



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 030 608** ⁽¹³⁾ **C1**

(51) МПК⁶ **F 02 В 75/06, 75/18**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

(21), (22) Заявка: 4787772/06, 02.02.1990

(46) Дата публикации: 10.03.1995

(56) Ссылки: Патент США N 1762614, кл. F 02B 75/28, 1930.2. Заявка ФРГ N 2818736, кл. F 02B 75/32, 1979.

(71) Заявитель:

Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт

(72) Изобретатель: Тер-Мкртчян Г.Г.,
Кутенев В.Ф., Никитин А.А.

(73) Патентообладатель:

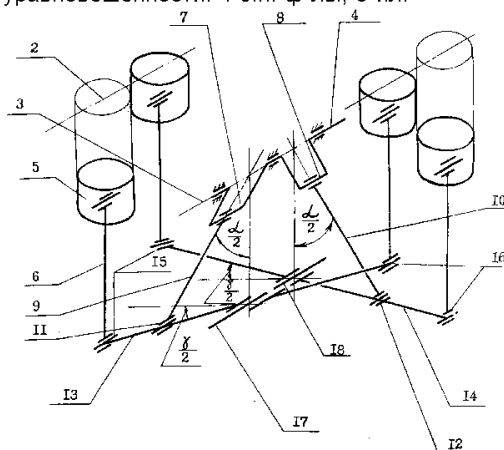
Научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт

(54) **ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(57) Реферат:

Сущность: двигатель содержит по меньшей мере четыре цилиндра с размещенными в них поршнями 2, траверсы 3, установленные в корпусе 4 на оси 5 с возможностью качения, вал 6, связанный с траверсами 3 при помощи кривошипно-шатунного механизма и расположенный в плоскости симметрии качения траверс 3, причем последние установлены в противофазе одна относительно другой, вал 6 расположен между цилиндрами, каждая траверса 3 шарнирно связана с кривошипом механизма при помощи шатуна, шарниры крепления шатунов с траверсами расположены по обе стороны от плоскости симметрии качения и на одинаковом расстоянии от последней, а угол между кривошипами равен углу между линиями, соединяющими центры шарниров с осью вала 6 при положении поршней 2 в мертвой точке. Компоновка двигателя

позволяет улучшить массо-габаритные показатели при достижении его уравновешенности. 1 з.п. ф-лы, 3 ил.



Фиг. 3

RU 2 030 608 C1

RU 2 030 608 C1



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 030 608** ⁽¹³⁾ **C1**

(51) Int. Cl.⁶ **F 02 B 75/06, 75/18**

RUSSIAN AGENCY
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 4787772/06, 02.02.1990

(46) Date of publication: 10.03.1995

(71) Applicant:
Nauchno-issledovatel'skij avtomobil'nyj i
avtomotornyj institut

(72) Inventor: Ter-Mkrtych'jan G.G.,
Kutenev V.F., Nikitin A.A.

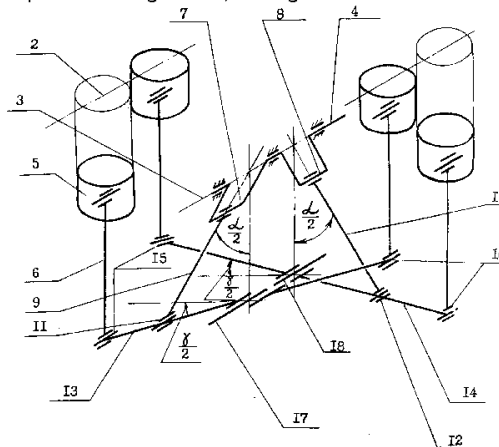
(73) Proprietor:
Nauchno-issledovatel'skij avtomobil'nyj i
avtomotornyj institut

(54) **INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

(57) Abstract:

FIELD: engine engineering. SUBSTANCE: engine comprises at least four cylinders with pistons 2, traverses 3 mounted inside housing 4 on axle 5 for permitting rolling, shaft 6 coupled with traverses 3 through a crank mechanism and arranged in the symmetry plane of rocking of traverses 3. The traverses are mounted in antiphase to each other. Shaft 6 is interposed between cylinders. Each traverse 3 is pivotally connected with the crank of the mechanism through a connecting rod. The pivots are arranged on both sides of the rocking symmetry plane and at the same distance from it. The angle between cranks is equal to the angle between lines which connect centers of pivots with the axis of shaft 6 when pistons 2 are in the top dead center. EFFECT:

improved design. 2 cl, 3 dwg



Фиг. 3

RU 2 030 608 C1

RU 2 030 608 C1

Изобретение относится к машиностроению, в частности к двигателям внутреннего сгорания, отличающимся связями между поршнями и коленчатым валом.

