



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2006102875/06, 21.07.2004

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
21.07.2004(30) Конвенционный приоритет:
23.07.2003 (пп.1-20) US 60/489,893

(43) Дата публикации заявки: 27.06.2006

(45) Опубликовано: 20.09.2007 Бюл. № 26

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: US 6453225 B2, 08.04.2003. RU 2286470
C2, 27.10.2003. DE 2628155 A, 05.01.1978. FR
2416344 A1, 31.08.1978. GB 994371 A, 10.06.1965.(85) Дата перевода заявки РСТ на национальную фазу:
01.02.2006(86) Заявка РСТ:
US 2004/023802 (21.07.2004)(87) Публикация РСТ:
WO 2005/010329 (03.02.2005)

Адрес для переписки:
119034, Москва, Пречистенский пер., д.14,
стр. 1, 4 этаж, "Гоулингз Интернэшнл ИНК.",
В.Н.Дементьеву

(72) Автор(ы):

СКАДЕРИ Сальваторе С. (US),
БРЭНИОН Дэвид П. (US)

(73) Патентообладатель(и):

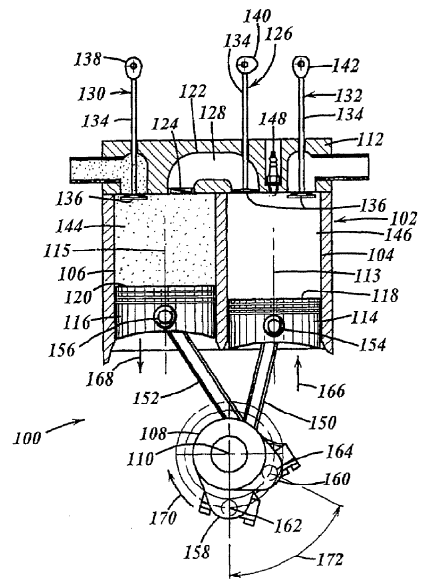
СКАДЕРИ ГРУП, ЛЛС (US)

(54) ДВИГАТЕЛЬ (ВАРИАНТЫ)

(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания с разделенным циклом. В изобретении предложен двигатель, который содержит коленчатый вал, имеющий кривошип, причем коленчатый вал вращается относительно оси коленчатого вала. Поршень сжатия введен со скольжением в цилиндр сжатия и оперативно соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень расширения введен со скольжением в цилиндр расширения. Шатун шарнирно соединен с поршнем расширения. Механическая связь соединяет кривошип с шатуном с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, так что поршень расширения

совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала. За счет механической связи образована траектория, по которой ось шатун/кривошип совершает перемещение вокруг оси коленчатого вала. Расстояние между осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала в любой точке на траектории определяет эффективный радиус кривошипа. Траектория имеет первую переходную область от первого эффективного радиуса кривошипа до второго эффективного радиуса кривошипа, через которую проходит ось шатун/кривошип во время, по меньшей мере, части акта сгорания в цилиндре расширения. Рассмотрены варианты. Изобретение обеспечивает повышение КПД за счет оптимизации геометрических параметров и их комбинаций. 3 н. и



ФИГ. 6А

RU 2306445 C2

RU 2306445 C2



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: **2006102875/06, 21.07.2004**
 (24) Effective date for property rights: **21.07.2004**
 (30) Priority:
23.07.2003 (cl.1-20) US 60/489,893
 (43) Application published: **27.06.2006**
 (45) Date of publication: **20.09.2007 Bull. 26**
 (85) Commencement of national phase: **01.02.2006**
 (86) PCT application:
US 2004/023802 (21.07.2004)
 (87) PCT publication:
WO 2005/010329 (03.02.2005)
 Mail address:
**119034, Moskva, Prechistsenskij per., d.14,
 str. 1, 4 ehtazh, "Goulingz Internehshnl
 INK.", V.N.Dement'evu**

(72) Inventor(s):
**SKADERI Sal'vatore S. (US),
 BREhNION Dehvid P. (US)**
 (73) Proprietor(s):
SKADERI GRUP, LLS (US)

(54) **ENGINE (VERSIONS)**

(57) Abstract:
 FIELD: mechanical engineering; internal combustion engines.
 SUBSTANCE: proposed engine with divided cycle contains crankshaft with crankpin, crankshaft rotates relative to axis of crankshaft. Compression piston is fitted for sliding in compression cylinder and is connected with crankshaft so that piston reciprocates during intake and compression stroke of four stroke cycle at one revolution of crankshaft. Expansion piston is fitted for sliding in expansion cylinder. Connected rod is hinge-connected with expansion cylinder. Mechanical coupling connects crank with connecting rod for rotation relative to connecting rod-crank axis so that expansion piston reciprocates during working stroke and

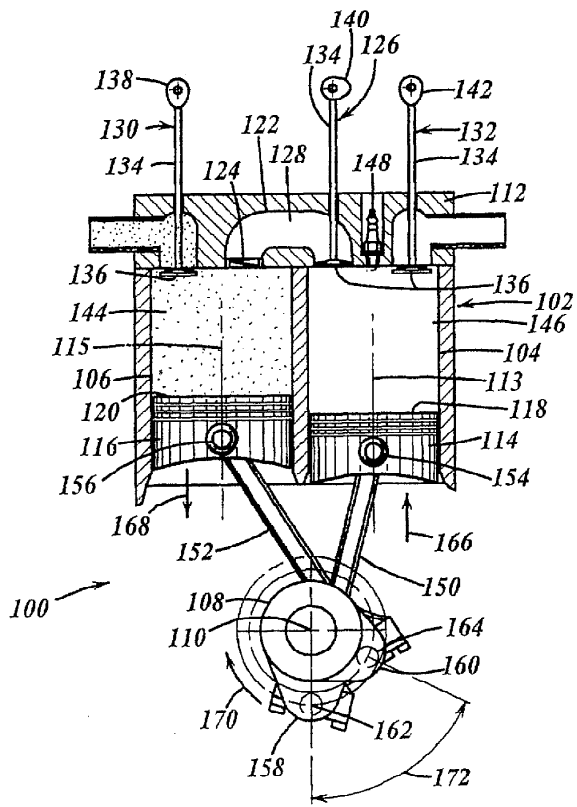
exhaust stroke of four-stroke cycle at the same revolution of crankshaft. Trajectory is formed owing to mechanical coupling along which connecting rod/axis moves around axis of crankshaft. Distance between axis of connecting rod/crank and axis of crankshaft in any point of trajectory determines effective radius of crank. Trajectory has first transition area from first effective radius of crank to second effective radius of crank through which connecting rod/crank axis passes during at least part of act of combustion in expansion cylinder. Design versions are described in invention.

EFFECT: increased efficiency owing to optimization of geometric parameters and their combinations.

20 cl, 5 tbl, 21 dwg

RU 2 3 0 6 4 4 5 C 2

RU 2 3 0 6 4 4 5 C 2



ФИГ. 6А

Область применения изобретения

Настоящее изобретение в общем имеет отношение к созданию двигателей внутреннего сгорания. Более конкретно, настоящее изобретение имеет отношение к созданию двигателя с расщепленным циклом, имеющего два поршня, причем один поршень
5 используют для такта впуска и такта сжатия, а другой поршень используют для такта расширения (или рабочего такта) и такта выпуска, причем все четыре такта происходят за один оборот коленчатого вала. Механическая связь, которая оперативно (в рабочем состоянии) соединяет поршень расширения с коленчатым валом, обеспечивает период
10 намного более медленного движения вниз поршня во время части периода сгорания, по сравнению с движением вниз того же самого поршня, имеющего шатун, шарнирно соединенный с коленчатым валом через постоянное соединение при помощи пальца.

Предпосылки к созданию изобретения

Двигатели внутреннего сгорания относятся к группе устройств, в которых реагенты сгорания, например, окислитель и топливо, а также продукты сгорания служат в качестве
15 рабочих жидкостей (рабочих тел) для двигателя. Основные компоненты двигателя внутреннего сгорания хорошо известны сами по себе и включают в себя блок цилиндров двигателя, головку блока цилиндров, цилиндры, поршни, клапаны, коленчатый вал и распредвал (распределительный вал). Головка блока цилиндров, цилиндры и верхние части поршней типично образуют камеры сгорания, в которые вводят топливо и окислитель
20 (например, воздух) и в которых происходит сгорание. Такой двигатель получает свою энергию за счет теплоты, которая выделяется в ходе сгорания не химически активных рабочих жидкостей, например смеси топлива с окислителем. Этот процесс протекает внутри двигателя и является частью термодинамического цикла устройства. Во всех двигателях внутреннего сгорания полезную работу получают от горячих, газообразных
25 продуктов сгорания, воздействующих непосредственно на движущиеся поверхности двигателя, такие как верхняя часть или головка поршня. Обычно, возвратно-поступательное движение поршней преобразуется при помощи шатунов во вращательное движение коленчатого вала.

Двигатели внутреннего сгорания (IC) могут быть подразделены на двигатели с искровым
30 зажиганием (SI) и с компрессионным воспламенением (CI). SI двигатели, то есть типичные бензиновые двигатели, используют искровой разряд для воспламенения топливовоздушной смеси, в то время как теплота сжатия воспламеняет топливовоздушную смесь в CI двигателях, то есть в типичных дизельных двигателях.

Чаще всего применяемым двигателем внутреннего сгорания является четырехтактный
35 двигатель, базовая концепция которого остается неизменной вот уже в течение более 100 лет. Это объясняется его простотой и выдающимися характеристиками в качестве первичного источника энергии на наземном транспорте и в различных отраслях промышленности. В четырехтактном двигателе мощность получают за счет процесса сгорания в четырех отдельных движениях (тактах) единственного поршня. Таким образом,
40 четырехтактный двигатель определен здесь как двигатель, для которого требуются четыре полных такта одного из нескольких поршней для получения одного такта расширения (или рабочего такта), то есть для получения каждого такта, в котором мощность передается на коленчатый вал.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.1-4, на которых показан примерный вариант
45 известного ранее традиционного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, обозначенного в общем виде позицией 10. Двигатель 10 содержит блок 12 цилиндров двигателя, имеющий цилиндр 14, проходящий насквозь через него. Цилиндр 14 имеет такой размер, который позволяет ввести в него совершающий возвратно-поступательное движение поршень 16. К верхней части цилиндра 14 прикреплена головка 18 блока
50 цилиндров, которая содержит впускной клапан 20 и выпускной клапан 22. Дно головки 18 блока цилиндров, цилиндр 14 и верхняя часть (или головка 24) поршня 16 образуют камеру 26 сгорания. Во время такта впуска (фиг.1) топливовоздушная смесь поступает через впускной канал 28 и впускной клапан 20 в камеру 26 сгорания, в которой смесь

воспламеняется при помощи свечи 30 зажигания. Продукты сгорания позднее выпускаются через выпускной клапан 22 и выпускной канал 32 в такте выпуска (фиг.4). Шатун 34 шарнирно прикреплен на его верхнем конце 36 к поршню 16. Коленчатый вал 38 содержит механически смещенный участок, называемый кривошипом (коленом) 40 коленчатого вала, который шарнирно прикреплен к нижнему концу 42 шатуна 34. Механическая связь шатуна 34 с поршнем 16 и с коленом 40 коленчатого вала служит для преобразования возвратно-поступательного движения (что показано стрелкой 44) поршня 16 во вращательное движение (что показано стрелкой 46) коленчатого вала 38. Коленчатый вал 38 механически связан (не показано) с впускным распредвалом 48 и с выпускным распредвалом 50, которые точно управляют открыванием и закрыванием впускного клапана 20 и выпускного клапана 22 соответственно. Цилиндр 14 имеет осевую линию (ось поршень-цилиндр) 52, которая является также осевой линией возвратно-поступательного движения поршня 16. Коленчатый вал 38 имеет центр вращения (ось коленчатого вала) 54.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.1, на которой показано, что когда впускной клапан 20 открыт, поршень 16 сначала опускается (как это показано стрелкой 44) в такте впуска. Заданная масса воспламеняющейся смеси топлива (например, бензиновых паров) и воздуха всасывается в камеру 26 сгорания за счет созданного частичного вакуума. Поршень продолжает опускаться, пока он не дойдет до своей нижней мертвой точки (НМТ), то есть до той точки, в которой поршень наиболее удален от головки 18 блока цилиндров.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.2, на которой показано, что когда оба впускной 20 и выпускной 22 клапаны закрыты, смесь сжимается, по мере того, как поршень 16 поднимается (что показано стрелкой 44) в такте сжатия. В конце этого такта при приближении к верхней мертвой точке (ВМТ), то есть к той точке, в которой поршень 16 наиболее близок к головке 18 блока цилиндров, объем смеси сжимается в этом варианте до одной восьмой его первоначального объема (за счет степени сжатия 8:1). Когда поршень приближается к ВМТ, создается искровой разряд в зазоре свечи зажигания (30), который инициирует сгорание.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.3, на которой показан следующий рабочий такт, когда оба клапана 20 и 22 все еще закрыты. Поршень 16 толкается в направлении вниз (что показано стрелкой 44), в направлении нижней мертвой точки (НМТ), за счет расширения газообразных продуктов сгорания, которые оказывают давление на головку 24 поршня 16. Начало сгорания в традиционном двигателе 10 обычно происходит несколько раньше того момента, когда поршень 16 доходит до ВМТ, для того, чтобы повысить кпд. Когда поршень 16 доходит до ВМТ, имеется существенный объем 60 зазора между дном головки 18 блока цилиндров и головкой 24 поршня 16.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.4, на которой показано, что во время такта выпуска поднимающийся поршень 16 принудительно выпускает отработанные продукты сгорания через открытый выпускной (или выхлопной) клапан 22. После этого описанный цикл повторяется. Для этого известного четырехтактного двигателя 10 четыре такта каждого поршня 16, то есть впускной такт, такт сжатия, такт расширения и выпускной такт, а также два оборота коленчатого вала 38 требуются для того, чтобы завершить цикл, то есть создать один рабочий такт.

