

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.04.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

Поршневые и комбинированные двигатели

(наименование профиля магистерской программы)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Концепция 2-х цилиндрового двигателя с наддувом от поршневого компрессора

Студент	<u>Виталий Владиславович Пронин</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Научный руководитель	<u>Леонид Никитович Бортников</u> (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
Консультанты	_____ (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)
	_____ (И.О. Фамилия)	_____ (личная подпись)

Руководитель магистерской программы доктор техн. наук, профессор, А. П. Шайкин
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) (личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ г.

Допустить к защите

Заведующий кафедрой канд. техн. наук, доцент, Д. А. Павлов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия) (личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ г.

Тольятти 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Конструкторские особенности двигателя ВАЗ-1111.....	6
2 Методы наддува ДВС	10
2.1 Лопаточные нагнетатели	11
2.1.1 Центробежный компрессор.....	12
2.1.2 Роторный или роторно-лопастной компрессор.....	13
2.1.3 Осевые компрессоры.....	15
2.1.4 Осцентробежные компрессоры.....	16
2.2 Объемные нагнетатели	17
2.2.1 Роторно-шестеренчатый компрессор Roots.....	17
2.2.2 Винтовой компрессор	19
2.2.3 Роторно-пластинчатый компрессор	21
2.2.4 Компрессор с кольцевым поршнем.....	22
2.2.5 Спиральный нагнетатель	24
2.2.6 Поршневой компрессор	25
3 Расчет и проектирование ДВС с поршневым компрессором	30
3.1 Тепловой расчёт двигателя ВАЗ-1111 по методу Гриневецкого-Мазинга	30
3.1.1 Определение параметров рабочего тела	31
3.1.2 Расчет процесса впуска и сжатия	33
3.1.3 Расчет процесса сгорания и расширения	37
3.1.4 Расчет процесса выпуска	39
3.1.5 Расчет индикаторных показателей рабочего цикла.....	40
3.1.6 Расчет эффективных показателей двигателя.....	41
3.2 Расчет ДВС с поршневым компрессором.....	43
3.3 Выбор и анализ схемы поршневого компрессора	48
4 Предварительный анализ уравнивания ДВС	57
5 Общий вид двигателя с поршневым компрессором и его описание	60
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	66
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	67
ПРИЛОЖЕНИЯ	75

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильная индустрия является одной из важнейших отраслей промышленного производства. Сценарии развития отрасли отражены в стратегии развития автомобильной промышленности России до 2020 года, призванной решить проблему обеспечения автотранспортного комплекса страны конкурентоспособной продукцией отечественного производства, соответствующей современным требованиям безопасности, экологии и энергоэффективности на долгосрочную перспективу [59, 62].

Совершенствование двигателей внутреннего сгорания (ДВС) идёт по пути повышения их удельной мощности, надёжности и долговечности, уменьшения массы и габаритов, разработке и создания новых схем двигателей [2, 23, 31].

С момента появления первых безлошадных экипажей с поршневыми двигателями, началась борьба конструкторов за повышение удельной мощности двигателей.

Известны целый ряд способов повышения удельной мощности двигателей, наиболее распространёнными из которых являются следующие: различные виды наддува, применение впускного канала переменной длины, регулирование механизма газораспределения, оптимизация конфигурации впускной системы. Применение этих способов позволяет улучшить наполнение цилиндра свежим зарядом, что в свою очередь повышает мощность двигателя и в целом его технико-экономические и эксплуатационные показатели [15].

Наиболее широко применяемым способом является наддув двигателя, который заключается в повышении массы воздуха в цилиндре с помощью различных нагнетателей. Исторически наддув начал формироваться с развитием авиации во время Первой мировой войны, что определялось потерями мощности при наборе высоты вследствие снижения атмосферного давления. Например, на высоте порядка 5400 метров мощность двигателя снижается почти на 50% и наддув оказался тем средством, которое позволило решить данную проблему [30].

Полученный в авиации опыт был перенесен на двигатели гоночных и спортивных машин, а затем и на другие виды автомобилей.

При этом до 40-50 гг. прошлого века применялись в основном поршневые компрессоры (ПК), имеющие следующие достоинства: относительно высокий КПД и степень повышения давления; высокая надежность, относительно низкая стоимость. Из недостатков можно отметить неуравновешенность, пульсации давления.

С течением времени поршневые нагнетатели были вытеснены объемными и турбонагнетателями[75]. Однако, в настоящее время, в связи с успехами новых технологий и возможностями современных материалов, представляется целесообразным проведение исследований по созданию более эффективных ПК, особенно, например, с учетом конструктивных особенностей двухцилиндровых двигателей.

В настоящее время происходит развитие автомобилей особо малого класса. Очень часто для автомобилей такого класса применяют четырехтактные двухцилиндровые двигатели внутреннего сгорания, примером является двигатель отечественного автомобиля ВАЗ-1111«ОКА».

Известно, что, например, для таких двигателей применяют уравновешивающие валы, представляющие собой эксцентрики, призванные скомпенсировать момент инерции синхронного движения обоих поршней одновременно вверх и вниз. Недостатком таких систем является сложность, существенное увеличение массы и механических потерь двигателя, пониженная надежность конструкции.

Цель работы: анализ возможностей создания на уровне современных технологий двухцилиндрового двигателя для малолитражного автомобиля с наддувом от поршневого компрессора, конкретно, разработка и анализ конструктивных компоновочных схем двигателя.

Достижение поставленной цели обеспечивается при решении *следующих основных задач:*

- рассмотрение методов наддува;

- расчет и проектирование ДВС;
- расчет, выбор и анализ схемы поршневого компрессора;
- анализ уравновешивания ДВС;
- разработка компоновочных схем двигателя с наддувом от поршневого компрессора.

Научная новизна заключается в разработке методики расчета наддува поршневого ДВС с поршневым компрессором, обосновании применения поршневых компрессоров к 2-х цилиндровым ДВС, разработке схем и конструктивного облика ДВС с использованием наддува от поршневого компрессора.

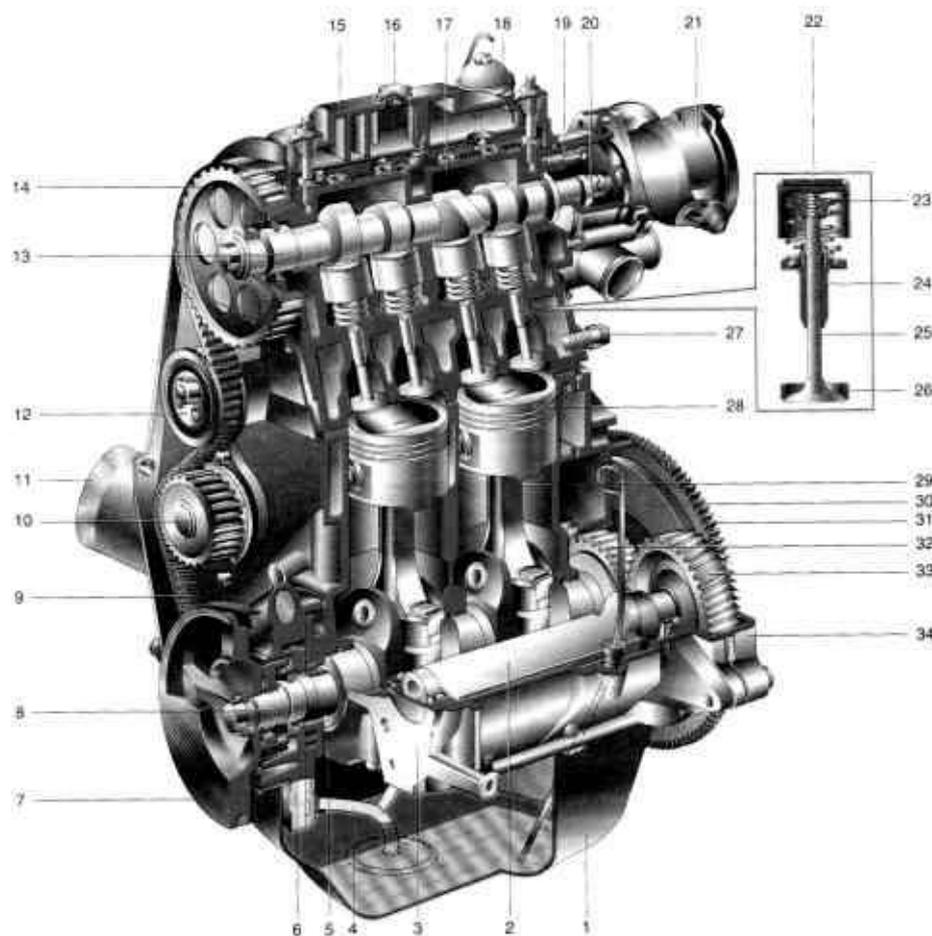
Практическая ценность состоит в:

- разработке ДВС с компрессором поршневого типа расположенным в одном корпусе с двигателем;
- обосновании применения поршневого компрессора для уравновешенности двигателя;
- конструкторском предложении реализации способа (концепции) применения поршневого нагнетателя.

Работа выполнялась с применением метода теплового расчета В.И. Гриневецкого - Е.К. Мазинга, расчета поршневого компрессора на основании литературных данных, САПР Компас 3D.

1 Конструкторские особенности двигателя ВАЗ-1111

Двигатель ВАЗ 1111(рисунок 1.1)- бензиновый, четырехтактный, двухцилиндровый, четырехклапанный, рядный, с верхним расположением распределительного вала[1].



1 - поддон картера; 2 - уравнивающий вал; 3 - блок цилиндров; 4 - маслоприемник; 5 - крышка первого коренного подшипника; 6 - масляный насос; 7 - шкив привода генератора; 8 - коленчатый вал; 9 - зубчатый ремень привода распределительного вала; 10 - зубчатый шкив насоса охлаждающей жидкости; 11 - масляный фильтр; 12 - натяжной ролик; 13 - распределительный вал; 14 - зубчатый шкив распределительного вала; 15 - крышка головки цилиндров; 16 - крышка маслозаливной горловины; 17-корпус подшипников распределительного вала; 18 - топливный насос; 19 - корпус вспомогательных агрегатов; 20 - эксцентрик для привода топливного насоса; 21 - датчик момента искрообразования; 22 -

регулирующая шайба; 23 - толкатель клапана; 24 - направляющая втулка клапана; 25 - клапан; 26 - седло клапана; 27 - датчик указателя температуры охлаждающей жидкости; 28 - поршень; 29 - шатун; 30 - указатель уровня масла; 31 - маховик; 32 - шестерня привода уравнивающих валов; 33 - шестерня уравнивающего вала; 34 - держатель заднего сальника коленчатого вала

Рисунок 1.1 – Конструкция двигателя ВАЗ-1111

Блок цилиндров отлит из чугуна. Цилиндры расточены непосредственно в блоке. Номинальный диаметр - 76 мм. Максимально допустимый износ цилиндра 0,5 мм на диаметр.

В нижней части блока цилиндров расположены 3 опоры коренных подшипников со съемными крышками, которые крепятся к блоку специальными болтами. Вкладыши коренных и шатунных подшипников - тонкостенные сталеалюминиевые. Коренные вкладыши (устанавливаемые в блоке цилиндров) - с канавкой на внутренней поверхности, шатунные - без канавки.

Коленчатый вал изготовлен из высокопрочного чугуна, имеет 3 коренных шейки и 2 шатунных. Вал снабжен четырьмя противовесами, отлитыми заодно с валом. Для подачи масла от коренных шеек к шатунным, в нем просверлены каналы, закрытые запрессованными заглушками.

На переднем конце (носке) коленчатого вала на сегментной шпонке установлен зубчатый шкив привода распределительного вала. В него запрессована втулка для установки шкива привода генератора, который крепится к коленчатому валу центральным болтом.

На заднем конце коленчатого вала установлена шестерня привода уравнивающих валов. Маховик отлит из чугуна и имеет напрессованный стальной зубчатый венец, служащий для пуска двигателя стартером. Маховик центрируется выступающей цилиндрической частью коленчатого вала и фиксируется установочной втулкой. Он крепится к коленчатому валу шестью самоконтрящимися болтами через общую шайбу.

Шатуны - стальные, двутаврового сечения, обрабатываются вместе с крышками.

Поршневой палец - стальной, трубчатого сечения, запрессован в верхнюю головку шатуна и свободно вращается в бобышках поршня.

Поршень - из алюминиевого сплава. Юбка поршня имеет сложную форму - в продольном сечении она коническая, а в поперечном - овальная. В верхней части поршня проточены три канавки под поршневые кольца.

Поршневые кольца расположены в канавках поршня. Верхние два кольца - компрессионные. Они препятствуют прорыву газов в картер двигателя и способствуют отводу тепла от поршня к цилиндру. Нижнее кольцо - маслосъемное.

Головка цилиндров - из алюминиевого сплава, общая для обоих цилиндров, центрируется на блоке на двух втулках и крепится 6 винтами.

В верхней части головки цилиндров расположены три опоры распределительного вала. Опоры выполнены разъемными, а отверстия в них обрабатываются в сборе с корпусом подшипников.