Известен двигатель внутреннего сгорания, содержащий корпус с цилиндрами, поршнями и их штоками, коленчатый вал с кривошипом, соединенным с шатуном, и траверсу, имеющую закрепленную в корпусе ось и связанную с шатуном через шарнир [1].

В данном техническом решении создание двигателей с числом рабочих объемов более одного предусмотрено только за счет использования поршней с двумя рабочими поверхностями. При этом в рабочих объемах двигателя, ограниченных различными рабочими поверхностями одного поршня, рабочие процессы протекают по идентичным законам, что негативно сказывается на эффективных показателях двигателя в целом, в первую очередь, на его топливной экономичности.

Известен двигатель внутреннего сгорания, содержащий по меньшей мере четыре цилиндра с размещенными в них поршнями, траверсы, установленные в корпусе на оси с возможностью качания, и вал, связанный с траверсами при помощи кривошипно-шатунного механизма и расположенный в плоскости симметрии качания траверс [2].

В указанном двигателе траверсы движутся синфазно, что вызывает значительные по величине неуравновешенные силы инерции как первого, так и второго порядков, а также моменты сил инерции. Кроме того, расположение вала вне блока цилиндров увеличивает габариты двигателя и ухудшает его массогабаритные показатели.

Целью изобретения является улучшение массогабаритных показателей двигателя при одновременном обеспечении уравновешенности.

Эта цель достигается тем, что в двигателе внутреннего сгорания, содержащем по меньшей мере четыре цилиндра с размещенными в них поршнями, траверсы, установленные в корпусе на оси с возможностью качания, и вал, связанный с траверсами при помощи кривошипно-шатунного механизма и расположенный в плоскости симметрии качания траверс, траверсы установлены в противофазе одна относительно другой, вал расположен между цилиндрами, а каждая траверса шарнирно связана с кривошипом механизма при помощи шатуна, причем шарниры крепления шатунов с траверсами расположены по обе стороны от плоскости симметрии качания и на одинаковом расстоянии от последней, а угол между кривошипами равен углу между линиями, соединяющими центры шарниров траверс с осью вала при расположении поршней в мертвой точке.

Угол между кривошипами равен $70-120^\circ$.

При таком выполнении двигателя обеспечивается идентичное протекание рабочих процессов в каждом из четырех цилиндров, и уравновешенность двигателя, а расположение вала между цилиндрами и выполнение угла между цилиндрами равным $70-120^\circ$ позволяет уменьшить габаритные ширину и высоту двигателя. Следствием

этого является улучшение массогабаритных показателей двигателя при одновременном обеспечении уравновешенности.

На фиг. 1 показан поперечный разрез двигателя внутреннего сгорания; на фиг.2 - продольный разрез; на фиг.3 - кинематическая схема двигателя.

Двигатель содержит корпус 1 с четырьмя цилиндрами 2, два из которых расположены по одну сторону от вертикальной продольной плоскости симметрии, проходящей через ось 3 коленчатого вала 4, а два - по другую сторону от этой плоскости. В цилиндрах размещены поршни 5 со штоками 6. Коленчатый вал, ось которого перпендикулярна осям цилиндров, размещен в корпусе по высоте приблизительно на уровне между нижним и верхним концами штоков при положении поршней в ВМТ. Коленчатый вал имеет два кривошипа 7 и 8, связанные посредством шатунов 9 и 10 через шарниры 11 и 12 с перекрещивающимися относительно друг друга траверсами 13 и 14. Шарниры 11 и 12 расположены по обе стороны от упомянутой продольной плоскости симметрии - плоскости симметрии качания траверс на одинаковом расстоянии от нее. Каждая траверса 13 и 14 соединена посредством шарниров 15 и 16 со штоками пары поршней цилиндров, которые расположены по обе стороны от упомянутой продольной плоскости симметрии. Траверсы имеют закрепленные в корпусе неподвижные оси 17 и 18, которые расположены на одной прямой в упомянутой плоскости ниже оси коленчатого вала параллельно ей. Кривошипы 7 и 8 коленчатого вала расположены в разных плоскостях. Угол α (альфа) между кривошипами равен углу между прямыми линиями, соединяющими центры шарниров 11 и 12 траверс с центром коленчатого вала в положении любого поршня двигателя в мертвой точке. Предпочтительная величина этого угла $70-120^\circ$, в рассматриваемом примере выполнения двигателя его величина составляет 90° .

