



(51) МПК
F02D 41/04 (2006.01)
F02D 15/00 (2006.01)
F02D 13/02 (2006.01)
F02D 9/02 (2006.01)

**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
 ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2010107245/06, 24.10.2008

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
 24.10.2008

Приоритет(ы):

(30) Конвенционный приоритет:
 06.11.2007 JP 2007-288975

(45) Опубликовано: 20.11.2011 Бюл. № 32

(56) Список документов, цитированных в отчете о
 поиске: JP 2005106020 A, 21.04.2005. JP 2007071046
 A, 22.03.2007. JP 2005155507 A, 16.06.2005. RU
 2206769 C1, 20.06.2003. RU 2119077 C1,
 20.09.1998. WO 2004042216 A1, 21.05.2004. US
 5377631 A, 03.01.1995.

(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на
 национальной фазе: 26.02.2010

(86) Заявка РСТ:
 JP 2008/069816 (24.10.2008)

(87) Публикация заявки РСТ:
 WO 2009/060789 (14.05.2009)

Адрес для переписки:

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

(72) Автор(ы):

**КАМИЯМА Эйити (JP),
 АКИХИСА Дайсуке (JP),
 САВАДА Дайсаку (JP)**

(73) Патентообладатель(и):

**ТОЙОТА ДЗИДОСЯ КАБУСИКИ
 КАЙСЯ (JP)**

(54) ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

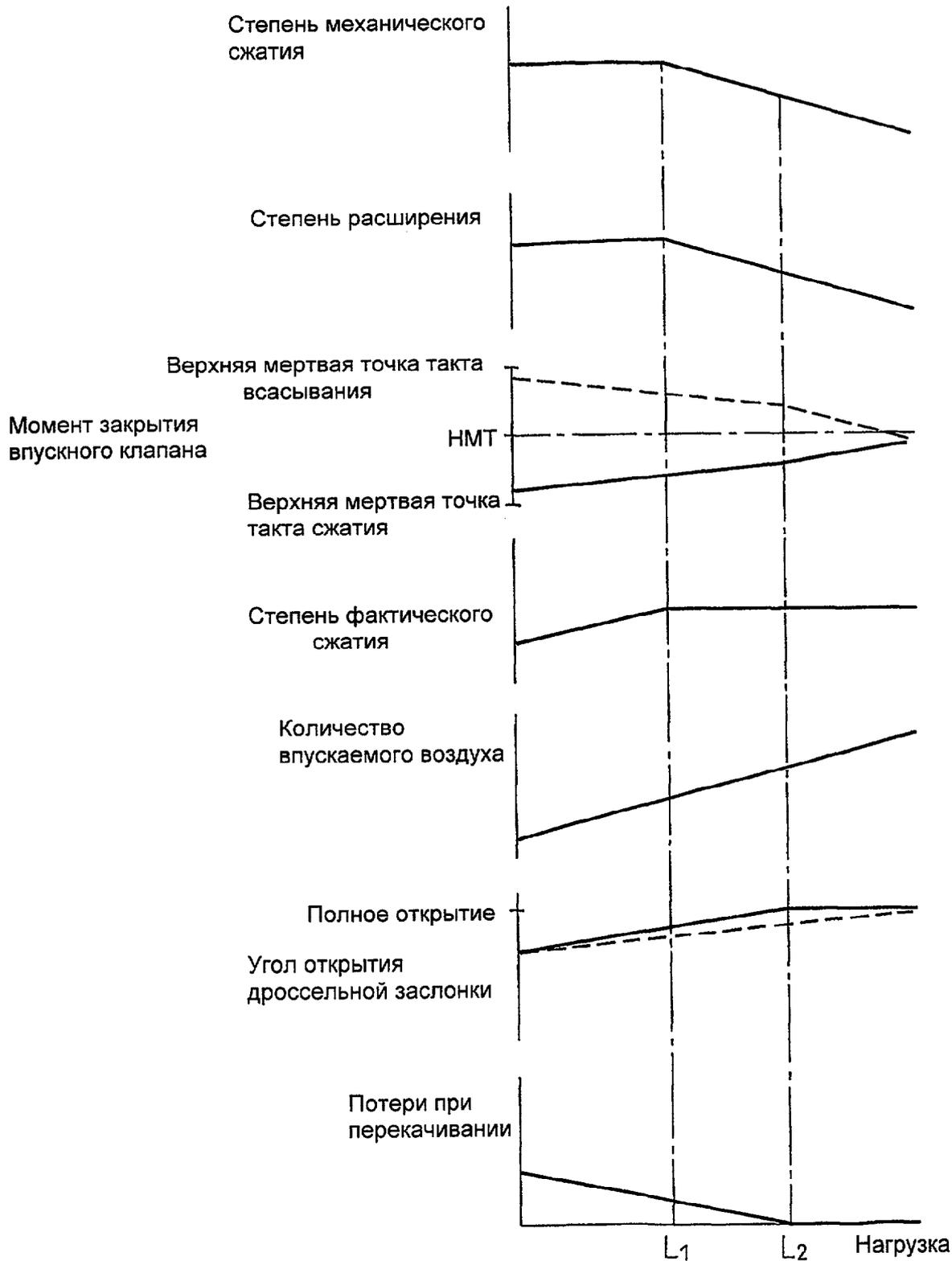
(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием (ДВС). ДВС содержит: механизм регулирования степени сжатия, механизм регулирования фаз газораспределения и дроссельную заслонку. Механизм регулирования степени сжатия выполнен с возможностью изменения степени механического сжатия. Механизм регулирования фаз газораспределения выполнен с возможностью изменения момента закрытия выпускного клапана. Дроссельная

заслонка расположена во впускном канале ДВС и управляет количеством впускаемого воздуха. При падении нагрузки на ДВС момент закрытия выпускного клапана смещается в сторону от нижней мертвой точки такта всасывания, а степень механического сжатия увеличивается до максимальной. При работе двигателя в области нагрузок, ниже, чем нагрузка на двигатель, при которой степень механического сжатия становится максимальной, степень механического сжатия удерживают на максимальной величине, а степень фактического сжатия уменьшают при

уменьшении нагрузки на двигатель. Нагрузку, при которой степень механического сжатия принимает величину между максимальной степенью механического сжатия и степенью механического сжатия во время работы при полной нагрузке, задают заранее. При нагрузке, ниже заранее заданной нагрузки, дроссельная заслонка закрыта. Максимальная степень расширения при максимальной степени механического сжатия может составлять 20 или

более. В области нагрузок, превышающих заранее заданную нагрузку, дроссельная заслонка может быть полностью открыта. Угол открытия дроссельной заслонки может уменьшаться при уменьшении нагрузки на двигатель в области нагрузок, ниже заранее заданной нагрузки. Технический результат заключается в обеспечении благоприятных условий для воспламенения и сгорания топлива. 3 з.п. ф-лы, 11 ил.



ФИГ. 9



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(51) Int. Cl.
F02D 41/04 (2006.01)
F02D 15/00 (2006.01)
F02D 13/02 (2006.01)
F02D 9/02 (2006.01)

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21)(22) Application: **2010107245/06, 24.10.2008**

(24) Effective date for property rights:
24.10.2008

Priority:

(30) Priority:
06.11.2007 JP 2007-288975

(45) Date of publication: **20.11.2011 Bull. 32**

(85) Commencement of national phase: **26.02.2010**

(86) PCT application:
JP 2008/069816 (24.10.2008)

(87) PCT publication:
WO 2009/060789 (14.05.2009)

Mail address:

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

(72) Inventor(s):

**KAMIJaMA Ehjiti (JP),
AKIKhISA Dajsuke (JP),
SAVADA Dajsaku (JP)**

(73) Proprietor(s):

TOJOTA DZIDOSJa KABUSIKI KAJJSJa (JP)

(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SPARK IGNITION

(57) Abstract:

FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: internal combustion engine (ICE) includes compression degree control mechanism, gas distribution phase control mechanism and throttle valve. Compression degree control mechanism has the possibility of changing mechanical compression degree. Gas distribution phase control mechanism has the possibility of changing the outlet valve closing moment. Throttle valve is located in ICE inlet channel and controls the number of intake air. At drop of load on ICE the inlet valve closing moment shifts to the side from lower dead-point of intake stroke, and mechanical compression degree increases to maximum. At ICE operation in the range of loads which are lower than load on the engine, at which mechanical compression degree becomes maximum, mechanical compression degree is maintained at

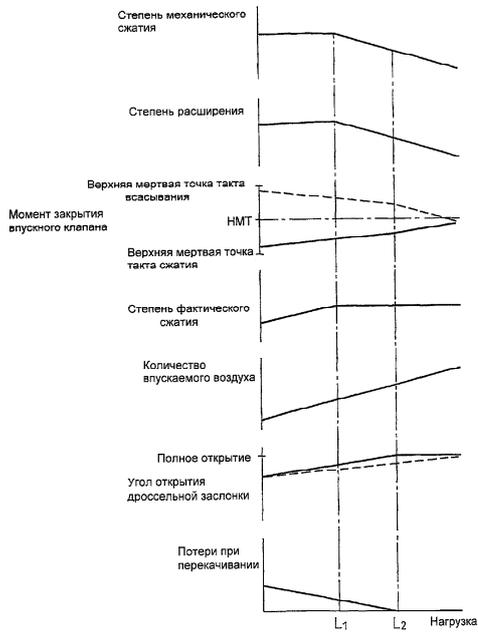
maximum value, and actual compression degree is decreased at decrease of load on the engine. The load at which mechanical compression degree assumes the value between maximum mechanical compression degree and mechanical compression degree during operation at full load shall be pre-set. At the load which is below the pre-set load, throttle valve is closed. Maximum expansion degree at maximum mechanical compression degree can be 20 or more. In the range of loads exceeding the pre-set load the throttle valve can be fully open. Opening angle of throttle valve can be decreased at decrease of load on the engine in the range of loads below the pre-set load.

