

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.Н. Токарев, Г.В. Пыжанкин, Е.А. Дубов

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, г. Барнаул

Рассмотрен сравнительный анализ поршневых двигателей, роторных двигателей Ванкеля и предлагаемого роторного двигателя внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа. Показано, что в роторном двигателе внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа давление газов на рабочем ходе может быть использовано более рационально для преобразования его в крутящий момент и мощность двигателя. Это достигается благодаря особой конструктивной схеме предлагаемого двигателя, защищенного патентами на изобретения.

Ключевые слова: поршневой двигатель, двигатель Ванкеля, роторный двигатель турбокомпрессорного типа, крутящий момент, мощность, рабочий ход, рациональное использование давления газов.

COMPARATIVE CHARACTERISTIC OF KINEMATIC SCHEMES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

A.N. Tokarev, G. V. Pyzhankin, E. A. Dubov

Polzunov Altai State Technical University, Barnaul

The analysis of engines is provided: piston, Vankelya, rotor engine of turbocompressor type. The rotor internal combustion engine of turbo compressor type has advantages: bigger torque and high engine power. These indicators are reached by a special design of the engine. The engine is protected by patents for inventions.

Keywords: piston engine, Vankel's engine, rotor engine of turbo compressor type, torque, power, working stroke, rational use of pressure of gases.

Введение

Сравнительно недавно в 18 веке изобретена русским механиком И.И. Ползуновым паровая машина (1765 год), англичанином Уаттом (1786 год), немцами Отто и Лангеном двигателя внутреннего сгорания на светильном газе (1867 год), немцем Дизелем двигателя с воспламенением от сжатия (1883год), т.е. немного более столетия назад. По конструктивному исполнению – это были двигатели внутреннего сгорания поршневые, которые на сегодняшний день получили широкое распространение, особенно в транспортных средствах благодаря высокому КПД и надежности.

Кроме того, известны следующие типы: поршневые двигатели внешнего сгорания (Стирлинга), роторные двигатели Ванкеля и многочисленные конструкции чисто роторных двигателей, не доведенные до промышленного изготовления, кроме газотурбинных двигателей, которые используются в основном

для авиации и не нашли широкого применения для автотракторной техники.

Поэтому во многих странах мира энтузиасты работают над идеей разработки чисто роторного двигателя внутреннего сгорания. Идея очень заманчива, т.к. роторный двигатель в теоретическом плане имеет ряд преимуществ перед поршневыми двигателями, но воплощение этой идеи в реальную конструкцию двигателя оказалась для большинства конструкторов не сбывшейся мечтой.

Как известно, одним из основных преимуществ роторных двигателей является их высокий коэффициент полезного действия (КПД). Эксперты подсчитали, если увеличить КПД всех двигателей внутреннего сгорания (ДВС) хотя бы на один процент, мировая экономика выиграет более триллиона долларов, но чтобы повысить КПД двигателя хотя бы на доли процентов производителям необходимо затратить миллиарды долларов.

Теоретические предпосылки сравнения двигателей

Основными параметрами двигателей внутреннего сгорания являются его мощность N_e , крутящий момент M_e и частота вращения вала двигателя n .

Мощность двигателя это ведущий показатель, по которому судят о возможностях и применимости мотора. Мощность в свою очередь зависит от двух главных параметров: частоты (скорости) вращения вала двигателя и крутящего момента на этом валу. Эта зависимость имеет следующее выражение

$$N_e = (M_e \cdot n) / 9550.$$

Чем выше крутящий момент и частота вращения вала двигателя, тем больше мощность двигателя. Наиболее эффективный путь увеличения мощности это увеличение крутящего момента. В двигателях крутящий момент и коэффициент приспособляемости к являющимся важнейшими динамическими показателями и характеризуют тяговые возможности двигателя. Коэффициент приспособляемости определяется как отношение максимального крутящего момента к моменту на номинальной частоте вращения

$$k = M_{\max} / M_{\text{ном.}}$$

В кривошипно-шатунном механизме (КШМ) двигателя крутящий момент представляет собой произведение тангенциальной силы T от давления рабочих газов на плечо приложения

$$M = T \cdot R.$$

В поршневых двигателях это плечо приложения равно радиусу кривошипа R коленчатого вала (рисунок 1). В общем виде касательная сила T зависит от суммарной силы P (сумма силы давления рабочих газов на поршень и сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс) и тригонометрических зависимостей КШМ (далее плеча)

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

В случаях с двигателями Ванкеля – это плечо между центром ротора и осью эксцентрикового вала, а в случае с совершенным роторным двигателем – это плечо от центра вращения вала до середины рабочей лопасти ротора.