Полный термодинамический кпд типичного четырехтактного двигателя 10 является проблемой, так как он составляет всего только около одной третьей (1/3). Таким образом, приблизительно 1/3 энергии топлива подводится к коленчатому валу в виде полезной работы, 1/3 теряется как отходящая теплота, и 1/3 теряется при выпуске.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.5, на которой показана альтернатива описанного выше традиционного четырехтактного двигателя, в виде четырехтактного двигателя с расщепленным циклом. Двигатель с расщепленным циклом раскрыт в целом в патенте США 6543225, который целиком включен в данное описание в качестве ссылки.

Примерный вариант двигателя с расщепленным циклом обозначен в общем виде позицией 70. Двигатель 70 с расщепленным циклом заменяет два смежных цилиндра

традиционного четырехтактного двигателя комбинацией одного цилиндра 72 сжатия и одного цилиндра 74 расширения. Эти два цилиндра 72, 74 будут выполнять свои соответствующие функции в течение одного оборота коленчатого вала 76. Впускной заряд всасывается в цилиндр 72 сжатия через типичные клапаны 78 тарельчатого типа. Поршень 5 73 цилиндра сжатия будет сжимать заряд и направлять заряд через переходной канал 80, который действует как впускной канал для цилиндра 74 расширения. Стопорный клапан 82 на впуске используют для исключения обратного потока из переходного канала 80. Клапан (клапаны) 84 - на выпуске переходного канала 80 управляют поступлением потока сжатого впускного заряда в цилиндр 74 расширения. Свеча 86 зажигания будет срабатывать вскоре 10 после поступления впускного заряда в цилиндр 74 расширения, причем результирующее сгорание будет перемещать вниз поршень 75 цилиндра расширения. Выхлопные газы будут выпускаться из цилиндра расширения через тарельчатые клапаны 88.

В концепции двигателя с расщепленным циклом геометрические параметры двигателя (то есть диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна, степень сжатия и т.п.) для 15 цилиндров сжатия и расширения главным образом не зависят друг от друга. Например, кривошипы 90, 92 для каждого цилиндра могут иметь различные радиусы и могут быть смещенными по фазе друг от друга, причем верхняя мертвая точка (ВМТ) поршня 75 цилиндра расширения может достигаться раньше ВМТ поршня 73 цилиндра сжатия. Эта независимость позволяет двигателю с расщепленным циклом потенциально обеспечивать 20 более высокие уровни кпд, чем ранее описанные здесь типичные четырехтактные двигатели.

Однако в двигателе с расщепленным циклом имеется множество геометрических параметров и комбинаций параметров. Поэтому необходима оптимизация этих параметров, чтобы максимально повысить кпд двигателя.

25 Краткое изложение изобретения

В соответствии с настоящим изобретением обеспечиваются преимущества по сравнению с известным уровнем техники за счет создания двигателя с расщепленным циклом, с механической связью, оперативно соединяющей поршень расширения с 30 коленчатым валом, чтобы создать период намного более медленного движения вниз поршня, или задержку, по сравнению с движением вниз этого же самого поршня, имеющего шатун, шарнирно соединенный с коленчатым валом через постоянное соединение при помощи пальца. Это замедление движения приводит к более высокому пиковому давлению в цилиндре расширения во время сгорания, без повышения степени расширения в цилиндре расширения или пикового давления в цилиндре сжатия. Таким образом, можно 35 ожидать, что такой двигатель с расщепленным циклом обеспечит повышенный термический кпд.

Эти и другие преимущества достигнуты в настоящем изобретении за счет создания двигателя следующей конструкции. Он имеет коленчатый вал, имеющий кривошип, причем коленчатый вал вращается относительно оси коленчатого вала. Поршень сжатия введен со 40 скольжением в цилиндр сжатия и оперативно (в рабочем состоянии) соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень расширения введен со скольжением в цилиндр расширения. Шатун шарнирно соединен с поршнем расширения. Механическая связь 45 соединяет кривошип с шатуном с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала. За счет механической связи образуется траектория, по которой движется ось шатун/кривошип вокруг оси коленчатого вала. Расстояние между 50 осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала в любой точке траектории определяет эффективный радиус кривошипа. Траектория имеет первую переходную область от первого эффективного радиуса кривошипа ко второму эффективному радиусу кривошипа, через которую ось шатун/кривошип проходит в течение по меньшей мере части акта сгорания в

цилиндре расширения.

В соответствии с альтернативным примерным вариантом осуществления настоящего изобретения указанная траектория начинается на заданные градусы СА (градусы угла поворота коленчатого вала) после верхней мертвой точки, причем первый эффективный

5 радиус кривошипа меньше, чем второй эффективный радиус кривошипа.

В соответствии с другим альтернативным вариантом осуществления настоящего изобретения предлагается двигатель, который содержит коленчатый вал, имеющий кривошип, причем кривошип имеет выполненный в нем паз, при этом коленчатый вал

10 вращается относительно оси коленчатого вала. Поршень сжатия введен со скольжением в цилиндр сжатия и оперативно соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень расширения

15 введен со скольжением в цилиндр расширения. Шатун шарнирно соединен с поршнем расширения. Палец кривошипа соединяет кривошип с шатуном с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, чтобы позволить поршню расширения совершать

возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала. Палец кривошипа введен со скольжением в паз кривошипа, что позволяет иметь радиальное

20 движение пальца кривошипа относительно коленчатого вала. Копир прикреплен к стационарной части двигателя. Копир содержит дорожку для пальца кривошипа, в которую заходит палец кривошипа. Дорожка для пальца кривошипа захватывает палец кривошипа с

возможностью его перемещения, так что ось шатун/кривошип направляется по траектории относительно оси коленчатого вала.

Краткое описание чертежей

25 На фиг.1 схематично показан известный традиционный четырехтактный двигатель внутреннего сгорания во время такта впуска.

На фиг.2 схематично показан известный двигатель фиг.1 во время такта сжатия.

На фиг.3 схематично показан известный двигатель фиг.1 во время рабочего такта.

На фиг.4 схематично показан известный двигатель фиг.1 во время такта выпуска.

30 На фиг.5 схематично показан известный ранее четырехтактный двигатель внутреннего сгорания с расщепленным циклом.

На фиг.6А схематично показан примерный вариант базовой модели четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением, во время такта впуска.

35 На фиг.6В схематично показан примерный вариант модели с задержкой четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением, во время такта впуска.

На фиг.7А показан вид спереди, с увеличением, связи шатун/кривошип поршня расширения с коленчатым валом в модели двигателя с задержкой фиг.6В.

40 На фиг.7В показан вид сбоку, с увеличением, связи шатуна/кривошип поршня расширения с коленчатым валом в модели двигателя с задержкой фиг.6В.

На фиг.8 схематично показана модель с задержкой двигателя с расщепленным циклом фиг.6В во время частичного сжатия такта сжатия.

45 На фиг.9 схематично показана модель с задержкой двигателя с расщепленным циклом фиг.6В во время полного сжатия такта сжатия.

На фиг.10 схематично показана модель с задержкой двигателя с расщепленным циклом фиг.6В во время начала акта сгорания.

На фиг.11 схематично показана модель с задержкой двигателя с расщепленным циклом фиг.6В во время рабочего такта.

50 На фиг.12 схематично показана модель с задержкой двигателя с расщепленным циклом фиг.6В во время такта выпуска.

На фиг.13 схематично показана диаграмма движения пальца кривошипа для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

На фиг.14 показан график движения пальца кривошипа для базовой модели двигателя фиг.6А и для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

На фиг.15 показан график движения поршня расширения для базовой модели двигателя фиг.6А и для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

5 На фиг.16 показан график скорости поршня расширения для базовой модели двигателя фиг.6А и для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

На фиг.17А показан график зависимости давления от объема для базовой модели двигателя фиг.6А.

10 На фиг.17В показан график зависимости давления от объема для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

На фиг.18 показан график давления в цилиндре расширения в зависимости от угла поворота коленчатого вала для базовой модели двигателя фиг.6А и для модели двигателя с задержкой фиг.6В.

Подробное описание изобретения

15 I. Краткий обзор

Фирма Scuderi Group, LLC выполнила следующий компьютеризированный анализ.

Первый компьютеризированный анализ предусматривает конструирование компьютерной модели, которая отображает различные варианты двигателя с расщепленным циклом, для

20 сравнения с компьютерной моделью традиционного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, имеющего такую же захваченную массу в цикле. Завершающий отчет по этому первому анализу (SwRI® Project 0305932, dated June 24, 2003, titled "Evaluation Of Split-Cycle Four-Stroke Engine Concept") (Оценка концепции

четырёхтактного двигателя с расщепленным циклом) полностью включен в данное

25 описание в качестве ссылки. Первый анализ позволил выявить специфические параметры (например, степень сжатия, степень расширения, время открытого состояния переходного клапана, фазовый угол и перекрытие между временем открытого состояния переходного клапана и актом сгорания), которые, если их применить в надлежащей конфигурации, оказывают существенное влияние на кпд двигателя с расщепленным циклом.

Второй компьютеризированный анализ представляет собой сравнение модели

30 двигателя с расщепленным циклом, с параметрами, оптимизированными в первом анализе, то есть базовой модели, с двигателем с расщепленным циклом, имеющим эти же самые оптимизированные параметры, плюс уникальное движение поршня, то есть с моделью

двигателя с задержкой. Эта модель с задержкой предназначена для отображения упрощенного движения, которое может быть достигнуто при помощи механических

35 устройств, аналогичных тем, которые описаны в указанном выше патенте. Модель с задержкой обеспечивает возрастание номинального термического кпд на 4.4 процента по сравнению с базовой моделью (Эффекты трения в этом анализе не рассматриваются).

Завершающий отчет по этому второму анализу (SwRI® Project 0305932, dated July 11, 2003, titled "Evaluation Of Dwell Piston Motion For Split-Cycle Four-Stroke Engine

40 Concept, Phase 801") (Оценка концепции четырехтактного двигателя с расщепленным циклом, с замедлением движения поршня).

(В этом отчете, выигрыши в эффективности (повышение, увеличение эффективности), выраженные в "процентах" (%), указывают процентное изменение (дельта) значения или изменение эффективности, поделенное на исходную эффективность. Выигрыши в

45 эффективности, выраженные в "процентных точках" (или "пунктах") отображают действительные изменения термического кпд на это количество, или просто отображают изменения термического кпд от одной конфигурации к другой. Для базового термического кпд, составляющего 30%, рост на 33% термического кпд соответствует 3 пунктам или возрастанию на 10%).

50 Основное термодинамическое различие между базовой моделью и моделью с задержкой заключается в движении поршня, которое больше не ограничено движением кривошипно-ползунного механизма. Это движение предназначено для отображения того, что может быть достигнуто при помощи связей между шатуном и кривошипом поршня

расширения. В базовой модели движение отображает движение кривошипа, который шарнирно соединен с шатуном (то есть имеется связь шатун/кривошип) при помощи стандартного фиксированного пальца кривошипа, причем радиус кривошипа (то есть расстояние между осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала) является главным образом постоянным. Модель движения с задержкой требует другого (отличного) соединения между шатуном и кривошипом, чтобы получить уникальный профиль движения. Другими словами, палец кривошипа следует заменить механической связью, которая позволяет эффективному радиусу кривошипа совершать переход от первого меньшего радиуса ко второму большему радиусу, после того, как кривошип совершит поворот на заданные градусы угла поворота коленчатого вала после верхней мертвой точки (ВМТ). Движение поршня в модели с задержкой имеет период намного более медленного движения вниз поршня расширения, во время части периода сгорания (то есть акта сгорания), относительно движения вниз поршня расширения в базовой модели.

За счет замедления движения вниз поршня силовой цилиндр будет иметь больше времени для накопления во время акта сгорания. Это позволяет создать более высокое пиковое давление в силовом цилиндре без повышения степени расширения в силовом цилиндре или пикового давления в цилиндре сжатия. За счет этого, полный термический КПД модели с задержкой двигателя с расщепленным циклом существенно возрастает, например, на величину около 4%.

II. Глоссарий

Для сведения предлагается следующий глоссарий акронимов и определений терминов, которые использованы в описании настоящего изобретения.

Отношение воздух/топливо: пропорция воздуха к топливу во впускном заряде.

Нижняя мертвая точка (НМТ): самое дальнее положение поршня от головки блока цилиндров, при котором получают самый большой объем камеры сгорания в цикле.

Угол поворота коленчатого вала (CA): угол поворота колена коленчатого вала, типично связанный с его положением при совмещении с проточкой цилиндра.

Палец кривошипа (или шатунная шейка): часть (деталь) коленчатого вала, которая вращается относительно осевой линии коленчатого вала, на которой прикреплена нижняя часть шатуна. В модели с задержкой, это в действительности может быть часть (деталь) шатуна вместо части коленчатого вала.

Шейка коленчатого вала: часть вращающегося коленчатого вала, которая вращается в подшипнике.

Кривошип базовой модели: щеки и палец кривошипа коленчатого вала, причем палец кривошипа поддерживает нижний конец шатуна.

Кривошип (или щеки кривошипа) модели с задержкой: в модели с задержкой, так как щеки кривошипа и палец кривошипа представляют собой отдельные детали, то приведенные в описании ссылки на кривошип коленчатого вала означают щеки кривошипа.

Длительность сгорания: в описании настоящего изобретения определена как интервал углов поворота коленчатого вала между точками 10% и 90% сгорания, от начала акта сгорания.

Акт сгорания: процесс сгорания топлива, типично в камере расширения двигателя.

Степень сжатия: отношение объема цилиндра сжатия в НМТ к объему цилиндра сжатия в ВМТ.

Закрывание переходного клапана (XVC).

Открывание переходного клапана (XVO).

Смещение цилиндра: линейное расстояние между осью проточки цилиндра и осью коленчатого вала.

Рабочий объем цилиндра (перемещаемый объем): определен как объем, который поршень перемещает (вытесняет) при своем движении от НМТ до ВМТ. Математически, если ход поршня определить как расстояние от НМТ до ВМТ, то рабочий объем цилиндра равен $\pi/4 * \text{диаметр проточки цилиндра}^2 * \text{величина хода}$.