EFFECT: providing favourable conditions for fuel ignition and combustion.

4 cl, 11 dwg

RU 2 434 156 C1

RU 2 434 156 C1



ФИГ. 9

Область техники

Настоящее изобретение относится к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Уровень техники

5 Известен двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженный механизмом регулирования степени сжатия, выполненным с возможностью изменения степени механического сжатия, и механизмом регулирования фаз газораспределения, выполненным с возможностью управления моментом закрытия впускного клапана, через который осуществляется наддув с помощью нагнетателя, при работе двигателя со средней и высокой нагрузкой, и увеличивающий степень механического сжатия и задерживающий момент закрытия впускного клапана, когда нагрузка на двигатель снижается, при этом степень фактического сжатия удерживается постоянной при работе двигателя при средней и высокой нагрузке (см., например, публикацию заявки на патент Японии № 2004-218522).

В таком двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием при увеличении степени механического сжатия зазор между вершиной поршня и поверхностью внутренней стенки камеры сгорания в конце хода такта сжатия сужается, что создает 20 сильные вертикальные завихрения в камере сгорания. В результате, это приводит к сильным возмущениям в камере сгорания, благодаря чему можно получить хорошие характеристики воспламенения и сгорания топлива. Однако, если степень механического сжатия падает, зазор между вершиной поршня и поверхностью внутренней стенки камеры сгорания в конце хода такта сжатия увеличивается, 25 поэтому вертикальные завихрения ослабевают или перестают возникать. В результате, возмущения, возникающие в камере сгорания, ослабевают, и характеристики воспламенения и сгорания топлива ухудшаются.

Краткое описание изобретения

30 Задачей настоящего изобретения является создание двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, способным обеспечить высокие характеристики воспламенения и сгорания топлива.

Согласно настоящему изобретению предлагается двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженный механизмом регулирования степени сжатия, 35 выполненным с возможностью изменения степени механического сжатия, механизмом регулирования фаз газораспределения, выполненным с возможностью регулирования момента закрытия впускного клапана, и дроссельной заслонкой, расположенной во впускном тракте двигателя для регулирования количества впускаемого воздуха, в котором момент закрытия впускного клапана смещается по мере уменьшения 40 нагрузки на двигатель в направлении от нижней мертвой точки такта всасывания, при этом степень механического сжатия увеличивается до максимальной степени механического сжатия при уменьшении нагрузки на двигатель, при работе двигателя с низкой нагрузкой, меньшей, чем нагрузка, при которой степень механического сжатия становится максимальной степенью механического сжатия, причем степень 45 механического сжатия удерживают на величине максимальной степени механического сжатия, а степень фактического сжатия уменьшают с уменьшением нагрузки на двигатель, при этом нагрузка, при которой степень механического сжатия принимает значение между максимальной степенью механического сжатия и степенью 50 механического сжатия при работе под полной нагрузкой, когда двигатель работает под высокой нагрузкой, заранее задана, и дроссельная заслонка закрыта в области нагрузок ниже, чем заранее заданная нагрузка.

То есть в настоящем изобретении дросселирование потока впускаемого воздуха выполняется дроссельной заслонкой в области нагрузок, ниже вышеуказанной заранее заданной нагрузки. Если осуществляется дросселирование потока впускаемого воздуха, момент закрытия впускного клапана смещается в сторону опережения, так что ход после закрытия впускного клапана до момента достижения поршнем верхней мертвой точки становится более длинным, чем когда дроссельная заслонка полностью открыта. То есть дросселирование потока впускаемого воздуха дроссельной заслонкой и увеличение хода поршня до верхней мертвой точки создают возмущения в камере сгорания, благодаря чему обеспечивается хорошее воспламенение и сгорание топлива.

Краткое описание чертежей

Фиг.1 - общий вид двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием;

Фиг.2 - вид в перспективе с разнесением деталей механизма регулирования степени сжатия;

Фиг.3 - вид сбоку в сечении иллюстративного двигателя внутреннего сгорания;

Фиг.4 - вид, иллюстрирующий механизм регулирования фаз газораспределения;

Фиг.5 - вид, иллюстрирующий величину подъема впускного клапана и выпускного клапана;

Фиг.6 - вид, поясняющий степень механического сжатия, степень фактического сжатия и степень расширения;

Фиг.7 - вид, иллюстрирующий отношение между теоретическим тепловым КПД и степенью расширения;

Фиг.8 - вид, поясняющий обычный цикл и цикл со сверхвысокой степенью расширения;

Фиг.9 - вид, иллюстрирующий изменение степени механического сжатия и т.п., в соответствии с нагрузкой на двигатель;

Фиг.10 - диаграмма последовательности, иллюстрирующая программу управления работой двигателя внутреннего сгорания; и

Фиг.11 - карты момента закрывания впускного клапана и т.п.

Наилучший способ осуществления изобретения

На фиг.1 показано сечение двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

На фиг.1 позицией 1 обозначен картер двигателя, позицией 2 - блок цилиндров, позицией 3 - головка блока цилиндров, 4 - поршень, 5 - камера сгорания, 6 - свеча зажигания, расположенная сверху в центре камеры 5 сгорания, 7 - впускной клапан, 8 - впускной канал, 9 - выпускной клапан и 10 - выпускной канал. Впускной канал 8 соединен через впускной патрубок 11 со сглаживающим ресивером 12, при этом каждый впускной патрубок 11 снабжен инжектором 13 топлива для впрыска топлива в сторону соответствующего впускного канала 8. Следует отметить, что каждый топливный инжектор 13 может быть расположен у каждой камеры 5 сгорания, а не прикреплен к впускному патрубку 11.

Сглаживающий ресивер 12 соединен через впускной воздуховод 14 с воздухоочистителем 15, при этом внутри впускного воздуховода 14 установлена дроссельная заслонка 17, приводимая в действие приводом 16, и датчик 18 массового расхода воздуха, в котором используется, например, проволока высокого сопротивления. С другой стороны, выпускной канал 10 соединен через выпускной коллектор 19 с каталитическим нейтрализатором 20, в котором находится, например, трехкомпонентный нейтрализатор, а внутри выпускного коллектора 19 установлен датчик 21 контроля состава топливовоздушной смеси.

С другой стороны, в варианте, показанном на фиг.1, соединительная часть картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров содержит механизм А регулирования степени сжатия, выполненный с возможностью изменения относительных положений картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров в осевом направлении цилиндра для изменения объема камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке фазы сжатия, и, кроме того, двигатель внутреннего сгорания дополнительно снабжен механизмом В регулирования момента фактического начала такта сжатия. Следует отметить, что в варианте, показанном на фиг.1, механизм В регулирования момента фактического начала такта сжатия состоит из механизма регулирования фаз газораспределения для управления моментом закрытия впускного клапана 7.

Электронный блок 30 управления содержит цифровой компьютер, имеющий компоненты, соединенные друг с другом через двунаправленную шину 31, такие как ПЗУ (постоянное запоминающее устройство) 32, ОЗУ (оперативное запоминающее устройство) 33, микропроцессор 34, порт 35 ввода и порт 36 вывода. Выходной сигнал датчика 18 массового расхода воздуха на входе и выходной сигнал датчика 21 контроля состава топливовоздушной смеси подаются через соответствующие аналого-цифровые преобразователи 37 на порт 35 ввода. Далее, педаль 40 акселератора соединена с датчиком 41 нагрузки, генерирующим выходное напряжение, пропорциональное величине нажатия педали 40 акселератора. Выходное напряжение датчика 41 нагрузки подается через соответствующий аналого-цифровой преобразователь на порт 35 ввода. Далее, порт 35 ввода соединен с датчиком 42 углового положения коленчатого вала, генерирующим выходной импульс каждый раз, когда коленчатый вал повернется, например, на 30°. С другой стороны, порт 36 вывода соединен через соответствующие цепи 38 возбуждения со свечой 6 зажигания, инжектором 13 топлива, приводом 16 дроссельной заслонки и механизмом А регулирования степени сжатия и механизмом В регулирования фаз газораспределения.