Распределительный вал - литой, чугунный, трехопорный. В задней части вала имеется эксцентрик для привода топливного насоса. Рабочие поверхности кулачков и эксцентрика отбелены (для большей износостойкости). Осевое перемещение вала ограничено фланцем, зафиксированным между головкой цилиндров и корпусом вспомогательных агрегатов. Для правильной установки вала на зубчатых приводных шестернях имеются метки (риски).

Клапаны - стальные; выпускной - с головкой из жаропрочной стали с наплавленной фаской. Они расположены в ряд, наклонно к плоскости, проходящей через оси цилиндров. Тарелка впускного клапана шире, чем выпускного.

Конструкторской особенностью двигателя ВАЗ-1111 является применение двух уравновешивающих валов. Это связано с тем, что в двухцилиндровых двигателях хуже уравновешенность движущихся масс кривошипно-шатунного механизма по сравнению с четырехцилиндровыми. Следовательно, выше уровень вибраций двигателя. Без применения соответствующих мер эти вибрации будут оказывать отрицательное воздействие и на кузов автомобиля и на пассажиров.

Поэтому для снижения вибраций на двигателе ВАЗ-1111 установлены два уравнивающих вала с правой и левой стороны двигателя, которые приводятся во вращение шестернями от коленчатого вала. Эти валы имеют неуравновешенные массы и при вращении компенсируют инерционные силы от поршня и шатуна.

Для устранения этих недостатков и повышения показателей двухцилиндрового двигателя, возможно применение конструкций, в которых роль уравнивающего механизма будет выполнять агрегат наддува.

Таким образом, для решения этой задачи необходимо подобрать агрегат наддува, выполнить тепловой расчет исходного двигателя ВАЗ-1111 и расчет агрегата наддува, конструктивно обеспечить их совместимость при учете уравновешенности ДВС.

2 Методы наддува ДВС

Основными методами наддува являются следующие[3,38,65] (рисунок 2.1):

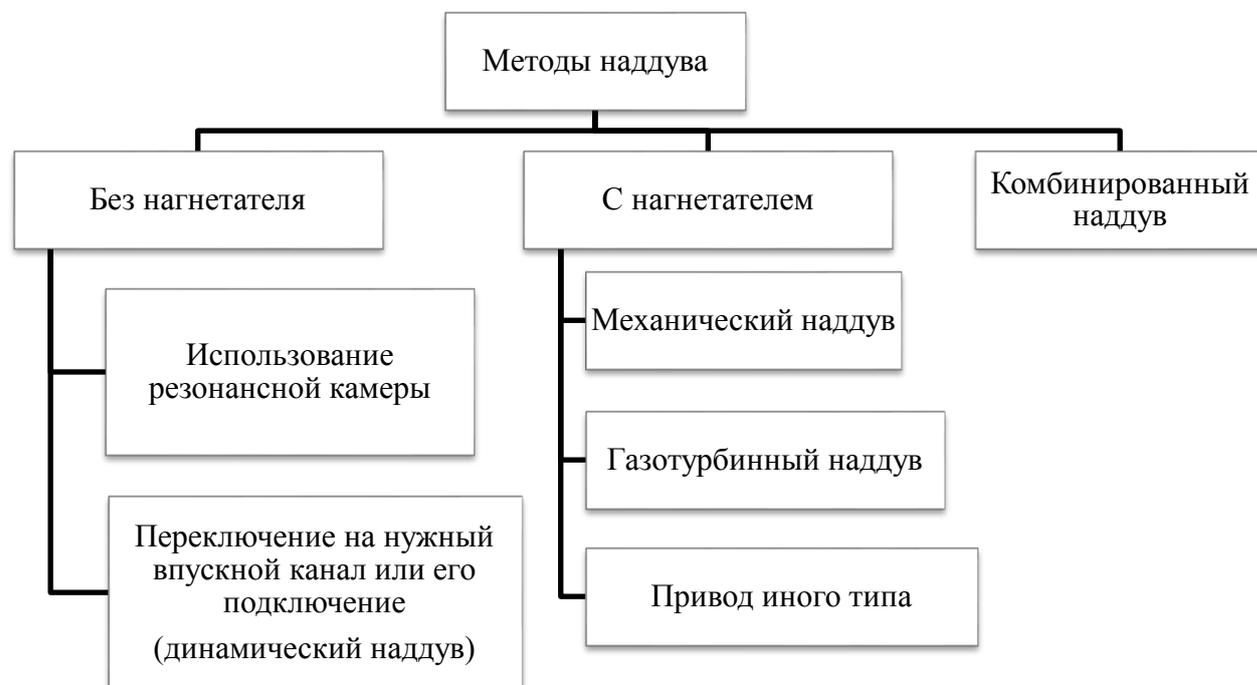


Рисунок 2.1– Виды наддува

Системы наддува можно квалифицировать по[38, 55, 65]

- виду привода нагнетателя;
- типу связи между наддувочным агрегатом и двигателем;
- конструкции нагнетателя.

Рассмотрим отдельно каждую классификацию.

Привод нагнетателя может осуществляться:

- от постороннего источника (вспомогательный двигатель, электродвигатель);
- от самого двигателя (мощность отбирается от коленчатого вала) - механический наддув;
- от турбины, приводимой выпускными газами - турбонаддув;
- без нагнетателя посредством обменника давления - способ «Комплекс».

Тип связи между наддувочным агрегатом и двигателем и способ отбора мощности:

– нагнетатель соединен с валом двигателя, турбина отсутствует, отбор мощности от коленчатого вала - механический наддув;

– нагнетатель соединен с турбиной, надувочный агрегат свободный, т. е. не имеющий механической связи с двигателем, отбор мощности от коленчатого вала - свободный турбонаддув;

– нагнетатель, турбина и коленчатый вал двигателя механически связаны, отбор мощности от коленчатого вала - комбинированный двигатель;

– нагнетатель соединен с коленчатым валом двигателя, отбор мощности от вала турбины - генератор газа.

Известны два типа нагнетателей[65], существенно отличающихся друг от друга как по конструкции, так и по характеристикам подачи воздуха, которые они обеспечивают. Это следующие типы компрессоров:

– лопаточные нагнетатели: радиальные, осевые или полуосевые;

– объемные нагнетатели: поршневые и роторные, например воздуходувка типа «Рут», винтовой компрессор и др.

Для выбора типа нагнетателя, применяемого в качестве наддува для ДВС необходимо рассмотреть конструкции компрессоров, их преимущества и недостатки.

2.1 Лопаточные нагнетатели

Компрессоры лопатного типа представляют собой машины динамического действия, рабочие органы которых – лопатки, усиливают давление газа в непрерывном потоке. При вращении лопатки передают газу кинетическую энергию, которая затем переходит в потенциальную.

Приращение энергий, кинетической и потенциальной, перекачиваемого газа происходит следующим образом: газ, взаимодействуя с вращающейся решеткой, в которой размещены лопатки рабочего колеса (одна из них вращается, а другая находится в неподвижном положении), создаёт соответствующее постоянное

давление, не создавая при этом пульсаций. Это есть характерная особенность в работе компрессоров данного типа. Покидая рабочее колесо, газ уходит в отводящее устройство. Увеличение энергии потока газа в проточной части компрессора влечет за собой сжатие газа, не изменяя термодинамическое состояние.

Существуют следующие виды лопастных компрессоров(турбокомпрессоров) [64]:

- центробежные (радиальные);
- осевые;
- вихревые,
- струйные.

2.1.1 Центробежный компрессор

Основным узлом данного компрессора является набор лопастей, имеющих сложную форму и расположенных на равном расстоянии друг от друга на ободе диска[33]. Лопасти (рисунок 2.2) засасывают поступающий воздух, разгоняя его к выходной трубе. Под действием центробежной силы происходит сжатие воздуха. Перед выходом воздух можно прогонять дополнительно через диффузор, предназначенный для снижения потерь давления.

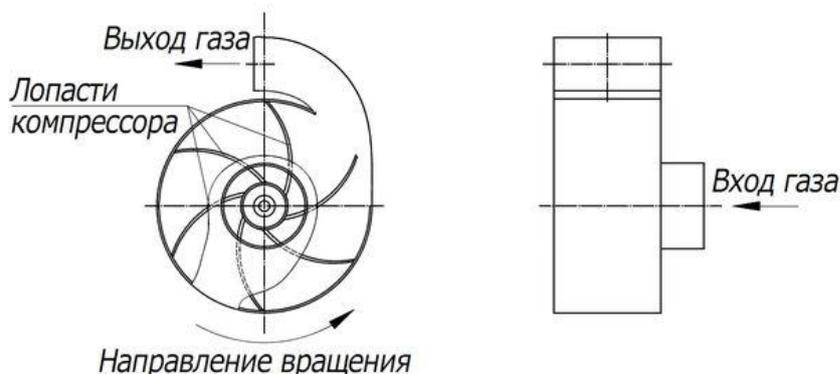


Рисунок 2.2 – Принцип работы лопастного компрессора

Мощность компрессора не полностью расходуется на сжатие газа – как и в любом механизме, компрессор имеет потери энергии. При движении газа в

проточной части газодинамические потери влекут за собой снижение напора, это означает, что фактический напор у компрессора всегда меньше расчетного. На преодоление этих потерь идёт часть мощности компрессора. По аналогии – полезная производительность рабочих колёс всегда меньше расчетной.

Достоинства центробежного компрессора[38]:

- простота конструкции, небольшое количество комплектующих деталей;
- невысокая чувствительность к эксплуатационным условиям;
- низкая цена;
- простота установки.

Недостатки центробежного компрессора:

– высокая скорость вращения крыльчатки (базовая скорость компрессора составляет минимум 40 000 об/мин., однако может достичь и 200 000 об/мин. Это приводит к очень высокой скорости вращения ремня приводного механизма, что вызывает сильный шум при работе, и быстрый износ деталей компрессора);

- сильный шум при работе;
- меньший уровень КПД, по сравнению с осевым компрессором, из-за сложности исполнения многоступенчатого сжатия.

2.1.2 Роторный или роторно-лопастной компрессор

В данном компрессоре процесс сжатия осуществляется при помощи массивного круглого ротора, который эксцентрично вращается в специальном круглом корпусе (рисунок 2.3). В роторе имеются пазы или прорезы, в которые вставляются лопасти прямоугольной формы. За счет центробежной силы лопасти при вращении отжимаются к стенкам.

При работе компрессоров с двух-, трехлопастными роторами газ засасывается полостью, поступает в зону между лопастями и корпусом, поступает в нагнетательную полость и затем полностью вытесняется через нагнетательный патрубок. Образующие лопастей, как правило, выполняются в виде винта, что

обеспечивает непрерывную подачу газа и является одним из достоинств данного компрессора.

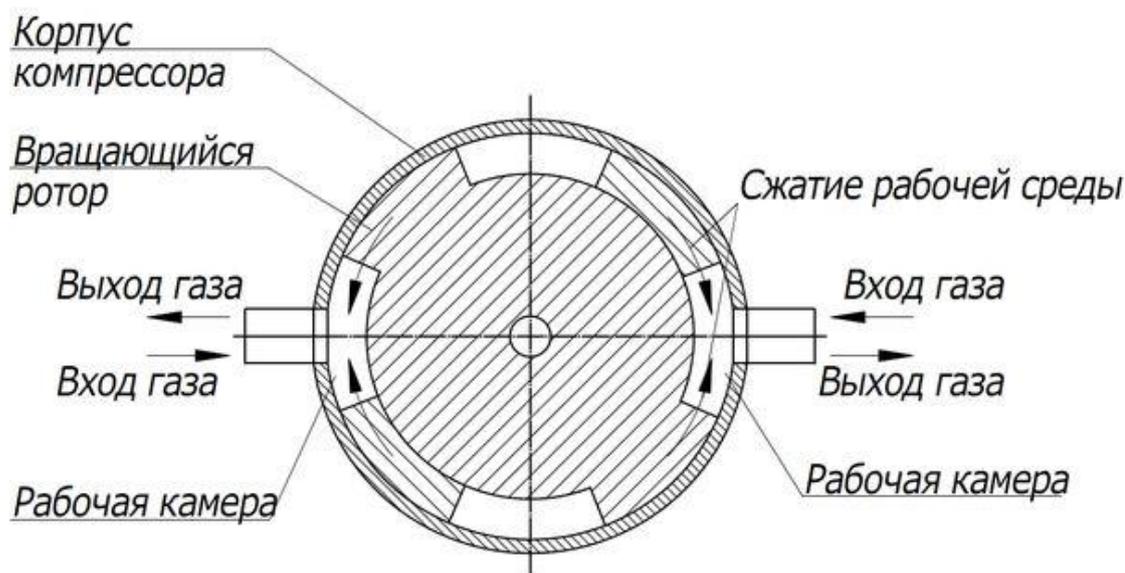


Рисунок 2.3 – Схема роторно-лопастного компрессора

Рабочие процессы роторно-лопастного компрессора протекают аналогично процессам в поршневых компрессорах, что позволяет вести расчёты, опираясь на теоретические расчетные данные, используемые для классического расчета поршневых компрессоров. При этом не следует забывать об особенных конструктивных характеристиках компрессора роторно-лопастного типа. Особого изучения здесь требуют потери, возникающие из-за перетекания рабочей среды в самом компрессоре, которые влияют на его производительность. Они обусловлены перепадом давления между близкорасположенными рабочими камерами в роторно-лопастном компрессоре, разделёнными подвижными лопастями.

