульс каждый раз, когда коленчатый вал поворачивается, например, на 30°. С другой стороны, порт 36 вывода соединен через управляющую схему 38 со свечой 6 зажигания, топливной форсункой 13, приводом 16 дроссельной заслонки, механизмом А переменной степени сжатия и механизмом В регулирования фаз газораспределения.

Фиг.2 является видом в перспективе с разнесением деталей механизма А переменной степени сжатия, показанного на фиг.1, в то время как фиг.3 является боковым поперечно рассеченным видом иллюстрированного двигателя внутреннего сгорания.

Обращаясь к фиг.2, внизу двух боковых стенок блока 2 цилиндров сформированы множество выступающих частей 50, разделенных друг от друга определенным расстоянием. Каждая выступающая часть 50 сформирована с круглым в поперечном сечении отверстием 51 для вставки кулачка. С другой стороны, верхняя поверхность картера 1 двигателя сформирована с множеством выступающих частей 52, разделенных друг от друга определенным расстоянием и устанавливаемых между соответствующими выступающими частями 50. Эти выступающие части 52 также сформированы с круглыми в поперечном сечении отверстиями 53 для вставки кулачка.

Как показано на фиг.2, предусмотрена пара кулачковых валов 54, 55. Каждый из кулачковых валов 54, 55 имеет дисковые кулачки 56, закрепленные на них, выполненные с возможностью вращающимся образом вставляться в отверстия 51 для вставки кулачков в каждой второй позиции. Эти дисковые кулачки 56 являются соосными с осями вращения кулачковых валов 54, 55. С другой стороны, между дисковыми кулачками 56, как показано штриховкой на фиг.3, эксцентриковые валы 57 размещены эксцентрично по отношению к осям вращения кулачковых валов 54, 55. Каждый эксцентриковый вал 57 имеет другие дисковые кулачки 58, вращающимся образом прикрепленные к ним эксцентрично. Как показано на фиг.2, дисковые кулачки 58 размещены между дисковыми кулачками 56. Эти дисковые кулачки 58 вращающимся образом вставлены в соответствующие отверстия 53 для вставки кулачков.

Когда дисковые кулачки 56, прикрепленные к кулачковым валам 54, 55, вращаются в противоположных направлениях, как показано стрелками сплошной линии на фиг.3(А), из состояния, показанного на фиг.3(А), эксцентриковые валы 57 движутся к нижней точке, таким образом, дисковые кулачки 58 вращаются в противоположных направлениях от дисковых кулачков 56 в отверстиях 53 для вставки кулачков, как показано стрелками прерывистой линии на фиг.3(А). Как показано на фиг.3(В), когда эксцентриковые валы 57 движутся к нижней точке, центры дисковых кулачков 58 движутся ниже эксцентриковых валов 57.

Как будет понятно из сравнения фиг.3(А) и фиг.3(В), относительные положения картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров определяются расстоянием между центрами дисковых кулачков 56 и центрами дисковых кулачков 58. Чем больше расстояние

между центрами дисковых кулачков 56 и центрами дисковых кулачков 58, тем дальше блок 2 цилиндров от картера 1 двигателя. Если блок 2 цилиндров движется от картера 1 двигателя, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, увеличивается, следовательно, создавая вращение кулачковых валов 54, 55, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, может изменяться.

Как показано на фиг.2, чтобы создать вращение кулачковых валов 54, 55 в противоположных направлениях, вал приводного двигателя 59 снабжен парой червячных шестерен 61, 62 с противоположными направлениями резьбы. Шестерни 63, 64, сцепляющиеся с этими червячными шестернями 61, 62, прикреплены к концам кулачковых валов 54, 55. В этом варианте осуществления приводной двигатель 59 может приводиться в движение, чтобы изменять объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, в большом диапазоне. Следует отметить, что механизм А переменной степени сжатия, показанный на фиг.1-3, является примерным. Может быть использован любой тип механизма переменной степени сжатия.

С другой стороны, фиг.4 показывает механизм В регулирования фаз газораспределения, прикрепленный к концу кулачкового вала 70 для приведения в движение впускного клапана 7 на фиг.1. Согласно фиг.4 этот механизм В регулирования фаз газораспределения снабжен зубчатым шкивом 71, вращаемым коленчатым валом двигателя через зубчатый ремень привода в направлении стрелки, цилиндрическим корпусом 72, вращающимся вместе с зубчатым шкивом 71, валом 73, способным вращаться вместе с кулачковым валом 70 привода впускного клапана и вращаться относительно цилиндрического корпуса 72, множеством частей 74, протягивающихся от внутренней окружности цилиндрического корпуса 72 к внешней окружности вала 73, и лопастями 75, проходящими между частями 74 от внешней окружности вала 73 к внутренней окружности цилиндрического корпуса 72, две стороны лопастей 75 сформированы с гидравлическими камерами 76 для опережения и используют гидравлические камеры 77 для запаздывания.

Подача рабочей жидкости на масляной основе в гидравлические камеры 76, 77 управляется клапаном 78 управления подачей рабочей жидкости на масляной основе. Этот клапан 78 управления подачей рабочей жидкости на масляной основе снабжен отверстиями 79, 80 для жидкости, соединенными с гидравлическими камерами 76, 77, отверстием 82 подачи рабочей жидкости на масляной основе, выпущенной из гидравлического насоса 81, парой сливных отверстий 83, 84 и золотниковым клапаном 85 для управления соединением и разъединением отверстий 79, 80, 82, 83 и 84.

Чтобы сдвигать в сторону опережения фазу кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана, на фиг.4, золотниковый клапан 85 выполнендвигающимся вправо, рабочая жидкость на масляной основе, подаваемая из подающего отверстия 82, подается через гидравлическое отверстие 79 к гидравлическим камерам 76 для опережения, а рабочая жидкость на масляной основе в гидравлических камерах 77 для запаздывания стекает из сливного отверстия 84. В это время вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении стрелки.

В противоположность этому, чтобы задержать фазу кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана, на фиг.4, золотниковый клапан 85 выполнендвигающимся влево, рабочая жидкость на масляной основе, подаваемая из подающего отверстия 82, подается через гидравлическое отверстие 80 к гидравлическим камерам 77 для запаздывания, а рабочая жидкость на масляной

основе в гидравлических камерах 76 для опережения стекает из сливного отверстия 83. В это время вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении, противоположном стрелкам.

5 Когда вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72, если золотниковый клапан 85 возвращен в нейтральную позицию, показанную на фиг.4, операция относительного вращения вала 73 заканчивается, и вал 73 удерживается в относительной вращающейся позиции в это время. Следовательно, можно использовать механизм В регулирования фаз газораспределения с тем, чтобы двигать
10 в сторону опережения или запаздывания фазу кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана на точную требуемую величину.

На фиг.5 сплошная линия показывает, когда механизм В регулирования фаз газораспределения используется, чтобы сдвигать в сторону опережения фазу кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана, в то время как прерывистая линия
15 показывает, когда он используется, чтобы сдвигать в сторону запаздывания фазу кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана. Следовательно, момент открытия впускного клапана 7 может быть свободно установлен между диапазоном, показанным сплошной линией на фиг.5, и диапазоном, показанным прерывистой
20 линией, следовательно, момент закрытия впускного клапана 7 может быть установлен в любом угле поворота коленчатого вала в диапазоне, показанном стрелкой С на фиг.5.

Механизм В регулирования фаз газораспределения, показанный на фиг.1 и 4, является одним примером. Например, может использоваться механизм регулирования
25 фаз газораспределения или другие различные типы механизмов регулирования фаз газораспределения, способные изменять только момент закрытия впускного клапана, в то же время сохраняя постоянным момент открытия впускного клапана.

Далее, значение терминов, используемых в настоящей заявке, будет пояснено со ссылкой на фиг.6. Следует отметить, что фиг.6(А), 6(В) и 6(С) показывают в
30 пояснительных целях двигатель с объемом камер сгорания в 50 мл и рабочим объемом цилиндра над поршнем в 500 мл. На этих фиг.6(А), 6(В) и 6(С) объем камеры сгорания показывает объем камеры сгорания, когда поршень находится в верхней мертвой точке сжатия.

35 Фиг.6(А) поясняет степень механического сжатия. Степень механического сжатия является величиной, определенной механически из рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания в момент такта сжатия. Эта степень механического сжатия выражается значением (объем камеры сгорания + рабочий объем)/объем камеры
40 сгорания. В примере, показанном на фиг.6(А), степень механического сжатия становится $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл})/50 \text{ мл} = 11$.

Фиг.6(В) поясняет степень фактического сжатия. Эта степень фактического сжатия является величиной, определенной из фактического рабочего объема цилиндра от момента, когда действие сжатия фактически началось, до момента, когда поршень
45 достигает верхней мертвой точки, и объема камеры сгорания. Эта степень фактического сжатия выражается значением (объем камеры сгорания + фактический рабочий объем)/объем камеры сгорания. Т.е., как показано на фиг.6(В), даже если поршень начинает подниматься в ходе сжатия, действие сжатия не выполняется, пока
50 открыт впускной клапан. Фактическое действие сжатия начинается после того, как впускной клапан закрывается. Следовательно, степень фактического сжатия выражается следующим образом с помощью фактического рабочего объема. В примере, показанном на фиг.6(В), степень фактического сжатия становится $(50 \text{ мл} +$

450 мл)/50 мл = 10.

Фиг.6(С) поясняет степень расширения. Степень расширения является величиной, определенной из рабочего объема цилиндра во время такта расширения и объема камеры сгорания. Эта степень расширения выражается значением (объем камеры сгорания + рабочий объем)/объем камеры сгорания. В примере, показанном на фиг.6(С), эта степень расширения равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл})/50 \text{ мл} = 11$.