На фиг.2. приведен вид в перспективе с разнесением деталей механизма А регулирования степени сжатия, показанного на фиг.1, а на фиг.3 приведен вид сбоку в сечении иллюстративного двигателя внутреннего сгорания. Как показано на фиг.2, в нижней части двух боковых стенок блока 2 цилиндров сформировано множество выступающих деталей 50, разнесенных друг от друга на некоторое расстояние. Каждая выступающая деталь 50 сформирована с круглым отверстием 51 для установки кулачка. С другой стороны, на верхней поверхности картера 1 двигателя выполнено множество выступающих деталей 52, разнесенных друг от друга на определенное расстояние и вставляющихся между соответствующими выступающими деталями 50. В этих выступающих деталях 52 также выполнены круглые отверстия 53 для установки кулачка.

Как показано на фиг.2, имеется пара кулачковых валов 54, 55. Каждый из кулачковых валов 54, 55 имеет круглые кулачки 56, прикрепленные к ним и выполненные с возможностью установки с возможностью вращения в отверстия 51 в каждом втором положении. Эти круглые кулачки 56 выполнены соосно с осью вращения кулачковых валов 54, 55. С другой стороны, между круглыми кулачками 56, как показано штриховой линией на фиг.3, проходят эксцентриковые валы 57, установленные эксцентрично относительно осей вращения кулачковых валов 54, 55. Каждый эксцентриковый вал 57 имеет другой круглый кулачок 58, эксцентрично прикрепленный к нему с возможностью вращения. Как показано на фиг.2, эти круглые кулачки 58 расположены между круглыми кулачками 56. Эти круглые кулачки 58 вставлены с возможностью вращения в соответствующие отверстия 53 для

кулачков.

Когда круглые кулачки 56, прикрепленные к кулачковым валам 54, 55, поворачиваются в противоположных направлениях, как показано на фиг.3(A) сплошными стрелками, из положения, показанного на фиг.3(A), эксцентриковые валы 57 перемещаются к нижнему центру так, что круглые кулачки 58 поворачиваются в противоположном направлении от круглых кулачков 56 в отверстиях 53, как показано штриховыми стрелками на фиг.3(A). Как показано на фиг.3(B), когда эксцентриковые валы 57 движутся в направлении нижнего центра, центры круглых кулачков 58 смещаются ниже эксцентриковых валов 57.

Как будет понятно из сравнения фиг. 3(A) и 3(B), относительные положения картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров определяются расстоянием между центрами круглых кулачков 56 и центрами круглых кулачков 58. Чем больше расстояние между центрами круглых кулачков 56 и центрами круглых кулачков 58, тем дальше отходит блок 2 цилиндров от картера 1 двигателя. Если блок 2 цилиндров отходит от картера 1 двигателя, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке на фазе сжатия, таким образом, увеличивается, приводя кулачковые валы 54, 55 во вращение, причем объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен верхней мертвой точке на такте сжатия, можно изменять.

Как показано на фиг.2, для того чтобы кулачковые валы 54, 55 вращались в противоположных направлениях, вал приводного электродвигателя 59 снабжен парой червячных колес 61, 62 с противоположным направлением резьбы. Шестерни 63, 64, находящиеся в зацеплении с этими червячными колесами 61, 62, прикреплены к концам кулачковых валов 54, 55. В этом варианте приводной электродвигатель 59 может являться приводом, изменяющим в широком диапазоне объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке такта сжатия. Следует отметить, что механизм А регулирования степени сжатия, показанный на фиг. 1-3, приведен в качестве примера. Можно использовать любой тип механизма регулирования степени сжатия.

С другой стороны, на фиг.4 показан механизм В регулирования фаз газораспределения, прикрепленный к концу кулачкового вала 70 для привода впускного клапана 7 (фиг.1). Как показано на фиг.4, этот механизм В регулирования фаз газораспределения имеет зубчатый шкив 71, выполненный с возможностью вращения в направлении стрелки коленчатым валом двигателя через зубчатый ремень, цилиндрический корпус 72, вращающийся вместе с зубчатым шкивом 71, поворачивающий вал 73, выполненный с возможностью вращения вместе с кулачковым валом 70 и поворота относительно цилиндрического корпуса 72, множество перегородок 74, проходящих от внутренней периферии цилиндрического корпуса 72 к внешней периферии поворачивающего вала 73, и лопатки 75, проходящие между перегородками 74 от внешней периферии поворачивающего вала 73 к внутренней периферии цилиндрического корпуса 72, при этом на двух сторонах лопаток 75 сформированы гидравлические камеры 76 опережения и гидравлические камеры 77 отставания.

Подачей рабочего масла в гидравлические камеры 76, 77 управляет клапан 78 управления подачей рабочего масла. Этот клапан 78 управления подачей рабочего масла содержит гидравлические порты 79, 80, соединенные с гидравлическими камерами 76, 77, подающий порт 82 для подачи рабочего масла, вытесненного из гидравлического насоса 81, пару сливных портов 83, 84 и золотниковый клапан 85 для управления соединением и отсоединением портов 79, 80, 82, 83 и 84.

Для изменения фазы кулачков кулачкового вала 70 в сторону опережения, как показано на фиг.4, золотниковый клапан 85 приводится в движение вправо (относительно фиг.4), рабочее масло подается от подающего порта 82 через гидравлический порт 79 на гидравлические камеры 76 опережения, а рабочее масло из рабочих камер 77 отставания сливается через сливной порт 84. В это время поворачивающий вал 73 поворачивается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении, показанном стрелкой.

В противоположность этой операции, для изменения фазы кулачков кулачкового вала 70 в сторону отставания, золотниковый клапан 85 приводится в движение влево (относительно фиг.4), рабочее масло подается из подающего порта 82 через гидравлический порт 80 в гидравлические камеры 77 отставания, и рабочее масло из гидравлических камер 76 опережения сливается через сливной порт 83. В это время поворачивающий вал 73 поворачивается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении, противоположном направлению, показанному стрелкой.

Когда поворачивающий вал 73 приводится во вращение относительно цилиндрического корпуса 72, если золотниковый клапан 85 возвращен в нейтральное положение, показанное на фиг.4, операция относительного поворота поворачивающего вала 73 заканчивается, и поворачивающий вал 73 в это время удерживается в этом относительном угловом положении. Таким образом, можно использовать устройство В регулирования фаз газораспределения так, чтобы смещать фазу кулачков кулачкового вала 70 в сторону опережения или в сторону отставания точно на нужную величину.

На фиг.5 сплошной линией показано, когда механизм В регулирования фаз газораспределения используется для максимального смещения фазы кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана в сторону опережения, а штриховой линией показано, когда он используется для максимального смещения фазы кулачков кулачкового вала 70 привода впускного клапана в сторону отставания. Поэтому время открытия впускного клапана 7 можно свободно задавать в диапазоне от положения, показанного сплошной линией на фиг.5, до положения, показанного штриховой линией, следовательно, время закрытия впускного клапана 7 можно задавать для любого углового положения коленчатого вала в диапазоне, показанном стрелкой С на фиг.5.

Механизм В регулирования фаз газораспределения на впуске, показанный на фиг. 1-4, является примером. Можно также использовать другой механизм регулирования фаз газораспределения или другие типы механизмов регулирования фаз газораспределения, способные изменять только момент закрытия впускного клапана, сохраняя момент открытия впускного клапана неизменным.

Далее со ссылками на фиг.6 приведено пояснение терминов, используемых в настоящей заявке. Следует отметить, что на фиг. 6(A), 6(B) и 6(C) для иллюстрации показан двигатель, в котором объем камеры сгорания составляет 50 мл, а рабочий объем цилиндра составляет 500 мл. На этих фиг. 6(A), 6(B) и 6(C) объем камеры сгорания означает объем камеры сгорания при нахождении поршня в верхней мертвой точке такта сжатия.

На фиг.6(A) поясняется термин "степень механического сжатия". Степень механического сжатия - это величина, определяемая механически из рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания. Эта степень механического сжатия выражается как $(\text{объем камеры сгорания} + \text{рабочий объем цилиндра}) / \text{объем камеры сгорания}$. В примере, показанном на фиг.6(A), эта степень механического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 500$

мл)/50 мл=11.