В момент времени, когда один из поршней 5 находится в мертвой точке, остальные три поршня также находятся в мертвой точке (ВМТ или НМТ). При этом следует иметь в виду, что в общем случае угол между прямыми линиями, соединяющими центры шарниров 11 и 12 траверс 13 и 14 с центром коленчатого вала 4, зависит от того, какому положению поршней (ВМТ или НМТ) соответствует поворот коленчатого вала. Упомянутый угол может иметь два различных значения в зависимости от того вверх или вниз направлены кривошипы 7 и 8 при достижении поршнями мертвой точки. Неравенство углов между прямыми линиями, соединяющими центры шарниров траверс с центром коленчатого вала, приводило бы к неодинаковой продолжительности по времени прямого и обратного ходов поршней, расположенных по правую и левую стороны продольной плоскости симметрии двигателя. Указанное обстоятельство вызывает неидентичность протекания рабочих процессов в цилиндрах, расположенных по обе стороны от упомянутой продольной плоскости симметрии.

Для обеспечения идентичности протекания рабочих процессов в четырех

цилиндрах заявляемого двигателя необходимо, чтобы углы между прямыми, соединяющими центры шарниров 11 и 12 траверс с центром коленчатого вала в положении поршня 5 в ВМТ и НМТ, были равны друг другу. Данное условие диктует необходимость расположения шарнира (например, 11) любой траверсы (например, 13) при положении поршня 5 как в ВМТ, так и в НМТ, на прямой, проходящей через центр коленчатого вала 4.

Указанное условие эквивалентно следующим уравнениям, связывающим геометрические характеристики звеньев механизма заявляемого двигателя

$$k^2 - r^2 = p^2 - b^2,$$

$\cos \alpha / 2 = k/p$, (1) где k - длина шатуна 9 или 10,

r - радиус кривошипа 7 или 8,

p - расстояние между осями коленчатого вала 4 и траверс 13 и 14,

b - расстояние от оси траверс до шарниров 11 или 12.

Траверса 13 или 14 совершает возвратно-качательное движение с максимальным углом качания γ (гамма). При этом с учетом условия равной продолжительности прямого и обратного ходов (1) зависимость между радиусом кривошипа 7 или 8 и расстоянием от оси траверс до шарниров 11 или 12 принимает следующую форму:

$$\cos \alpha / 2 = k/p. (2)$$

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет получить следующую расчетную формулу, реализация которой обеспечивает идентичность протекания рабочих процессов во всех четырех цилиндрах при равномерном чередовании вспышек

$$r = k \cdot \operatorname{tg} \alpha / 2 \cdot \operatorname{tg} \gamma / 2. (3)$$

Двигатель работает следующим образом. Под действием расширяющихся газов, образующихся при сгорании топлива в цилиндре 2, поршень 5 перемещается в них до крайнего положения на величину хода. При этом сила давления газов через шток 6, шарнир 15, траверсу 13, шатун 9 и кривошип 7 передается коленчатому валу 4, совершая полезную работу. Часть работы затрачивается на перемещение поршня, по другую от продольной плоскости симметрии двигателя сторону той же траверсы 13 и связанного с ней штоком посредством шарнира 16. Указанный поршень осуществляет такт сжатия. Поршни 5, связанные с одной траверсой 13 или 14, совершают движение с фазовым сдвигом 180° . При выполнении угла между кривошипами 7 и 8 коленчатого вала 4 равным углу между прямыми линиями, соединяющими центры шарниров 11 и 12 траверс с центром коленчатого вала в положении любого поршня двигателя в мертвой точке, траверсы совершают перекрестное движение с фазовым сдвигом также 180° . Поэтому такой же фазовый сдвиг имеют поршни, расположенные в цилиндрах, оси которых лежат в плоскостях, параллельных продольной плоскости симметрии двигателя. Таким образом, когда поршни, связанные с траверсой 13, осуществляют процессы рабочего хода и сжатия, поршни, связанные с траверсой 14, осуществляют процессы выпуска и впуска.