Достоинства роторно-лопастного компрессора:

- компактность;
- низкая стоимость;
- высокая надежность;
- широкий диапазон производительности;
- длительный срок службы.

Недостатки роторно-лопастного компрессора:

- сложность кинематической системы;
- высокая фрикционная нагрузка между корпусом и лопастями.

2.1.3 Осевые компрессоры

Представляют собой одну из разновидностей турбокомпрессоров. По принципу действия компрессор осевого типа напоминает осевой насос – газ движется, в основном, вдоль оси вращения, и в отличие от турбокомпрессоров или динамических компрессоров, сжатие воздуха в осевом компрессоре происходит, как и движение самой газовой среды, вдоль оси вала. Частицы газового потока имеют траектории, близкие к цилиндрическим или коническим плоскостям.

Конструктивно осевые компрессоры подразделяют на одно- и многоступенчатые[70].

Осевой компрессор (рисунок 2.4) состоит из ротора с чередующимися подвижными решетками с лопатками, которые закрепляются на валу и называются рабочими колёсами, и статора с неподвижными лопаточными решётками, называемыми направляющими аппаратами. Роторный вал соединяется с валом турбины и опирается на шариковые и роликовые подшипники. Цилиндрический блок корпуса представляет собой множество цилиндрических секций, которые состыкованы между собой по оси с помощью болтовых соединений. Корпус может состоять из двух элементов, также соединенных по оси болтами. Такое исполнение обеспечивает расположение корпуса компрессора вокруг ротора.

Ступень компрессора состоит из рабочего колеса и направляющего аппарата.

Достоинства осевого компрессора:

- простота изготовления узлов (за исключением лопаток);
- компактное исполнение;
- реверсивность;
- высокие показатели КПД (в идеальных конструкциях – 90-94 %) и высоких значений подачи при невысоком давлении.

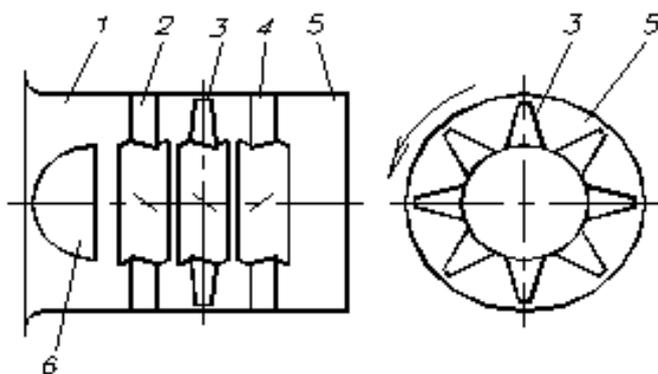


Рисунок 2.4 – Конструкция осевого компрессора:

1 - коллектор; 2 - входной направляющий аппарат; 3 - рабочее колесо; 4 - выходной направляющий аппарат; 5 - кожух (обечайка); 6 - обтекатель

Недостатки осевого компрессора:

- сложность изготовления большого количества лопаток %
- выход из строя лопаток, при попадании взвешенных частиц, воды и других инородных тел в проточную часть.

2.1.4 Осесреднебежные компрессоры

Иногда в газотурбинных аппаратах, где расходы рабочей среды не так велики, в целях увеличения КПД компрессора могут использоваться осесреднебежные многоступенчатые компрессоры. Они являются комбинацией из осевых и центробежных ступеней, причем центробежная ступень всегда последняя. Она устанавливается вместо нескольких осевых ступеней, рабочие лопатки которых имеют очень малую высоту. Такие лопатки очень резко реагируют на влияние радиальных зазоров и вторичных течений. Компрессоры такого комбинированного типа, несмотря на незначительную потерю КПД, имеют значительно меньшие линейные размеры и вес, если сравнивать их с осевым компрессором с теми же значениями степени сжатия.

Данный тип компрессоров сегодня находится на стадии разработок.

2.2 Объемные нагнетатели

Объемным нагнетателем называют компрессор, в котором рабочий процесс осуществляется в результате циклического изменения объемов рабочих камер[13]. При этом рабочие камеры периодически изолируются от внешней среды и нагнетательного трубопровода. Существует большое разнообразие типов объемных нагнетателей. Рассмотрим несколько типов компрессоров.

2.2.1 Роторно-шестеренчатый компрессор Roots

Одними из распространенных в транспортных двигателях является объемный нагнетатель типа Roots.

Нагнетатель Roots был запатентован американцами братьями Филандером и Фрэнсисом Марион Рутс в 1860 г.[30]. Первоначально этот механизм использовался исключительно для вентиляции промышленных помещений и шахт, и лишь в 1885 г. Готлиб Даймлер получил свой патент на нагнетатель, работающий по принципу нагнетателя братьев Рутс. В 1900 г. увидел свет автомобиль с двигателем, оснащенный первым механическим нагнетателем типа Roots.

Схема компрессора и его трехмерная модель показаны на рисунке 2.5.

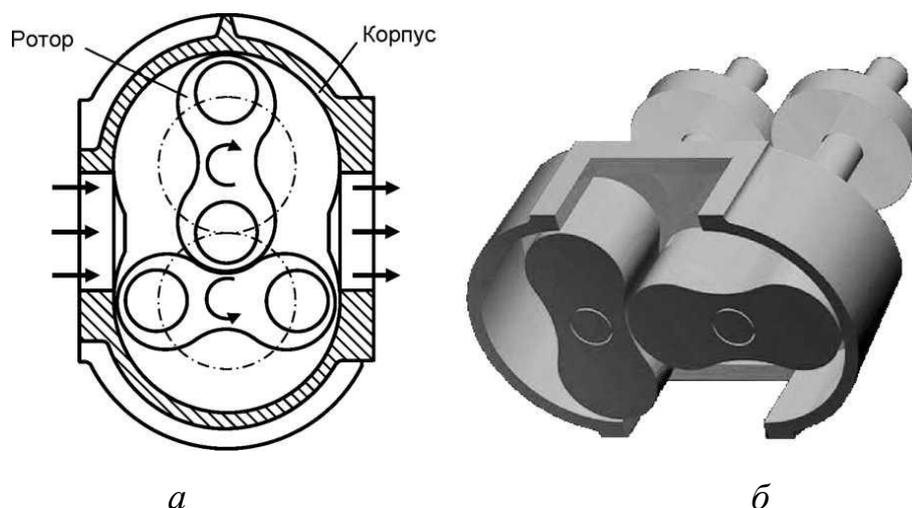


Рисунок 2.5 - Компрессор *Roots*

а - схема компрессора; *б* - трехмерная модель

В корпусе овальной формы вращаются в противоположные стороны два ротора, имеющие специальный профиль. В зависимости от размеров роторов частота их вращения составляет 500-6000 об/мин и может достигать 12000 об/мин. Роторы насажены на валы, связанные одинаковыми шестернями. Между самими роторами и корпусом поддерживается небольшой зазор. Основное отличие этого метода нагнетания заключается в том, что воздух сжимается не внутри, а непосредственно в нагнетательном трубопроводе, поэтому его эффективная работа возможна лишь до определенных значений давления наддува, как правило, степень повышения давления не превышает 2 [38].

В 1949 г. другой американский изобретатель, Итон, улучшил конструкцию нагнетателя - прямозубые шестерни уступили место косозубым роторам и воздух начал перемещаться не поперек их осей вращения, а вдоль [30]. Но, как и до модернизации, основным принципом работы нагнетателей типа Roots является простая перекачка воздуха в другой объем, без сжатия воздуха внутри механизма.

Универсальная характеристика компрессора показана на рисунке 2.6.

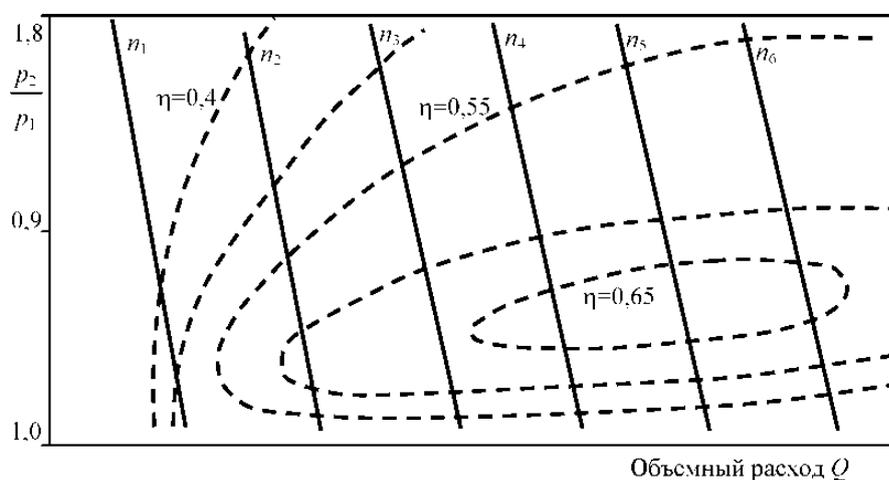


Рисунок 2.6 - Универсальная характеристика компрессора Roots

Нагнетатели данного типа, в отличие от центробежных, начинают свою работу уже при низких частотах вращения вала и продолжают без потери эффективности нагнетать воздух в цилиндры. С ростом давления в нагнетательном трубопроводе, а также при низком расходе воздуха увеличиваются утечки воздуха в

зазорах, и его КПД ощутимо снижается. Увеличением скорости вращения роторов можно несколько снизить утечки воздуха, но лишь до определенных пределов.

В отличие от центробежных компрессоров, работа роторно-шестеренчатых нагнетателей сопровождается пульсациями давления. Для снижения шума и амплитуды пульсаций в последнее время наибольшее распространение получили трехзубчатые роторы спиральной формы. В настоящее время современные технологические возможности вывели подобные компрессоры на очень высокий уровень производительности. Достоинством объемных нагнетателей является эффективность на малых и средних частотах вращения вала двигателя. Достоинством нагнетателя является также его прямая связь с частотой вращения вала двигателя, благодаря чему исключается отставание в воздухообеспечении двигателя при резком увеличении частоты вращения вала двигателя. Малое количество движущихся частей и малые скорости вращения делают эти нагнетатели одними из самых надежных и долговечных. К достоинствам относится также чистота подаваемого воздуха, уравновешенность, отсутствие проблем с охлаждением.

Недостатками нагнетателя являются большие габариты, сложность в изготовлении, высокая цена (относительно центробежных), ограниченное давление наддува, пульсации давления, сравнительно низкий КПД и необходимость механической связи с валом двигателя[16].

Нагнетатели Roots наиболее распространены на двухтактных дизелях. Причем на мощных дизелях применяют трех- или четырех лопастные нагнетатели, а на более мелких - двухлопастные.

2.2.2 Винтовой компрессор

Винтовой компрессор или компрессор Lysholm был запатентован в 1936 г. шведским инженером Альфом Лисхольмом[30].

Компрессор имеет два винтовых ротора, причем ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединен непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем, а на

ведомом роторе нарезка выполнена с вогнутыми впадинами (рисунок 2.7).

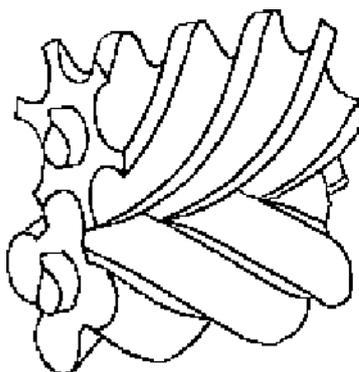


Рисунок 2.7 - Схема роторов винтового компрессора

В отличие от роторно-шестеренчатого винтовой компрессор имеет проточную часть с диагональным движением воздуха и характеризуются внутренним сжатием, что обусловлено изменением объема между вращающимися винтовыми роторами. Внешний вид винтового компрессора показан на рисунке 2.8.

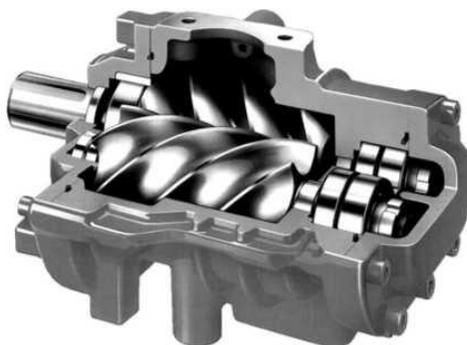


Рисунок 2.8 – Винтовой компрессор

Компрессор имеет высокую степень повышения давления (до 7) при достаточно высоком КПД ($\approx 80\%$) и высокую частоту вращения роторов (до 25 000 об/мин), что делает их более компактными и позволяет в качестве привода использовать газовую турбину.

Характеристика винтового компрессора представлена на рисунке 2.9.

Главным недостатком компрессора является очень высокая цена, делающая этот агрегат труднодоступным[38].