На фиг.6(B) поясняется термин "степень фактического сжатия". Степень фактического сжатия является величиной, которая определяется объемом камеры сгорания и фактическим рабочим объемом цилиндра, от момента фактического начала такта сжатия до момента, когда поршень достиг верхней мертвой точки, и объемом камеры сгорания. Эта степень фактического сжатия выражается как (объем камеры сгорания + фактический рабочий объем цилиндра)/объем камеры сгорания. То есть, как показано на фиг.6(B), даже если поршень начинает подниматься на фазе сжатия, сжатия не происходит, пока открыт впускной клапан. Фактическое сжатие начинается после того, как впускной клапан закроется. Поэтому степень фактического сжатия выражается, как указано выше, с использованием фактического рабочего объема цилиндра. В примере, показанном на фиг.6(B), степень фактического сжатия становится равной $(50 \text{ мл} + 450 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 10$.

На фиг.6(C) поясняется термин "степень расширения". Степень расширения - это величина, определяемая по рабочему объему цилиндра во время рабочего хода и по объему камеры сгорания. Эта степень расширения выражается как (объем камеры сгорания + рабочий объем цилиндра)/объем камеры сгорания. В примере, показанном на фиг. 6(C), эта степень расширения равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$.

Далее, со ссылками на фиг. 7 и 8 следует описание самых базовых признаков настоящего изобретения. Следует отметить, что на фиг.7 показано отношение между теоретическим тепловым КПД и степенью расширения, а на фиг.8 показано сравнение обычного цикла и цикла со сверхвысокой степенью расширения, селективно используемого в соответствии с нагрузкой согласно настоящему изобретению.

На фиг.8(A) показан обычный цикл, при котором впускной клапан закрывается в момент, близкий к моменту достижения поршнем нижней мертвой точки, а такт сжатия начинается по существу от момента достижения нижней мертвой точки. В примере, показанном на фиг.8(A), так же, как и в примерах по фиг.6(A), 6(B) и 6(C), объем камеры сгорания составляет 50 мл, а рабочий объем цилиндра - 500 мл. Как будет понятно из фиг.8A, при обычном цикле степень механического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$, степень фактического сжатия также приблизительно равно 11, и степень расширения также равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$. То есть в обычном двигателе внутреннего сгорания степень механического сжатия, степень фактического сжатия и степень расширения по существу равны.

Сплошной линией на фиг.7 показано изменение теоретического теплового КПД в случае, когда степень фактического сжатия и степень расширения по существу равны, то есть в обычном цикле. В этом случае было обнаружено, что чем выше степень расширения, т.е. чем выше степень фактического сжатия, тем выше теоретический тепловой КПД. Поэтому при обычном цикле для поднятия теоретического КПД, следует повысить степень фактического сжатия. Однако из-за ограничений, связанных с появлением детонации при работе двигателя под высокой нагрузкой, степень фактического сжатия можно повышать максимум до 12, соответственно, при обычном цикле невозможно получить достаточно высокий тепловой КПД.

С другой стороны, в такой ситуации, изобретатели провели четкое различие между степенью механического сжатия и степенью фактического сжатия и исследовали теоретический тепловой КПД, и в результате обнаружили, что в теоретическом тепловом КПД доминирует степень расширения, а степень фактического сжатия почти не влияет на теоретический тепловой КПД. То есть, если поднять степень фактического сжатия, увеличивается сила взрыва, но сжатие требует больших затрат энергии,

соответственно, даже если поднять степень фактического сжатия, теоретический тепловой КПД намного не вырастет.

В отличие от этого, если увеличить степень расширения, то чем дольше будет длиться период, во время которого действует сила, выдавливающая поршень вниз при рабочем ходе, тем дольше будет период, в течение которого поршень приводит во вращение коленчатый вал. Поэтому, чем большим будет степень расширения, тем выше будет теоретический тепловой КПД. Штриховая линия $\epsilon=10$ на фиг.7 показывает теоретический тепловой КПД при фиксации степени фактического сжатия на величине 10 и повышении в этом состоянии степени расширения. Таким образом, было обнаружено, что величина повышения теоретического теплового КПД при увеличении степени расширения в состоянии, когда степень фактического сжатия удерживается на низкой величине вышеописанным способом, и величина повышения теоретического теплового КПД при увеличении степени фактического сжатия вместе со степенью расширения, как показано сплошной линией на фиг.7, не сильно отличаются друг от друга.

Если степень фактического сжатия таким способом удерживать на низкой величине, детонация не возникнет, поэтому если повысить степень расширения в состоянии, когда степень сжатия удерживается на низкой величине, можно предотвратить появление детонации и значительно повысить теоретический тепловой КПД. На фиг.8(В) показан пример случая, когда механизм А регулирования степени сжатия и механизм В регулирования фаз газораспределения используются для поддержания степени фактического сжатия на низкой величине и для повышения степени расширения.

Как показано на фиг.8(В), в этом примере для снижения объема камеры сгорания с 500 мл до 200 мл используется механизм А регулирования степени сжатия. С другой стороны, механизм В регулирования фаз газораспределения используется для задержки момента закрытия впускного клапана до тех пор, пока фактический рабочий объем цилиндра не изменится с 500 мл до 200 мл. В результате степень фактического сжатия становится равной $(200 \text{ мл} + 200 \text{ мл}) / 200 \text{ мл} = 11$, а степень расширения становится равной $(200 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 200 \text{ мл} = 26$. В обычном цикле, показанном на фиг.8(А), как поясняется выше, степень фактического сжатия равна приблизительно 11, и степень расширения равна приблизительно 11. По сравнению с этим случаем, в случае, показанном на фиг.8(В), понятно, что только степень расширения увеличивается до 26. Поэтому такой цикл называется "цикл со сверхвысокой степенью расширения".

Как пояснялось выше, в общем говоря, в двигателе внутреннего сгорания, чем ниже нагрузка на двигатель, тем ниже тепловой КПД; поэтому, чтобы повысить тепловой КПД при работе двигателя, то есть, чтобы снизить потребление топлива, становится необходимым повысить тепловой КПД при работе двигателя при низкой нагрузке. С другой стороны, в цикле со сверхвысокой степенью расширения, показанном на фиг.8(В), фактический рабочий объем цилиндра на такте сжатия уменьшается, поэтому количество впускаемого воздуха, который может засасываться в камеру сгорания, уменьшается; следовательно, такой цикл со сверхвысокой степенью расширения можно использовать только тогда, когда нагрузка на двигатель относительно низка. Поэтому в настоящем изобретении при работе в условиях низкой нагрузки на двигатель устанавливается цикл со сверхвысокой степенью расширения, показанный на фиг.8(В), а при работе в условиях высокой нагрузки на двигатель устанавливается обычный цикл, показанный на фиг.8(А).

Далее следует описание оперативного управления в целом со ссылками на фиг.9.

На фиг.9 показаны изменения степени механического сжатия, степени расширения, момента закрытия впускного клапана 7, степени фактического сжатия, количество впускаемого воздуха и степень открытия дроссельной заслонки 17 и потери при перекачивании, а также нагрузка на двигатель при определенных оборотах двигателя.

5 Следует отметить, что в вариантах настоящего изобретения, для того чтобы позволить трехкомпонентному нейтрализатору в каталитическом нейтрализаторе 22 одновременно сокращать количество несгоревших HC, CO и NO_x в выхлопном газе, обычно среднее соотношение воздуха и топлива регулируют с обратной связью для
10 стехиометрического соотношения воздуха и топлива на основе выходного сигнала датчика 21 контроля состава топливовоздушной смеси.

Как описано выше, при работе двигателя с высокой нагрузкой выполняется обычный цикл, показанный на фиг.8(A). Поэтому, как показано на фиг.9, поскольку в
15 это время степень механического сжатия снижают, степень расширения становится низкой. Как показано сплошной линией на нижней части фиг.9, момент закрытия впускного клапана 7 смещен в сторону опережения, как показано на фиг.5. Далее, в это время количество впускаемого воздуха велико. В это время дроссельную заслонку 17 удерживают в полностью открытом положении или в по существу
20 полностью открытом положении, чтобы потери при перекачивании равнялись нулю.

С другой стороны, как показано сплошной линией на фиг.9, когда нагрузка на двигатель увеличивается, момент закрытия впускного клапана 7 смещается в сторону задержки, чтобы этим уменьшить количество впускаемого воздуха. Далее, в это время
25 степень механического сжатия увеличивается вместе со снижением нагрузки на двигатель, как показано на фиг.9 так, чтобы степень фактического сжатия сохранялась по существу постоянной. Поэтому степень расширения также увеличивается при снижении нагрузки на двигатель.

Таким образом, если нагрузка на двигатель падает, степень механического сжатия
30 увеличивают вместе с уменьшением количества впускаемого воздуха, при по существу постоянной степени фактического сжатия. То есть объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки на такте сжатия, уменьшается пропорционально уменьшению количества впускаемого воздуха. Следовательно, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки такта
35 сжатия, меняется пропорционально количеству впускаемого воздуха. Следует отметить, что состав топливовоздушной смеси в камере 5 сгорания в это время в этом примере становится стехиометрическим отношением воздуха к топливу, поэтому объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки такта
40 сжатия, меняется пропорционально количеству топлива.