Далее, наиболее важные признаки настоящего изобретения будут пояснены со ссылкой на фиг.7 и фиг.8. Следует отметить, что фиг.7 показывает соотношение между теоретическим термическим КПД и степенью расширения, в то время как фиг.8 показывает сравнение между обычным циклом и циклом сверхвысокой степени расширения, используемым выборочно в соответствии с нагрузкой в настоящем изобретении.

Фиг.8(А) показывает обычный цикл, когда впускной клапан закрывается рядом с нижней мертвой точкой, и действие сжатия посредством поршня начинается близко, по существу, от нижней мертвой точки сжатия. В примере, также показанном на этой фиг.8(А), в том же способе, что и в примерах, показанных на фиг.6(А), 6(В) и 6(С), объем камеры сгорания равен 50 мл, а рабочий объем цилиндра равен 500 мл. Как будет понятно из фиг.8(А), в обычном цикле степень механического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл})/50 \text{ мл} = 11$, степень фактического сжатия также равна приблизительно 11, и степень расширения также равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл})/50 \text{ мл} = 11$. Т.е. в обычном двигателе внутреннего сгорания степень механического сжатия и степень фактического сжатия и степень расширения становятся, по существу, одинаковыми.

Сплошная линия на фиг.7 показывает изменение в теоретическом термическом КПД в случае, когда степень фактического сжатия и степень расширения, по существу, равны, т.е. в обычном цикле. В этом случае изучено, что чем больше степень расширения, т.е. выше степень фактического сжатия, тем выше теоретический термический КПД. Следовательно, в обычном цикле, чтобы повысить теоретический термический КПД, степень фактического сжатия должна быть более высокой. Однако, из-за ограничений на возникновение детонации во время работы двигателя при высокой нагрузке, степень фактического сжатия может быть повышена только равномерно максимум приблизительно до 12, соответственно, в обычном цикле, теоретический термический КПД не может быть сделан достаточно высоким.

С другой стороны, в такой ситуации изобретатели строго различали между степенью механического сжатия и степенью фактического сжатия и изучаемым теоретическим термическим КПД и в результате обнаружили, что в теоретическом термическом КПД степень расширения является доминирующей, и на теоретический термический КПД почти совсем не влияет степень фактического сжатия. Т.е., если степень фактического сжатия повышается, взрывная сила растет, но сжатие требует большой энергии, соответственно, даже если степень фактического сжатия повышается, теоретический термический КПД почти совсем не будет повышаться.

В противоположность этому, если повышается степень расширения, чем длиннее период, в течение которого сила действует как сила, придавливающая поршень в момент такта расширения, тем более продолжительно время, в течение которого поршень передает силу вращения коленчатому валу. Следовательно, чем больше степень расширения, тем более высоким становится теоретический термический КПД. Прерывистая линия $\epsilon=10$ на фиг.7 показывает теоретический термический КПД в случае фиксирования степени фактического сжатия в значении 10 и повышения степени расширения в этом состоянии. Таким образом, изучено, что величина роста

теоретического термического КПД при повышении степени расширения в состоянии, когда степень фактического сжатия сохраняется на низком значении, и величина роста теоретического термического КПД в случае, когда степень фактического сжатия повышается вместе со степенью расширения, как показано сплошной линией на фиг.7, почти не будут отличаться.

Если степень фактического сжатия удерживается на низком значении в этом способе, детонация не возникнет; следовательно, при повышении степени расширения в состоянии, где степень фактического сжатия удерживается на низком значении, возникновение детонации может быть предотвращено, и теоретический термический КПД может быть значительно повышен. Фиг.8(B) показывает пример случая, когда используется механизм А переменной степени сжатия и механизм В регулирования фаз газораспределения, чтобы поддерживать степень фактического сжатия на низком значении и повышать степень расширения.

Обращаясь к фиг.8(B), в этом примере используется механизм А переменной степени сжатия, чтобы уменьшать объем камеры сгорания с 50 мл до 20 мл. С другой стороны, механизм В регулирования фаз газораспределения используется, чтобы задерживать момент закрытия впускного клапана до тех пор, пока фактический рабочий объем цилиндра не изменится с 500 мл до 200 мл. В результате, в этом примере степень фактического сжатия равна $(20 \text{ мл} + 200 \text{ мл})/20 \text{ мл} = 11$, а степень расширения равна $(20 \text{ мл} + 500 \text{ мл})/20 \text{ мл} = 26$. В обычном цикле, показанном на фиг.8(A), как объяснено выше, степень фактического сжатия равна приблизительно 11 и степень расширения равна 11. По сравнению с этим случаем, в случае, показанном на фиг.8(B), изучено, что только степень расширения повышается до 26. По этой причине цикл и называется "циклом сверхвысокой степени расширения".

Как объяснено выше, вообще говоря, в двигателе внутреннего сгорания чем ниже нагрузка на двигатель, тем хуже термический КПД, следовательно, чтобы повысить термический КПД во время эксплуатации транспортного средства, т.е. улучшить расход топлива, становится необходимым повышение термического КПД во время работы двигателя при низкой нагрузке. С другой стороны, в цикле сверхвысокой степени расширения, показанном на фиг.8(B), фактический рабочий объем поршня во время такта сжатия сделан меньшим, таким образом, объем всасываемого воздуха, который может быть подан в камеру 5 сгорания, становится меньшим, следовательно, этот цикл сверхвысокой степени расширения может применяться, только когда нагрузка на двигатель относительно мала. Следовательно, в настоящем изобретении во время работы двигателя при низкой нагрузке устанавливается цикл сверхвысокой степени расширения, показанный на фиг.8(B), в то время как во время работы двигателя при высокой нагрузке устанавливается обычный цикл, показанный на фиг.8(A). Это является основным признаком настоящего изобретения.

Далее, оперативное управление в целом будет пояснено со ссылкой на фиг.9.

Фиг.9 показывает изменения в степени механического сжатия, степени расширения, моменте закрытия впускного клапана 7, степени фактического сжатия, объеме всасываемого воздуха, степени открытия дроссельной заслонки 17 и насосной потере вместе с нагрузкой на двигатель при определенной скорости вращения двигателя. Следует отметить, что в варианте осуществления согласно настоящему изобретению обычно среднее соотношение воздух-топливо в камере 5 сгорания является обратной связью, контролируемой до стехиометрического соотношения воздух-топливо на основе выходного сигнала датчика 21 контроля состава смеси воздух-топливо, так что трехкомпонентный нейтрализатор в каталитическом нейтрализаторе 20 отработавших

газов может одновременно уменьшить несгоревшие HC, CO и NO_x в выхлопном газе.

Теперь, как пояснено выше, во время работы двигателя при высокой нагрузке выполняется обычный цикл, показанный на фиг.8(A). Следовательно, как показано на фиг.9, в это же время, так как степень механического сжатия понижена, степень расширения понижается. Как показано сплошной линией внизу на фиг.9, момент закрытия впускного клапана 7 сдвигается в сторону опережения, как показано сплошной линией на фиг.5. Кроме того, в это время объем всасываемого воздуха велик. В это же время, степень открытия дроссельной заслонки 17 сохраняется полностью открытой или, по существу, полностью открытой, таким образом, насосная потеря становится нулевой.

С другой стороны, как показано сплошной линией на фиг.9, если нагрузка на двигатель становится низкой, момент закрытия впускного клапана 7 задерживается, и объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, уменьшается. Дополнительно, в это время степень механического сжатия увеличивается, когда нагрузка на двигатель становится ниже, как показано на фиг.9, так что степень фактического сжатия удерживается, по существу, постоянной. Следовательно, когда нагрузка на двигатель становится ниже, степень расширения также увеличивается. Следует отметить, что в это время дроссельная заслонка 17 удерживается в полностью открытом или в значительной степени полностью открытом состоянии. Следовательно, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, управляется безотносительно дроссельной заслонки 17 посредством изменения момента закрытия впускного клапана 7. Также в это время насосная потеря становится нулевой.

Таким образом, когда нагрузка на двигатель снижается из рабочего состояния высокой нагрузки на двигатель, степень механического сжатия увеличивается, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, уменьшается при, по существу, постоянной степени фактического сжатия. Т.е. объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, уменьшается пропорционально уменьшению в объеме всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Следовательно, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, изменяется пропорционально объему всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Следует отметить, что в это же время, в примере, показанном на фиг.9, соотношение воздух-топливо в камере 5 сгорания становится стехиометрическим соотношением воздух-топливо, таким образом, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, изменяется пропорционально объему топлива.

Когда нагрузка на двигатель дополнительно падает, степень механического сжатия дополнительно увеличивается. Если нагрузка на двигатель падает до средней нагрузки L_2 , в некоторой степени близкой к низкой нагрузке, степень механического сжатия достигает максимальной степени механического сжатия, формирующей структурное ограничение камеры 5 сгорания. Когда степень механического сжатия достигает максимальной степени механического сжатия, в области нагрузки, где нагрузка ниже, чем нагрузка L_2 двигателя, когда степень механического сжатия достигает максимальной степени механического сжатия, степень механического сжатия удерживается на максимальной степени механического сжатия. Следовательно, во время работы двигателя со средней нагрузкой со стороны низкой нагрузки и во время работы двигателя с низкой нагрузкой, т.е. со стороны работы двигателя с низкой нагрузкой, степень механического сжатия становится максимальной, и степень

расширения также становится максимальной. Другими словами, с позиции работы двигателя с низкой нагрузкой, степень механического сжатия становится максимальной, так что получается максимальная степень расширения.