Эффективный радиус кривошипа: мгновенное расстояние между осью вращения

кривошипа (осью шатун/кривошип) и осью вала кривошипа. В базовой модели двигателя 100, эффективный радиус кривошипа для поршня расширения является главным образом постоянным, в то время как в модели с задержкой двигателя, эффективный радиус кривошипа является переменным для поршня расширения.

5 Закрывание выпускного клапана (EVC).

Открывание выпускного клапана (EVO).

Степень расширения: термин, эквивалентный степени сжатия, но для цилиндра расширения. Отношение объема цилиндра расширения в НМТ к объему цилиндра расширения в ВМТ.

10 Номинальная мощность: выходная мощность, отдаваемая (выделяемая) в верхней части поршня, ранее учета потерь на трение.

Номинальное среднее эффективное давление (IMEP): получают за счет интегрирования площади внутри P-dV кривой; также равно номинальному вращающему моменту двигателя, поделенному на рабочий объем цилиндров. На самом деле, все номинальные значения вращающего момента и мощности являются производными от этого параметра. Этот параметр отображает также постоянный уровень давления в ходе рабочего такта, который позволяет получить такую же выходную мощность двигателя, что и действительная кривая давления. Этот параметр может быть выражен как номинальное нетто давление (NIMEP) или номинальное брутто давление (GIMEP); однако, если специально не оговорено иное, 15 подразумевают NIMEP.

Номинальный термический КПД (ITE): отношение номинальной выходной мощности к скорости ввода энергии топлива.

Закрывание впускного клапана (IVC).

Открывание впускного клапана (IVO).

25 Пиковое давление в цилиндре (PCP): максимальное давление, достигнутое внутри камеры сгорания во время цикла двигателя.

С искровым зажиганием (SI): относится к двигателю, в котором акт сгорания инициируется за счет электрической искры внутри камеры сгорания.

30 Верхняя мертвая точка (ВМТ): самое близкое положение к головке блока цилиндров, до которого поршень доходит в цикле; в этом положении обеспечивается самый малый объем камеры сгорания.

Фазировка ВМТ (которая также может быть выражена как фазовый угол между цилиндрами сжатия и расширения (см. позицию 172 на фиг.6)): смещение при вращении, в градусах, между кривошипами (коленами коленчатого вала) для двух цилиндров.

35 Смещение ноль градусов означает, что кривошипы параллельны, в то время как смещение 180° означает, что они находятся на противоположных сторонах коленчатого вала (то есть один находится сверху, в то время как другой находится внизу).

Время открытого состояния клапана: интервал углов поворота коленчатого вала между моментом открывания клапана и моментом закрывания клапана.

40 Срабатывание клапана: процесс открывания и закрывания клапана для выполнения задачи.

III. Варианты двигателя с расщепленным циклом, полученные из второго компьютеризированного анализа

45 Обратимся теперь к рассмотрению фиг.6А и 6В, на которых показаны примерные варианты базовой модели и модели с задержкой двигателей с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением, обозначенных соответственно позициями 100 и 101. Тот и другой двигатели 100 и 101 содержат блок 102 цилиндров двигателя, имеющий цилиндр 104 расширения (или силовой цилиндр) и цилиндр сжатия 106, проходящие насквозь через него. Коленчатый вал 108 установлен с возможностью вращения относительно оси коленчатого вала 110 (идушей перпендикулярно к плоскости чертежа).

50 Блок 102 цилиндров двигателя представляет собой основной конструктивный элемент двигателей 100 и 101 и идет вверх от коленчатого вала 108 до соединения с головкой 112 блока цилиндров. Блок 102 цилиндров двигателя служит в качестве рамной

конструкции двигателей 100 и 101, и обычно имеет опорную монтажную подушку, при помощи которой двигатель опирается на шасси (не показано). Блок 102 цилиндров двигателя обычно представляет собой отливку с соответствующими обработанными на станке поверхностями и резьбовыми отверстиями для крепления головки 112 блока

5 цилиндров и других узлов двигателей 100 и 101.

Цилиндры 104 и 106 имеют отверстия главным образом круглого поперечного сечения и идут насквозь через верхнюю часть блока 102 цилиндров двигателя. Диаметр цилиндров 104 и 106 известен как диаметр проточки цилиндра. Внутренние стенки цилиндров 104 и 106 расточены и хонингованы, так что они образуют гладкие точные опорные поверхности, позволяющие соответственно вводить (со скольжением) первый поршень 114 расширения (или силовой поршень) и второй поршень 116 сжатия.

10 Поршень 114 расширения совершает возвратно-поступательное движение вдоль первой оси 113 поршень - цилиндр расширения, а поршень сжатия 116 совершает возвратно-поступательное движение вдоль второй оси 115 поршень - цилиндр сжатия. В этих вариантах цилиндры 104 и 106 расширения и сжатия смещены относительно оси 110 коленчатого вала. То есть первая и вторая оси 113 и 115 поршень-цилиндр проходят с противоположных сторон оси 110 коленчатого вала, без пересечения оси 110 коленчатого вала. Однако специалисты легко поймут, что двигатели с расцепленным циклом без смещения оси поршень-цилиндр не выходят за рамки настоящего изобретения.

15 Поршни 114 и 116 обычно представляют собой цилиндрические отливки или поковки из стали или сплава алюминия. Верхние закрытые концы, то есть верхние части поршней 114 и 116 расширения и сжатия образуют соответственно первую и вторую головки 118 и 120. Внешние поверхности поршней 114, 116 обычно обработаны на станке таким образом, чтобы плотно входить в соответствующую проточку цилиндра и обычно имеют канавки для введения поршневых колец (не показаны), которые уплотняют зазор между поршнями и стенками цилиндра.

Головка 112 блока цилиндров содержит газовый переходной канал 122, соединяющий первый и второй цилиндры 104 и 106. Переходной канал содержит впускной стопорный клапан 124, расположенный на концевом участке переходного канала 122 вблизи от цилиндра 106 сжатия. Предусмотрен также тарельчатый выпускной переходной клапан 126, который расположен на противоположном концевом участке переходного канала 122 вблизи от верхней части цилиндра расширения 104. Стопорный клапан 124 и переходной клапан 126 образуют между собой напорную камеру 128. Стопорный клапан 124 позволяет протекать только в одном направлении сжатому газу из цилиндра 106 сжатия в напорную камеру 128. Переходной клапан 126 позволяет протекать сжатому газу из напорной камеры 128 в цилиндр 104 расширения. Несмотря на то, что показаны стопорный клапан и клапан тарельчатого типа соответственно как впускной стопорный клапан и выпускной переходной клапаны 124 и 126, вместо них может быть использован клапан любой конструкции, подходящий для данного применения, например, впускным клапаном 124 также может быть клапан тарельчатого типа.

40 Головка 112 блока цилиндров также содержит впускной клапан 130 тарельчатого типа, установленный выше верхней части цилиндра 106 сжатия, и выпускной клапан 132 тарельчатого типа, установленный выше верхней части цилиндра 104 расширения. Клапаны 126, 130 и 132 тарельчатого типа обычно имеют металлическую ось (или шток) 134 с диском 136 на одном конце, позволяющим перекрывать отверстие клапана. Другие концы штоков 134 тарельчатых клапанов 126, 130 и 132 механически соединены с соответствующими распредвалами 138, 140 и 142. Распредвалы 138, 140 и 142 обычно представляют собой круглый стержень с выступами главным образом овальной формы, расположенный внутри блока 102 цилиндров двигателя или в головке 112 блока цилиндров.

50 Распредвалы 138, 140 и 142 механически соединены с коленчатым валом 108 обычно при помощи шестерни, ремня или цепи (не показано). Когда коленчатый вал 108 побуждает распредвалы 138, 140 и 142 вращаться, то выступы на распредвалах 138, 140 и 142 побуждают клапаны 126, 130 и 132 открываться и закрываться в точные моменты времени

в цикле двигателя.

Головка 120 поршня 116 сжатия, стенки цилиндра 106 сжатия и головка 112 блока цилиндров образуют камеру 144 сжатия для цилиндра 106 сжатия. Головка 118 поршня 114 расширения, стенки цилиндра 104 расширения и головка 112 блока цилиндров образуют
 5 отдельную камеру сгорания 146 для цилиндра 104 расширения. Свеча 148 зажигания расположена в головке 112 блока цилиндров над цилиндром 104 расширения и управляется при помощи устройства управления (не показано), которое точно задает момент времени воспламенения сжатой топливовоздушной смеси в камере сгорания 146.

Построение базовой модели двигателя 100 и модели с задержкой двигателя 101
 10 отличается термодинамически в том, что касается движения поршня расширения. Это движение предназначено для отображения того, что может быть достигнуто при помощи связей между шатуном и кривошипом поршня расширения, как уже было упомянуто здесь выше. Поэтому связи шатун/кривошип для каждого двигателя 100 и 101 будут обсуждены отдельно.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.6А, на которой показана базовая модель
 15 двигателя с расщепленным циклом 100, которая содержит соответственно первый (шатун расширения) и второй (шатун сжатия) шатуны 150 и 152, которые шарнирно соединены на своих соответствующих верхних концах через поршневые пальцы 154 и 156 с поршнями 114 и 116 расширения и сжатия. Коленчатый вал 108 содержит пару механически
 20 смещенных участков, называемых соответственно первым (кривошип расширения) и вторым (кривошип сжатия) кривошипами 158 и 160, которые шарнирно соединены соответственно с нижними противоположными концами первого и второго шатунов 150, 152 через соответствующие пальцы 162 и 164 кривошипа. Механические связи шатунов 150 и 152 с поршнями 114, 116 и с кривошипами 158, 160 коленчатого вала служат для
 25 преобразования возвратно-поступательного движения поршней (показанного стрелкой 166 для поршня 114 расширения и стрелкой 168 для поршня 116 сжатия) во вращательное движение (показанное стрелкой 170) коленчатого вала 108.

Важно отметить, что, в отличие от модели с задержкой двигателя 101, радиус кривошипа для обоих поршней сжатия 116 и 114 расширения в базовой модели двигателя
 30 100, то есть расстояние от центра до центра между пальцами 162, 164 кривошипа и осью 110 коленчатого вала, остается главным образом постоянным. Таким образом, траектория, по которой пальцы 162 и 164 кривошипов движутся вокруг оси 110 коленчатого вала в базовом двигателе 100, является главным образом круговой.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.6В, на которой показана связь шатун/кривошип
 35 поршня 116 сжатия с коленчатым валом 108 в модели с задержкой двигателя с расщепленным циклом 101, идентичная указанной связи для базового двигателя 100. Поэтому использованы одинаковые позиционные обозначения для аналогичных элементов в двух двигателях 100 и 101. Таким образом, двигатель 101 с задержкой содержит шатун 152 сжатия, который шарнирно прикреплен на его верхнем конце, через палец 156 поршня
 40 сжатия к поршню 116 сжатия. Коленчатый вал 108 имеет кривошип 160 сжатия, который шарнирно прикреплен к нижнему противоположному концу шатуна 152 сжатия, через палец кривошипа 164 сжатия. Таким образом, траектория, по которой движется палец 164 кривошипа вокруг оси 110 коленчатого вала, в двигателе 101 с задержкой является главным образом круговой.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.7А и 7В, на которых показаны соответственно
 45 вид спереди и вид сбоку связи 200 шатун/кривошип поршня 114 расширения с коленчатым валом 108, в модели двигателя 101 с задержкой. Связь 200 содержит противоположную пару основных шеек 202 коленчатого вала, которые входят в секцию коленчатого вала 108, причем обе основные шейки коленчатого вала совмещены с осью (или с осевой
 50 линией) 110 коленчатого вала. К внутренним концам каждой из основных шеек 202 прикреплены кривошипы (или секции щек кривошипов) 206, которые обычно представляют собой удлиненные пластины, выступающие радиально из основных шеек 202. Шатунная шейка (или палец кривошипа) 210 захвачена с возможностью скольжения между парой

радиальных пазов 212, расположенных в щеках кривошипа (или в кривошипах) 206, так что палец 210 кривошипа ориентирован параллельно основным шейкам 202, 204, но радиально смещен от оси 110 коленчатого вала. Паза 212 имеют такой размер, который позволяет осуществлять радиальное движение пальца 210 кривошипа относительно оси коленчатого вала 110.

Шатун 214 расширения шарнирно соединен на своем верхнем конце через палец 216 поршня расширения с поршнем 114 расширения. Нижний противоположный конец (или нижняя головка) шатуна 214 расширения шарнирно соединен с пальцем 210 кривошипа. Альтернативно, палец 210 кривошипа и шатун 214 расширения могут быть выполнены в виде единой детали.

В разительном контрасте с базовым двигателем 100, когда коленчатый вал 108 вращается, в модели двигателя 101 с задержкой, палец 210 кривошипа свободен для движения вдоль радиального паза 212 в кривошипах 206 и за счет этого может изменять эффективный радиус кривошипа (как это показано стрелкой 218) пальца 210 кривошипа от оси коленчатого вала 110. Эффективный радиус 218 кривошипа в этом варианте представляет собой мгновенное расстояние между осью 110 вращения кривошипа и центром 220 положения пальца кривошипа. В базовой модели двигателя 100 эффективный радиус кривошипа для поршня 114 расширения является главным образом постоянным, в то время как в модели двигателя 101 с задержкой эффективный радиус 218 кривошипа является переменным для поршня 114 расширения.

Несмотря на то, что эффективный радиус 218 кривошипа сделан переменным за счет использования паза 212 в кривошипе 206, специалисты легко поймут, что могут быть использованы и другие средства для изменения радиуса 218. Например, радиальный паз может быть предусмотрен в шатуне 214, в то время как палец 210 кривошипа может быть фиксированным образом прикреплен к кривошипу 206.

Положение пальца 210 кривошипа в пазу 212 контролируется парой копиров 222, которые закреплены на стационарной конструкции (не показана) двигателя 101. Копиры 222 обычно представляют собой круговые пластины, которые находятся непосредственно снаружи в осевом направлении от кривошипов 206. Копиры 222 ориентированы главным образом в радиальных плоскостях по отношению к коленчатому валу 108, и имеют отверстие в средней части, достаточно широкое для того, чтобы пропускать кривошип 108 и связанные с ним технические средства (не показаны).