Если нагрузка на двигатель снижается еще больше, степень механического сжатия продолжает увеличиваться. Когда нагрузка на двигатель падает до средних величин L₁, ближе к низкой нагрузке, степень механического сжатия достигнет предельной
45 величины, являющейся конструктивным пределом для камеры 5 сгорания. В области нагрузок, ниже, чем нагрузка L₁, когда степень механического сжатия достигает предельной величины, эта степень механического сжатия удерживается на этой предельной величине. Поэтому при работе двигателя в нижней части диапазона средних нагрузок, степень механического сжатия становится максимальной в этой
50 нижней части диапазона нагрузок, а степень расширения также становится максимальной. Другими словами, при работе двигателя с малой нагрузкой степень механического сжатия доводят до максимума, чтобы получить максимальную степень расширения.

С другой стороны, в варианте, показанном на фиг.9, даже когда нагрузка на двигатель становится ниже, чем L_1 , как показано сплошной линией на фиг.9, момент закрытия впускного клапана 7 смещают в сторону отставания по мере снижения нагрузки на двигатель. Далее, как показано на фиг.9, при работе двигателя в области высоких нагрузок, когда нагрузка на двигатель превышает L_1 , степень фактического сжатия поддерживают по существу на одной величине для данных оборотов двигателя. В отличие от этого, когда нагрузка на двигатель меньше, чем L_1 , то есть когда степень механического сжатия удерживается на предельной величине, степень фактического сжатия определяется моментом закрытия впускного клапана 7, и как показано сплошной линией на фиг.9, степень фактического сжатия падает вместе с уменьшением нагрузки на двигатель, если момент закрытия впускного клапана 7 смещается в сторону отставания при падении нагрузки на двигатель.

С другой стороны, как следует из фиг.9, степень механического сжатия удерживается на максимальной величине при работе двигателя при малых нагрузках и постепенно понижается по мере понижения нагрузки на двигатель. В настоящем изобретении, как показано на фиг.9, заранее задана нагрузка L_1 , при которой степень механического сжатия становится заранее определенной степенью механического сжатия при высокой нагрузке на двигатель, ниже, чем максимальная степень механического сжатия, и, как показано сплошной линией на фиг.9, в области нагрузок, меньших, чем эта заранее заданная нагрузка L_2 , дроссельная заслонка 17 закрыта.

Следует отметить, что в примере, показанном сплошной линией на фиг.9, эта заранее заданная степень механического сжатия является величиной между максимальной степенью механического сжатия и степенью механического сжатия во время работы при полной нагрузке, и дроссельная заслонка 17 полностью открыта в области нагрузок, превышающих нагрузку L_2 . Далее, как показано на фиг.9, степень открытия дроссельной заслонки 17 уменьшается по мере падения нагрузки на двигатель в области нагрузок ниже, чем эта заранее заданная нагрузка L_2 . Таким образом, если степень открытия дроссельной заслонки 17 уменьшается, потери при перекачке увеличиваются, как показано на фиг.9.

Как указано выше, если степень механического сжатия увеличивается и становится максимальной степенью механического сжатия, зазор между вершиной поршня 4 и поверхностью внутренней стенки камеры сгорания 5 в конце такта сжатия сужается, создавая мощное вертикальное завихрение в камере сгорания 5. Это в результате приводит к мощным возмущениям в камере сгорания, благодаря которым достигается хорошее воспламенение и сгорание топлива. Однако, если нагрузка на двигатель превышает L_1 , и степень механического сжатия снижается, зазор между вершиной поршня 4 и поверхностью внутренней стенки камеры 5 сгорания в конце такта сжатия увеличивается, поэтому вертикальное завихрение ослабевает или исчезает. В результате, ослабевают возмущения, происходящие в камере 5 сгорания, и ухудшаются воспламенение и сгорание топлива в камере сгорания.

С другой стороны, если дроссельная заслонка 17 закрыта, дросселирование потока впускаемого воздуха дроссельной заслонкой 17 вызывает возмущения в камере 5 сгорания, благодаря чему можно улучшить воспламенение и сгорание топлива. Поэтому в настоящем изобретении дроссельная заслонка закрыта, когда степень механического сжатия снижается, как объяснялось выше, для улучшения воспламенения и сгорания топлива.

Следует отметить, что если снижается степень фактического сжатия, то ухудшаются воспламенение и сгорание топлива. Поэтому в варианте настоящего изобретения

дроссельная заслонка 17 закрыта, даже если нагрузка на двигатель ниже, чем L_1 , когда степень фактического сжатия снижается. Далее, если дроссельная заслонка 17 закрыта при высокой нагрузке на двигатель, невозможно получить высокую мощность на выходе. Поэтому в примере, показанном на фиг.9 сплошной линией, дроссельная заслонка закрыта в области нагрузок от L_1 до L_2 в области работы двигателя под высокими нагрузками, когда степень механического сжатия снижается.

Следует отметить, что когда допустимо падение выходной мощности двигателя при работе под высокой нагрузкой, дроссельная заслонка 17 также может быть закрыта в области нагрузок, меньших чем во время работы под полной нагрузкой, то есть почти во всех областях нагрузок, как показано штриховой линией на фиг.9.

В этой связи, как описано выше, при цикле со сверхвысокой степенью расширения, показанном на фиг.8(B), эта степень расширения составляет 26. Чем выше эта степень расширения, тем лучше, но как понятно из фиг.7, можно получить довольно высокий теоретический тепловой КПД при 20 и более, даже для практически применимой нижней предельной степени фактического сжатия $\epsilon=5$. Поэтому в настоящем изобретении создан механизм А регулирования степени сжатия, чтобы степень расширения достигала 20 и выше.

С другой стороны, как показано штриховой линией на фиг.9, можно управлять количеством впускаемого воздуха без учета дроссельной заслонки 17, перемещая момент закрытия впускного клапана 7 в сторону опережения по мере снижения нагрузки на двигатель. Следовательно, выражая это так, чтобы охватить и случай, показанный на фиг.9 сплошной линией, и случай, показанный штриховой линией, момент закрытия впускного клапана 7 при уменьшении нагрузки на двигатель смещают в сторону от нижней мертвой точки НМТ такта всасывания.

На фиг.10 представлена диаграмма последовательности оперативного управления двигателем внутреннего сгорания согласно настоящему изобретению. Как показано на фиг.10, сначала, на этапе 100 рассчитывают заданную степень фактического сжатия. Затем, на этапе 101 по карте, показанной на фиг.11(A), рассчитывают момент IC закрытия впускного клапана 7. То есть момент IC закрытия впускного клапана 7, необходимый для подачи необходимого количества воздуха в камеру 5 сгорания заранее вводят в ПЗУ как функцию от нагрузки L на двигатель и оборотов N двигателя в форме карты, показанной на фиг.11(a). По этой карте рассчитывают момент IC закрытия впускного клапана 7.

Далее, на этапе 102, рассчитывают степень механического сжатия CR . Затем, на этапе 103 рассчитывают угол открытия дроссельной заслонки 17. Угол θ открытия дроссельной заслонки 17 заранее вводят в ПЗУ 32 как функцию нагрузки L на двигатель и оборотов N двигателя в форме карты, показанной на фиг.11(B). Далее, на этапе 104 управляют механизмом А регулирования степени сжатия так, чтобы степень механического сжатия достигла величины CR , управляют механизмом В регулирования фаз газораспределения так, чтобы момент закрытия впускного клапана 7 достиг момента CI, и управляют дроссельной заслонкой 17 так, чтобы угол открытия дроссельной заслонки 17 был равен θ .