С другой стороны, в варианте осуществления, показанном на фиг.9, даже если нагрузка на двигатель становится ниже, чем L_2 , как показано сплошной линией на фиг.9, момент закрытия впускного клапана 7 задерживается, когда нагрузка на двигатель становится ниже. Когда нагрузка на двигатель падает до L_1 , момент закрытия впускного клапана 7 становится предельным моментом закрытия, способным управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, в области, где нагрузка ниже, чем нагрузка L_1 двигателя, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия.

Если момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия, объем всасываемого воздуха не может больше управляться изменением момента закрытия впускного клапана 7. В варианте осуществления, показанном на фиг.9, в это же время, т.е. в области, где нагрузка ниже, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, используется дроссельная заслонка 17, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Однако если выполняется управление объемом всасываемого воздуха посредством дроссельной заслонки 17, как показано на фиг.9, увеличивается насосная потеря.

С другой стороны, как показано на фиг.9, с позиции работы двигателя с высокой нагрузкой, где нагрузка на двигатель выше, чем L_2 , степень фактического сжатия удерживается, по существу, в той же степени фактического сжатия относительно той же скорости вращения двигателя. В противоположность этому, когда нагрузка на двигатель ниже, чем L_2 , т.е. когда степень механического сжатия удерживается в предельной степени механического сжатия, степень фактического сжатия определяется моментом закрытия впускного клапана 7. Если момент закрытия впускного клапана 7 задерживается так, что нагрузка на двигатель становится между L_1 и L_2 , степень фактического сжатия падает. Если момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия так, что нагрузка на двигатель находится в рабочей области ниже, чем L_1 , степень фактического сжатия сохраняется постоянной.

В этом отношении, как пояснено выше, в цикле сверхвысокой степени расширения, показанном на фиг.8(B), степень расширения становится равной 26. Чем выше эта степень расширения, тем лучше, но будет понятно из фиг.7, если при значении 20 или более, относительно практически осуществимой низкой предельной степени фактического сжатия $\varepsilon=5$, может быть получен значительно более высокий теоретический термический КПД. Следовательно, в настоящем изобретении механизм А переменной степени сжатия сформирован так, что степень расширения становится равной 20 или более.

С другой стороны, как показано прерывистой линией на фиг.9, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания 5, может управляться независимо от дроссельной заслонки 17, даже если сдвинуть в сторону опережения момент закрытия впускного клапана 7, когда нагрузка на двигатель становится ниже. Следовательно, если описывать изобретение так, чтобы включать в него как случай, показанный

сплошной линией, так и случай, показанный прерывистой линией на фиг.9, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению момент закрытия впускного клапана 7 перемещается в направлении от нижней мертвой точки НМТ впуска до предельного момента L_1 закрытия, способного управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, когда нагрузка на двигатель становится ниже.

Теперь, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной заслонки 17 управляются так, что объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится целевым значением (далее в данном документе "целевым объемом всасываемого воздуха") G_{At} в соответствии с рабочим состоянием двигателя. Фиг.10 показывает изменения в степени механического сжатия, моменте закрытия впускного клапана 7 и степени открытия дроссельной заслонки 17 относительно целевого объема G_{At} всасываемого воздуха, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится целевым объемом G_{At} всасываемого воздуха. Следует отметить, что GL_1 и GL_2 на абсциссе на фиг.10 соответствуют L_1 и L_2 на абсциссе на фиг.9. Дополнительно, в примере, показанном на фиг.10, момент закрытия впускного клапана 7 сдвигается в сторону опережения вместе с увеличением в целевом объеме G_{At} всасываемого воздуха, т.е. перемещается в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке НМТ впуска. Отношение, показанное на фиг.10, сохраняется заранее в ПЗУ 32. Степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной заслонки 17 обычно управляются в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10, в соответствии с изменениями в целевом объеме G_{At} всасываемого воздуха.

Т.е., как будет понятно из фиг.10, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, главным образом, управляется изменением момента закрытия впускного клапана 7. Когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, уменьшается, степень механического сжатия увеличивается в сторону максимальной степени механического сжатия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, уменьшается, когда момент закрытия впускного клапана 7 перемещается в направлении от нижней мертвой точки впуска к предельному моменту GL_1 закрытия, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится предельным управляемым объемом GL_1 всасываемого воздуха, который является пределом управления посредством механизма В регулируемого клапана, и когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, уменьшается дополнительно от предельного управляемого объема GL_1 всасываемого воздуха, момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия.

Кроме того, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, если объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, степень открытия дроссельной заслонки 17 уменьшается, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится меньше. Т.е., когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, управляется дроссельной заслонкой 17. Дополнительно, как будет понятно из фиг.10, если объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5

сгорания, уменьшается и достигает GL_2 , степень механического сжатия становится максимальной, в то время как если объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится меньше, чем GL_2 , степень механического сжатия сохраняется на максимальной степени механического сжатия.

Требуемое значение объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания во время работы транспортного средства (далее в данном документе называемое "требуемым объемом всасываемого воздуха"), GAO сохраняется заранее в ПЗУ 32 как функция величины нажатия Асс педали 40 акселератора и скорости N вращения двигателя в форме соответствия, как показано на фиг.11. Обычно требуемый объем GAO всасываемого воздуха становится целевым объемом GAt всасываемого воздуха. Следовательно, обычно момент закрытия впускного клапана 7 и т.п. изменяются в соответствии с требуемым объемом GAO всасываемого воздуха, как показано на фиг.10.

Однако изменение степени механического сжатия, изменение момента закрытия впускного клапана 7 и изменение степени открытия дроссельной заслонки 17 занимает время. Следовательно, существует ограничение скорости изменения степени механического сжатия, изменения момента закрытия впускного клапана 7 и изменения степени открытия дроссельной заслонки 17, т.е. скорость, с которой целевой объем GAt всасываемого воздуха может изменяться. Следовательно, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, когда требуемый объем GAO всасываемого воздуха быстро изменяется, целевой объем GAt всасываемого воздуха изменяется со скоростью, с которой степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной заслонки 17 могут изменяться. Далее, этот факт будет пояснен со ссылкой на фиг.12.

Фиг.12 показывает изменения во времени требуемого объема GAO всасываемого воздуха и целевого объема GAt всасываемого воздуха, когда выполняется операция ускорения. Следует отметить, что на фиг.12 штрихпунктирная линия GAtmax показывает максимально допустимую скорость изменения целевого объема GAt всасываемого воздуха, возможную при изменении степени механического сжатия, момента закрытия впускного клапана 7 и степени открытия дроссельной заслонки 17. Как показано на фиг.12, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, когда степень ускорения низкая, т.е. когда, как показано прерывистой линией GAO₂, скорость изменения требуемого объема GAO всасываемого воздуха ниже, чем максимально допустимая скорость изменения GAtmax, целевое соотношение GAt всасываемый воздух-топливо, которое показано сплошной линией GAt₂, изменяется, отслеживая изменения в требуемом объеме GAO всасываемого воздуха.

В противоположность этому, когда степень ускорения высока, т.е., как показано прерывистой линией GAO₁, когда скорость изменения требуемого объема GAO всасываемого воздуха больше, чем максимально допустимая скорость изменения GAtmax, как показано сплошной линией GAt₁, целевой объем GAt всасываемого воздуха изменяется с максимально допустимой скоростью изменения GAtmax. В это время степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной заслонки 17 управляются на основе изменений в целевом объеме GAt всасываемого воздуха. Следует отметить, что в варианте осуществления согласно настоящему изобретению максимально дозволeнная скорость изменения GAtmax сделана постоянным значением, но этот GAtmax также может изменяться в соответствии с величиной нажатия Асс

педали 40 акселератора и частотой (скоростью) N вращения двигателя.

Теперь, если управление степенью механического сжатия, моментом закрытия впускного клапана 7 и степенью открытия дроссельной заслонки 17 в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10, находится в соответствии с целевым
 5 объемом G_{At} всасываемого воздуха, тепловой КПД становится наивысшим, и, следовательно, получается лучший расход топлива. Следовательно, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению обычно степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной
 10 заслонки 17 управляются в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10, в соответствии с изменением в целевом объеме G_{At} всасываемого воздуха.

Следовательно, как будет понятно из фиг.10, например, если операция ускорения выполняется, когда целевой объем G_{At} всасываемого воздуха меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, сначала дроссельная заслонка 17
 15 открывается до полного открытия. Далее, если дроссельная заслонка 17 открывается, начинается действие по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7. Когда требуемая степень ускорения низкая, нет проблемы, даже при управлении степенью механического сжатия, моментом закрытия впускного клапана
 20 и степенью открытия дроссельной заслонки 17 в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10.

Однако, когда требуется быстрое ускорение, чтобы получить оптимальный расход топлива, если сначала открывается дроссельная заслонка 17 до полного открытия в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10, далее начинается действие по
 25 сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7, увеличение объема всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, занимает время, т.е. увеличение выходного крутящего момента двигателя занимает время, и возникает проблема в том, что не будет возможности получить хорошее ускорение, несмотря на
 30 то, требуется ли быстрое ускорение.

Следовательно, в настоящем изобретении, когда требуется быстрое ускорение, чтобы получить хорошее ускорение, действие по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 начинается прежде, чем целевой объем G_{At} всасываемого воздуха возрастет до предельного управляемого объема GL_1
 35 всасываемого воздуха. Далее этот факт будет пояснен со ссылкой на фиг.13.