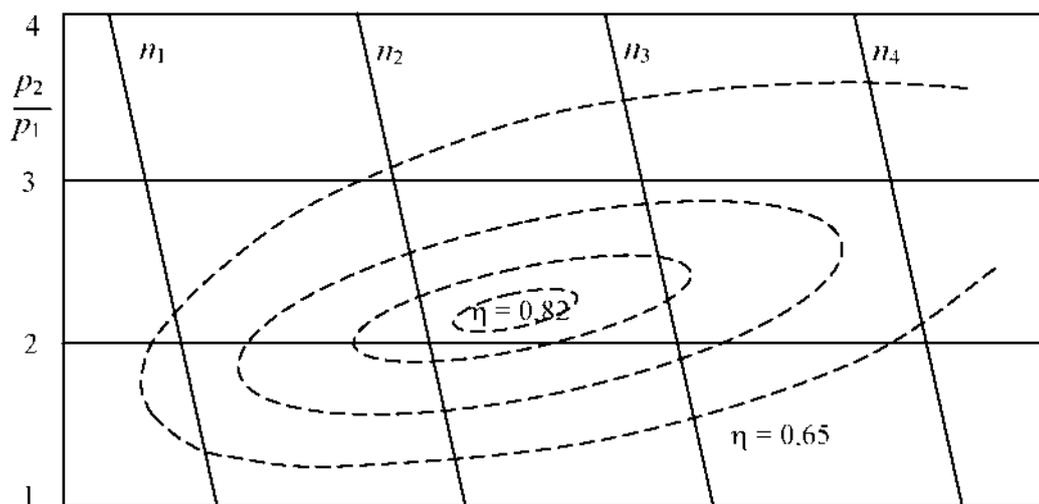


Рисунок 2.9 - Универсальная характеристика винтового компрессора

2.2.3 Роторно-пластинчатый компрессор

Роторно-пластинчатый компрессор состоит из корпуса с впускными и выпускными окнами, ротора, размещенного в корпусе с эксцентриситетом и пластин, размещенных в пазах ротора (рисунок 2.10).

Пластины могут двигаться в пазах ротора. Полости, расположенные между пластинами, ротором и корпусом образуют рабочие объемы.

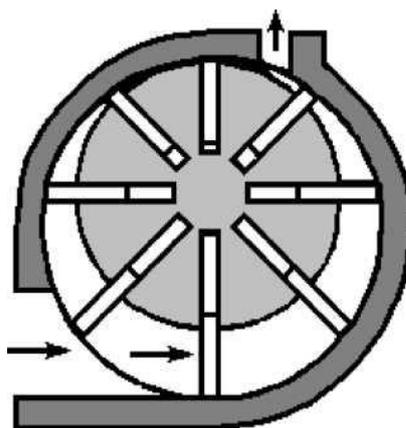


Рисунок 2.10 - Схема роторно-пластинчатого компрессора

При вращении ротора центробежные силы обеспечивают прижатие пластин к корпусу компрессора, и его рабочие объемы изменяются. При прохождении мимо впускного окна объем полости увеличивается, и происходит всасывание воздуха из

атмосферы. Затем объем полости уменьшается, происходит сжатие воздуха, и при сообщении полости с выпускным окном нагнетание воздуха во впускной коллектор двигателя.

Компрессоры данного типа обеспечивают повышение давления до 0,17 МПа при адиабатном КПД порядка 0,4÷0,5.

Достоинствами компрессора являются:

- возможность вращения ротора синхронно с валом двигателя, что обеспечивает пропорциональное увеличение производительности компрессора с ростом потребности в надувочном воздухе двигателя;
- конструкция сравнительно проста и дешева;
- из-за низких частот вращения вала компрессор является малошумным и практически лишен вибрации;
- хорошая ремонтпригодность.

К недостаткам компрессора можно отнести сложность организации смазки для обеспечения чистоты подаваемого воздуха, нагревание компрессора и воздуха, а также большие потери мощности из-за трения пластин о статор (до 30%).

Из-за указанных недостатков применяется ограниченно для наддува бензиновых двигателей.

2.2.4 Компрессор с кольцевым поршнем

Стремление уменьшить габариты компрессоров и их массу приводит к созданию других типов компрессоров. На рисунке 2.11 показана схема и принцип работы компрессора с кольцевым поршнем фирмы Brown Boveri[38].

Такой компрессор был реально создан и применялся на крупных двухтактных дизелях. В корпусе компрессора размещен вытеснитель, вокруг которого может вращаться кольцевой поршень. Поршень между вытеснителем и корпусом установлен с минимальными зазорами. Ось поршня размещена эксцентрично оси корпуса и вытеснителя и совпадает с осью кривошипа коленчатого вала. При этом

ось коленчатого вала совпадает с осью корпуса компрессора и его вытеснителя.

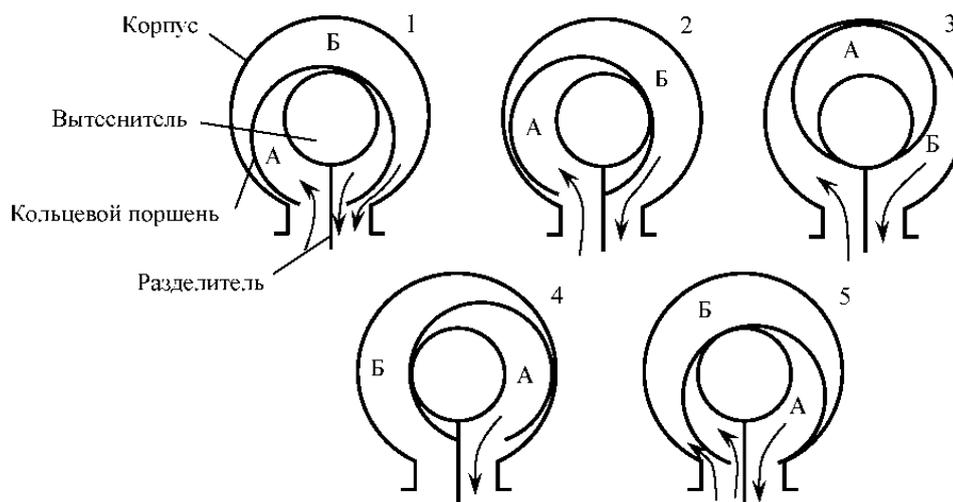


Рисунок 2.11 - Схема и принцип работы компрессора с кольцевым поршнем фирмы Brown Boveri.

1, 2, 3, 4, 5 - последовательные положения кольцевого поршня при вращении вокруг вытеснителя

Направление вращения оси поршня - по часовой стрелке. На схемах 1-5 последовательно показано как полость А заполняется воздухом, так как она увеличивается в объеме (позиции 1, 2). Затем полость А начинает уменьшаться в объеме и происходит нагнетание сжатого воздуха (позиции 4, 5). Начиная от позиции 1 полость Б уменьшается в объеме, так что воздух из нее нагнетается к выпускному каналу (позиции 2, 3). От позиции 5 начинается заполнение воздухом полостей А и Б и так далее.

Характеристики такого компрессора аналогичны характеристикам других компрессоров объемного типа.

Очевидно, что принципиально в качестве компрессора применима, например, схема двигателя Ванкеля. Ясно, что такой компрессор обладает способностью более высокого подъема давления. По характеристике и получаемым параметрам он сравним с поршневым компрессором с возвратно - поступательным движением рабочего органа. Сам он имеет привод от вращающегося вала, что и определяет его достоинства в части повышения частоты вращения, то есть он как бы занимает

промежуточное место между лопастными и поршневыми компрессорами. Однако сложность обеспечения надежного уплотнения поршня с помощью линейных уплотнителей, большие потери энергии на трение, необходимость смазки уплотнений, а следовательно, возможность попадания масла в воздушный заряд, а также нагревание элементов компрессора из-за трения не позволяют с высокой эффективностью использовать такую конструкцию в качестве компрессора.

2.2.5 Спиральный нагнетатель

Патент на спиральный или G-образный нагнетатель был получен еще в начале прошлого столетия, но из-за технических и производственных проблем на выпуск такого нагнетателя долго никто не решался[10]. Первой, в 1985 г. была фирма Volkswagen, которая применила его на двигателе автомобиля Polo (1,3 л, 113 л. с.). В 1988 г. появился более мощный нагнетатель G60, которым в течение нескольких лет комплектовались двигатели автомобилей Corrado и Passat (1,8 л, 160 л. с.), а PoloG40 выпускался вплоть до 1994 г. [10].

Схематично конструкцию G-образного нагнетателя (рисунок 2.12) можно представить в виде двух спиралей, одна из которых неподвижна и является частью корпуса. Вторая - вытеснитель - расположена между витками первой и закреплена на валу с эксцентриситетом в несколько миллиметров. Вал приводится от двигателя ременной передачей с передаточным отношением около 1:2.

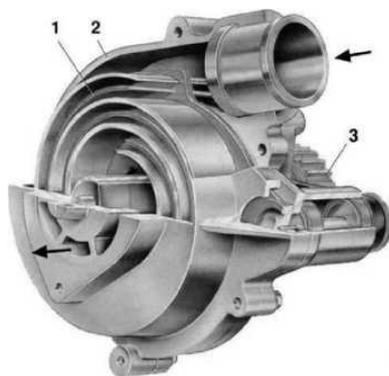


Рисунок 2.12 - Конструкция спирального нагнетателя:

1 - вытеснитель; 2 - корпус; 3 - приводная шестерня

Принцип действия нагнетателя поясняется на рисунке 2.13.

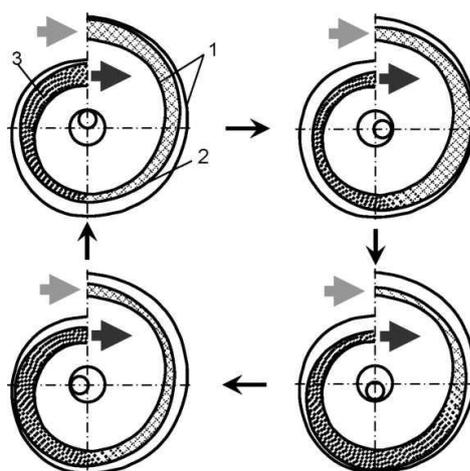


Рисунок 2.13 - Принцип действия спирального нагнетателя

1 - корпус (неподвижные спирали); 2 - вытеснитель (подвижная спираль);
3 - воздушная полость

При вращении вала внутренняя спираль совершает колебательные движения, и между неподвижной (корпус) и обегавшей (вытеснитель) спиралями образуются серпообразные полости, которые движутся к центру, перемещая воздух от периферии и подавая его в двигатель под небольшим давлением. Количество перемещаемого воздуха зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Система имеет сравнительно высокий (около 65%) КПД. Трещущих частей почти нет, поэтому износ деталей незначителен. Установленный на двигателе Polo нагнетатель G40 имеет максимальное давление наддува 0,17 МПа. При номинальной частоте вращения ротора $10\ 200\ \text{мин}^{-1}$ за один оборот подается $566\ \text{см}^3$ воздуха, то есть почти 6 000 л/мин.

2.2.6 Поршневой компрессор

Поршневой компрессор широко известен в различных отраслях производства как машина, создающая высокое давление воздуха [48, 49, 50]. Компрессоры такого назначения могут создавать чрезвычайно высокие давления, для чего их делают

многоступенчатыми. Они могут обеспечивать большие расходы подаваемого газа при сравнительно низких перепадах давления, для чего их выполняют с большими рабочими объемами [38].

На рисунке 2.14 показана принципиальная схема поршневого компрессора.

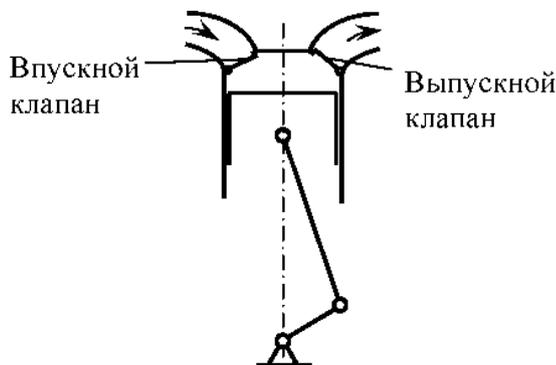


Рисунок 2.14 – Схема поршневого компрессора

В корпусе компрессора размещается поршень, имеющий связь с механизмом преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное. Привод поршневого компрессора чаще всего осуществляется от коленчатого вала двигателя. В головке компрессора размещены впускной и выпускной клапаны. Обычно они являются автоматическими, то есть открываются и закрываются благодаря перепаду давления на них, но могут и иметь привод, аналогичный приводу клапанов в ДВС. Работает компрессор следующим образом.

Когда поршень идет вниз, в его камере давление понижается ниже атмосферного, и в результате перепада давления открывается впускной клапан, через который воздух всасывается в камеру. Затем, когда поршень проходит нижнюю мертвую точку, соответствующую наибольшему объему камеры, давление воздуха начинает возрастать и впускной клапан закрывается. По мере сокращения объема камеры сжатия давление воздуха увеличивается. Когда давление в камере достигает заданных параметров, открывается выпускной клапан, и сжатый воздух подается потребителю, например, двигателю. Таким образом, на каждые два такта работы компрессора или один поворот его вала происходит всасывание воздуха и его нагнетание.