Следовательно, в случае реализации в двигателе 4-тактного или 2-тактного рабочих процессов обеспечивается равномерное чередование вспышек.

5 Рассмотрим вопрос уравнивания двигателя.

В зависимости от характера движения силы инерции масс можно разделить на следующие группы:

10 1. Силы инерции масс M_1 , движущихся возвратно-качательно.

2. Силы инерции масс M_2 , движущихся возвратно-поступательно.

3. Силы инерции вращающихся масс M_3 .

15 К массам M_1 , движущимся возвратно-качательно, относятся массы траверс 13 и 14, шарниров 11 и 12 с частями масс шатунов 9 и 10, приведенными к

центрам шарниров 11 и 12. Массы M_1 могут быть условно представлены

сосредоточенными по обе стороны каждой траверсы 13 или 14 на одинаковом

20 расстоянии от осей 17 или 18. Таким образом, каждая траверса является балансиром, статически уравновешенным относительно своей оси.

К массам M_2 , движущимся

25 возвратно-поступательно, относятся массы поршней 5 и штоков 6.

К вращающимся массам M_3 относятся

30 массы кривошипов 7 и 8 и массы кривошипных головок шатунов 9 и 10.

Горизонтальная и вертикальная

35 составляющие сил инерции масс M_1 , движущихся возвратно-качательно, равны нулю. У каждой траверсы имеется

неуравновешенный момент сил инерции масс M_1 , расположенный в плоскости качания

40 траверсы. В связи с тем, что траверсы 13 и 14 совершают перекрестное движение с фазовым сдвигом 180° , моменты сил инерции

45 масс M_1 каждой траверсы в любой момент времени равны по величине и

противоположно направлены. Поэтому в заявляемом двигателе массы M_1 , движущиеся

возвратно-качательно, уравновешены.

При работе двигателя поршни 5 со

40 штоками 6, связанные с одной траверсой 13 или 14, совершают движение с фазовым

сдвигом 180° . Такой же фазовый сдвиг имеют

45 поршни со штоками, расположенные в цилиндрах, оси которых лежат в плоскостях,

параллельных продольной плоскости

50 симметрии двигателя. Поэтому пара масс M_2 , движущихся возвратно-поступательно,

соединенная, например, с траверсой 13,

55 имеет неуравновешенный момент сил инерции в плоскости качания данной

траверсы. Другая пара масс M_2 , соединенная

с траверсой 14, имеет такой же по величине,

60 но противоположно направленный момент сил инерции. Следовательно, в заявляемом

двигателе массы M_2 , движущиеся

возвратно-поступательно, уравновешены.

Уравнивание сил инерции

65 вращающихся масс M_3 осуществляется с помощью противовесов (не показаны) на

коленчатом валу так же, как это имеет место в двигателях с традиционным

кривошипно-шатунным механизмом.

Для оценки массогабаритных показателей заявляемого двигателя используем кинематические габариты - отнесенные к ходу

поршня расстояния между предельными (крайними) положениями, занимаемыми звеньями силового механизма при совершении рабочего хода.

Кинематическая длина L - расстояние между центрами передней и задней коренных опор коленчатого вала.

Кинематическая ширина B - максимальное расстояние между образующими цилиндров, лежащими в плоскости поперечного сечения двигателя.

Кинематическая высота H - расстояние между осью поршневого пальца в крайнем верхнем положении и центром шарнира 15 в крайнем нижнем положении.

Установлено, что при уменьшении угла между кривошипами α от 170° до 40° кинематическая ширина B заявляемого двигателя уменьшается от 36,9 до 2,1, его кинематическая высота H увеличивается в более узких пределах от 1,1 до 3,7. С целью снижения величины кинематического объема LBN и с учетом того, что уменьшение кинематического объема LBN данного двигателя определяется, в первую очередь, снижением его кинематической площади поперечного сечения BH за верхнюю границу предпочтительного диапазона значений

угла α между кривошипами принят угол 120° , а за нижнюю границу принят угол 70° . В указанном диапазоне значений угла α расположение осей траверс на одной прямой в продольной плоскости симметрии двигателя ниже оси коленчатого вала позволяет уменьшить кинематическую ширину B и высоту H заявляемого двигателя по сравнению с известными конструкциями. Снижение габаритов заявляемого двигателя вызывает уменьшение его массы.