Фиг.13 показывает изменения во времени, в степени механического сжатия, моменте закрытия впускного клапана 7, степени открытия дроссельной заслонки 17 и объеме всасываемого воздуха, фактически подаваемого в камеру 5 сгорания, когда
 40 операция быстрого ускорения выполняется, и целевой объем G_{At} всасываемого воздуха изменяется, как показано посредством G_{At1} на фиг.12. Следует отметить, что на фиг.13 сплошные линии показывают случай, где степень механического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7 и степень открытия дроссельной заслонки 17
 45 управляются в соответствии с соотношением, показанным на фиг.10, в соответствии с изменением в целевом объеме G_{At} всасываемого воздуха, как, например, когда требуемая степень ускорения является низкой. В этом случае фактический объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, постепенно увеличивается, как показано на фиг.13.

В противоположность этому, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, как показано прерывистой линией на фиг.13, если начинается ускорение, действие по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7
 50 немедленно начинается. При немедленном начале действия по сдвигу в сторону

опережения момента закрытия впускного клапана 7, когда ускорение начинается в этом способе, объем всасываемого воздуха, фактически подаваемого в камеру 5 сгорания, растет с более быстрой скоростью, как показано прерывистой линией, по сравнению со случаем, показанным сплошной линией. Следовательно, выходной крутящий момент двигателя быстро растет, и в результате достигается операция хорошего ускорения.

Т.е. выражая это в общем смысле, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, когда операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, перемещение момента закрытия впускного клапана 7 от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, начинается немедленно. Когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень, момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия до тех пор, пока объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, не достигнет предельного управляемого объема GL_1 всасываемого воздуха. После того как объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, достигает предельного управляемого объема GL_1 всасываемого воздуха, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана 7 от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска.

Следует отметить, что, в этом способе, действие по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 предпочтительно выполняется непосредственно, когда начинается ускорение, но также возможно отчасти задерживать момент начала действия по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 от времени начала ускорения. Следовательно, если выражать настоящее изобретение наиболее полно, включая в него также и этот случай, в настоящем изобретении, когда операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана 7 от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше по сравнению с тем, когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень.

Следует отметить, что в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, если операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, несмотря на то, выше или ниже требуемая степень ускорения, чем предварительно определенная степень, действие увеличения степени открытия дроссельной заслонки 17 начинается незамедлительно.

Если включать в процесс также и операцию этой дроссельной заслонки 17, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, когда операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, начинается действие увеличения степени открытия дроссельной заслонки, и перемещение момента закрытия впускного клапана 7 от предельного момента

закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, начинается немедленно. Когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень, действие увеличения степени открытия дросселя начинается немедленно, и после того как степень открытия дроссельной заслонки становится максимальной, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана 7 от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска.

Дополнительно, даже при попытке начать действие по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 непосредственно, когда начинается ускорение, соотношение между моментом закрытия впускного клапана 7 и степенью механического сжатия, показанное на фиг.10, остается таким, какое оно есть. Следовательно, как показано прерывистой линией на фиг.13, если момент начала действия по сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 переносится на более ранний срок, момент, в который степень механического сжатия начинает падать от максимальной степени механического сжатия, также переносится на более ранний срок.

С другой стороны, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению момент закрытия впускного клапана 7 и степень механического сжатия для момента начала действия сдвига в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 находятся из соотношения, показанного на фиг.10. Т.е. предположим, что целевой объем G_{At} всасываемого воздуха во время начала операции ускорения равен GL_0 , если предполагаемый целевой объем G_{At} всасываемого воздуха увеличивается от GL_1 , в это время, и при использовании этого предполагаемого целевого объема G_{At} всасываемого воздуха, чтобы находить момент закрытия впускного клапана 7 и степени механического сжатия из соотношения, показанного на фиг.10, возможно начать сдвиг в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7 непосредственно во время операции ускорения. Следовательно, в варианте осуществления согласно настоящему изобретению, когда предполагаемый целевой объем G_{At} всасываемого воздуха используется для нахождения степени механического сжатия и момента закрытия впускного клапана 7 на основе фиг.10, используется значение, полученное сложением целевого объема G_{At} всасываемого воздуха в это время с корректирующим значением KGA , которое является разностью между целевым объемом GL_0 всасываемого воздуха в момент начала ускорения и предельным управляемым объемом GL_1 воздуха.

В противоположность этому, степень открытия дроссельной заслонки 17 управляется из соотношения, показанного на фиг.10, на основе целевого объема G_{At} всасываемого воздуха в это время.

Фиг.14 показывает программу операционного управления для управления работой двигателя, в то время как фиг.15 показывает программу поиска корректирующего значения KGA , которое является разностью между целевым объемом GL_0 всасываемого воздуха и предельным управляемым объемом GL_1 всасываемого воздуха в момент начала ускорения. Эти программы выполняются по прерыванию в каждом постоянном интервале времени.

Обращаясь к фиг.14, сначала на этапе 90 требуемый объем G_{AO} всасываемого воздуха вычисляется из соответствия, показанного на фиг.11. Далее, на этапе 91 оценивается, больше ли требуемый объем G_{AO} всасываемого воздуха, чем текущий целевой объем G_{At} всасываемого воздуха на предварительно определенное небольшое постоянное значение α или больше. Когда $G_{AO} - G_{At} > \alpha$, программа переходит к

этапу 92, где предварительно определенное постоянное значение ΔGA добавляется к целевому объему GAt всасываемого воздуха. Далее, программа переходит к этапу 95. Следовательно, например, как показано в GAO_1 на фиг.12, когда требуемый
 5 объем GAO всасываемого воздуха быстро увеличивается, пока $GAO-GAt > \alpha$, как показано в GAt_1 , целевой объем GAt всасываемого воздуха увеличивается в каждом определенном временном интервале на постоянное значение ΔGA каждый раз.

С другой стороны, когда на этапе 91 оценивается, что $GAO-GAt \leq \alpha$, программа переходит к этапу 93, где оценивается, меньше ли требуемый объем GAO
 10 всасываемого воздуха, чем текущий целевой объем GAt всасываемого воздуха на постоянную величину α или более. Когда $GAt-GAO > \alpha$, программа переходит к этапу 94, где целевое соотношение GAt воздух-топливо уменьшается на постоянное значение ΔGA , далее, программа переходит к этапу 95. Как противоположность этому, когда на этапе 93 оценивается, что $GAt-GAO \leq \alpha$, т.е., когда $GAt-\alpha \leq GAO \leq GAt+\alpha$,
 15 программа переходит к этапу 95 без изменения целевого объема GAt всасываемого воздуха. Т.е., как показано посредством GAO_2 на фиг.12, когда степень ускорения низкая, даже если на этапе 91 оценено, что $GAO-GAt > \alpha$, оценивается для нескольких циклов обработки, что на этапе 91 $GAO-GAt \leq \alpha$, так, что целевой объем GAt
 20 всасываемого воздуха изменяется, отслеживая требуемый объем GAt всасываемого воздуха.

На этапе 95 из соотношения, показанного на фиг.10, степень открытия дроссельной заслонки 17 управляется на основе целевого объема GAt всасываемого воздуха. Далее,
 25 на этапе 96 корректирующее значение KGA , вычисленное в программе, показанной на фиг.15, считывается, далее, на этапе 97 это корректирующее значение KGA добавляется к целевому объему GAt всасываемого воздуха. Это корректирующее значение KGA сделано нулевым в отличие от момента операции быстрого ускорения, когда целевой объем GAt всасываемого воздуха ниже, чем предельный управляемый
 30 объем GL_1 всасываемого воздуха. Далее, на этапе 98 из соотношения, показанного на фиг.10, степень механического сжатия управляется на основе целевого объема GAt всасываемого воздуха, вычисленного на этапе 97, далее, на этапе 99 из соотношения, показанного на фиг.10, момент закрытия впускного клапана 7 управляется на основе
 35 целевого объема GAt всасываемого воздуха, вычисленного на этапе 97.

Далее, будет пояснена программа для вычисления корректирующего значения KGA , показанная на фиг.15.

Обращаясь к фиг.15, сначала на этапе 100 требуемый объем GAO всасываемого воздуха вычисляется из соответствия, показанного на фиг.11. Далее, на этапе 101
 40 оценивается, был ли установлен флаг быстрого ускорения, устанавливаемый во время быстрого ускорения. Когда флаг быстрого ускорения не установлен, программа переходит к этапу 102, где оценивается, является ли это временем быстрого ускорения.

В этом случае, когда требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, оценивается, что это время быстрого ускорения. Следует
 45 отметить, что в этом случае, в качестве величины, представляющей степень ускорения, например, возможно использовать величину увеличения или скорость изменения требуемого объема GAO всасываемого воздуха. Например, когда величина прироста требуемого объема GAO всасываемого воздуха является установленной величиной или
 50 большей, и скорость изменения требуемого объема GAO всасываемого воздуха является установленной скоростью или большей, оценивается, что это время быстрого ускорения. Когда время не является временем быстрого ускорения, программа переходит к этапу 108, где корректирующее значение KGA делается нулевым.

В противоположность этому, когда на этапе 102 оценивается, что это время быстрого ускорения, программа переходит к этапу 103, где оценивается, меньше ли текущий целевой объем GAt всасываемого воздуха, вычисленный в программе, показанной на фиг.14, чем предельный управляемый объем GL_1 всасываемого воздуха. Когда $GAt \geq GL_1$, программа переходит к этапу 108, где корректирующее значение KGA делается нулевым. В противоположность этому, когда оценивается на этапе 103, что $GAt < GL_1$, программа переходит к этапу 104, где значение $(GL_1 - GAt)$, полученное вычитанием текущего целевого объема GAt всасываемого воздуха из предельного управляемого объема GL_1 всасываемого воздуха, становится корректирующим значением KGA . Далее, программа переходит к этапу 105, где устанавливается флаг быстрого ускорения.