На рисунке 2.15 приведена p - V -диаграмма поршневого компрессора при разных давлениях (p_{21} и p_{22}) на выходе.

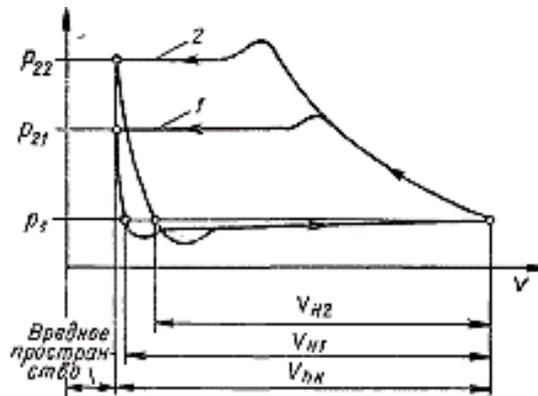


Рисунок 2.15 – Идеальная p - V диаграмма поршневого компрессора

(p_i - давление воздуха на входе в компрессор; p_{21} и p_{22} - давления на выходе из компрессора; V_{n1} и V_{n2} - объемы наполнения; V_h - рабочий объем компрессора)

На диаграмме видно влияние вредного объема и давления на выходе p_2 на объем наполнения V_M компрессора. Вследствие расширения, заключенного во вредном пространстве воздуха в период наполнения цилиндра объем наполнения и расход воздуха уменьшаются тем сильнее, чем больше вредное пространство и чем выше давление на выходе p_2 . Зависимость давления воздуха на выходе из компрессора от объемного расхода воздуха при постоянных частотах вращения вала показана на рисунке 2.16.

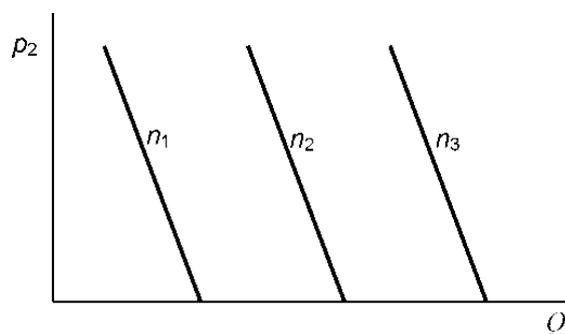


Рисунок 2.16 - Зависимость давления на выходе из компрессора от объемного расхода воздуха

Одним из важных параметров нагнетателя является степень повышения

давления, которая представляет собой отношение давления воздуха на выходе из нагнетателя к давлению на входе в него. Кроме того, для любого компрессора необходимо знать характеристику, которая определяется как зависимость изменения степени повышения давления и КПД при изменении расхода воздуха и частоты вращения вала.

На рисунке 2.17 показана универсальная характеристика поршневого компрессора.

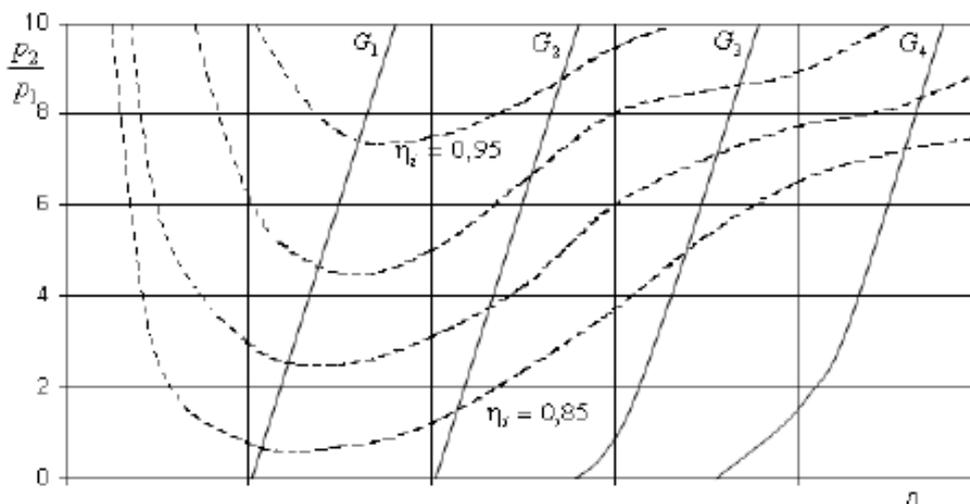


Рисунок 2.17 - Универсальная характеристика поршневого компрессора

Анализ характеристики показывает, что достаточно высокий КПД у такого компрессора достигается лишь при высокой степени повышения давления и при сравнительно низких частотах вращения вала.

Достоинства поршневого компрессора заключаются в следующем:

- высокий КПД;
- высокая степень повышения давления (10 и более);
- высокая надежность.

Однако недостатки поршневого компрессора ограничивают его применение. К недостаткам можно отнести следующее[45]:

- громоздкость конструкции;
- загрязнение подаваемого воздуха маслом;

- пульсации давления;
- существенный нагрев компрессора, что снижает его производительность.

Поршневые компрессоры часто используются для наддува крупных судовых двухтактных дизелей, так как их КПД высок на низких частотах вращения вала двигателя.

Основные свойства компрессоров приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сопоставление свойств компрессоров различных типов

№ п/п	Тип компрессора	Степень повышения давления	Производительность по сравнению с размерами	Окружная скорость, м/с	КПД
1	Поршневой	Высокая до 1:30	Небольшая	Низкая $u < 10$	Высокий
2	Типа Рутс	Средняя от 1:3 до 1:4	Умеренная	Умеренная $u = 20...30$	Средний
3	Винтовой	Средняя до высокой от 1:3 до 1:5	-	Средняя $u = 100...150$	Высокий
4	Радиальный	Средняя до высокой от 1:3,5 до 1:12	Большая	Очень высокая $u = 250...450 (700)$	-
5	Осевой	Низкая от 1:1,2 до 1:1,6	Очень большая	Высокая $u = 200...400$	Высокий

Таким образом, рассмотрена известная литература по различным видам нагнетателей. Из данных таблицы 1 можно видеть, что по совокупности свойств, эффективным вариантом может являться применение поршневого компрессора.

Также применение поршневого компрессора для повышения мощности двигателя, позволит решить проблему неуравновешенности двухцилиндрового двигателя, за счет конструктивных элементов нагнетателя, без использования уравновешивающих валов, что позволит снизить массу двигателя и повысить надежность конструкции.

3 Расчет и проектирование ДВС с поршневым компрессором

Для анализа совместной работы поршневого компрессора с двигателем необходимо располагать их характеристиками, т.е. зависимостями расхода воздуха от частоты вращения коленчатого вала двигателя и давления наддува[65]. Поэтому первым этапом проектирования двигателя с ПК является тепловой расчет по методу Гриневецкого-Мазинга [53] принятого для теоретического анализа двигателя ВАЗ-1111 для определения его индикаторных и эффективных показателей.

При расчете в качестве исходных данных принимаем характеристики двигателя ВАЗ-1111, заявленные заводом-изготовителем (таблица 2)[1].

Таблица 2 – Характеристики двигателя ВАЗ-1111

Модель	ВАЗ-1111
Тип	четырёхтактный, бензиновый, карбюраторный
Число и расположение цилиндров	2, в ряд
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	76x71
Рабочий объем, л	0,649
Степень сжатия	9,9
Номинальная мощность при частоте вращения коленчатого вала 5600 об/мин по ГОСТ 14846Ч81 (нетто), кВт (л.с.)	21,5(29,3)
Максимальный крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала 3200 об/мин по ГОСТ 14846Ч81 (нетто), Н×м (кгс×м)	44(4,5)

3.1 Тепловой расчёт двигателя ВАЗ-1111 по методу Гриневецкого-Мазинга

В настоящей работе тепловой расчет выполняется для режима номинальной мощности, т.е. для мощности установленной предприятием –изготовителем при полной нагрузке и номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, изготовленного, отрегулированного и обкатанного в соответствии с технической документацией [14].

3.1.1 Определение параметров рабочего тела

В соответствии с принимаемой степенью сжатия $\varepsilon = 9,9$ по ГОСТ 2084-77 выбирается соответствующая марка топлива[12]. Принимается бензин марки АИ-93.

Средний элементарный состав в массовых долях и молекулярная масса принимаются равными [53]: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $\mu_m = 115$ кг/моль.

Определяется низшая теплота сгорания жидкого топлива по формуле Д. И. Менделеева:

$$H_u = 34,01C + 125,6H - 10,9 O - S - 2,512 \cdot 9H + W \times 10^6 \text{ кДж/кг},$$

где C , H , O и S - массовые доли в топливе углерода, водорода, кислорода и серы;

$2,512 \times 10^6$ Дж/кг - приближенное значение скрытой теплоты парообразования;

$9H$ - количество водяного пара, образующегося при сгорании H кг водорода, находящегося в 1 кг топлива;

W - количество влаги, содержащейся в 1 кг топлива, кг.

$$H_u = 34,01 \times 0,855 + 125,6 \times 0,145 - 2,512 \times 9 \times 0,145 \times 10^6 = 44012 \text{ кДж/кг}.$$

Определяется теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кмоль воздуха/кг топлива},$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,516 \text{ кмоль воздуха/кг топлива}.$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ кг воздуха/кг топлива},$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,855 + 8 \times 0,145 - 0 \right) = 14,957 \text{ кг воздуха/кг топлива}.$$

Определяется количество горючей смеси для бензинового двигателя:

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_m} \text{ кмоль гор. смеси/кг топлива},$$

где α - коэффициент избытка воздуха равный отношению действительного количества воздуха l , участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха l_0 . α принимается равным 0,96 [53].

$$M_1 = 0,96 \times 0,516 + \frac{1}{115} = 0,5041 \text{ кмоль гор. смеси/кг топлива.}$$

Определяется количество отдельных компонентов продуктов неполного сгорания жидкого топлива:

$$\text{углекислого газа: } M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 2 \times \frac{1-\alpha}{1+K} \times 0,208 \times L_0 \text{ кмоль кг топлива,}$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} - 2 \times \frac{1-0,96}{1+0,5} \times 0,208 \times 0,516 = 0,0655 \text{ кмоль кг топлива.}$$

$$\text{окси углерода: } M_{CO} = 2 \times \frac{1-\alpha}{1+K} \times 0,208 \times L_0 \text{ кмоль кг топлива,}$$

$$M_{CO} = 2 \times \frac{1-0,96}{1+0,5} \times 0,208 \times 0,516 = 0,0057 \text{ кмоль кг топлива.}$$

$$\text{водяного пара: } M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \times K \times \frac{1-\alpha}{1+K} \times 0,208 \times L_0 \text{ кмоль кг топлива,}$$

$$M_{H_2O} = \frac{0,145}{2} - 2 \times 0,5 \times \frac{1-0,96}{1+0,5} \times 0,208 \times 0,516 = 0,0696 \text{ кмоль кг топлива.}$$

$$\text{водорода: } M_{H_2} = 2 \times K \times \frac{1-\alpha}{1+K} \times 0,208 \times L_0 \text{ кмоль кг топлива,}$$

$$M_{H_2} = 2 \times 0,5 \times \frac{1-0,96}{1+0,5} \times 0,208 \times 0,516 = 0,0029 \text{ кмоль кг топлива.}$$

$$\text{азота: } M_{N_2} = 0,792 \times \alpha \times L_0 \text{ кмоль кг топлива,}$$

$$M_{N_2} = 0,792 \times 0,96 \times 0,516 = 0,3923 \text{ кмоль кг топлива,}$$

где K - постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к окиси углерода, содержащихся в продуктах сгорания, для бензина $K = 0,45 \div 0,5$, принимается $K = 0,5$.

Определяется общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \times \alpha \times L_0,$$

$$M_2 = 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3923 = 0,5360 \text{ кмоль кг топлива.}$$

Определяется количество отдельных компонентов продуктов сгорания жидкого топлива:

$$\text{углекислого газа: } M_{CO_2} = \frac{C}{12},$$

$$M_{CO_2} = \frac{0,855}{12} = 0,0712 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

водяного пара: $M_{H_2O} = \frac{H}{2}$,

$$M_{H_2O} = \frac{0,145}{2} = 0,0725 \text{ кмоль кг топлива.}$$

кислорода: $M_{O_2} = 0,208 \times (\alpha - 1) \times L_0$ кмоль кг топлива,

$$M_{O_2} = 0,208 \times (0,96 - 1) \times 0,516 = 0,00429 \text{ кмоль кг топлива.}$$

азота: $M_{N_2} = 0,7679 \times 0,96 \times L_0$ кмоль кг топлива,

$$M_{N_2} = 0,7679 \times 0,96 \times 0,516 = 0,3804 \text{ кмоль кг топлива.}$$

Определяется коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1},$$

$$\mu_0 = \frac{0,5360}{0,5041} = 1,048.$$

3.1.2 Расчет процесса впуска и сжатия

При расчёте параметров впуска принимаются стандартные условия окружающей среды: барометрическое давление $P_0 = 101,3$ кПа, температура воздуха $T_0 = 293$ К.