Первоначально рассмотрим кинематику поршневого двигателя, и только рабочий такт, так как в двигателях именно на этом такте развивается рабочее усилие. У поршневого двигателя сила, создаваемая за счет горения рабочей смеси и действующая на поршень передается на вал двигателя малоэффективным образом. Виной тому (КШМ), имеющий врожденные и неискоренимые по-

роки посредника между прямолинейным движением поршня и вращательным движением вала.

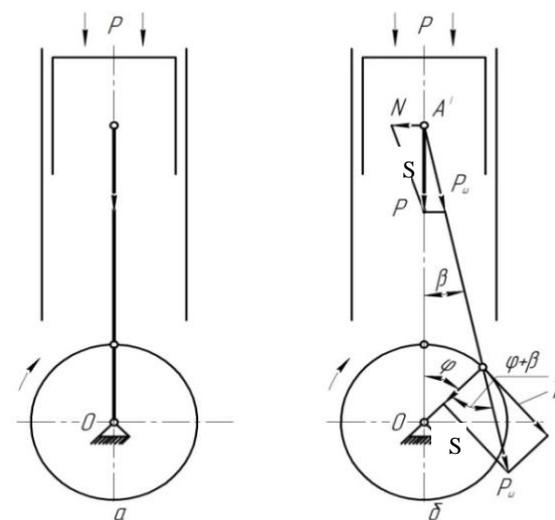


Рисунок 1 – Силы, действующие от давления газов в поршневом двигателе: а) угол поворота коленчатого вала = 0°; б) угол поворота коленчатого вала > 0°; P_g – давление газов; P – суммарная сила на поршне; S – сила, направленная вдоль оси шатуна; N – нормальная сила; T – тангенциальная сила; φ – угол поворота коленчатого вала; β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра; R – радиус кривошипа коленчатого вала

Примем за исходное положение КШМ, когда поршень находится в верхней мертвой точке. Рабочий такт происходит на угле поворота вала двигателя равном 180°. При положении поршня в верхней (ВМТ) и нижней (НМТ) мертвых точках линии плеча кривошипа и шатуна выстраиваются в одну линию, и вся сила давления газов тратится на деформацию конструктивных элементов поршневой и кривошипно-шатунной группы. Таким образом, полезная работа газов расширения в этот момент полностью отсутствует, так как сила $T = 0$ (рисунок 1).

При вращении коленчатого вала от ВМТ давление газов увеличивается (около 10°), затем на линии расширения уменьшается. Тригонометрические же зависимости увеличиваются в начале и уменьшаются в конце угла поворота медленно, достигая максимального значения при угле поворота 70° – 80° в зависимости от соотношения радиуса кривошипа к длине шатуна.

В начале поворота коленчатого вала высокое давление не реализуется из-за малой величины плеча, затем величина плеча увеличивается, но с увеличением объема каме-

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ры сгорания уменьшается давление газов, далее уменьшается и давление, и плечо. В нижней мертвой точке продольные оси шатуна и плеча кривошипа снова выстраиваются в одну линию, и давление рабочих газов снова будет бессмысленно тратиться на деформацию элементов мотора. В результате крутящий момент в ВМТ и НМТ имеет нулевое значение (рисунок 2) и появляются по углу поворота два максимума. Первый максимум от большой силы P , второй максимум от произведения плеча и повышенной силы P , причем повышение силы P обусловлено уменьшением сил инерции возвратно поступательно движущихся масс, даже при уменьшающемся давлении газов, следовательно реализация крутящего момента от давления газов упущена. Из графика видно, что положительная работа крутящего момента далека от максимального значения. Данные для построения взяты из расчета карбюраторного бензинового двигателя [1]. Следует отметить, что по оси ординат сила T и P имеет размерность не в Н, а в МПа, т.е. удельная сила, которая не умножена на площадь поршня. Так как площадь поршня и радиус кривошипа коленчатого вала имеют постоянную величину, то характер изменения крутящего момента будет таким же.