Определим диапазон вариации углов качания поршневых штоков 6 заявляемого двигателя. Из формулы (3) путем несложных преобразований можно получить следующую зависимость

$\sin Z = (S/2l) \cdot \operatorname{tg} \gamma / 4$, (4) где Z (дзета) - максимальная величина угла качания штока 6,

l - длина штока 6,

S - максимальная величина хода поршня

5.

Согласно формуле (3), если угол α лежит в диапазоне 70° - 120° , а отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна k равно 0,25 (как и в традиционных кривошипно-шатунных механизмах), то максимальная величина угла качания γ траверсы равна 16 - 39° . Подставив указанные величины угла γ в формулу (4), получим диапазон вариации максимальных значений угла качания штока $Z = 1$ - 3° . За счет малого угла качания поршневых штоков снижается сила давления поршней на гильзы

цилиндров, вызывая уменьшение механических потерь и износа цилиндрово-поршневой группы.

На основе механизма рассматриваемого двигателя можно проектировать многоцилиндровые двигатели с количеством цилиндров, кратным четырем, например 8-цилиндровые, 12-цилиндровые и т.д. При этом указанные двигатели конструктивно могут быть выполнены путем добавления к уже существующему 4-цилиндровому модулю еще одного, второго и т.д. 4-цилиндровых модулей, оси коленчатых валов которых совпадают с осью 3 коленчатого вала первого модуля. Другим способом выполнения многоцилиндровых двигателей является расположение дополнительных четырех поршней на продолжении поршневых штоков 6 ниже осей траверс 17 и 18 базового 4-цилиндрового модуля (организация двух рабочих объемов в каждом цилиндре), например, как в известном техническом решении.

Также возможна комбинация способов выполнения многоцилиндровых двигателей - сочетание увеличения количества модулей с организацией двух рабочих объемов в каждом цилиндре. Но при всех способах увеличения количества цилиндров или рабочих объемов (свыше четырех) двигателя в каждом его цилиндре или рабочем объеме будет обеспечиваться идентичное протекание рабочих процессов при равномерном чередовании вспышек и уравнивании сил инерции.

Формула изобретения:

1. ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, содержащий по меньшей мере четыре цилиндра с размещенными в них поршнями, траверсы, установленные в корпусе на оси с возможностью качания, вал, связанный с траверсами при помощи кривошипно-шатунного механизма и расположенный в плоскости симметрии качания траверс, отличающийся тем, что, с целью улучшения массогабаритных показателей при достижении уравновешенности, траверсы установлены в противофазе одна относительно другой, вал расположен между цилиндрами, каждая траверса шарнирно связана с кривошипом механизма при помощи шатуна, причем шарниры крепления шатунов с траверсами расположены по обе стороны от плоскости симметрии качания и на одинаковом расстоянии от последней, а угол между кривошипами равен углу между линиями, соединяющими центры шарниров с осью вала при положении поршней в мертвой точке.

2. Двигатель по п.1, отличающийся тем, что угол между кривошипами равен 70 - 120° .