Давление остаточных газов определяется по формуле:

$$p_r = p_0 \times 1,035 + A_p \times 10^{-8} \times n^2,$$

$$A_p = p_{rN} - 1,035 p_0 \times 10^8 / (p_0 \times n_N^2),$$

где p_{rN} - давление остаточных газов на номинальном режиме;

n_N - частота вращения коленчатого вала на номинальном режиме;

$$p_{rN} = 1,18 \times p_0,$$

$$p_{rN} = 1,18 \times 0,1013 = 0,11953 \text{ МПа.}$$

$$A_p = 0,11953 - 1,035 \times 0,1013 \times 10^8 / (0,1013 \times 5600^2) = 0,46.$$

$$p_r = 0,1013 \times 1,035 + 0,46 \times 10^{-8} \times 5600^2 = 0,119 \text{ МПа.}$$

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры T_r

остаточных газов при номинальном режиме. Для бензинового двигателя принимается $T_r = 1040$ К.

В процессе наполнения, температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя.

Определяется изменение величины ΔT в зависимости от скоростного режима:

$$\Delta T = A_T \times (110 - 0,0125 \times n)^\circ \text{C},$$

где $A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 \times n_N}$, ΔT_N - температура подогрева.

Для бензинового двигателя принимается $\Delta T_N = 8$ °С.

$$A_T = \frac{8}{110 - 0,0125 \times 6000} = 0,228.$$

$$\Delta T = 0,228 \times (110 - 0,0125 \times 5600) = 9,12^\circ \text{C}.$$

Давление в конце впуска - основной фактор, определяющий количество рабочего тела, поступающего в цилиндр двигателя $p_K = p_a - \Delta p_a$.

Определяются потери давления из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = \frac{\beta^2 + \xi_{\text{вп.}} \times A_n^2 \times n^2 \times \rho_0 \times 10^{-6}}{2},$$

где β - коэффициент затухания скоростей движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

$\xi_{\text{вп.}}$ - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесённый к наиболее узкому её сечению.

По опытным данным в современных автомобильных двигателях на номинальном режиме $(\beta^2 + \xi_{\text{вп.}}) = 2,5 \div 4,0$. Принимается $(\beta^2 + \xi_{\text{вп.}}) = 3,34$.

$$A_n = \frac{\omega_{\text{вп.}}}{n_N},$$

где $\omega_{\text{вп.}} = 50 - 130$ м/с - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы по опытным данным в современных автомобильных двигателях.

Принимается $\omega_{\text{вп.}} = 130$ м/с.

$$A_n = \frac{130}{5600} = 0,023 \text{ МПа.}$$

Определяется плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = p_0 \times 10^6 / (R_g \times T_0),$$

где R_g - удельная газовая постоянная воздуха:

$$R_g = \frac{R}{\mu_g} = 8315/28,96 = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{град.}$$

$$\rho_0 = 0,1 \times 10^6 / (287 \times 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3.$$

$$\Delta p_a = \frac{3,34 \times 0,023^2 \times 5600^2 \times 1,189 \times 10^{-6}}{2} = 0,033 \text{ МПа.}$$

Определяется давление в конце впуска:

$$p_a = p_0 - \Delta p_a,$$

$$p_a = 0,1 - 0,033 = 0,066 \text{ МПа.}$$

Качество очистки цилиндра от продуктов сгорания характеризует коэффициент остаточных газов. С увеличением частоты вращения n коэффициент остаточных газов возрастает.

Определяется коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \times \frac{\varphi_{оч} \times p_r}{\varepsilon \times \varphi_{доз} \times p_a - \varphi_{оч} \times p_r},$$

где $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки,

$$\varphi_{оч} = 1;$$

$\varphi_{доз}$ - коэффициент дозарядки,

$$\varphi_{доз} = 1,1.$$

$$\gamma_r = \frac{293 + 9,12}{1040} \times \frac{0,119}{9,9 \times 1,1 \times 0,066 - 1 \times 0,119} = 0,057.$$

Находится температура T_a в градусах Кельвина по формуле:

$$T_a = \frac{(T_0 + \Delta T + \gamma_r \times T_r)}{(1 + \gamma_r)},$$

$$T_a = \frac{293 + 9,12 + 0,057 \times 1040}{1 + 0,057} = 359,45 \text{ К.}$$

Коэффициент наполнения представляет собой отношения действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что температура и давление в нём равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Определяется величина коэффициента наполнения:

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \times \frac{1}{\varepsilon - 1} \times \frac{1}{p_0} \times \varphi_{\text{доз.}} \times \varepsilon \times p_a - \varphi_{\text{оч.}} \times p_r ,$$

$$\eta_V = \frac{293}{293 + 9,12} \times \frac{1}{9,9 - 1} \times \frac{1}{0,1} \times (1,1 \times 9,9 \times 0,066 - 1 \times 0,119) = 0,66.$$

В процессе сжатия в цилиндре двигателя повышается температура и давление рабочего тела, что обеспечивает надёжное воспламенение и эффективное сгорание топлива.

Определяется давление и температура рабочей смеси в конце сжатия:

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1}; T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1},$$

где n_1 - средний показатель политропы сжатия. При работе бензинового двигателя в номинальном режиме n_1 изменяется в пределах $n_1 = 1,3 \div 1,7$. Принимаем $n_1 = 1,363$.

$$p_c = 0,066 \times 9,9^{1,363} = 1,51 \text{ МПа.}$$

$$T_c = 334,06 \times 9,9^{1,363 - 1} = 826,15 \text{ К.}$$

Определяется средняя мольная теплоёмкость в конце сжатия:

свежей смеси (воздуха):

$$(\mu c_V)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times t_c.$$

$$t_c = T_c - 273,$$

$$t_c = 826,15 - 273 = 553,15 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\mu c_V = 20,6 + 2,638 \times 10^{-3} \times 553,15 = 22,06 \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

остаточных газов:

при $n_N = 5600 \text{ мин}^{-1}$, $\alpha = 0,96$, $t_c = 553,15 \text{ }^\circ\text{C}$.

средняя мольная теплоёмкость при $t_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$(\mu c_V^n)_{t_0}^{500} = 24,014 + (24,15 - 24,014) \times \frac{0,01}{0,05} = 24,04 \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

средняя молярная теплоёмкость при $t_2 = 600^\circ\text{C}$:

$$(\mu c_V^n)_{t_0}^{600} = 24,47 \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

$$\mu c_V^n = (\mu c_V^n)_{t_0}^{500} + (\mu c_V^n)_{t_0}^{600} - (\mu c_V^n)_{t_0}^{500} \times \frac{t_2 - t_c}{t_2 - t_1},$$

$$\mu c_V^n = 24,04 + (24,47 - 24,04) \times \frac{600 - 553,15}{600 - 500} = 24,24 \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

рабочей смеси:

$$(\mu c'_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \times [(\mu c_V)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \times (\mu c_V^n)_{t_0}^{t_c}],$$

$$(\mu c'_V)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,057} \times (22,06 + 0,057 \times 24,24) = 22,18 \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

3.1.3 Расчет процесса сгорания и расширения

Процесс сгорания - основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идёт на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Температура рабочего тела T_z в конце видимого сгорания определяется на основании первого закона термодинамики.

Определяется коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r},$$

$$\mu = \frac{1,048 + 0,057}{1 + 0,057} = 1,045.$$

Определяется количество теплоты, потерянное вследствие неполноты химической реакции:

$$\Delta H_u = 119950 \times (1 - \alpha) \times L_0,$$

$$\Delta H_u = 119950 \times (1 - 0,96) \times 0,516 = 3094,71 \text{ кДж/кг.}$$

Определяется теплоту сгорания рабочей смеси:

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_l \times (1 + \gamma_r)}$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{44012 - 3094,71}{0,5041 \times (1 + 0,057)} = 76778,71 \text{ кДж/кмоль} \times \text{раб.см.}$$

Определяется среднюю мольную теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме и неполном сгорании топлива:

$$\mu c_{V_z} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} \times (\mu c_{V_{CO_2}}^n)_{t_0}^{t_z} + M_{CO} \times (\mu c_{V_{CO}}^n)_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \times (\mu c_{V_{H_2O}}^n)_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} \times (\mu c_{V_{H_2}}^n)_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \times (\mu c_{V_{N_2}}^n)_{t_0}^{t_z}],$$

$$\mu c_{V_z} = \frac{1}{0,52844} \times [0,0655 \times (39,123 + 0,003349 \times t_z) + 0,0057 \times (22,49 + 0,00143 \times t_z) + 0,0696 \times 26,67 + 0,004438 \times t_z + 0,0029 \times 19,678 + 0,001758 \times t_z + 0,3923 \times 21,951 + 0,001457 \times t_z] = 25,008 + 0,0021 \times t_z \text{ кДж/кмоль} \times \text{град.}$$

Для двигателей, работающих по циклу с подводом теплоты при $V = \text{const}$, уравнение сгорания имеет вид:

$$\xi_z \times H_{\text{раб.см}} + (\mu c_V)_{t_0}^{t_c} \times t_c = \mu \times (\mu c_V)_{t_0}^{t_c} \times t_z,$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты на участке видимого сгорания, выражает долю низшей теплоты сгорания топлива, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение работы.

По опытным данным величина ξ_z при работе бензинового двигателя с полной нагрузкой изменяется в пределах $\xi_z = 0,8 \div 0,95$. Принимаем $\xi_z = 0,91$.

$$0,91 \times 76778,71 + 22,18 \times 553,15 = 1,045 \times (25,008 + 0,0021 t_z) \times t_z$$

$$0,0022 t_z^2 + 26,13 t_z - 82137,49 = 0.$$

$$t_z = \frac{-26,13 + \sqrt{26,13^2 + 4 \times 0,0022 \times 82137,49}}{2 \times 0,0022} = 2582,08^\circ \text{C.}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2582,08 + 273 = 2855,08 \text{ К.}$$

Определяется максимальное давление теоретическое:

$$p_z = \frac{p_c \times \mu \times T_z}{T_c},$$

$$p_z = \frac{1,512 \times 1,045 \times 2855,08}{826,15} = 5,46 \text{ Мпа.}$$

Определяется максимальное давление действительное:

$$p_{z0} = 0,9 \times p_z,$$

$$p_{z0} = 0,9 \times 5,46 = 4,92 \text{ МПа.}$$

Определяется степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

$$\lambda = \frac{5,46}{1,51} = 3,61.$$

В результате осуществления процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу.

Определяется давление p_6 и температуру T_6 в конце расширения:

$$p_6 = p_z / \varepsilon^{n_2}; T_6 = T_z / \varepsilon^{n_2-1},$$

где n_2 - средний показатель политропы расширения.

Средние значения величины n_2 для бензиновых двигателей изменяются в пределах $n_2 = 1,23 \div 1,3$. Принимаем $n_2 = 1,251$.

$$p_6 = 5,46 / 9,9^{1,251} = 0,31 \text{ МПа.}$$

$$T_6 = 2855,08 / 9,9^{1,251-1} = 1605,68 \text{ К.}$$

3.1.4 Расчет процесса выпуска

За период выпуска из цилиндра двигателя удаляются отработавшие газы.

Проверяем точность выбора величины температуры остаточных газов:

$$T'_r = \frac{T_6}{p_6/p_r},$$

$$T'_r = \frac{1605,68}{0,31/0,119} = 1065,68 \text{ К.}$$

$$\Delta T_r = \frac{(T'_r - T_r)}{T_r} \times 100,$$

$$\Delta T_r = \frac{(1065,68-1040)}{1040} \times 100 = 2,47\%.$$

Температура остаточных газов принята удачно, так как погрешность не превышает 5%.

3.1.5 Расчет индикаторных показателей рабочего цикла

Рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания характеризуется средним индикаторным давлением, индикаторной мощностью, индикаторным коэффициентом полезного действия и индикаторным удельным расходом топлива.

Средним индикаторным давлением цикла называется такое условное, постоянно действующее, избыточное давление, при котором работа газов, совершенная за один ход поршня, равна индикаторной работе за цикл.

Среднее индикаторное давление определяется по формуле:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

$$p'_i = \frac{1,93}{9,9 - 1} \times \left[\frac{3,75}{1,251 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,251 - 1}} \right) - \frac{1}{1,363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,9^{1,363 - 1}} \right) \right] = 0,81 \text{ МПа.}$$

Определяется среднее индикаторное давление:

$$p_i = \varphi_u \times p'_i$$

$$p_i = 0,95 \times 0,81 = 0,77 \text{ МПа.}$$

Индикаторный КПД характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесённой в цилиндр с топливом.

Определяется КПД для автомобильного двигателя:

$$\eta_i = p_i \times l_o \times \alpha / (H_u \times \rho_o \times \eta_V),$$

$$\eta_i = 0,77 \times 14,957 \times 0,96 / (44,012 \times 1,189 \times 0,66) = 0,315.$$

Индикаторный удельный расход жидкого топлива можно определить следующим образом:

$$g_i = 3600/(\eta_i \times H_u),$$

$$g_i = 3600/(0,315 \times 44,012) = 259,36 \text{ г/(кВт}\times\text{ч)}.$$

3.1.6 Расчет эффективных показателей двигателя

Среднее эффективное давление представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра.

Определяется среднее эффективное давление:

$$P_e = P_i - P_M$$

где p_M - среднее давление механических потерь, равное работе, соответствующей мощности механических потерь, отнесенной к единице рабочего объема цилиндра.