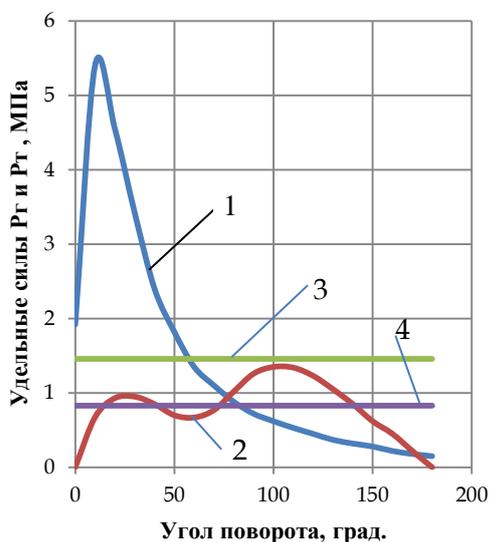


Рисунок 2 – Графики удельных сил:
1 – P_g ; 2 – P_t ; 3 – $P_{g\text{ср}} = 1,459$ МПа;
4 – $P_{t\text{ср}} = 0,829$ МПа

Таким образом, КШМ – это неизбежный и тяжелый порок поршневых двигателей, который резко снижает их эффективность, повышает цену и уменьшает надежность. Именно поэтому в течение многих лет осу-

ществляются попытки создания более эффективной и инженерно совершенной конструкции двигателя. Эти попытки привели к созданию роторного двигателя Ванкеля.

Двигатель Ванкеля – это роторный двигатель с планетарным движением главного рабочего элемента, кинематический механизм которого также обладает немалыми врожденными недостатками. Этот двигатель также как и поршневой имеет хотя и неполноценный, но кривошипно-шатунный механизм, точнее лишь его фрагмент. Но этот фрагмент и заключает в себе все главные недостатки и пороки классического КШМ [2].

В этом двигателе давление газов передается на грань вращающегося треугольного ротора. Газы толкают эту грань и придают вращательно – поступательное движение ротору. Ротор, который подвижно насажен на эксцентриковый вал, вращаясь вокруг своего геометрического центра, одновременно совершает поступательно – кольцевое движение по полости рабочей камеры. При этом движении геометрический центр ротора описывает ровную окружность вокруг центра камеры сгорания, которая совпадает с главной осью эксцентрикового вала (рисунок 3).

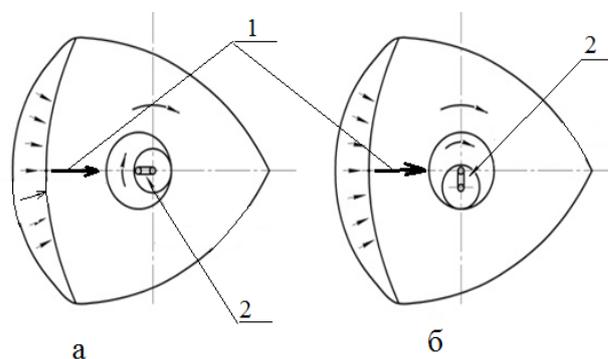


Рисунок 3 – Схема кинематики роторного двигателя Ванкеля: а – положение вала в верхней «мертвой точке», когда проекция плеча кривошипа к вектору силы равна нулю; б – положение вала, когда проекция плеча кривошипа к вектору силы максимальна; 1 – вектор работы суммарного давления рабочих газов на грань ротора; 2 – плечо кривошипа вала двигателя

Полезная сила от процесса горения топливо-воздушной смеси снимается за счет планетарного, кольцеобразного вращения центра ротора вокруг центра рабочей камеры. Именно это и выполняет эксцентриковый вал, который по конструкции представляет собой все тот же кривошипно-шатунный механизм.

При работе двигателя плечо рычага, которым обладает эксцентрично посаженный на вал мотора диск, который и будет переводить поступательное движение ротора во вращение этого вала, будет все время меняться по закону синусоиды. То есть будут две геометрические точки, когда проекция плеча рычага по отношению к направлению вектора действующей силы, будет равна нулю (рисунок 3 а). Так же будут две точки, когда проекция плеча рычага по отношению к вектору силы будет максимальной (рисунок 3 б), а во всех остальных точках проекция этого плеча будет различна по значению, меняясь по закону синусоиды.