Когда флаг быстрого ускорения установлен, в следующем цикле обработки программа переходит от этапа 101 к этапу 106, где оценивается, становится ли разность $(GAO - GAt)$ между требуемым объемом GAO всасываемого воздуха и целевым объемом GAt всасываемого воздуха постоянным значением α или меньшей. Когда $GAO - GAt \leq \alpha$, программа переходит к этапу 107, где флаг быстрого ускорения сбрасывается. Далее, программа переходит к этапу 108, где корректирующее значение KGA делается нулевым. Т.е., когда $GAt < GL_1$, если выполняется быстрое ускорение, вычисляется корректирующее значение KGA . Вычисленное таким образом корректирующее значение сохраняется до тех пор, пока целевой объем GAt всасываемого воздуха не достигнет требуемого объема GAO всасываемого воздуха.

Формула изобретения

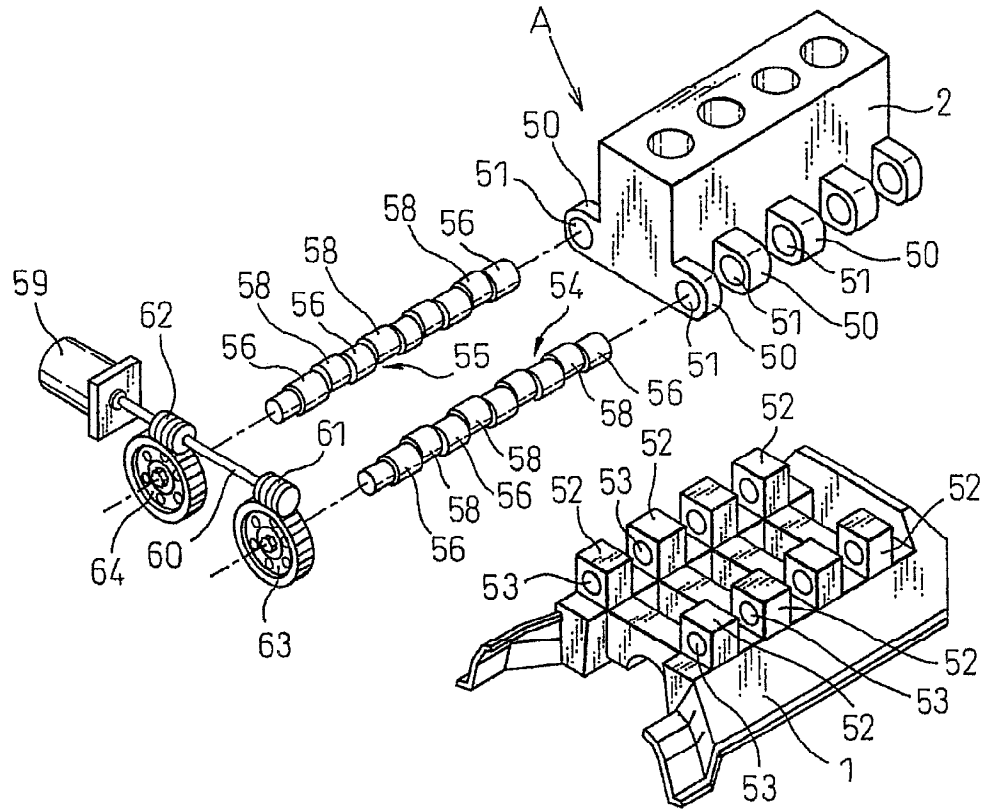
1. Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, содержащий механизм переменной степени сжатия, выполненный с возможностью изменения степени механического сжатия, и механизм регулирования фаз газораспределения, выполненный с возможностью управления моментом закрытия впускного клапана, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, главным образом управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана, причем степень механического сжатия увеличивается до максимальной степени механического сжатия, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, уменьшается, когда момент закрытия впускного клапана перемещается в направлении от нижней мертвой точки впуска к предельному моменту закрытия, и, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, становится предельным управляемым объемом всасываемого воздуха, который является управляемым пределом механизма регулирования клапана, и, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, дополнительно уменьшается от предельного управляемого объема всасываемого воздуха, момент закрытия впускного клапана удерживается на предельном моменте закрытия, при этом, когда выполняется операция ускорения, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше по сравнению с тем, когда требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно

определенная степень.

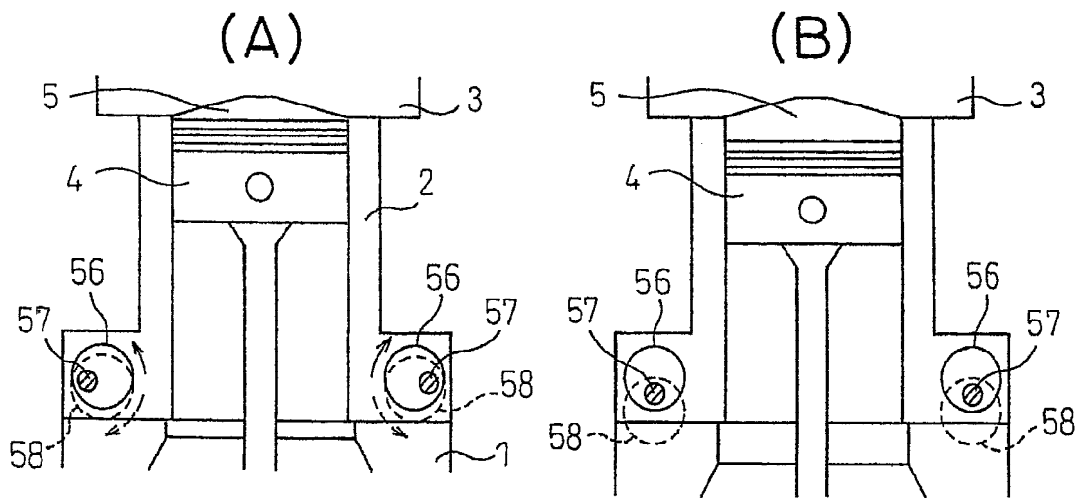
2. Двигатель по п.1, в котором, когда операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенная степень, перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, начинается немедленно, а, если требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень, до тех пор, пока объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, не достигнет предельного управляемого объема всасываемого воздуха, момент закрытия впускного клапана удерживается на предельном моменте закрытия, и после того, как объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, достигает предельного управляемого объема всасываемого воздуха, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска.

3. Двигатель по п.1, в котором дроссельная заслонка размещена во впускном канале двигателя, и, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется дроссельной заслонкой.

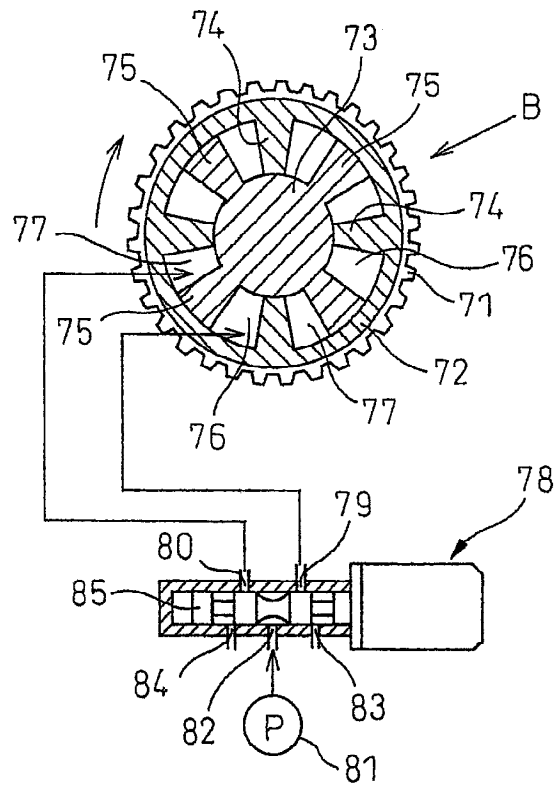
4. Двигатель по п.3, в котором, когда операция ускорения выполняется, когда объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, меньше, чем предельный управляемый объем всасываемого воздуха, если требуемая степень ускорения выше, чем предварительно определенное значение, начинается действие увеличения степени открытия дросселя и немедленно начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска, и, если требуемая степень ускорения ниже, чем предварительно определенная степень, немедленно начинается действие увеличения степени открытия дросселя, и после того, как степень открытия дроссельной заслонки становится максимальной, начинается перемещение момента закрытия впускного клапана от предельного момента закрытия в направлении, приближающемся к нижней мертвой точке впуска.