RU 2030608 C1

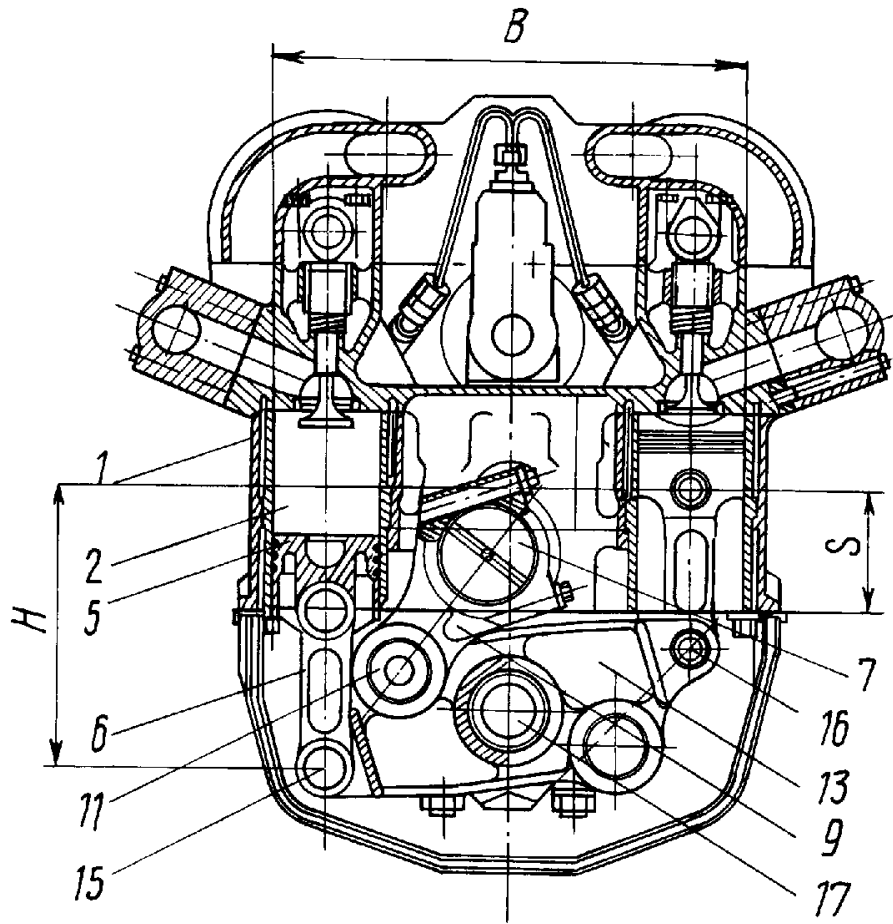
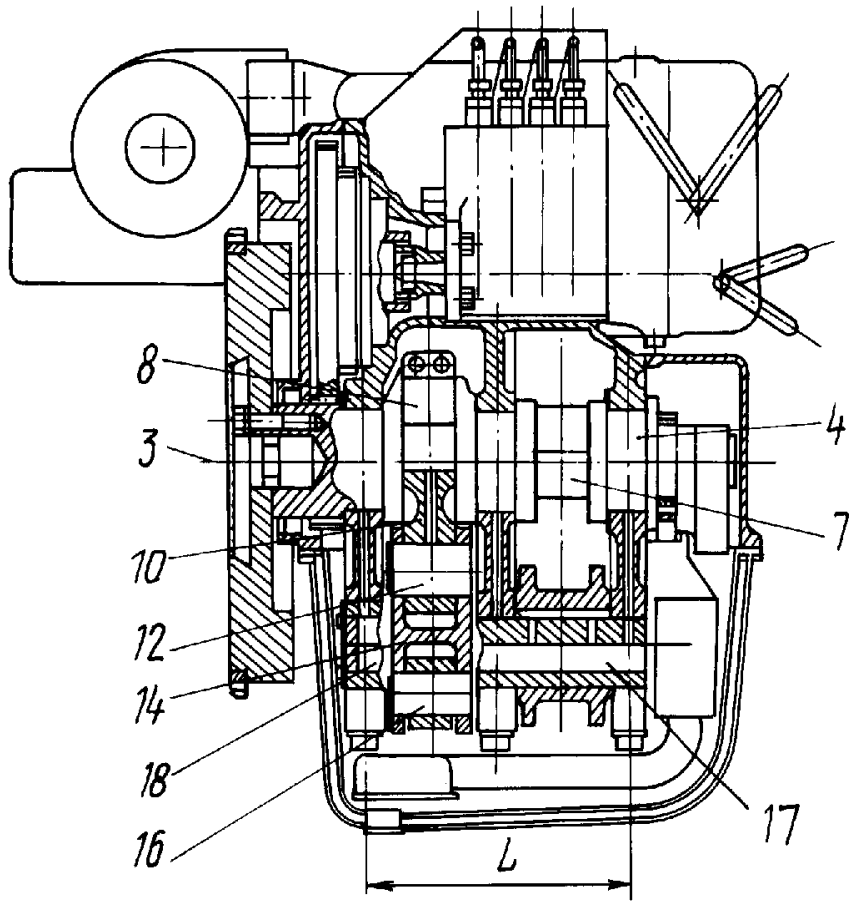


Fig. 1

RU 2030608 C1



Фиг. 2