Всё почти так же, как и в КШМ поршневого двигателя. Таким образом, роторный двигатель Ванкеля только лишь отчасти ушел от возвратно-поступательного движения поршней, но так и не смог прийти к чистому и простому вращательному движению главного рабочего элемента. Следовательно, двигатель Ванкеля также не свободен от недостатков присущих двигателям с КШМ.

Кроме этого недостатка у двигателя Ванкеля добавляется еще и возможность на небольшом участке вращения ротора иметь отрицательный крутящий момент, т.е. момент который работает против основного вращения ротора. При работе двигателя некоторое время сила рабочих газов вращает ротор в обратном направлении, соответственно и крутящий момент у такого двигателя не достигает максимальных значений.

Анализируя вышеизложенное, можно сделать вывод, что на настоящем этапе развития техники постоянным и непрерывным крутящим моментом могут похвастаться лишь газовые турбины и электромоторы. В этих силовых машинах тяговое усилие непосредственно превращается во вращение главного вала без применения механизмов - посредников.

Учитывая недостатки существующих двигателей внутреннего сгорания, многие исследователи и конструкторы работают над конструкцией двигателя похожего на газовую турбину, но имеющего порционное сгорание топлива.

Одной из таких попыток является разработанная в Алтайском государственном техническом университете им. И.И. Ползунова конструкция роторного двигателя внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа (РДТ), защищенная несколькими патентами [3], где разработана конструкция двигателя и газовой турбины. По конструкции двигатель напоминает газовую турбину, так как имеет компрес-

сор, турбину и камеру сгорания, а по принципу действия – поршневой двигатель, так как имеет традиционные рабочие такты: впуск, сжатие, рабочий ход и выпуск. Подробное описание конструкции роторного двигателя изложено в литературе [4,5].

Принцип работы **роторного** двигателя (рисунок 4) состоит в том, что, как и у газовой турбины, на валу 7 двигателя установлены и жестко закреплены ротор компрессора 4 и ротор турбины 6. Между ними в корпусе двигателя располагается камера сгорания 2. Внутри камеры сгорания имеется газораспределительный механизм, позволяющий в нужный момент впускать в камеру сгорания сжатую компрессором рабочую смесь и выпускать ее в момент, когда в камере сгорания воспламеняется рабочая смесь. Горящий газ, выходя из камеры сгорания, воздействует на заслонку 5 ротора турбины 6, заставляя его вращаться. Избыточная мощность, получаемая на валу двигателя, может быть использована потребителем.

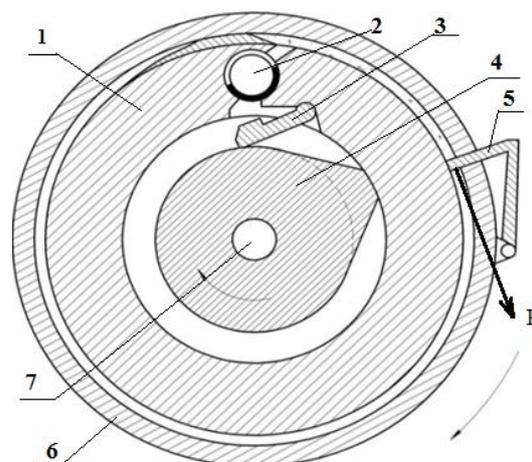


Рисунок 4 – Кинематическая схема роторного двигателя конструкции АлтГТУ: Р – вектор давления рабочих газов; 1 – корпус двигателя; 2 – камера сгорания; 3 – заслонка ротора компрессора; 4 – ротор компрессора; 5 – заслонка ротора турбины; 6 – ротор турбины; 7 – вал двигателя

Основное преимущество кинематической схемы данного двигателя состоит в том, что сила, создаваемая за счет горения топливовоздушной смеси, направлена по касательной к окружности ротора турбины. Это позволяет создать максимальный крутящий момент на валу двигателя. Кроме этого радиус расположения рабочей заслонки ротора турбины может быть сколько угодно большим

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(в разумных пределах), увеличивая тем самым величину крутящего момента. Это говорит о том, что наш двигатель с точки зрения кинематической схемы близок к идеальному.