Формула изобретения

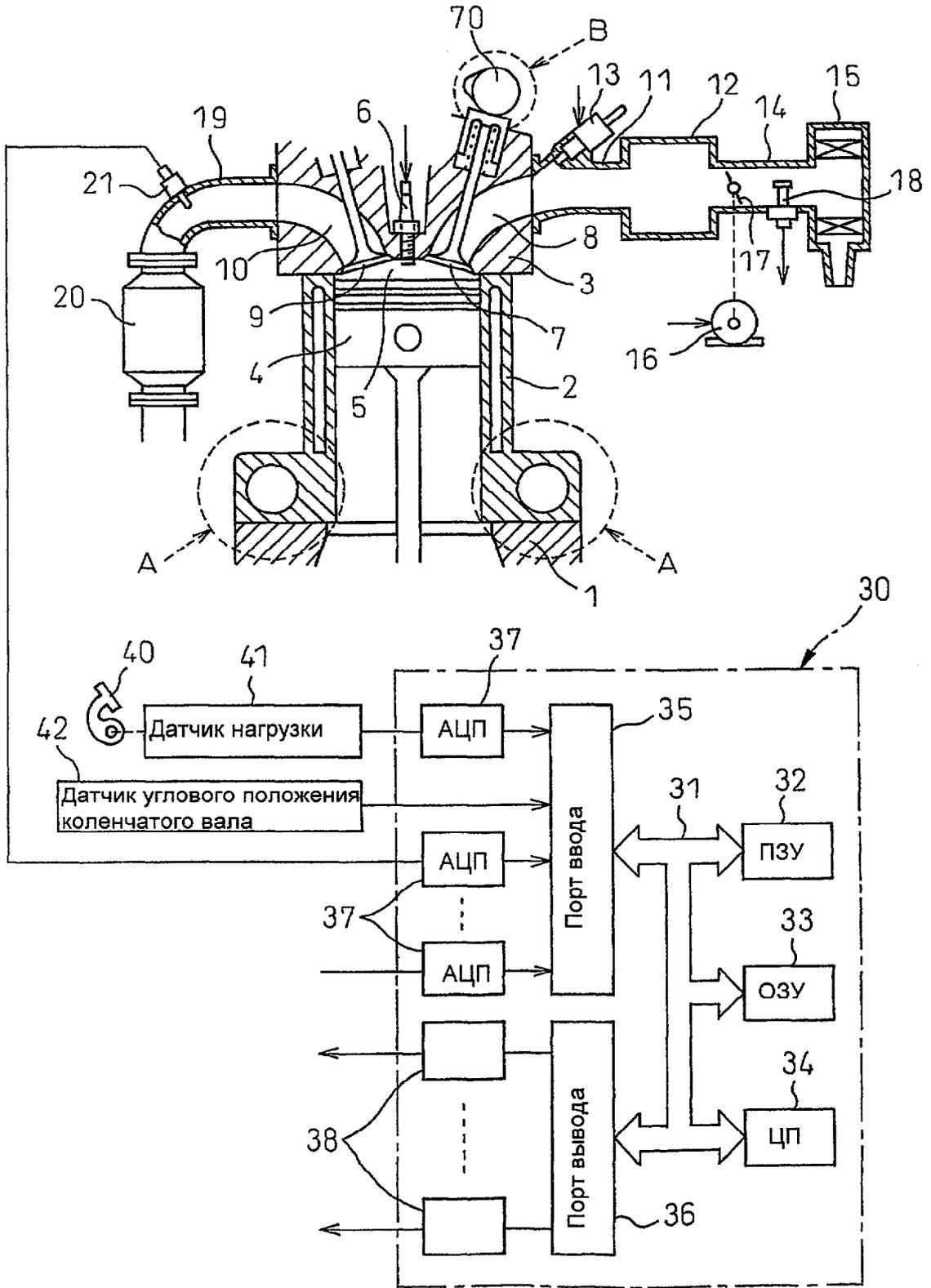
1. Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, содержащий: механизм регулирования степени сжатия, выполненный с возможностью изменения степени механического сжатия; механизм регулирования фаз газораспределения, выполненный с возможностью изменения момента закрытия впускного клапана; и дроссельную

заслонку, расположенную во впускном канале двигателя для управления количеством впускаемого воздуха; при этом момент закрытия впускного клапана смещают при падении нагрузки на двигатель в сторону от нижней мертвой точки такта всасывания, степень механического сжатия увеличивают до максимальной степени механического сжатия при падении нагрузки на двигатель, при работе двигателя в области нагрузок, ниже, чем нагрузка на двигатель, при которой степень механического сжатия становится максимальной, причем степень механического сжатия удерживают на максимальной величине, а степень фактического сжатия уменьшают при уменьшении нагрузки на двигатель, при этом нагрузку, при которой степень механического сжатия принимает величину между максимальной степенью механического сжатия и степенью механического сжатия во время работы при полной нагрузке, задают заранее, причем при нагрузке, ниже заранее заданной нагрузки, дроссельная заслонка закрыта.

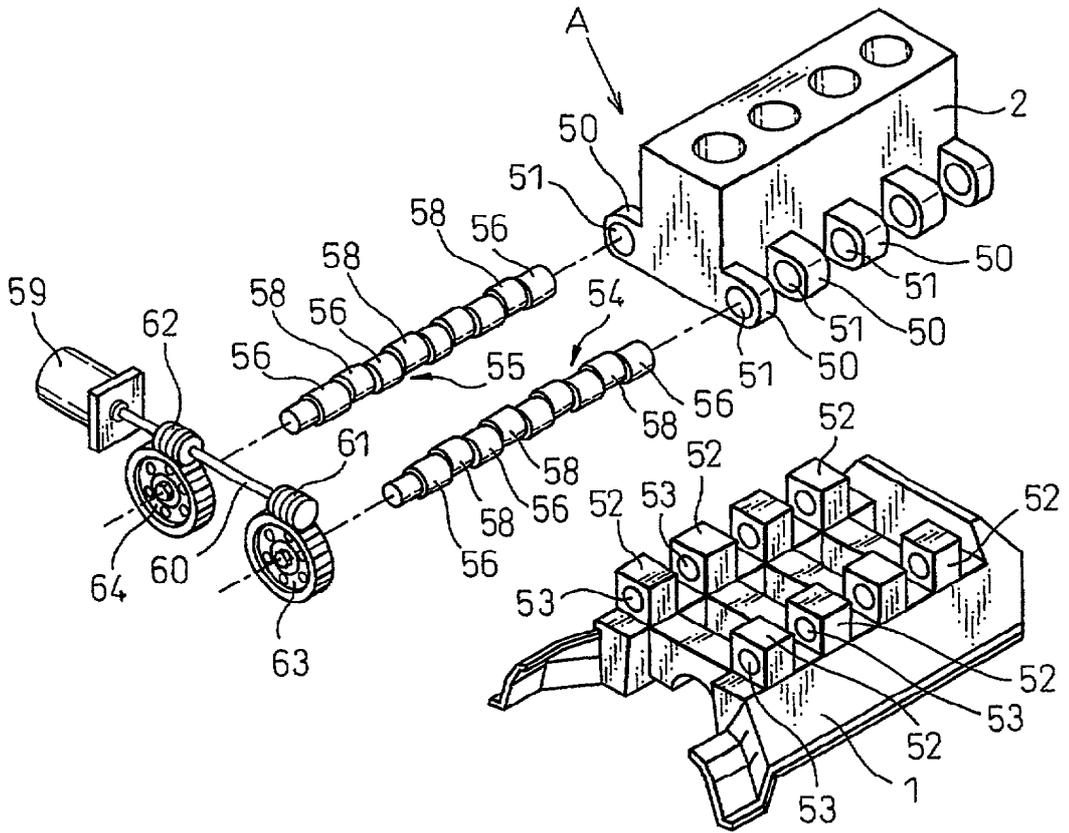
2. Двигатель по п.1, в котором максимальная степень расширения при максимальной степени механического сжатия составляет 20 или более.

3. Двигатель по п.1, в котором дроссельная заслонка полностью открыта в области нагрузок, превышающих заранее заданную нагрузку.

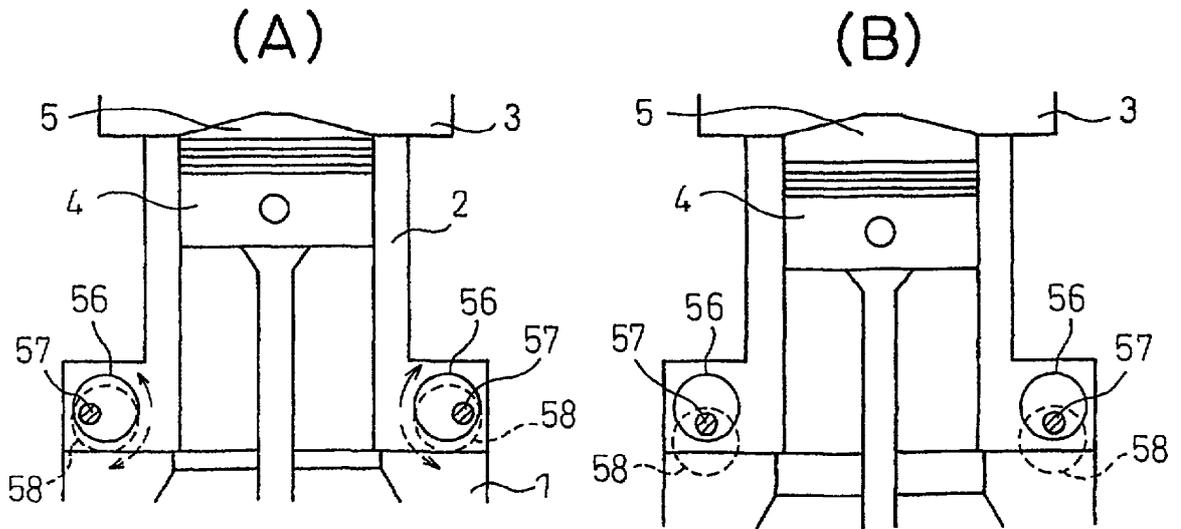
4. Двигатель по п.1, в котором угол открытия дроссельной заслонки уменьшается при уменьшении нагрузки на двигатель в области нагрузок, ниже заранее заданной нагрузки.