Дорожка 224 пальца кривошипа, в которую заходит палец 210 кривошипа, расположена в копирах 222, причем палец 210 кривошипа выступает через кривошипы 206 в копиры 222. Дорожки 224 определяют заданную траекторию (показанную стрелкой 226), по которой палец 210 кривошипа должен следовать, когда он вращается относительно оси 110 коленчатого вала.

Как это обсуждается далее более подробно (см. подраздел VI. "Концепция движения поршня с задержкой"), механическая связь 200 обеспечивает период намного более медленного движения вниз поршня расширения или "задержку (замедление)", по сравнению с поршнем расширения в базовой модели двигателя 100 с расщепленным циклом во время периода сгорания. Это замедление движения приводит к более высокому пиковому давлению в цилиндре, без повышения степени расширения в цилиндре расширения или пикового давления в цилиндре сжатия. Соответственно модель двигателя 101 с задержкой показывает повышение термического КПД ориентировочно на 4% по сравнению с базовой моделью двигателя 100.

IV. Работа базового двигателя и двигателя с задержкой

За исключением связи 200 шатун/кривошип поршня 114 расширения, работа базовой модели двигателя 100 и модели двигателя 101 с задержкой является главным образом одинаковой. Поэтому работа обоих двигателей 100 и 101 будет описана со ссылкой только на модель двигателя 101 с задержкой.

На фиг.6В показан поршень 114 расширения, когда он доходит до положения своей нижней мертвой точки (НМТ) и только начинает подниматься (как это показано стрелкой

166) в своем такте выпуска. Поршень 116 сжатия опускается (стрелка 168) в ходе своего такта впуска и запаздывает относительно поршня 114 расширения.

Во время работы поршень 114 расширения ведет поршень 116 сжатия с фазовым углом 172, определяемым углом поворота коленчатого вала (CA), на который коленчатый вал 108 должен повернуться после того, как поршень 114 расширения дошел до положения своей верхней мертвой точки, чтобы поршень 116 сжатия дошел соответственно до положения своей верхней мертвой точки. Как это обсуждается более подробно в первом компьютеризованном анализе (см. подраздел I. "Краткий обзор") для того, чтобы поддерживать выгодные уровни кпд, обычно устанавливают фазовый угол 172 около 20 5
10 градусов. Более того, фазовый угол преимущественно должен быть равен 50 градусам или меньше чем 50 градусов, предпочтительнее, должен быть равен 30 градусам или меньше, чем 30 градусов, а еще лучше, должен быть равен 25 градусам или меньше, чем 25 градусов.

Впускной клапан 130 открыт и позволяет всасывать заданный объем горючей смеси 15 топлива и воздуха в камеру 144 сжатия с образованием захваченной массы (захваченная масса на фиг.6А показана точками). Выпускной клапан 132 также открыт и позволяет поршню 114 выталкивать отработанные продукты сгорания из камеры 146 сгорания.

Стопорный клапан 124 и переходной клапан 126 переходного канала 122 закрыты, чтобы 20 исключить передачу воспламеняемого топлива и отработанных продуктов сгорания между двумя камерами 144 и 146. Кроме того, во время тактов выпуска и впуска, стопорный клапан 124 и переходной клапан 126 герметизируют напорную камеру 128, чтобы главным образом поддерживать давление любого газа, захваченного в ней от предыдущих тактов сжатия и расширения.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.8, на которой показано частичное сжатие 25 захваченной массы. При этом впускной клапан 130 закрыт и поршень 116 сжатия поднимается (стрелка 168) в направлении положения своей верхней мертвой точки (ВМТ), чтобы сжимать топливоздушную смесь. Одновременно выпускной клапан 132 открыт и поршень 114 расширения также поднимается (стрелка 166), чтобы выпускать отработанные продукты сгорания.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.9, на которой показано, что захваченная масса 30 (показанная точками) дополнительно сжимается и начинает поступать в переходной канал 122 через стопорный клапан 124. Поршень 114 расширения доходит до положения своей верхней мертвой точки (ВМТ) и готов для опускания в своем рабочем такте (что показано стрелкой 138), в то время как поршень 116 сжатия все еще поднимается в своем такте сжатия (что показано стрелкой 168). В этот момент, стопорный клапан 124 частично 35 открыт. Переходной выпускной клапан 126, впускной клапан 130 и выпускной клапан 132 все закрыты.

Отношение объема цилиндра расширения (то есть объема камеры сгорания 146), когда поршень 114 находится в НМТ, к объему цилиндра расширения, когда поршень находится в 40 ВМТ, определено здесь как степень расширения. Как это обсуждается более подробно в первом компьютеризованном анализе (ссылка на который содержится в подразделе I, озаглавленном "Краткий обзор") для того, чтобы поддерживать предпочтительные уровни кпд, степень расширения типично устанавливают на уровне около 120:1. Более того, степень расширения преимущественно устанавливают равной или больше, чем 20:1, 45 предпочтительнее, равной или больше, чем 40:1, а еще лучше, равной или больше, чем и 80:1.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.10, на которой показано начало сгорания захваченной массы (показанной точками). Коленчатый вал 108 совершил дополнительный поворот на заданные градусы после положения ВМТ поршня 114 расширения и доходит до 50 положения воспламенения. В этот момент происходит срабатывание свечи 148 зажигания и сгорание начинается. Поршень 116 сжатия только что завершил свой такт сжатия и находится вблизи от положения своей ВМТ. Во время указанного вращения (поворота) сжатый газ в цилиндре 116 сжатия достигает порогового давления, которое заставляет

стопорный клапан 124 полностью открыться, в то время как кулачок 140 синхронизирован таким образом, чтобы также открывать переходной клапан 126. В результате, когда поршень 114 расширения опускается, а поршень 116 сжатия поднимается, главным образом одинаковая масса сжатого газа передается из камеры 144 сжатия цилиндра 106 сжатия в камеру 146 сгорания цилиндра 104 расширения.

Время открытого состояния переходного клапана 126, соответствующее углу поворота (CA) коленчатого вала между моментом открывания переходного клапана (XVO) и моментом закрывания переходного клапана (XVC), преимущественно должно быть весьма небольшим по сравнению со временем открытого состояния впускного клапана 130 и выпускного клапана 132. Типичное время открытого состояния клапанов 130 и 132 соответствует углу CA более 160 градусов. Как это определено в первом компьютеризированном анализе, для того, чтобы поддерживать предпочтительные уровни КПД, время открытого состояния переходного клапана типично устанавливают соответствующим ориентировочно 25 градусам CA. Более того, время открытого состояния переходного клапана преимущественно устанавливают соответствующим 69 градусам CA или меньше этого значения, предпочтительнее, соответствующим 50 градусам CA или меньше этого значения, а еще лучше, соответствующим 35 градусам CA или меньше этого значения.

Кроме того, как это тоже определено в первом компьютеризированном анализе, если время открытого состояния переходного клапана и длительность сгорания перекрываются на заранее установленный минимальный процент времени сгорания, то тогда время сгорания существенно снижается (то есть скорость сгорания захваченной массы существенно возрастает). Более точно, переходной клапан 126 должен оставаться открытым преимущественно в течение по меньшей мере 5% времени полного сгорания (то есть 5% времени от точки 0% сгорания до точки 100% сгорания), ранее закрывания переходного клапана, предпочтительнее, в течение 10% времени полного сгорания, а еще лучше, в течение 15% времени полного сгорания. Чем дольше переходной клапан 126 будет оставаться открытым в течение времени сгорания топливовоздушной смеси (то есть во время акта сгорания), тем больше будут скорость сгорания и уровни КПД, при условии, что приняты меры предосторожности, указанные в первом компьютеризированном анализе, позволяющие избежать распространения пламени в переходной канал и/или потери массы из цилиндра расширения, поступающей назад в переходной канал за счет существенного повышения давления в цилиндре расширения, ранее закрывания переходного клапана.

Отношение объема цилиндра сжатия (то есть камеры 144 сжатия), когда поршень 116 находится в НМТ, к объему цилиндра сжатия, когда поршень находится в ВМТ, определено здесь как степень сжатия. Вновь, как это определено в первом компьютеризированном анализе, для того, чтобы поддерживать предпочтительные уровни КПД, степень сжатия типично устанавливают на уровне около 100:1. Более того, степень сжатия преимущественно устанавливают равной или больше, чем 20:1, предпочтительнее, равной или больше, чем 40:1, а еще лучше, равной или больше, чем 80:1.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.11, на которой показан такт расширения захваченной массы. Когда топливовоздушная смесь сгорает, горячие газы приводят в движение поршень 114 расширения в направлении вниз. Одновременно в цилиндре сжатия начинается процесс сжатия.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.12, на которой показан такт выпуска захваченной массы. Когда цилиндр расширения доходит до НМТ и начинает вновь подниматься, газообразные продукты сгорания выпускаются через открытый клапан 132, после чего начинается новый цикл.

Несмотря на то, что в описанных выше вариантах показаны поршни 114 и 116 расширения и сжатия, соединенные непосредственно с коленчатым валом 108 при помощи соответствующих шатунов 214 и 150, за рамки настоящего изобретения не выходит использование других средств, которые также могут быть использованы для рабочего

соединения поршней 114 и 116 с коленчатым валом 108. Например, второй коленчатый вал может быть использован для механического соединения поршней 114 и 116 с первым коленчатым валом 108.

Несмотря на то, что в этом варианте описан двигатель с искровым зажиганием (SI), специалисты легко поймут, что двигатели с компрессионным воспламенением (CI) не выходят за рамки настоящего изобретения для этого типа двигателей. Кроме того, специалисты легко поймут, что двигатель с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением может быть использован для работы на другом топливе, отличающемся от бензина, например на дизельном топливе, водороде или на природном газе.

V. Параметры двигателя с задержкой и базового двигателя с расщепленным циклом, использованные во втором компьютеризированном анализе

Первый и второй компьютеризированные анализы были проведены с использованием имеющегося в продаже пакета программ GT-Power, фирма Gamma Technologies, Inc. of Westmont, IL (США). GT-Power представляет собой 1-d вычислительную решающую программу для жидкостей, которую обычно используют в промышленности для имитации двигателей.

Первой задачей второго компьютеризированного анализа была оценка воздействия уникального "замедленного" движения поршня расширения на рабочие характеристики модели с задержкой двигателя 101 с расщепленным циклом, по сравнению с базовой моделью двигателя 100 с расщепленным циклом, не имеющего замедления движения. Замедление движения, в рассматриваемом здесь примерном варианте, создано за счет механической связи 200, которая добавлена к блоку шатун/кривошип цилиндра 114 расширения, то есть к связи шатун/кривошип. Механическая связь 200 обеспечивает период намного более медленного движения вниз поршня расширения или период "задержки", по сравнению с поршнем расширения в базовой модели двигателя 100 с расщепленным циклом, во время периода сгорания. Использование уникального профиля движения поршня, предназначенного для отображения движения, которое может создавать такой механизм, приводит к более высокому пиковому давлению без повышения степени расширения в цилиндре расширения или пикового давления в цилиндре сжатия, а также позволяет получать более высокие уровни термического КПД.

Для того чтобы обеспечить правомерное сравнение между базовой моделью и моделью с задержкой 100 и 101, нужно проявить осторожность в выборе параметров того и другого двигателя. В Таблице 1 показаны параметры сжатия, которые были использованы для сравнения базового двигателя 100 и двигателя 101 с задержкой (обратите внимание на то, что никакие изменения не произведены в цилиндре сжатия для концепции двигателя с задержкой). В Таблице 2 показаны параметры, которые были использованы для цилиндра расширения в базовом двигателе 100. В Таблице 4 показаны параметры, которые были использованы для цилиндра расширения в модели двигателя 101 с задержкой.

Таблица 1.

Параметры базового двигателя с расщепленным циклом и двигателя с задержкой (цилиндр сжатия)

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.410 in (112.0 мм)
Величина хода	4.023 in (102.2 мм)
Длина шатуна	9.6 in (243.8 мм)
Радиус кривошипа	2.000 in (50.8 мм)
Рабочий объем цилиндров	61.447 in ³ (1.007 л)
Объем зазора	0.621 in ³ (0.010 л)
Степень сжатия	100:1
Смещение цилиндра	1.00 in (25.4 мм)
Фазировка ВМТ	20 градусов CA
Скорость двигателя	1400 об/мин

Таблица 2

Параметры базового двигателя с расщепленным циклом и двигателя с задержкой (цилиндр расширения)

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.000 in (101.6 мм)

5	Величина хода	5.557 in (141.1мм)
	Длина шатуна	9.25 in (235.0 мм)
	Радиус кривошипа	2.75 in (69.85 мм)
	Рабочий объем цилиндров	69.831 in ³ (1.144 л)
	Объем зазора	0.587 in ³ (0.010 л)
	Степень сжатия	120:1
	Смещение цилиндра	1.15 in (29.2 мм)
	Отношение воздух:топливо	18:1

10 В Таблице 3 приведены моменты срабатывания клапанов и параметры сгорания, по отношению к ВМТ поршня расширения, за исключением моментов срабатывания впускного клапана, которые приведены по отношению к ВМТ поршня сжатия. Эти параметры были использованы как в базовой модели двигателя 100, так и в модели двигателя с задержкой 101.

Таблица 3.

15	Параметры сгорания и наполнения базового двигателя с расщепленным циклом и двигателя с задержкой	
	Параметр	Значение
	Открытие впускного клапана (IVO)	2 градуса ABMT
	Закрывание впускного клапана (IVC)	170 градусов ABMT
	Пиковый подъем впускного клапана	0.412 in (10.47 мм)
	Открытие выпускного клапана (EVO)	1342 градуса ABMT
20	Закрывание выпускного клапана (EVC)	2 градуса BBMT
	Пиковый подъем выпускного клапана	0.362 in (9.18 мм)
	Открытие переходного клапана (XVO)	5 градусов BBMT
	Закрывание переходного клапана (XVC)	22 градуса ABMT
	Пиковый подъем переходного клапана	0.089 in (2.27 мм)
	Точка 50% сгорания (акт сгорания)	32 градуса ABMT
25	Длительность сгорания (10-90%)	22 градуса CA

VI. Концепция движения поршня с задержкой

30 Обратимся теперь к рассмотрению фиг.13, на которой показана с увеличением траектория 226, по которой движется палец 210 кривошипа относительно оси 110 коленчатого вала. Траектория 226 образована дорожкой пальца кривошипа 224 механической связи 200, которая направляет палец 210 кривошипа (как это показано на фиг.7А и В) в модели двигателя 101 с задержкой.