Рассмотрим рисунок 2. Удельная сила P_f будет полностью реализована на создание крутящего момента, величина которого будет зависеть от площади кольцевого сечения в перпендикулярной плоскости и радиуса ρ до середины этой плоскости. Из сравнения средних значений ($P_{f\text{CP}} = 1,459$ МПа, $P_{T\text{CP}} = 0,829$ МПа) следует, что увеличение составило 75%. Сравнение в абсолютных значениях крутящих моментов поршневого двигателя и РДТ будет справедливо при равенстве площади кольцевого сечения и ρ с площадью поршня и радиуса кривошипа.

Однако в поршневом двигателе с непосредственным давлением газов при сгорании топливоздушная смесь в камере сгорания и форкамерных двигателях будут отличаться. Эти отличия заключаются в потерях давления газов при перетекании из вихрекамеры в цилиндр двигателя. Подтверждением отмеченного факта служит индикаторная диаграмма (рисунок 5), следовательно, крутящий момент двигателя будет несколько снижен.

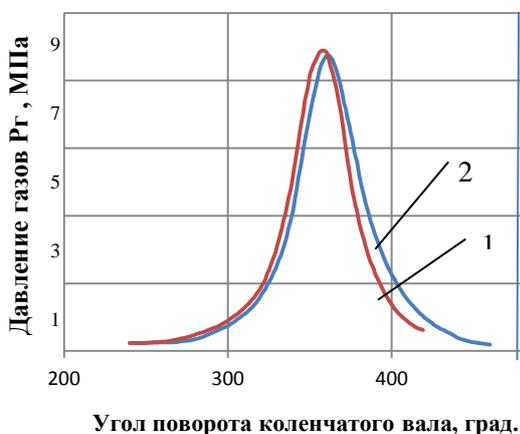


Рисунок 5 – Индикаторная диаграмма вихрекамерного дизеля ВАЗ-341: 1 – давление в цилиндре; 2 – давление в вихрекамере

При испытаниях, изготовленной нами физической рабочей модели двигателя, мы столкнулись, как и, наверное, многие изобретатели подобных моделей, с двумя существенными проблемами. Это, во-первых, с недостаточной герметичностью уплотнений и, во-вторых, со сложностью «развода» при

вращении вала двигателя рабочих заслонок, как в компрессоре, так и в турбине.

Предложенные и опробованные нами конструкции уплотнений пока не дают нужных результатов. Проблема «развода» рабочих заслонок, на наш взгляд, более или менее решаемая за счет конструкции рабочей заслонки, совершающей возвратно-вращательное движение с «утоплением» её, при встрече заслонок, в специально изготовленном углублении (рисунок 4).

Выводы

Сравнивая кинематические схемы различных двигателей внутреннего сгорания можно прийти к выводу, что конструкции роторных двигателей предлагаемого типа имеют большую перспективу при условии решения вопроса об уплотнениях.

При решении отмеченного выше вывода роторные в двигателях внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа могут более полно реализовать энергию газов, тем самым повысить крутящий момент и мощность.

Отсутствие сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс позволит улучшить динамику двигателя и транспортного средства в целом.

Список литературы

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – Москва: Высшая школа, 2002. – 496 с.
2. Бениович, В. С. Ротопоршневые двигатели [Текст] / В. С. Бениович, Г. Д. Апазиди, А. М. Бойко. – Москва: Машиностроение, 1968. – с.
3. Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания [Текст]: пат. 2351780 Рос. Федерации, № МПК 51/ Токарев А. Н. и др.; заявитель и патентообладатель Алтайский гос. тех. ун-т. – № 2007128248/06; заявл. 23.07.2007; опубл. 10.04.2009, Бюл. № 10. – 14 с. : ил.
4. Токарев, А.Н. Роторный двигатель внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа [Электронный ресурс] / А. Н. Токарев. –Издат. LAP LAMBERT Academic Publishing; ФРГ, Национальная Библиотека, 2014 – 81 с. Интернет. Сайт: <http://www.motor-rotor.altstu.ru/>, (двигатель Токарева)

Токарев Александр Николаевич, к.т.н., профессор, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, e-mail: tokarewan@mail.ru;

Пыжанкин Геннадий Викторович, к.т.н., доцент, АлтГТУ им. И.И. Ползунова, e-mail: genavr1953@mail.ru;

Дубов Евгений Александрович, к.т.н., доцент, АлтГТУ им. И.И. Ползунова.