Для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением $S/D \leq 1$:

$$p_M = 0,034 + 0,00113 \times V_{n.c.p.},$$

где $V_{n.c.p.}$ - средняя скорость поршня.

$$V_{n.c.p.} = S \times n_N / (10^4 \times 3),$$

S – ход поршня

$$S = 71 \text{ мм.}$$

$$V_{n.c.p.} = 71 \times 5600 / (10^4 \times 3) = 13,25 \text{ м/с.}$$

$$p_M = 0,034 + 0,00113 \times 13,25 = 0,049 \text{ МПа.}$$

$$p_e = 0,77 - 0,049 = 0,716 \text{ МПа.}$$

Определяется эффективный КПД:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\rho_0 \eta_V} \times \frac{\alpha l_0}{H_u},$$

$$\eta_e = \frac{0,716}{1,189 \times 0,66} \times \frac{0,96 \times 14,957}{44,012} = 0,295.$$

Определяется эффективный удельный расход жидкого топлива:

$$g_e = 3600 / (H_u \times \eta_e),$$

$$g_e = 3600 / (44,012 \times 0,295) = 277,28 \text{ г/(кВт}\times\text{ч)}.$$

Основные конструктивные параметры двигателя определяются по эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и эффективному давлению.

Определяется литраж двигателя:

$$V_l = 30 \times \tau \times N_e / (p_e \times n_N),$$

$$V_l = 30 \times 4 \times 21,5 / (0,716 \times 5600) = 0,644 \text{ л.}$$

Рабочий объём одного цилиндра определяется по формуле:

$$V_h = V_l / i,$$

$$V_h = 0,644 / 2 = 0,322 \text{ л.}$$

Определяется диаметр цилиндра:

$$D = 2 \times 10^3 \times \sqrt{\frac{V_h}{\pi \times S}},$$

$$D = 2 \times 10^3 \times \sqrt{\frac{0,322}{(3,14 \times 71)}} = 75,95 \text{ мм.}$$

Окончательно принимается $D = 76$ мм и $S = 71$ мм.

По окончательно принятым значениям S и D определяются основные параметры и показатели двигателя:

Площадь поршня:

$$F_n = \pi D^2 / (4 \times 100),$$

$$F_n = 3,14 \times 76^2 / (4 \times 100) = 45,36 \text{ см}^2.$$

Литраж двигателя:

$$V_l = \pi \times D^2 \times S \times i / (4 \times 10^6),$$

$$V_l = 3,14 \times 76^2 \times 71 \times 2 / (4 \times 10^6) = 0,644 \text{ л.}$$

Эффективная мощность:

$$N_e = p_e \times V_l \times n / (30 \times \tau),$$

$$N_e = 0,716 \times 0,644 \times 5600 / (30 \times 4) = 21,52 \text{ кВт.}$$

Результаты теплового расчета сводим в таблицу 3 и сравниваем полученные результаты с паспортными данными двигателя ВАЗ-1111.

Таблица 3 – Сравнение расчетных значений с паспортными данными двигателя ВАЗ-1111

№ п/п	Наименование параметра	Паспортные данные	Расчетные значения	Погрешность, %
1	Литраж двигателя	0,649 л	0,644 л	1,01
2	Диаметр цилиндра	76 мм	76 мм	0
3	Ход поршня	71 мм	71 мм	0
4	Эффективная мощность	21,5 кВт	21,52 кВт	0,1

При выполнении теплового расчета были определены параметры рабочего тела в цилиндре двигателя, а также оценочные показатели процесса, позволяющие определить размеры двигателя и оценить его мощностные и экономические показатели. Сравнивая полученные результаты с паспортными данными завода-изготовителя можно сделать вывод о том, что тепловой расчет был произведен с достаточной для практики точностью.

3.2 Расчет ДВС с поршневым компрессором

Анализ формулы эффективной мощности двигателя

$$N_e = \frac{H_u \eta_e 2n \times 10^3}{l_0 \alpha \tau} G_e,$$

показывает, что если принять неизменными рабочий объем цилиндра и состав смеси, то величина N_e при $n = \text{const}$ будет определяться величиной массового расхода воздуха G_e [53].

Из данного уравнения следует, что при увеличении плотности воздуха, поступившего в двигатель, эффективная мощность N_e значительно повышается, что на практике достигается применением наддува, в данном случае с использованием ПК.

Исходными данными для проектирования ПК являются:

- мощность двигателя $N_e = 21,52$ кВт;
- удельный расход топлива $g_e = 277,28$ г/(кВт×ч);
- рабочий объём одного цилиндра $V_h = 0,322$ л.

Т.к. целью работы является анализ возможности создания на уровне современных технологий двухцилиндрового двигателя для малолитражного автомобиля с наддувом от поршневого компрессора, то в первом приближении можно принять повышение мощности взятого за основу двигателя на 20%.

$$N_e = 21,52 + 21,52 \times 0,2 = 25,824 \text{ кВт.}$$

Для расчета мощности поршневого компрессора требуется знать массовый расход воздуха G_v для степени повышения давления p_2/p_1 определяемой типом двигателя [24, 45]. Расчет массового расхода воздуха через двигатель относится к важнейшим исходным данным, принимаемым при проектировании компрессора.

Сначала выполняется приближенный расчет массового расхода воздуха исходя из мощности двигателя и принятого коэффициента избытка воздуха для сгорания [53].

$$G_v = \frac{\alpha \varphi_n l_0 N_e g_e}{36 \times 10^5},$$

где φ_n – коэффициент продувки;

На 1 кг воздуха, остающегося в цилиндре поршневого двигателя после закрытия продувочных и выпускных органов, компрессор должен подавать φ_n кг воздуха, следовательно, коэффициент продувки

$$\varphi_n = \frac{G_n}{G_{ц}},$$

G_n - вес воздуха, поданного за цикл через впускные клапаны в четырехтактном двигателе;

$G_{ц}$ - вес воздуха, остающегося в рабочем цилиндре после закрытия впускных и выпускных клапанов в четырехтактном двигателе.

В четырехтактных двигателях при работе с наддувом коэффициент продувки находится в пределах $1 \div 1,2$ [40].

Коэффициент продувки принимается равным 1.

$$G_g = \frac{0,96 \times 1 \times 14,957 \times 25,824 \times 277,28}{36 \times 10^5} = 0,0286 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход воздуха может быть определен следующим образом:

$$Q_g = \frac{G_g}{\rho_0},$$

где ρ_0 - плотность воздуха, кг/м^3 , которая определяется по формуле:

$$\rho_0 = \frac{p_0 \times 10^6}{R_g T_0},$$

$$\rho_0 = \frac{0,1 \times 10^6}{287 \times 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

$$Q_g = \frac{0,0286}{1,19} = 0,024 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Определяется среднее эффективное давление

$$P_e = \frac{N_e \times 120}{V_{hin}},$$

$$P_e = \frac{25,824 \times 120}{0,644 \times 5600} = 0,859 \text{ МПа.}$$

Величину давления воздуха на выходе из компрессора определяется из соотношения [34]

$$P_k = (0,15 \div 0,18) P_e,$$

$$P_k = 0,15 \times 0,859 = 0,129 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления в компрессоре определяется по формуле

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_0},$$

где P_0 – давление на входе в компрессор (атмосферное давление, равное 0,0981 МПа).

$$\pi_k = \frac{0,129}{0,0981} = 1,32.$$

Таким образом, задаваясь массовым расходом воздуха G_6 можно изменять мощность двигателя.

Для определения геометрических размеров поршневого компрессора находим площадь поперечного сечения и диаметр поршня [45, 65]:

$$F = \frac{Q_B}{\lambda z s n'}$$

где λ - величина коэффициента подачи

$$\lambda = \lambda_0 \times (1,01 - 0,02 \times P_2/P_1),$$

λ_0 - объемный КПД;

$$\lambda_0 = 1 - c \times [(P_2/P_1)^{1/m} - 1] = 1 - 0,036 \times [(0,129/0,1)^{1/1,2} - 1] = 0,99.$$

$$\lambda = 0,99 \times (1,01 - 0,02 \times \frac{0,129}{0,1}) = 0,976.$$

$$F = \frac{0,024}{0,976 \times 1 \times 0,071 \times 5600} = 0,00186 \text{ м}^2.$$

Диаметр поршня определяется по формуле:

$$D = \frac{4F}{\pi}$$

$$D = \frac{4 \times 0,00186}{3,141} = 0,049 \text{ м.}$$

Работа, затраченная на сжатие газа в поршневом компрессоре, может быть определена по формуле [46]:

$$A_{с.ж} = k/(k-1) R t [(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1],$$

Где k – показатель адиабаты, который равняется отношению теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме ($k = C_p P / C_v$), для воздуха этот показатель равен 1,4;

R – газовая постоянная, равная для воздуха 286,6 Дж/(кг×К).

$$A_{сж} = 1,4/(1,4-1) \times 286,6 \times (273+20) \times [(0,129/0,1)^{(1,4-1)/1,4} - 1] = 22103,93 \text{ Дж/кг.}$$

Мощность, потребляемая поршневым компрессором, определяется из уравнения [65]:

$$N_k = \frac{G_6 A_{сж}}{1000 \times \eta_{мех} \eta_{ад}},$$

где $\eta_{мех}$ - механический КПД поршневого компрессора, выбирается в диапазоне

$$\eta_{мех} = 0,75 \div 0,9. \text{ Принимается } \eta_{мех} = 0,85.$$

$\eta_{ад}$ - адиабатический КПД поршневого компрессора, выбирается в диапазоне

$$\eta_{ад} = 0,8 \div 0,85. \text{ Принимается } \eta_{ад} = 0,8.$$

$$N_k = \frac{0,0286 \times 22103,93}{1000 \times 0,85 \times 0,8} = 0,928 \text{ кВт.}$$

Определяем мощность двигателя с учетом механических потерь на привод поршневого компрессора

$$N_e = 25,824 - 0,928 = 24,9 \text{ кВт.}$$

Аналогично проводятся расчеты при повышении мощности на 5,10,15,25% и сводятся в таблицу 4.

Таблица 4 – Анализ параметров двигателя при $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$

Предполагаемое повышение мощности двигателя, %	5	10	15	20	25
α	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
φ_n	1	1	1	1	1
l_0	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957
N_e , кВт	22,60	23,67	24,75	25,82	26,90
G_6 , кг/с	0,025	0,026	0,027	0,029	0,030

Продолжение таблицы 4

Предполагаемое повышение мощности двигателя, %	5	10	15	20	25
$Q_v, \text{ м}^3/\text{с}$	0,021	0,022	0,023	0,024	0,025
$P_e, \text{ МПа}$	0,752	0,788	0,823	0,859	0,895
$P_k, \text{ МПа}$	0,113	0,118	0,124	0,129	0,134
Площадь поперечного сечения поршня, $F, \text{ м}^2$	0,00161	0,00169	0,00177	0,00186	0,00194
Объемный КПД, λ_0	0,996	0,995	0,993	0,992	0,990
Величина коэффициента подачи, λ	0,984	0,981	0,978	0,976	0,973
Диаметр поршня, м	0,045	0,046	0,048	0,049	0,050
Работа на сжатие воздуха, $A_{сж}, \text{ Дж/кг}$	10274,57	14344,59	18284,52	22103,93	25811,29
Мощность, потребляемая компрессором, $N_k, \text{ кВт}$	0,378	0,552	0,736	0,928	1,129
Мощность двигателя с учетом механических потерь на привод поршневого компрессора, кВт	22,22	23,12	24,01	24,90	25,77
Фактическое повышение мощности двигателя, %	3,23	7,01	10,46	13,64	16,57

При анализе данных таблицы 4 видно, что предполагаемое повышение мощности двигателя на 5%, не приводит к существенному увеличению мощности, т.к. повышаются затраты на преодоление механических потерь на привод поршневого компрессора.

По результатам расчета для дальнейшей разработки был выбран вариант с диаметром цилиндра равным 50 мм. Применение ПК для наддува ДВС приведет к увеличению размеров базового двигателя ВАЗ-1111, но при этом позволит уравновешивать кривошипно-шатунный механизм не за счет дополнительных масс (противовесов коленчатого вала, специальных инерционных валов), а за счет конструктивных элементов собственно поршневого компрессора и повысить мощность двигателя на 4,25 кВт.

3.3 Выбор и анализ схемы поршневого компрессора

Поршневой компрессор для ДВС должен обеспечивать подачу такого количества воздуха и с такими параметрами, которые на всех режимах работы соответствовали бы количеству и параметрам воздуха, необходимым для получения заданной мощности двигателя в наилучших условиях (высокая экономичность, допустимая механическая и тепловая напряженность и т. д.)[3]. Одновременно степень повышения давления и расход воздуха, создаваемые компрессором, должны обеспечивать получение необходимой характеристики двигателя, т. е. необходимое изменение мощности, крутящего момента, удельного расхода топлива и других показателей в зависимости от режима работы двигателя. Режим работы двигателя определяется частотой вращения его вала и мощностью.

Схема компрессора представляет собой основу, на базе которой производится компоновка элементов ПК. Она определяет в общих чертах особенности конструкции компрессора.