35 Траектория 226 содержит первую переходную область 228, по которой движется палец 210 кривошипа от внутренней окружности 230, имеющей первый внутренний эффективный радиус 232 кривошипа, до внешней окружности 234, имеющей второй внешний эффективный радиус 236 кривошипа. Переходная область 228 начинается на заданное число градусов CA после верхней мертвой точки, и продолжается в течение по меньшей мере части акта сгорания и во время хода вниз поршня 114 расширения. Траектория 226 затем идет по внешней окружности 234 в течение остальной части хода вниз и большей части хода вверх поршня 114 расширения. Траектория 226 после этого содержит вторую переходную область 238, по которой движется палец 210 кривошипа от внешней окружности 234 до внутренней окружности 230, вблизи от конца хода вверх поршня 114 расширения. Движение пальца 210 кривошипа поршня расширения базовой модели двигателя 101 с задержкой для второго компьютеризированного анализа было выбрано следующим образом.

- 45 1. От ВМТ поршня до 24 градусов CA после ВМТ, палец 210 кривошипа находится на внутренней окружности 230.
2. От 24 градусов CA после ВМТ до 54 градусов после ВМТ, палец 210 кривошипа будет перемещаться через первую переходную область 228, линейно по отношению к углу поворота коленчатого вала, от внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа до 50 внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа.
3. От 54 градусов CA после ВМТ в течение остального хода вниз и большей части хода вверх, до 54 градусов не доходя ВМТ, палец 210 кривошипа будет оставаться на внешней окружности 234.

4. От 54 градусов СА не доходя ВМТ до 24 градусов, не доходя ВМТ, палец 210 кривошипа будет перемещаться через вторую переходную область 238, линейно по отношению к углу поворота коленчатого вала, от внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа до внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа.

5. От 24 градусов СА не доходя ВМТ до 24 градусов СА после ВМТ, палец 210 кривошипа будет оставаться на внутренней окружности 230.

Несмотря на то, что описанная выше траектория 226 и была использована во втором компьютеризированном анализе, специалисты легко поймут, что могут быть спроектированы различные связи шатун/кривошип для различных двигателей с расщепленным циклом, позволяющие получить различные траектории другой формы и различные замедления движения поршня расширения.

Для сохранения такой же величины хода и относительных положений поршня, как и в базовом двигателе 100, однако при движении по траектории 226, внутренний эффективный радиус 232 кривошипа был уменьшен от базового значения 2.75 дюйма (как это показано в Таблице 2) до 2.50 дюйма, а внешний эффективный радиус 236 кривошипа был увеличен от 2.75 дюйма до 3.00 дюймов. Кроме того, длина шатуна была увеличена от 9.25 дюйма (Таблица 2) до 9.50 дюйма. В Таблице 4 приведены параметры, которые были использованы для цилиндра 104 расширения двигателя 101 с задержкой.

Таблица 4.

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.000 in (101.6 мм)
Величина хода	5.557 in (141.1 мм)
Длина шатуна	9.50 in (235.0 мм)
Внутренний радиус кривошипа	2.50 in (63.5 мм)
Внешний радиус кривошипа	3.00 in (76.2 мм)
Рабочий объем цилиндров	69.831 in ³ (1.144 л)
Объем зазора	0.587 in ³ (0.010 л)
Степень расширения	120:1
Смещение цилиндра	1.15 in (29.2 мм)
Отношение воздух:топливо	18:1

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.14, на которой показано результирующее движение пальца 210 кривошипа поршня расширения двигателя 101 с задержкой по сравнению с движением пальца кривошипа базового двигателя 100. График 240 отображает движение пальца кривошипа двигателя с задержкой, а график 242 отображает движение пальца кривошипа базового двигателя.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.15, на которой показано результирующее движение поршня расширения двигателя 101 с задержкой по сравнению с движением поршня расширения базового двигателя. График 244 отображает движение поршня расширения двигателя с задержкой, а график 246 отображает движение поршня расширения базового двигателя.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг.16, на которой показана результирующая скорость поршня расширения двигателя 101 с задержкой по сравнению со скоростью поршня расширения базового двигателя 100. График 248 отображает скорость поршня расширения двигателя с задержкой, а график 250 отображает скорость поршня расширения базового двигателя.

При сравнении графиков 248 и 250 можно видеть, что как поршень расширения базовой модели (базовый поршень), так и поршень расширения модели с задержкой (задержанный поршень) имеют главным образом нулевую (0) скорость в ВМТ 251 и в НМТ 252. Как базовый поршень, так и задержанный поршень движутся вниз (скорость с отрицательным знаком означает движение вниз, а скорость с положительным знаком означает движение вверх) ориентировочно с одной и той же скоростью от ВМТ. Однако, когда задержанный поршень первоначально входит в первую переходную область 253 графика движения с задержкой (около 24 градусов АВМТ), то скорость движения вниз задержанного поршня

быстро снижается, как это показано почти вертикальным участком 254 графика движения с задержкой по первой переходной области 253. Это происходит потому, что движение вниз задержанного поршня существенно замедляется, так как палец 210 кривошипа начинается двигаться радиально вдоль пазов 212 кривошипа от внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа до внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа. Более того, во время движения по всей переходной области 253 скорость движения вниз задержанного поршня будет главным образом ниже, чем скорость базового поршня.

Так как первая переходная область 253 по времени совпадает по меньшей мере с частью акта сгорания, то более медленное движение вниз задержанного поршня в течение первой переходной области 253 обеспечивает больше времени для распространения (развития) сгорания и для возрастания давления в объеме камеры сгорания. В результате достигаются более высокие пиковые давления в цилиндре расширения, причем давление в цилиндре расширения поддерживается в течение большего периода времени в модели двигателя 101 с задержкой, чем в базовом двигателе 100. Соответственно модель двигателя 101 с задержкой будет иметь повышенный КПД по сравнению с базовым двигателем 100, например, ориентировочно на 4%.

В конце первой переходной области 253 (около 54 градусов АВМТ) палец 210 кривошипа доходит до внешнего радиального конца пазов 212, и переход от внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа до внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа главным образом завершается. В этой точке задержанный поршень испытывает резкое ускорение (что показано почти вертикальной линией 255), после чего его скорость движения вниз быстро повышается и превышает скорость базового поршня.

Скорость задержанного поршня остается главным образом более высокой, чем скорость базового поршня на том участке траектории 226 движения пальца кривошипа, который имеет внешний эффективный радиус 236 кривошипа. Однако, когда задержанный поршень первоначально входит во вторую переходную область графика 256 с задержкой (около 24 градусов ВВМТ), тогда скорость задержанного поршня резко снижается ниже скорости базового поршня, как это показано почти вертикальным участком 257 второй переходной области 256. Это происходит потому, что движение вверх задержанного поршня главным образом замедляется, когда задержанный палец 210 кривошипа начинает двигаться радиально вдоль пазов 212 кривошипа от внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа до внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа.

В конце второй переходной области 256 (около 54 градусов ВВМТ) палец 210 кривошипа доходит до внутреннего радиального конца пазов 212, и переход от внешнего эффективного радиуса 236 кривошипа до внутреннего эффективного радиуса 232 кривошипа главным образом завершается. В этой точке задержанный поршень вновь испытывает быстрое ускорение (как это показано почти вертикальной линией 258), после чего его скорость движения вверх почти совпадает со скоростью базового поршня. При достижении ВМТ скорости движения задержанного и базового поршней падают до нуля, после чего начинается новый цикл.

VII. Анализ результатов

За счет замедления движения поршня вниз обеспечивается больше времени для нарастания давления в цилиндре во время акта сгорания по сравнению с увеличением объема в камере сгорания. Это позволяет получать более высокое пиковое давление в цилиндре расширения без повышения степени расширения в цилиндре расширения или пикового давления в цилиндре сжатия. Соответственно полный термический КПД модели с задержкой двигателя 101 с расщепленным циклом существенно возрастает, например, ориентировочно на 4%, по сравнению с базовым двигателем 100 с расщепленным циклом.

В Таблицу 6 сведены результаты прогонов для оценки эксплуатационных характеристик базовой модели двигателя 100 и модели двигателя 101 с задержкой. Прогнозируемый рост номинального термического КПД (ИТЕ) модели двигателя 101 с задержкой составляет 1.7 пункта по сравнению с базовым двигателем 100. Более конкретно базовый двигатель 100 имеет прогнозируемый ИТЕ, составляющий 38.8%, по сравнению с прогнозируемым ИТЕ

40.5% для модели двигателя 101 с задержкой. Это соответствует прогнозируемому росту, составляющему 4.4% (то есть 1,7 пункта / 38.8% * 100=4.4%) по сравнению с базовой моделью двигателя.

Таблица 5.

5	Прогнозируемые рабочие характеристики базового двигателя и двигателя с задержкой		
	Параметр	Значение	
	Базовый двигатель	Двигатель с задержкой	
	Номинальный момент вращения (фут-фунт)	94.0	96.6
	Номинальная мощность (л. с.)	25.1	25.8
	Чистый ИМЕР (psi)	54.4	55.5
10	ИТЕ (пунктов)	38.8	40.5
	Пиковое давление в цилиндре сжатия (psi)	897	940
	Пиковое давление в цилиндре расширения (psi)	868	915

15 Обратимся теперь к рассмотрению фиг.17 А и В, на которых показаны изменения давления в цилиндре по отношению к объему, созданные соответственно за счет движения задержанного поршня и базового поршня. Графики 262 и 264, показанные на фиг.17А, отображают соответственно движение поршней сжатия и расширения базового двигателя. Графики 266 и 268, показанные на фиг.17В, отображают соответственно движение поршней сжатия и расширения двигателя с задержкой. Обратите внимание на то, что кривые базового сжатия (график 262) и сжатия двигателя с задержкой (график 266) главным образом совпадают друг с другом.

20 Обратимся теперь к рассмотрению фиг.18, на которой показано давление в цилиндре расширения в функции угла поворота коленчатого вала как для базовой модели двигателя 100, так и для модели двигателя 101 с задержкой, в виде соответствующих графиков 270 и 272. Как показывают графики 270 и 272, модель двигателя 101 с задержкой позволяет 25 получать более высокие пиковые давления в цилиндре расширения, и поддерживать эти давления в течение большего диапазона углов поворота коленчатого вала, чем базовая модель двигателя 100. Это способствует прогнозируемому повышению кпд модели двигателя с задержкой.

30 Обратите внимание на то, что графики 270 и 272 получены при более высоких скоростях сгорания (или скоростях распространения пламени), чем в предыдущих тестах. Более конкретно, графики 270 и 272 построены с использованием длительности сгорания, соответствующей 16 градусам СА, в то время как во время предыдущих вычислений эксплуатационных параметров и построения графиков для второго компьютеризированного анализа использовали длительность сгорания, соответствующую 22 градусам СА. Это 35 сделано потому, что прогнозируется, что двигатель с расщепленным циклом потенциально способен обеспечивать эти более высокие скорости распространения пламени. Более того, нет ничего, что указывало бы на то, что результаты сравнения базовой модели двигателя 100 и модели двигателя 101 с задержкой не будут правомерными при более высоких скоростях распространения пламени.

40 Несмотря на то, что были описаны со ссылкой на чертежи различные варианты осуществления изобретения, совершенно ясно, что в него специалистами в данной области могут быть внесены изменения и дополнения, которые не выходят за рамки далее формулы изобретения.

45 Формула изобретения

1. Двигатель, который содержит коленчатый вал, имеющий кривошип, причем коленчатый вал вращается относительно своей оси; поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия 50 четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала; поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения; шатун, шарнирно соединенный с поршнем расширения; механическую связь, соединяющую кривошип с шатуном, с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, так что поршень расширения

совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала; причем траектория, по которой ось шатун/кривошип перемещается вокруг оси коленчатого вала, при этом расстояние между осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала в любой точке на траектории образует эффективный радиус кривошипа, содержит первую переходную область, идущую от первого эффективного радиуса кривошипа до второго эффективного радиуса кривошипа, по которой ось шатун/кривошип проходит во время по меньшей мере, части акта сгорания в цилиндре расширения.

2. Двигатель по п.1, в котором скорость поршня расширения снижается, когда ось шатун/кривошип совершает перемещение, по меньшей мере, по части первой переходной области.

3. Двигатель по п.2, в котором скорость поршня расширения снижается, когда ось шатун/кривошип первоначально входит в первую переходную область, и повышается, когда ось шатун/кривошип выходит из первой переходной области.

4. Двигатель по п.1, в котором первый эффективный радиус кривошипа меньше, чем второй эффективный радиус кривошипа.

5. Двигатель по п.1, в котором первая переходная область начинается на заданное число градусов угла поворота коленчатого вала (градусов СА) после верхней мертвой точки.

6. Двигатель по п.1, в котором траектория содержит вторую переходную область, идущую от второго эффективного радиуса кривошипа до первого эффективного радиуса кривошипа.

7. Двигатель по п.1, в котором механическая связь содержит палец кривошипа, прикрепленный к шатуну, причем палец кривошипа имеет ось шатун/кривошип в качестве своей осевой линии; и паз, выполненный в кривошипе, который захватывает палец кривошипа с возможностью скольжения, причем размер паза выбран таким образом, чтобы позволить осуществлять радиальное движение пальца кривошипа относительно оси коленчатого вала.

8. Двигатель по п.7, в котором механическая связь содержит копир, прикрепленный к стационарной части двигателя, причем копир содержит дорожку пальца кривошипа, в которую заходит палец кривошипа, при этом дорожка пальца кривошипа захватывает палец кривошипа с возможностью его перемещения, так что ось шатун/кривошип направляется по траектории.