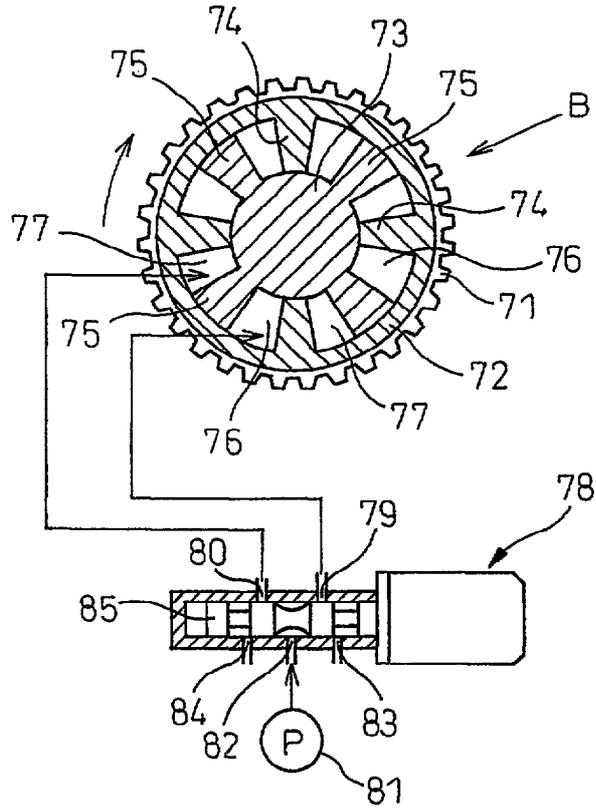
ФИГ. 1



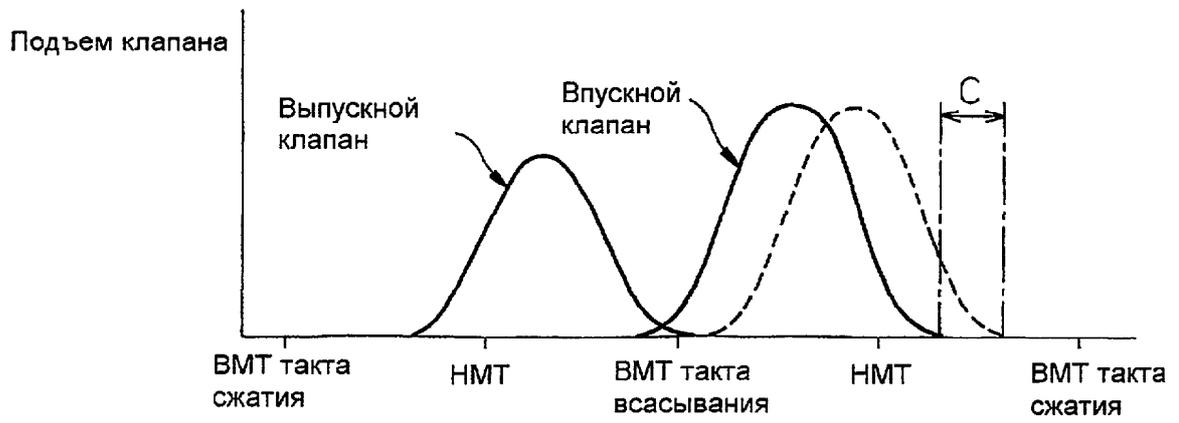
ФИГ. 2



ФИГ. 3



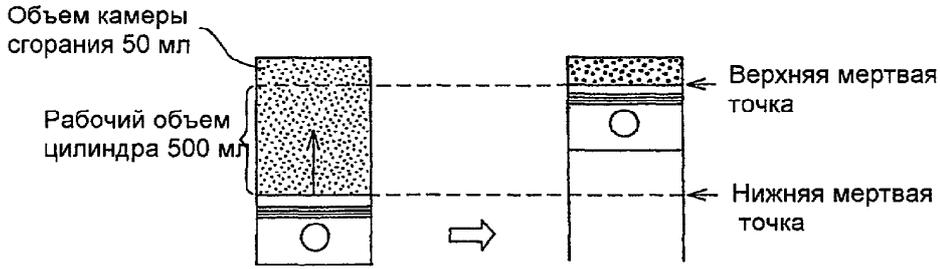
ФИГ. 4



ФИГ. 5

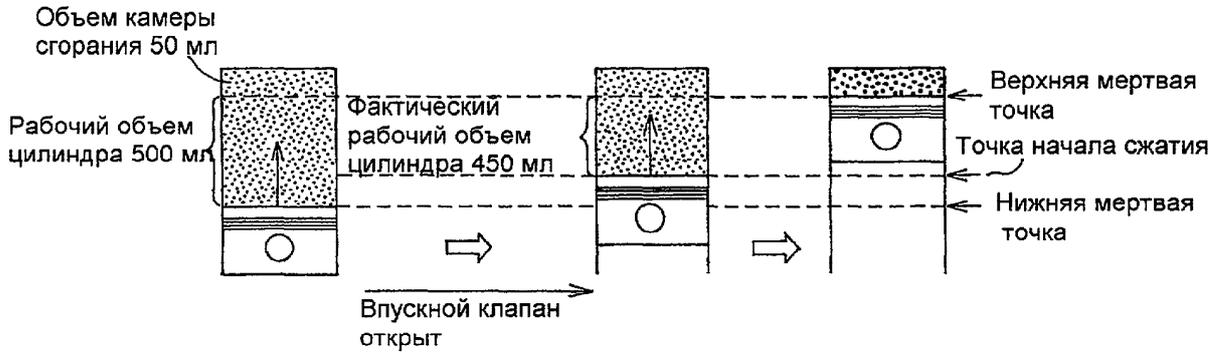
(A)

$$\text{Степень механического сжатия} = \frac{\text{Объем камеры сгорания} + \text{рабочий объем цилиндра}}{\text{Объем камеры сгорания}}$$



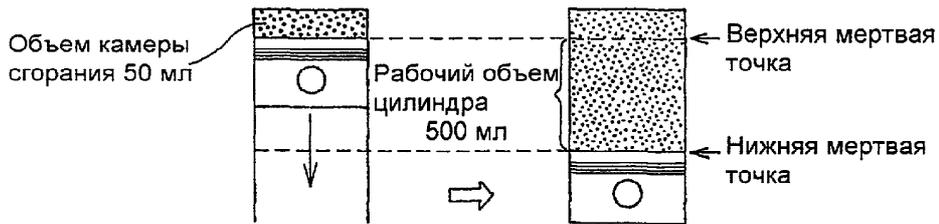
(B)

$$\text{Степень фактического сжатия} = \frac{\text{Объем камеры сгорания} + \text{фактический рабочий объем цилиндра}}{\text{Объем камеры сгорания}}$$

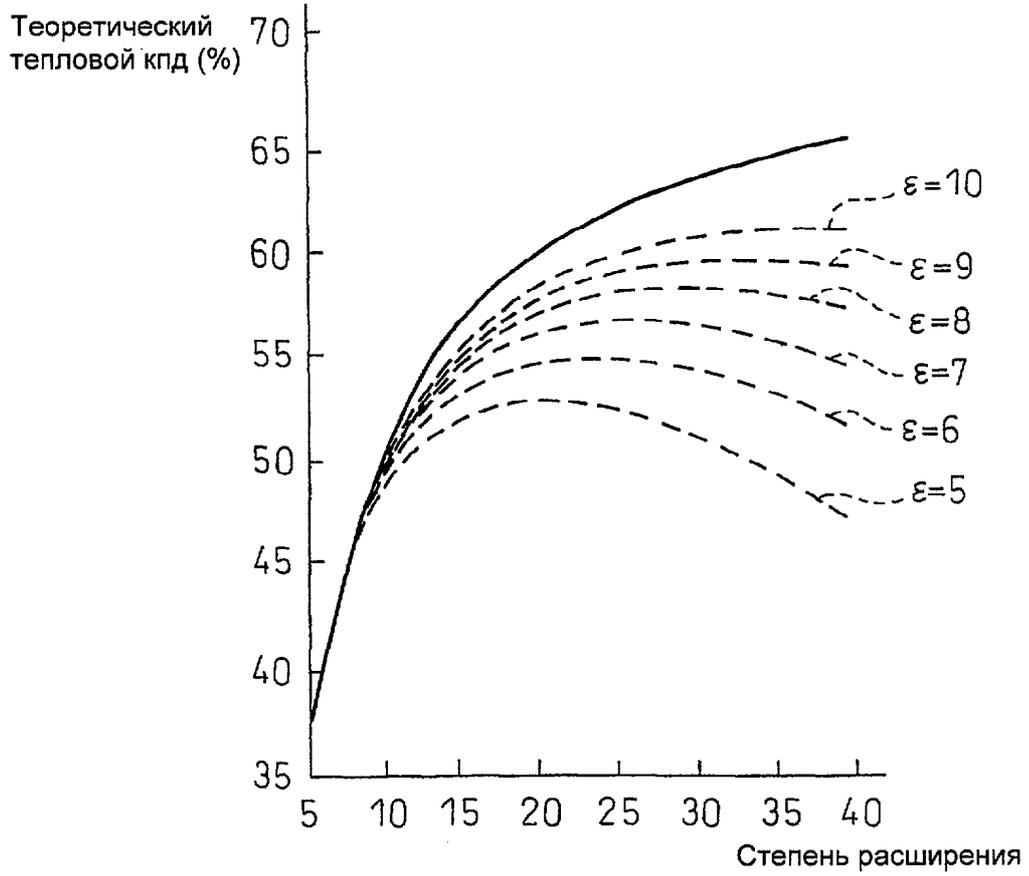


(C)