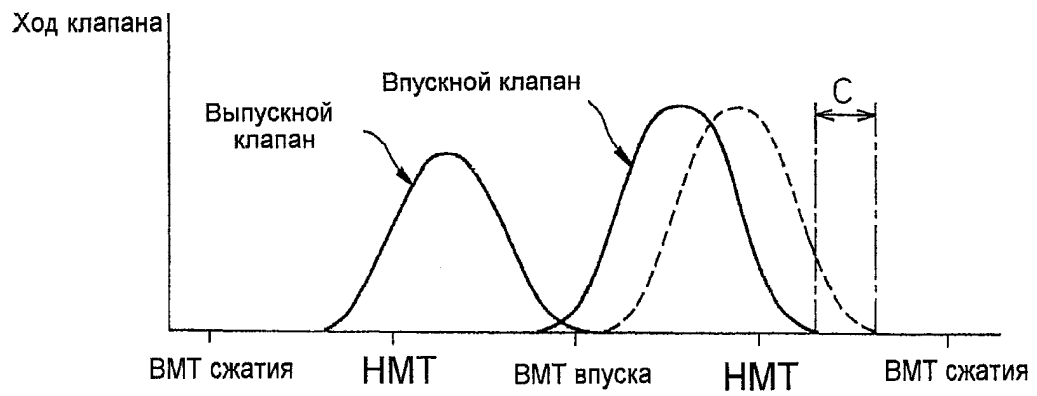
Фиг.2



Фиг.3

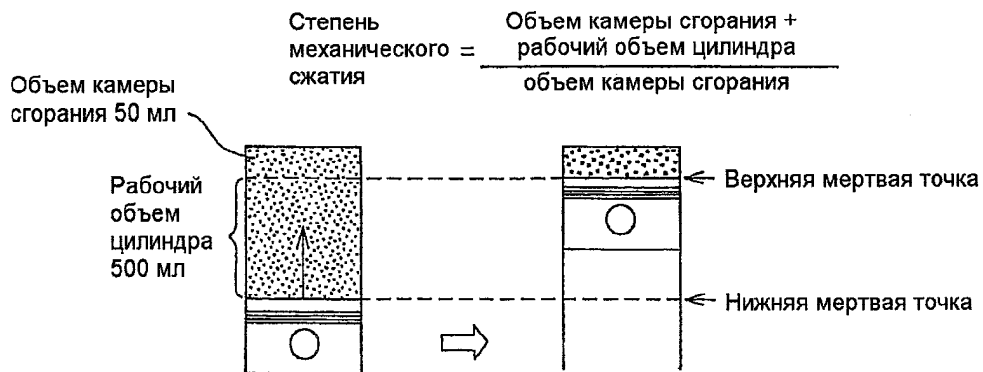


Фиг.4

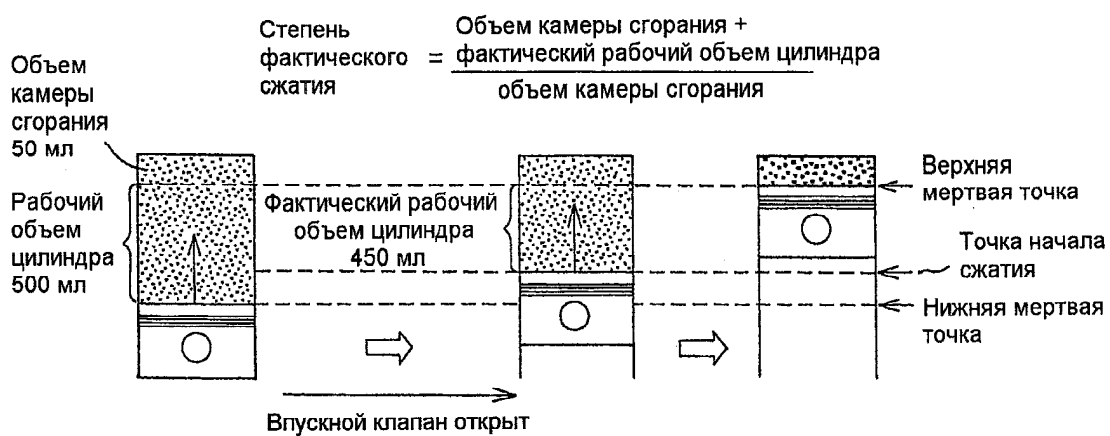


Фиг.5

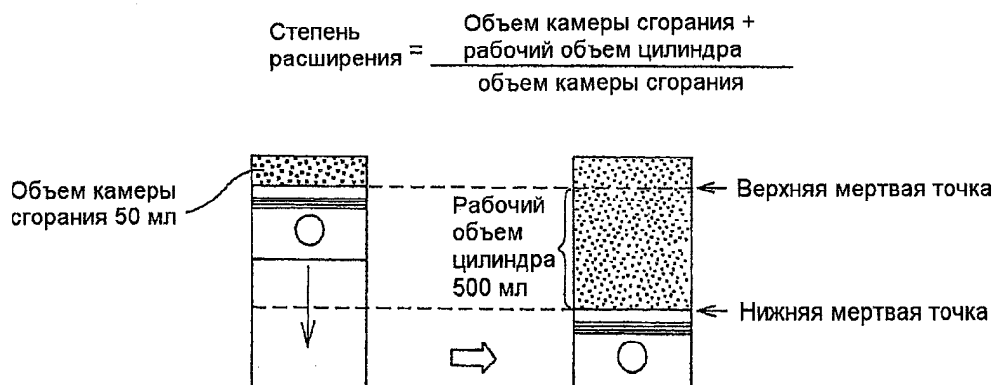
(А)



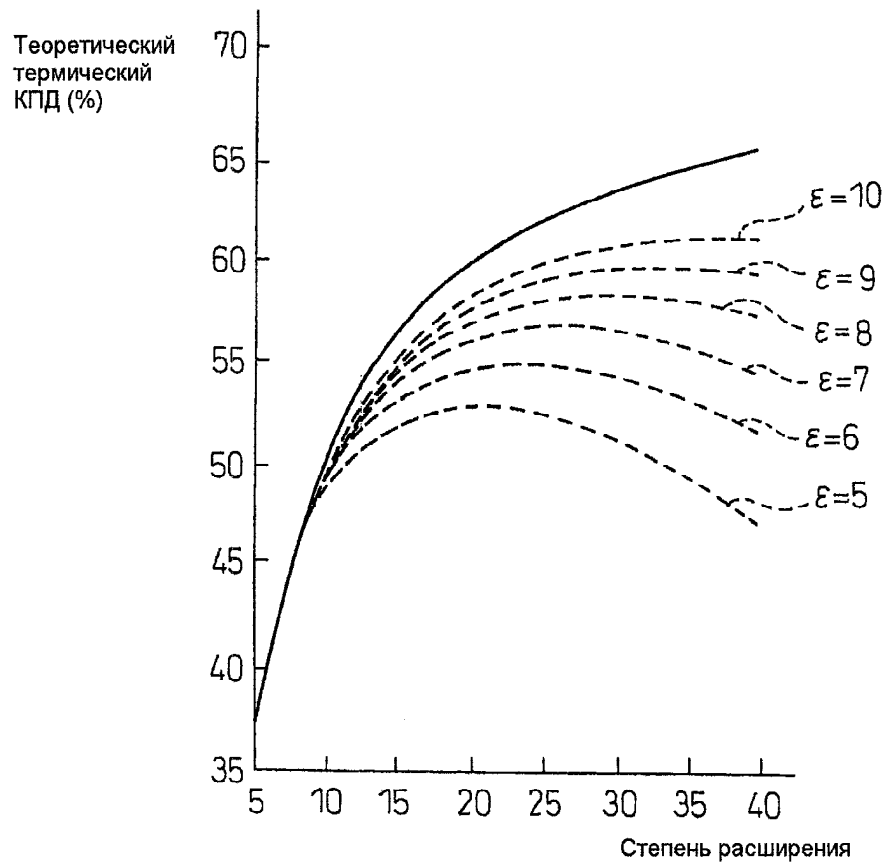
(В)



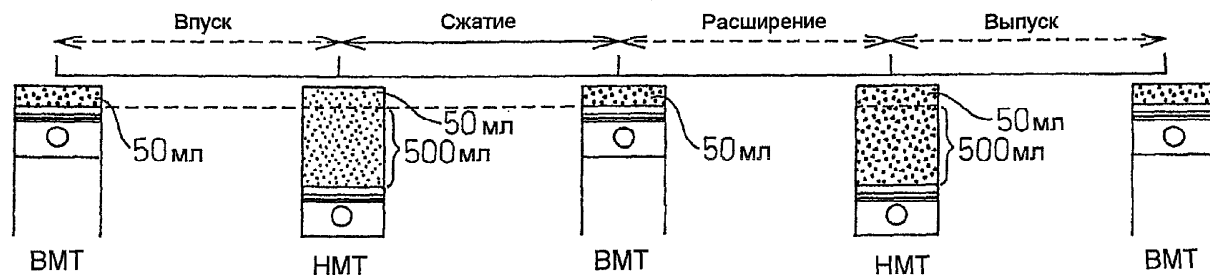
(С)