9. Двигатель по п.8, в котором механическая связь содержит пару кривошипов, идущих от противоположной пары шеек коленчатого вала, причем каждый кривошип имеет выполненный в нем паз; и палец кривошипа, который введен с возможностью скольжения в соответствующий паз, так что палец кривошипа ориентирован параллельно коленчатому валу, но расположен со смещением от него.

10. Двигатель по п.9, в котором механическая связь содержит противоположную пару копиров, каждый из которых имеет дорожку пальца кривошипа, чтобы захватывать с возможностью перемещения палец кривошипа и направлять ось шатун/кривошип по траектории.

11. Двигатель который содержит коленчатый вал, имеющий кривошип, причем коленчатый вал вращается относительно своей оси; поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала; поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения; шатун, шарнирно соединенный с поршнем расширения; механическую связь, соединяющую кривошип с шатуном, с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала; причем траектория, по которой ось шатун/кривошип перемещается вокруг оси коленчатого вала,

при этом расстояние между осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала в любой точке на траектории образует эффективный радиус кривошипа, содержит первую переходную область, начинающуюся на заданное число градусов угла поворота коленчатого вала после верхней мертвой точки, причем первая переходная область идет от первого эффективного радиуса кривошипа к большему второму эффективному радиусу кривошипа, при этом ось шатун/кривошип проходит через нее во время, по меньшей мере, части акта сгорания в цилиндре расширения.

12. Двигатель по п.11, в котором скорость поршня расширения снижается, когда ось шатун/кривошип перемещается через по меньшей мере один участок первой переходной области.

13. Двигатель по п.11, в котором скорость поршня расширения снижается, когда ось шатун/кривошип первоначально входит в первую переходную область, и повышается, когда ось шатун/кривошип выходит из первой переходной области.

14. Двигатель по п.11, в котором траектория содержит вторую переходную область, идущую от второго эффективного радиуса кривошипа до первого эффективного радиуса кривошипа.

15. Двигатель по п.11, в котором механическая связь содержит палец кривошипа, прикрепленный к шатуну, причем палец кривошипа имеет ось шатун/кривошип в качестве его осевой линии; паз, предусмотренный в кривошипе, который с возможностью скольжения захватывает палец кривошипа, причем размер паза выбран таким образом, чтобы позволить осуществлять радиальное движение пальца кривошипа относительно оси коленчатого вала; и копир, прикрепленный к стационарной части двигателя, причем копир содержит дорожку пальца кривошипа, в которую заходит палец кривошипа, при этом дорожка пальца кривошипа захватывает палец кривошипа, с возможностью его перемещения, так что ось шатун/кривошип направляется по указанной траектории.

16. Двигатель по п.15, в котором механическая связь содержит пару кривошипов, идущих от противоположной пары шеек коленчатого вала, причем каждый кривошип имеет выполненный в нем паз; палец кривошипа, который введен с возможностью скольжения в соответствующий паз, так что палец кривошипа ориентирован параллельно коленчатому валу, но расположен со смещением от него; и противоположную пару копиров, каждый из которых имеет дорожку пальца кривошипа, чтобы захватывать палец кривошипа с возможностью его перемещения и направлять ось шатун/кривошип по указанной траектории.

17. Двигатель который содержит коленчатый вал, имеющий кривошип, причем кривошип имеет выполненный в нем паз, при этом коленчатый вал вращается относительно своей оси; поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала; поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения; шатун, шарнирно соединенный с поршнем расширения; палец кривошипа, соединяющий кривошип с шатуном с возможностью вращения относительно оси шатун/кривошип, чтобы позволить поршню расширения совершать возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала, причем палец кривошипа введен с возможностью скольжения в паз кривошипа, чтобы позволить осуществлять радиальное движение пальца кривошипа относительно коленчатого вала; и копир, прикрепленный к стационарной части двигателя, причем копир содержит дорожку пальца кривошипа, в которую заходит палец кривошипа, при этом дорожка пальца кривошипа захватывает палец кривошипа с возможностью его перемещения, так что ось шатун/кривошип направляется по траектории относительно оси коленчатого вала.

18. Двигатель по п.17, в котором расстояние между осью шатун/кривошип и осью коленчатого вала в любой точке на траектории определяет эффективный радиус кривошипа, причем траектория имеет первую переходную область, идущую от первого

эффективного радиуса кривошипа до второго эффективного радиуса кривошипа.

19. Двигатель по п.18, в котором первый эффективный радиус кривошипа меньше, чем второй эффективный радиус кривошипа.

5 20. Двигатель по п.19, в котором первая переходная область начинается на заранее установленное число градусов угла поворота коленчатого вала после верхней мертвой точки.