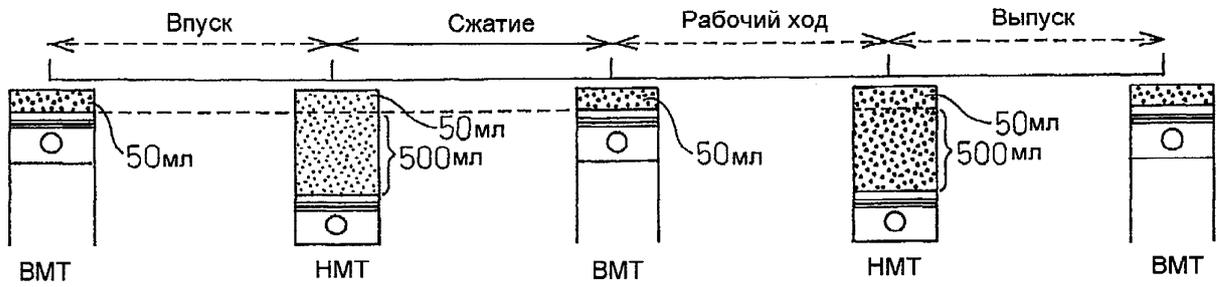
$$\text{Степень расширения} = \frac{\text{Объем камеры сгорания} + \text{рабочий объем цилиндра}}{\text{Объем камеры сгорания}}$$



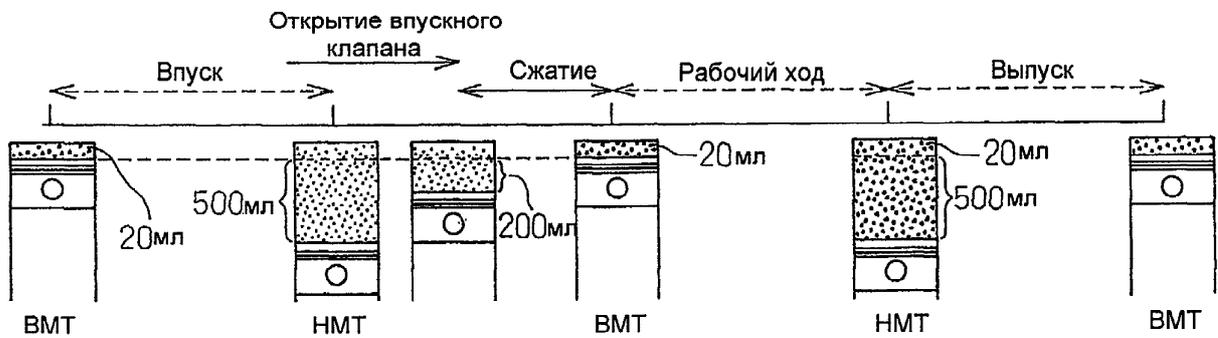
ФИГ. 6



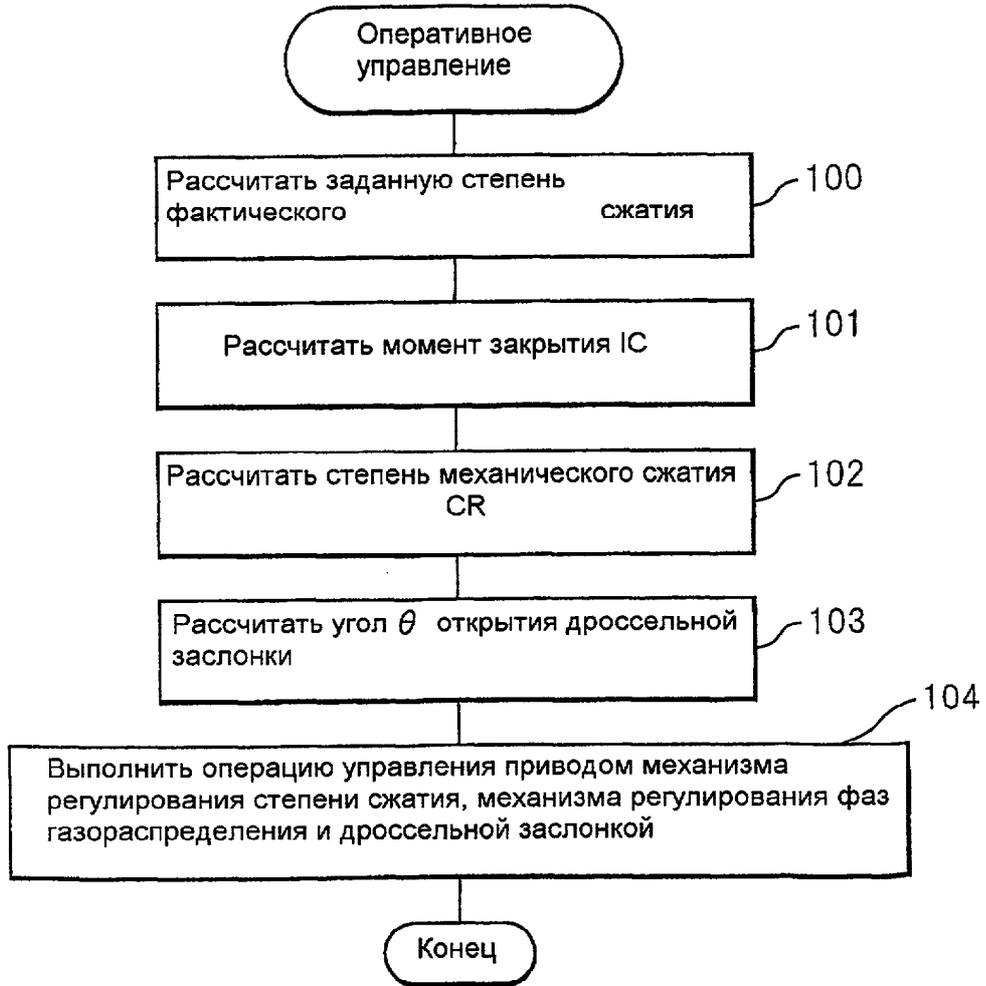
ФИГ. 7
(А)



(В)

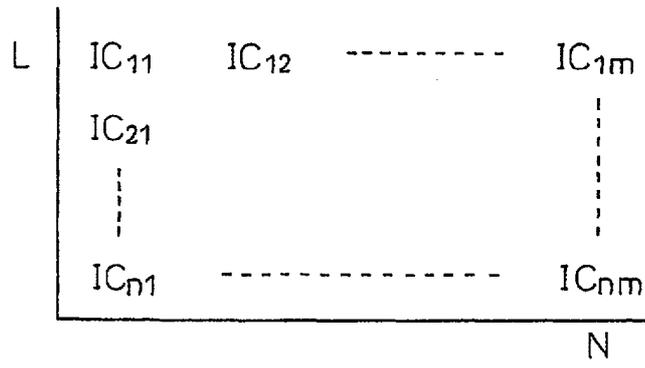


ФИГ. 8

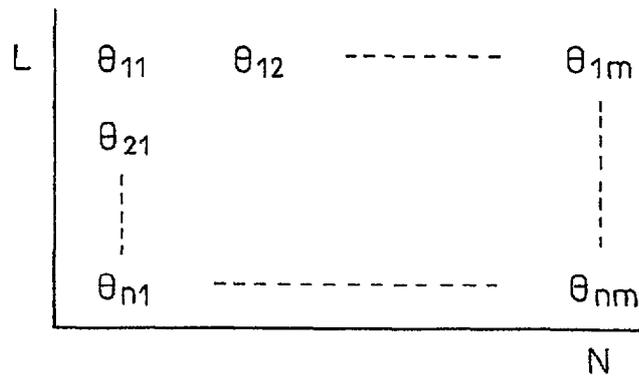


ФИГ. 10

(A)



(B)



ФИГ. 11