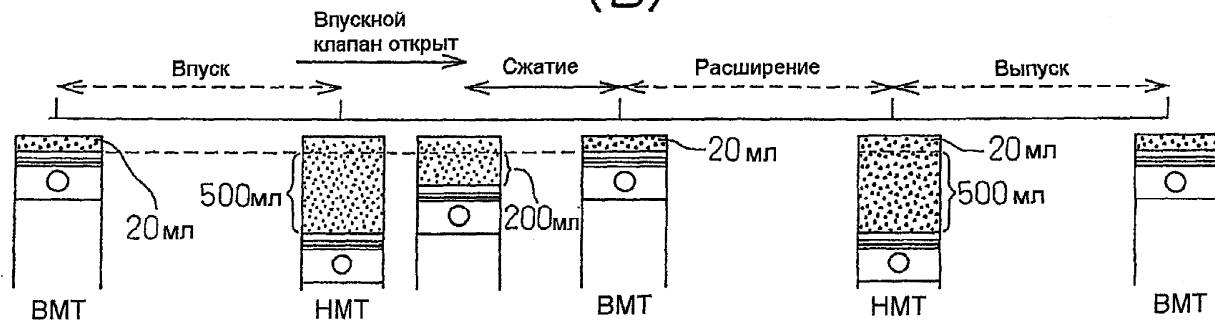
Фиг.6



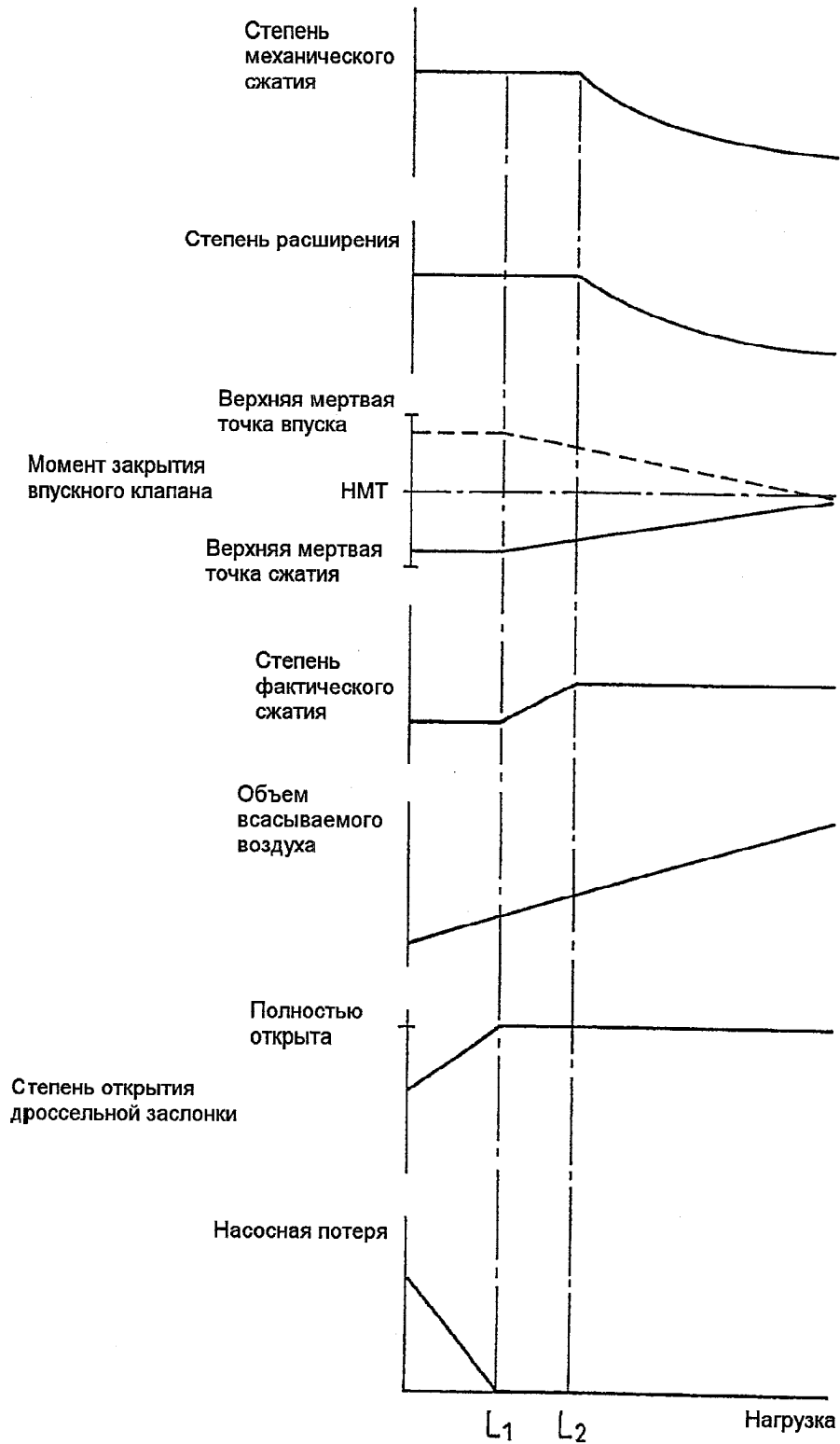
Фиг.7
(А)



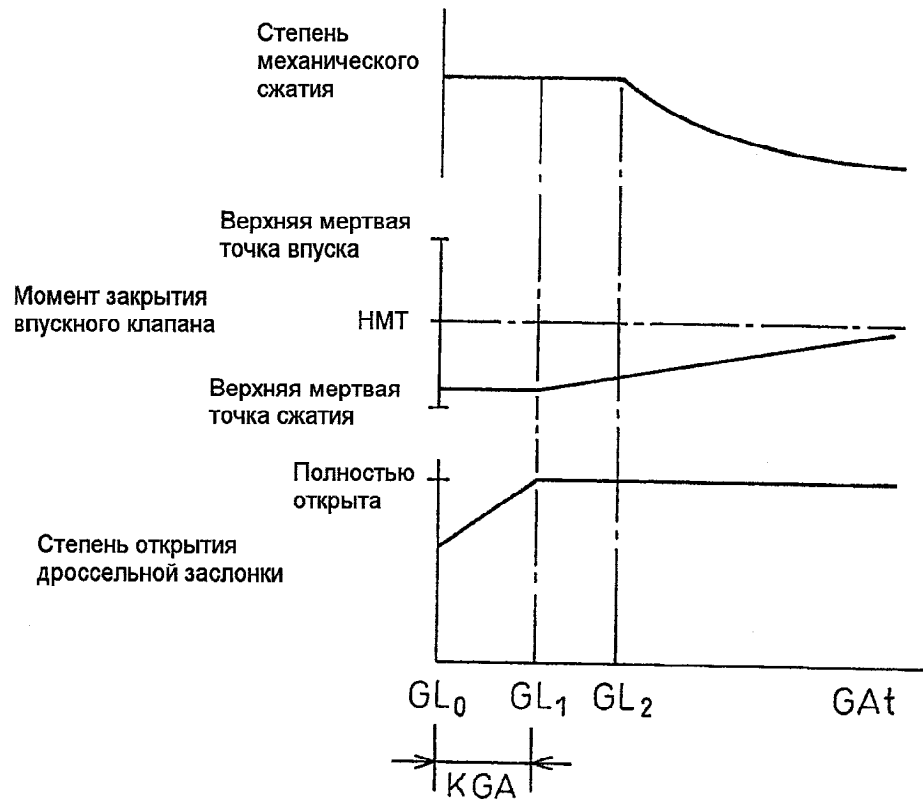
(В)