10

15

20

25

30

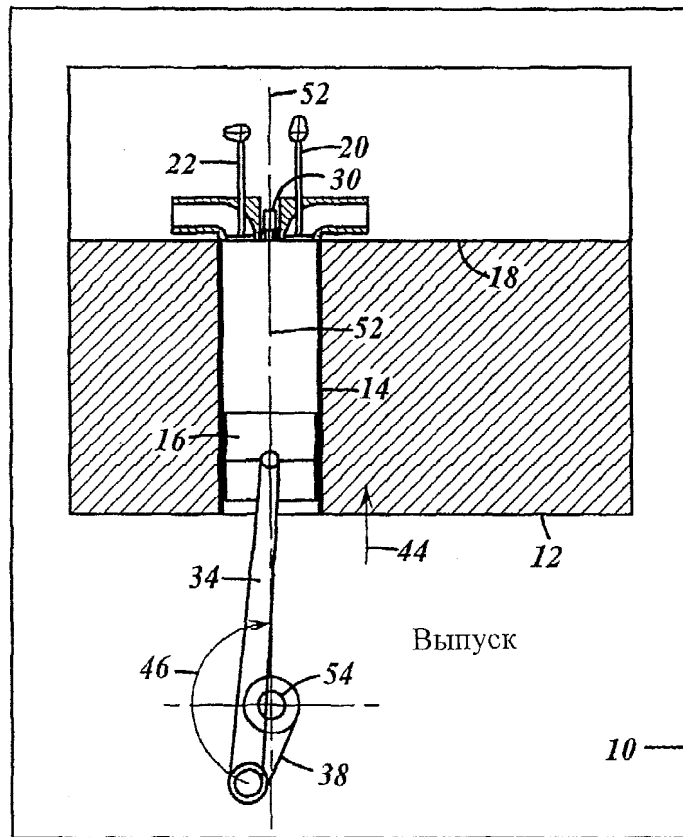
35

40

45

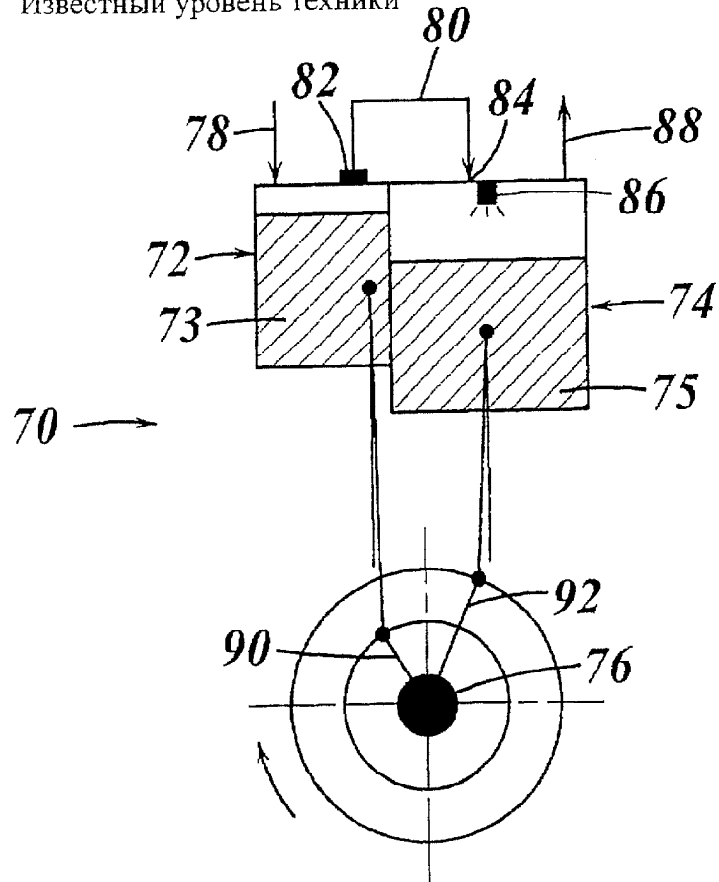
50

Известный уровень техники

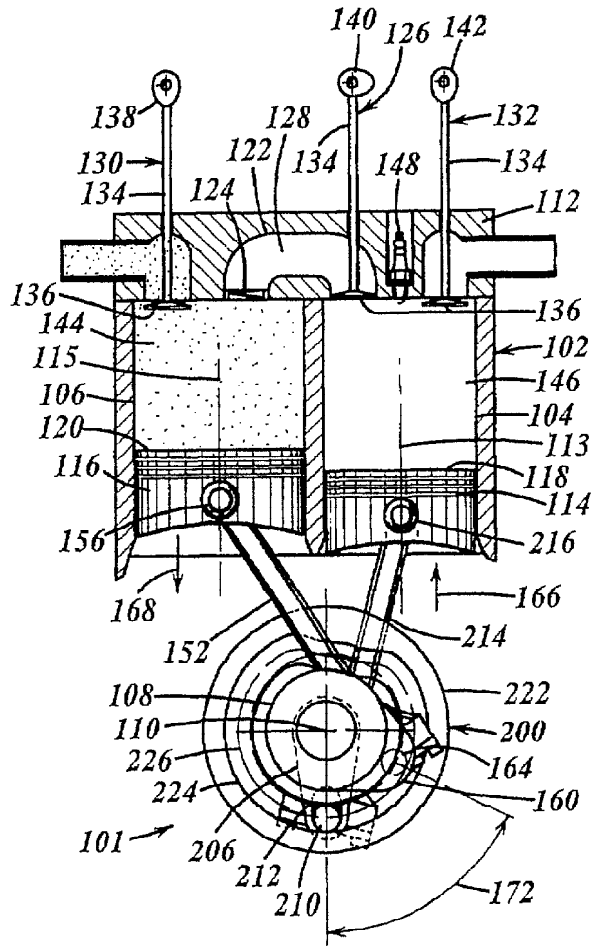


ФИГ. 4

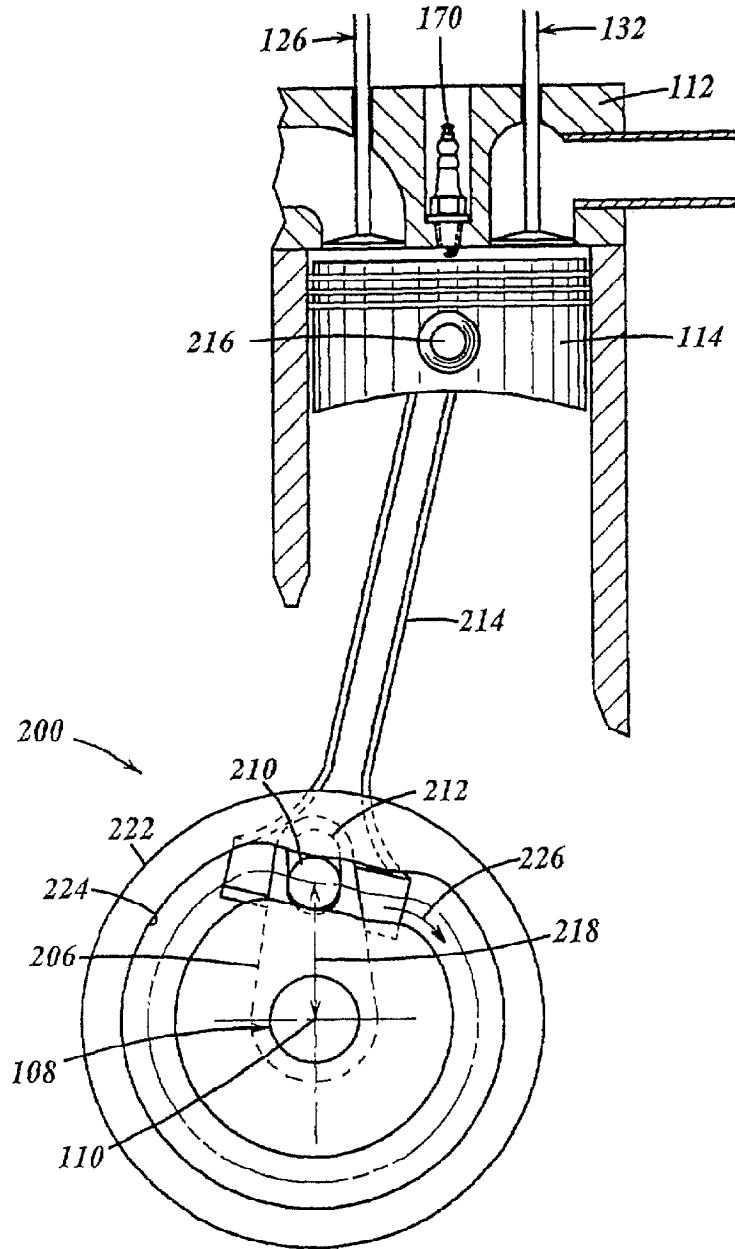
Известный уровень техники



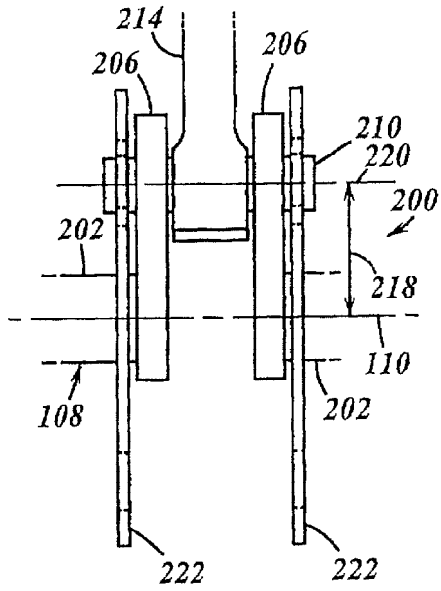
ФИГ. 5



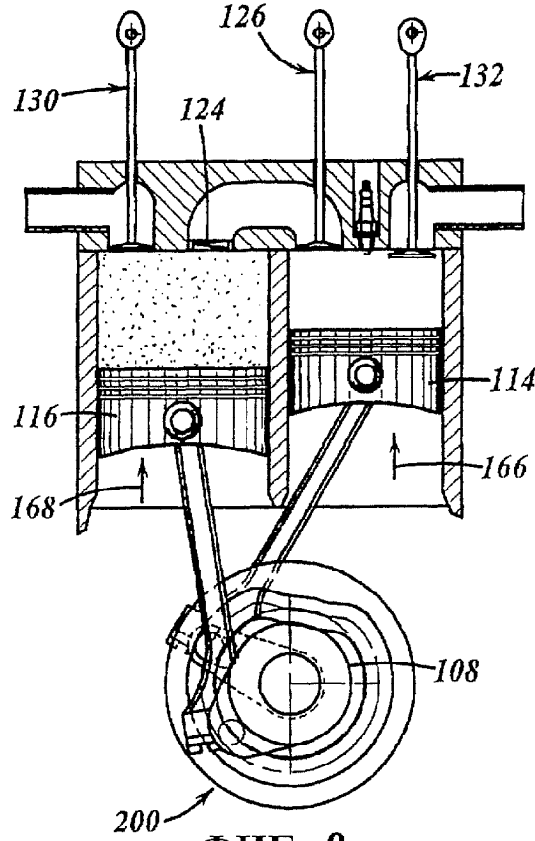
ФИГ. 6В



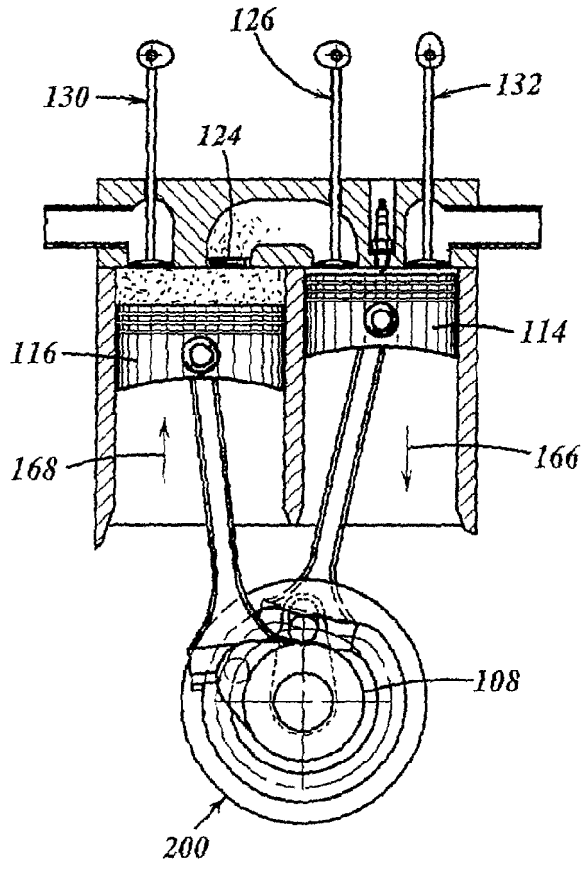
ФИГ. 7А



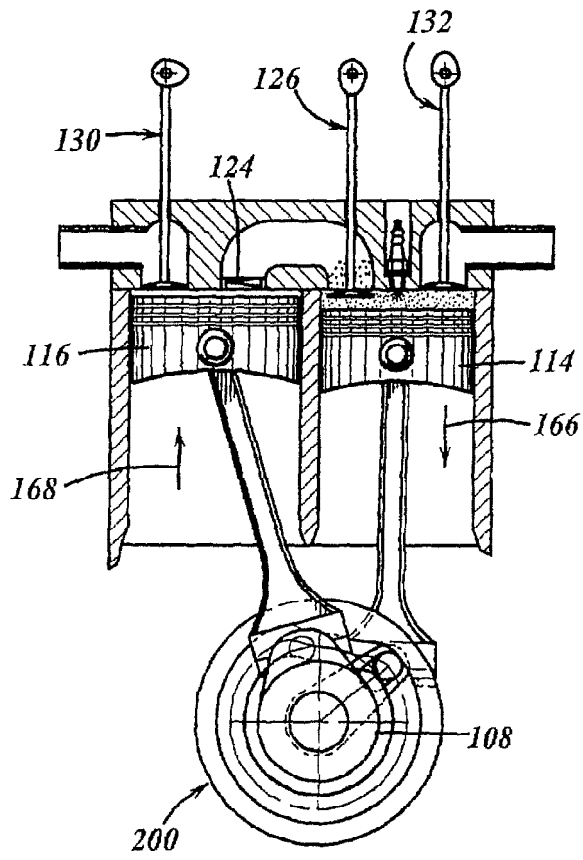
ФИГ. 7В



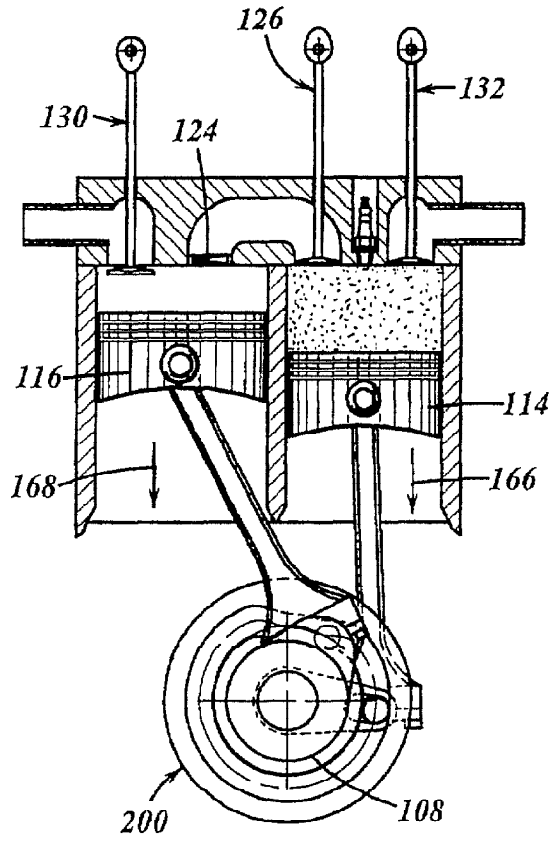
ФИГ. 8



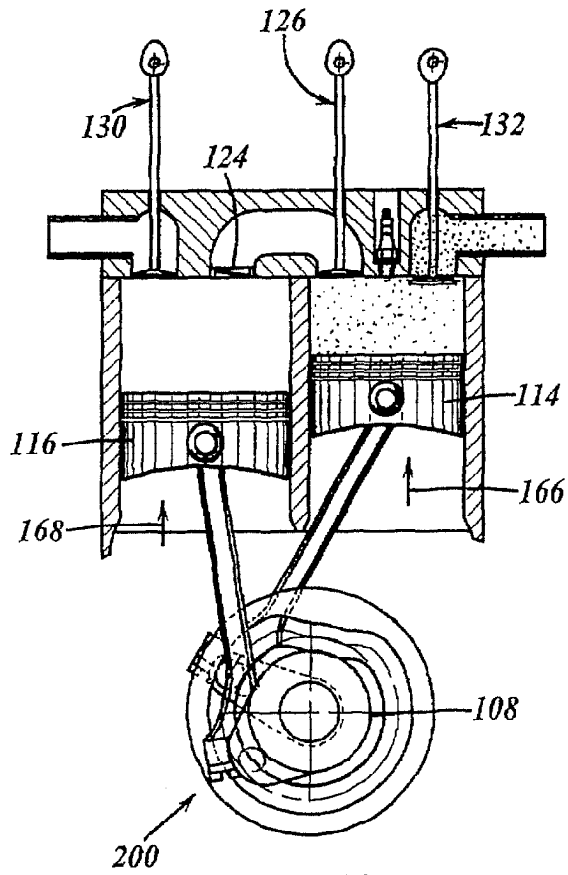
ФИГ. 9



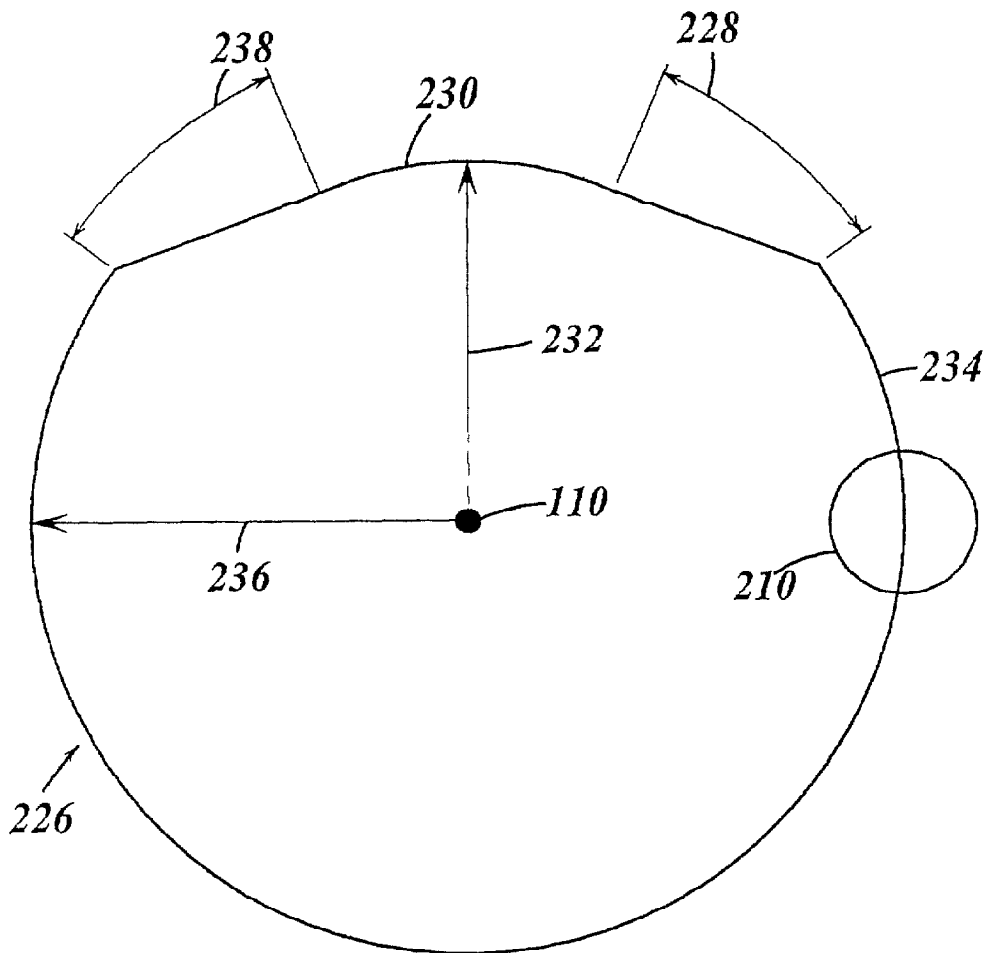
ФИГ. 10



ФИГ. 11

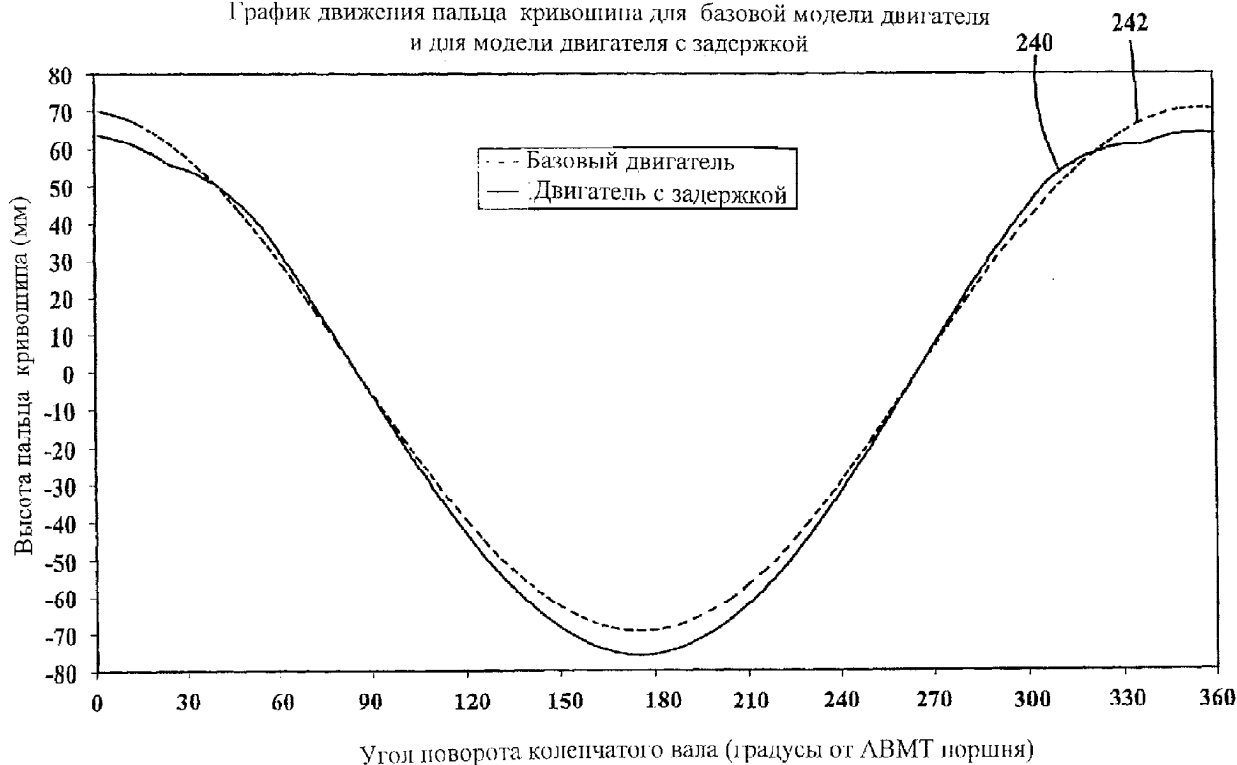


ФИГ. 12



ФИГ. 13

График движения пальца кривошипа для базовой модели двигателя и для модели двигателя с задержкой