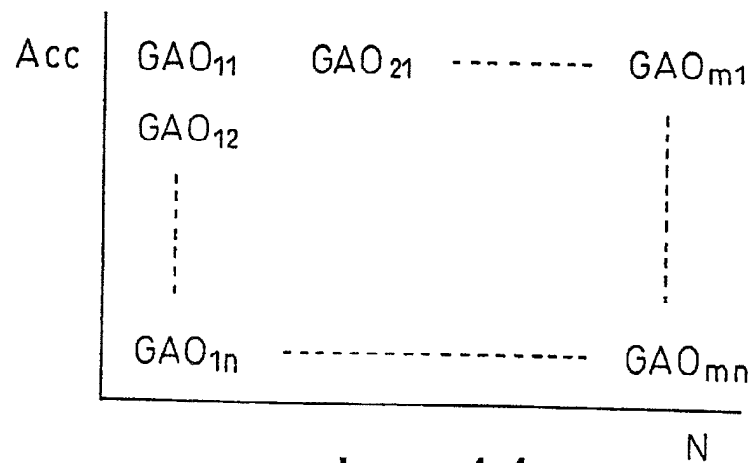
Фиг.8



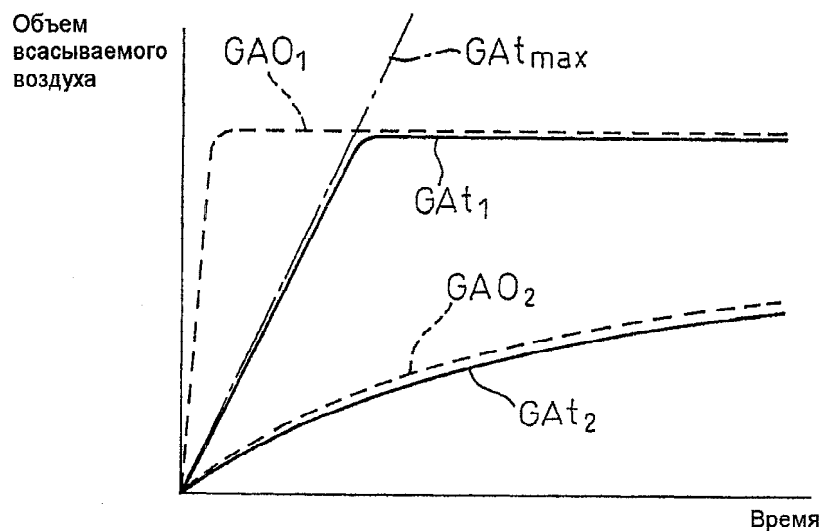
Фиг.9



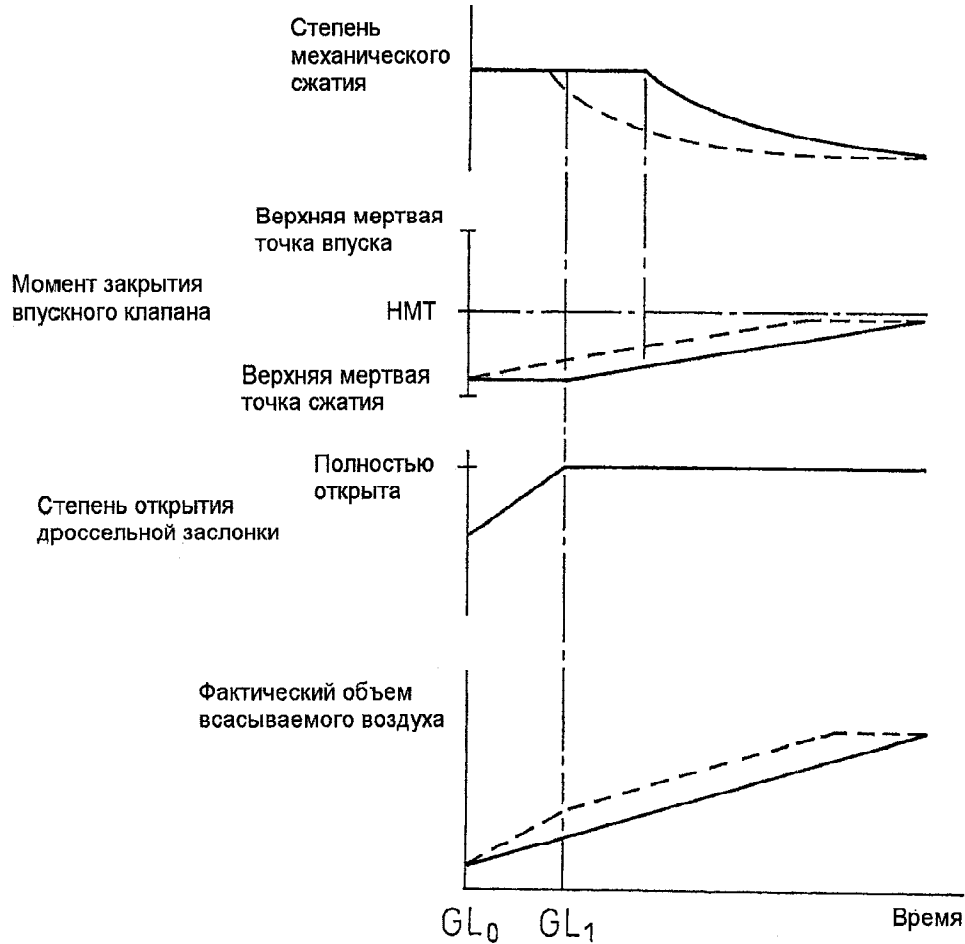
Фиг.10



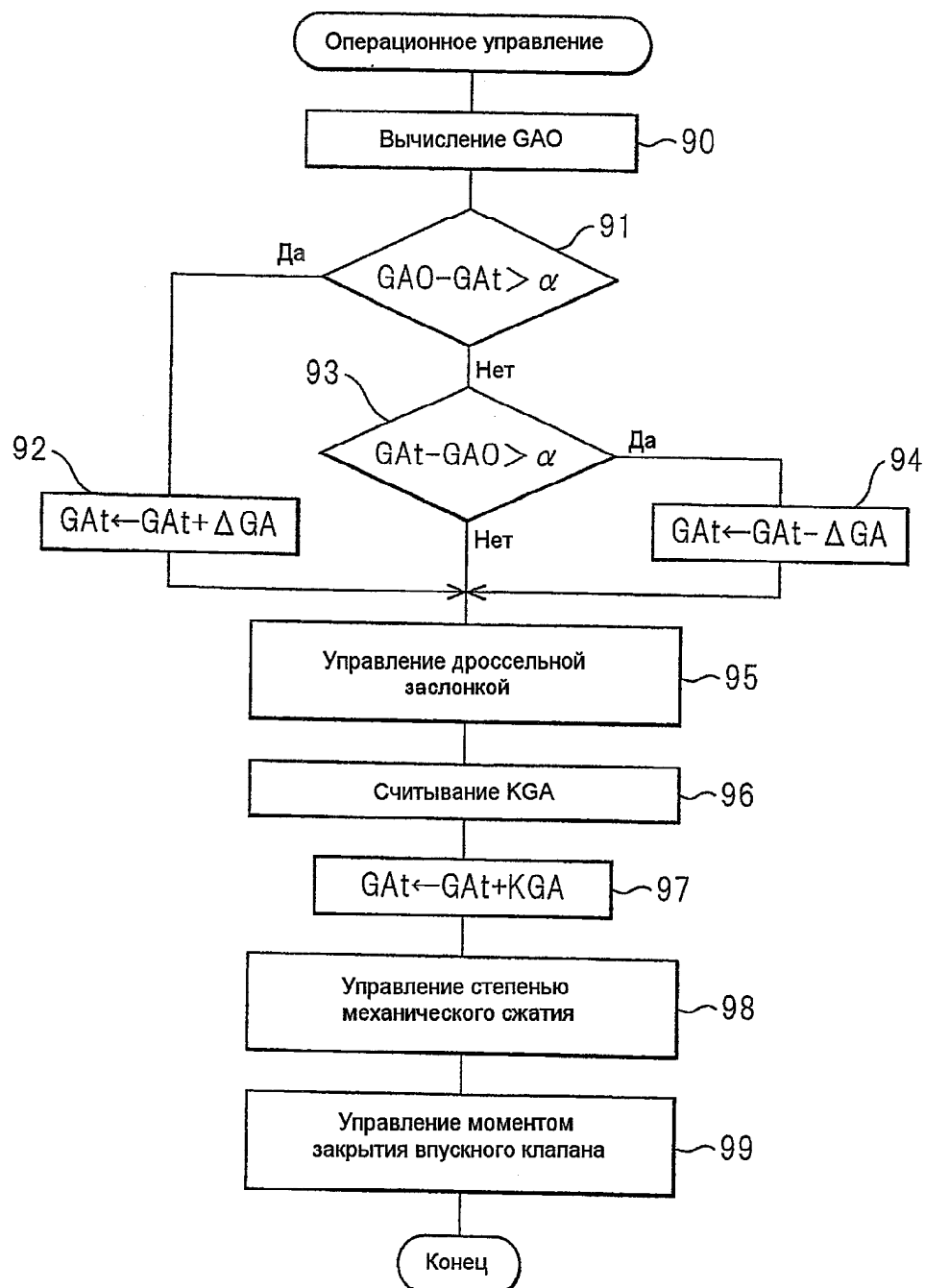
Фиг.11



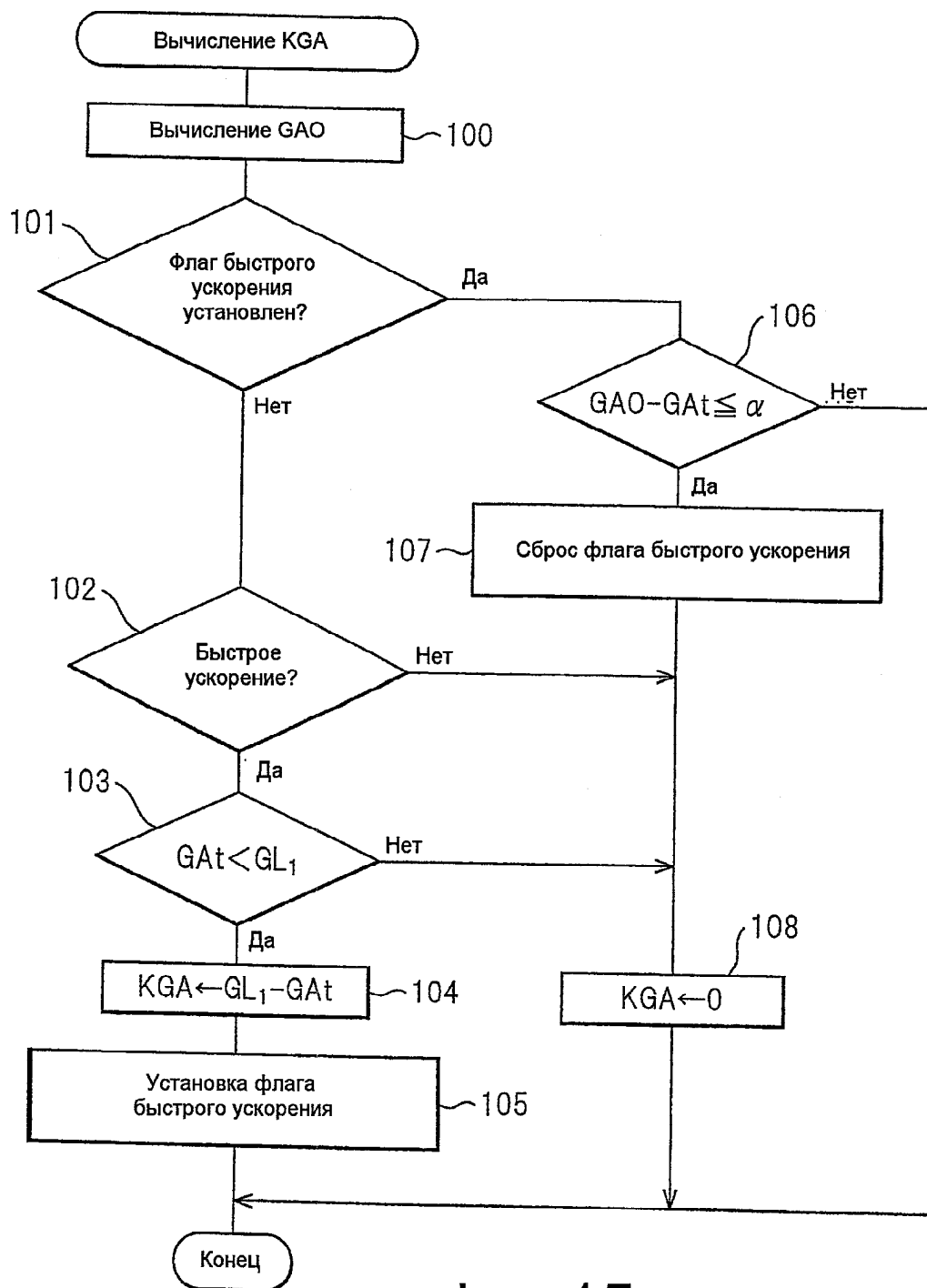
Фиг.12



Фиг.13



Фиг. 14



Фиг.15