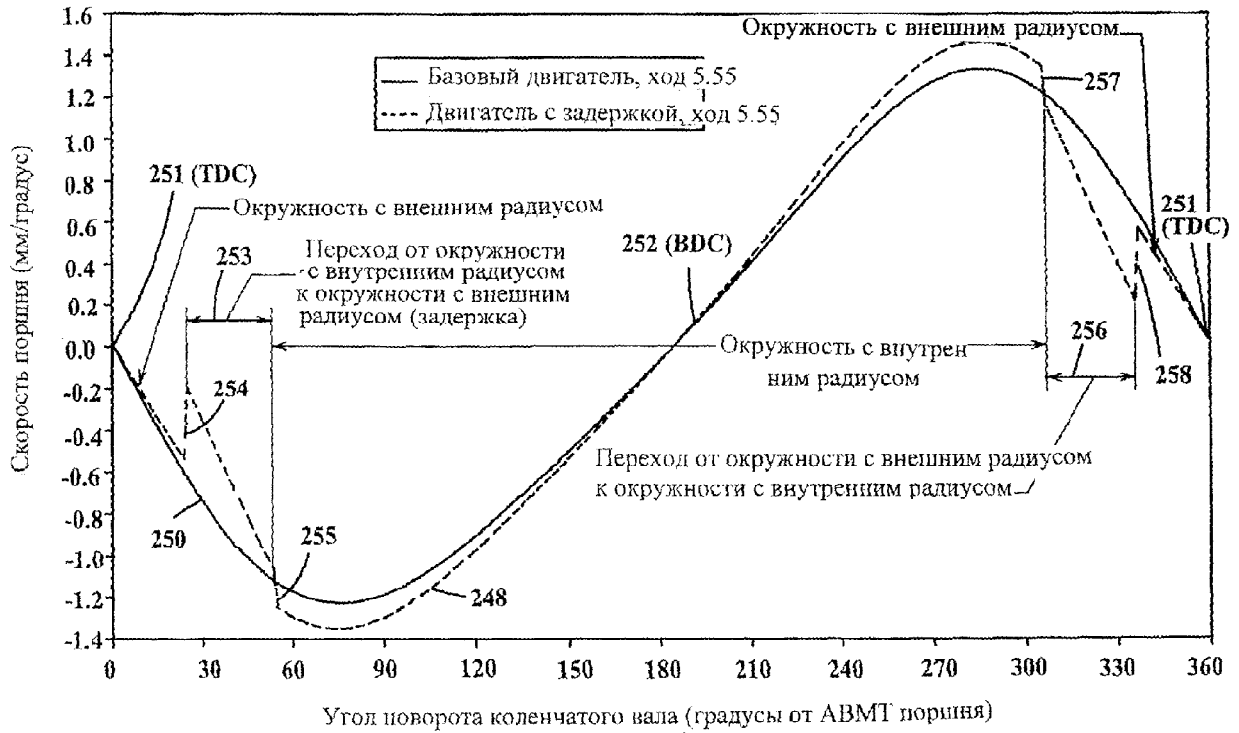
ФИГ. 14

График движения поршня расширения для базовой модели двигателя и для модели двигателя с задержкой



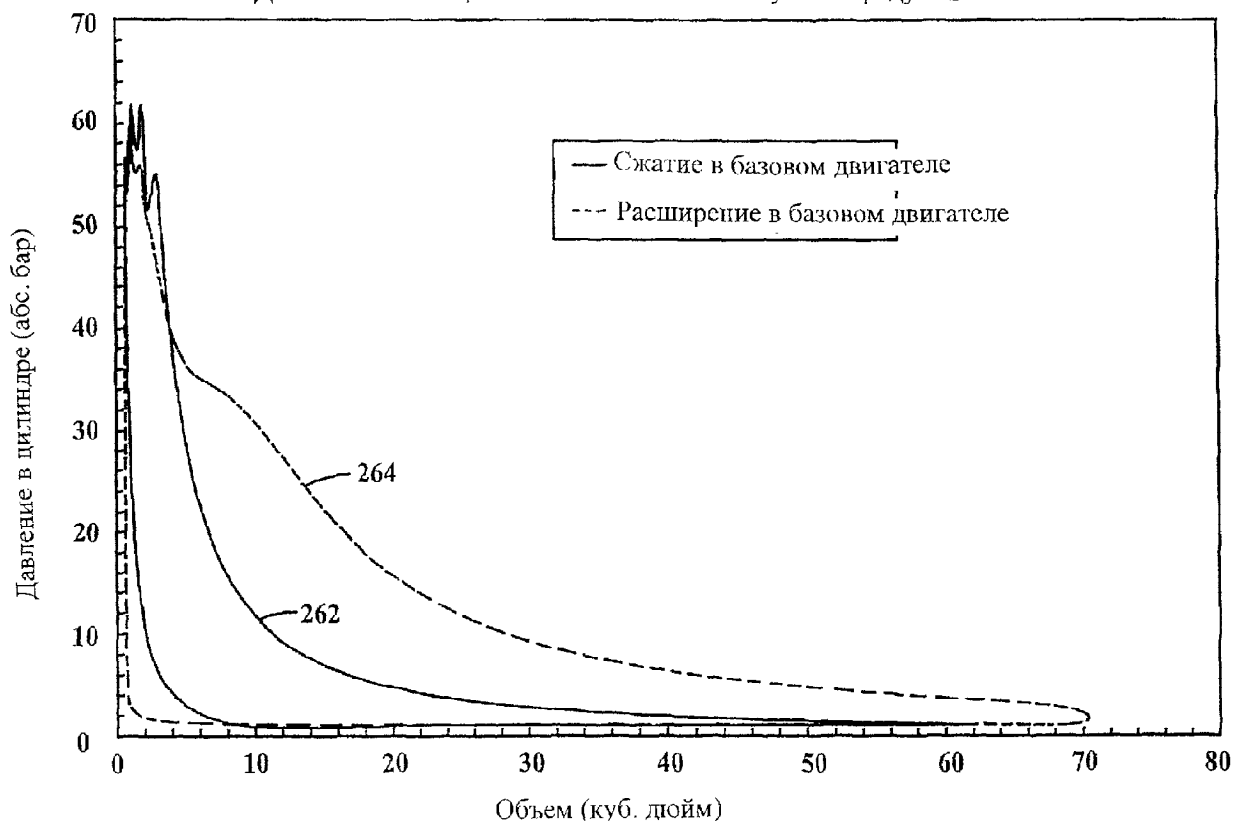
ФИГ. 15

График скорости поршня расширения для базовой модели двигателя и для модели двигателя с задержкой



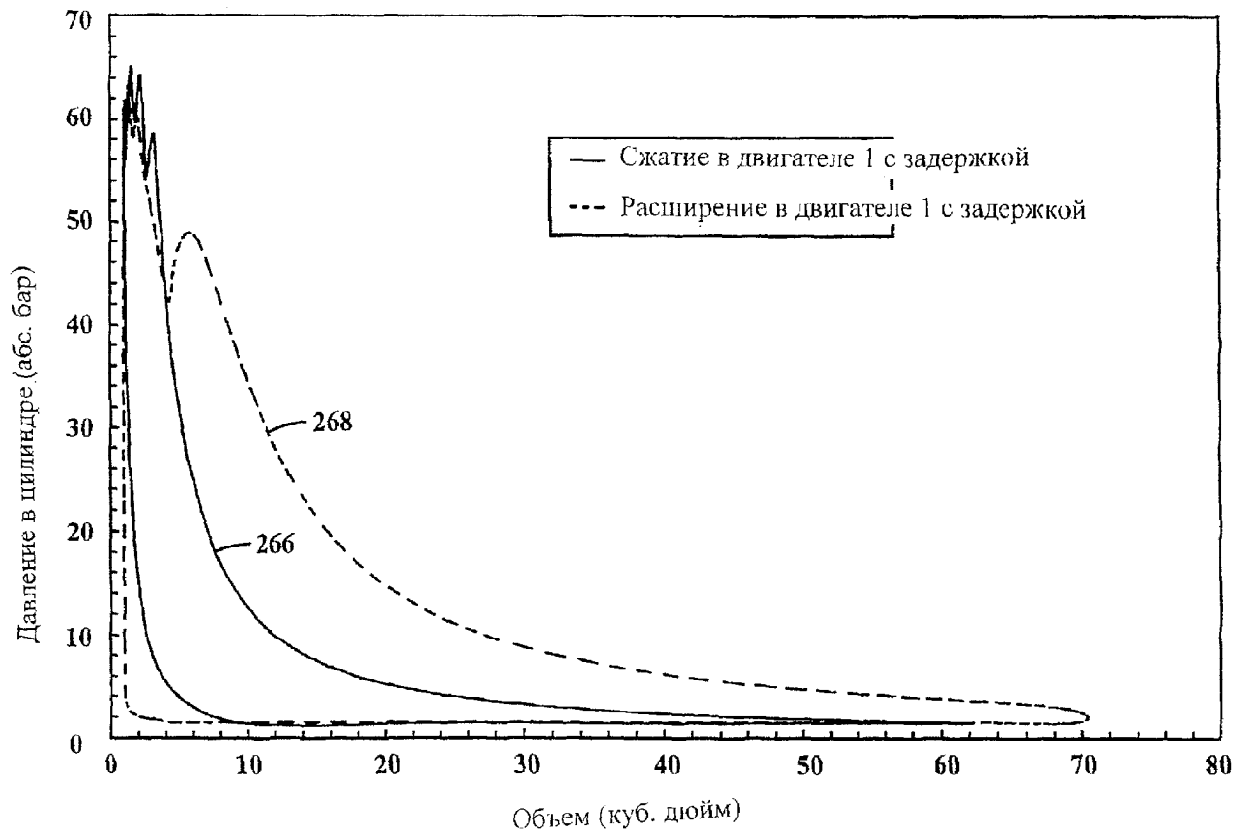
ФИГ. 16

График зависимости давления от объема для базовой модели двигателя
Длительность сгорания 10-90 % соответствует 22 градусам



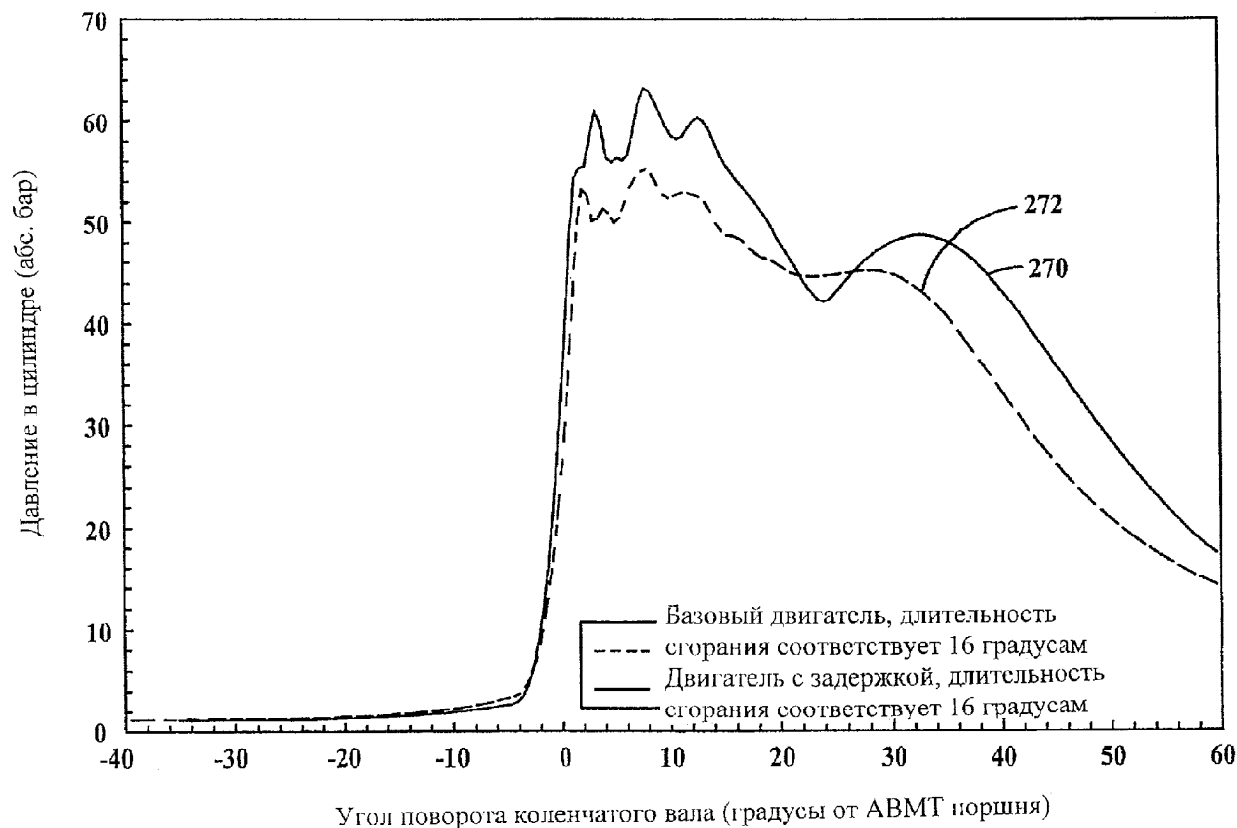
ФИГ. 17А

График зависимости давления от объема для модели двигателя с задержкой.
Длительность сгорания 10-90 % соответствует 22 градусам



ФИГ. 17В

График давления в цилиндре расширения в зависимости от угла поворота коленчатого вала, для базовой модели двигателя и для модели двигателя с задержкой



ФИГ. 18