Выбор схемы компрессора предполагает предварительное установление числа ступеней и производится с учетом следующих факторов[45]:

- назначения компрессора;
- условий эксплуатации;
- расположения осей цилиндров;
- числом цилиндров;
- конструкцией механизма движения.

Схемой в значительной степени определяются габариты, металлоемкость и динамическая уравновешенность компрессора.

При определении схемы компрессора следует учитывать большое число критериев выбора, основными из которых являются:

- металлоемкость компрессора;
- надежность и долговечность компрессора;
- габаритные размеры компрессора и размеры пространства, необходимого для монтажа и демонтажа компрессора;
- удобство и простота ремонта и обслуживания;

- уравновешенность компрессора;
- КПД.

По расположению осей цилиндров компрессоры можно разделить на три основные группы (рисунок 3.1): вертикальные, горизонтальные и угловые [45]. К последним относят компрессоры с вертикально-горизонтальным и наклонным V и W-образным расположением осей цилиндров.

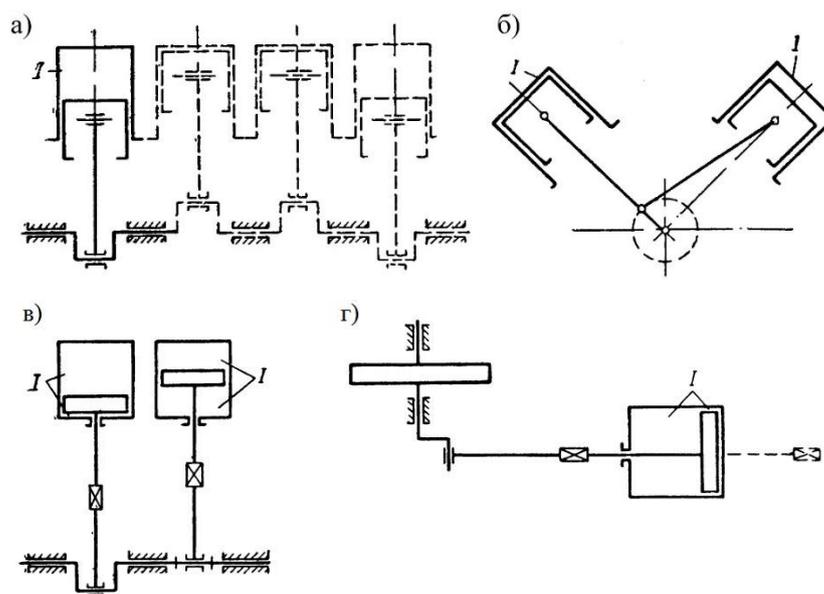


Рисунок 3.1– Схемы одноступенчатых компрессоров

а – вертикальный бескрейцкопфный; б – V-образный; в – вертикальный крейцкопфный; г – горизонтальный однорядный

Компоновка компрессора с двигателями внутреннего сгорания может осуществляться тремя основными способами[45]:

- соединением валов двигателя и компрессора с помощью муфт (в установках малой мощности);
- непосредственным соединением компрессора с двигателем без коленчатого вала;
- соединением компрессора с двигателем в одну машину с общим коленчатым валом по схемам (рисунок 3.2).

К недостаткам рисунка 3.2а относятся следующие:

– в мертвых точках происходит сложение поршневых сил двигателя и компрессора; это вынуждает рассчитывать шатунно-кривошипный механизм на прочность по их суммарной величине, вследствие чего механизм движения получается тяжелым;

– вследствие нагрева цилиндра двигателя происходят значительные перемещения цилиндров компрессора и возможно искривление оси ряда.

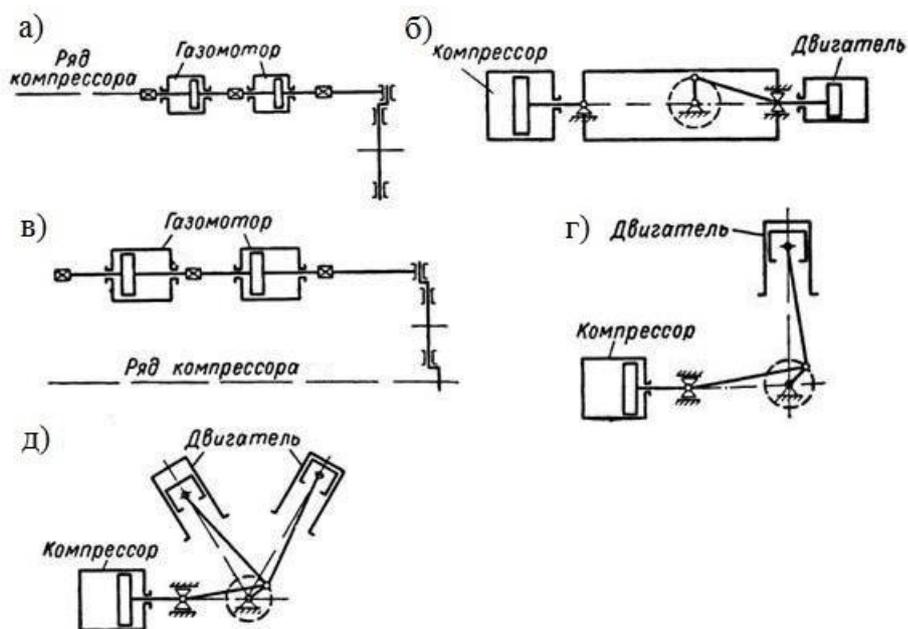


Рисунок 3.2 – Схемы компрессорных установок с приводом от двигателей внутреннего сгорания

а – с последовательным расположением цилиндров; б – с оппозитным расположением цилиндров; в – с параллельным расположением цилиндров; г – с вертикальным расположением цилиндров; д – с V-образным расположением цилиндров

Расположение цилиндров по схеме рисунка 3.2б свободно от основных недостатков схемы рисунка 3.2а. Механизм движения компрессора не связывается с валом, а крейцкопф компрессора соединяется тягами с крейцкопфом двигателя, чем достигается прямая передача усилий от двигателя к компрессору. Такие машины изготавливаются мощностью до 1500 л.с. в агрегате.

Общим недостатком любого последовательного расположения цилиндров являются значительные размеры установки по длине.

Параллельное расположение цилиндров по схеме, изображенной на рисунке 3.2, компактнее последовательного. Оно обеспечивает независимость конструкций компрессора и двигателя и позволяет выбирать различный ход поршня для них.

В настоящее время значительное распространение получили компоновки с угловым расположением цилиндров, в которых цилиндры компрессора располагаются горизонтально, а цилиндры двигателя - вертикально (рисунок 3.2г) или V-образно (рисунок 3.2д). В последнем случае угол развала между силовыми цилиндрами составляет, как правило, 60° [45].

Компоновки установок с угловым расположением цилиндров имеют ряд преимуществ по сравнению с горизонтальным.

При угловом расположении рядов противовесы на коленчатом валу могут значительно уравновесить силы инерции поступательно-движущихся масс. Вследствие одновременности действия максимальных поршневых сил от двигателя и компрессора коленчатый вал не нагружается их суммой. Эти особенности компоновок по схемам рисунков 3.2г и д позволяют значительно повысить число оборотов машины, примерно вдвое снизить потребную площадь для установки.

Принцип действия предлагаемого способа наддува заключается в следующем:

Поршневой компрессор приводится в действие коленчатым валом ДВС и подает воздух в ресивер, чем обеспечивается равномерность его подачи в цилиндры двигателя. При этом накопление воздуха в ресивере с целью повышения экономичности может производиться на режимах с максимальным КПД двигателя и с использованием движения автомобиля накатом (на спусках).

Воздух из ресивера через распределительные механизмы (золотники) подается в определенном порядке в цилиндры двигателя. При этом в случае постоянной, т.е. нерегулируемой подачи воздуха, кроме упрощения конструкции, достигается эффект увеличения мощности (крутящего момента) двигателя в большей степени при малой частоте вращения вала, что особенно важно в городском цикле движения.

Данный способ наддува может быть реализован несколькими способами установки ПК:

- на носке или хвостовике коленчатого вала (рисунок 3.3а);
- между цилиндрами ДВС (рисунок 3.3б);
- в развале V-образного двигателя (рисунок 3.3в);
- на оппозитном двигателе (рисунок 3.3г).

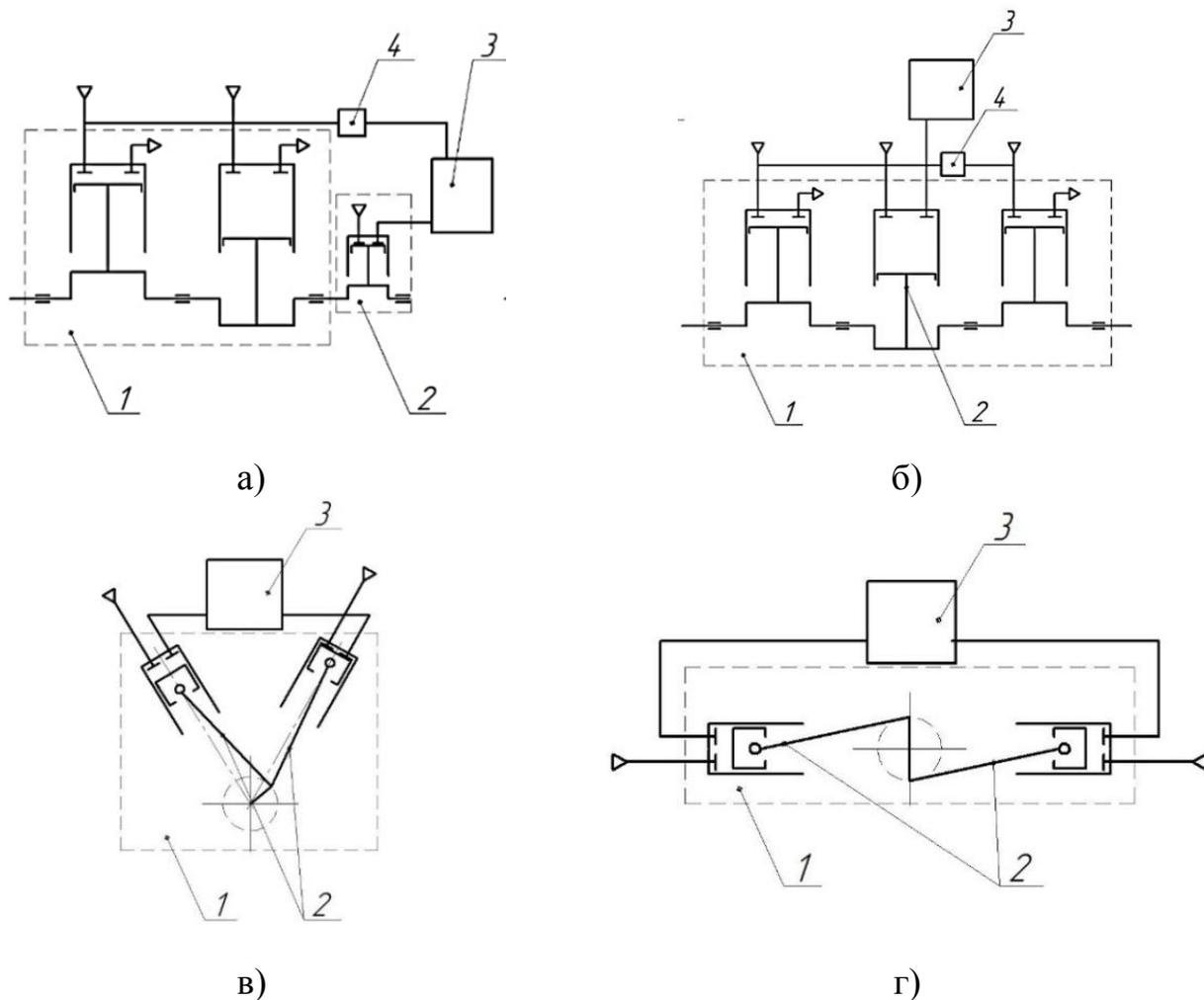


Рисунок 3.3 – Схемы компоновки ДВС и поршневого компрессора

1 – ДВС; 2 – поршневой компрессор; 3 – ресивер; 4 – регулятор давления

Каждой схеме компоновки присущи преимущества и недостатки в отношении простоты конструкции, удобства эксплуатации.

Рассмотрим каждую схему в отдельности.

Для повышения приёмистости и приспособляемости двигателя иногда применяется компрессор, например, с приводом - электрическим или механическим, от коленчатого вала (рисунок 3.3а). Он включается в работу только в периоды, когда требуется получение повышенного крутящего момента.

При получении одинаковой номинальной мощности двигателя при свободном впуске и наддуве двигателя, при улучшении экономичности и токсичности снижается приспособляемость и приёмистость двигателя.

Технически эффективность применения наддува с помощью дополнительного приводного компрессора для широко режимных двигателей очевидна. При этом увеличивается цена и объем специального обслуживания, снижается надежность двигателя. Поэтому целесообразность его использования в каждом конкретном случае определяется по технико-экономическим показателям, когда результат не может быть достигнут более простыми средствами.

Практически применение наддува однозначно оправдано для транспортных двигателей с высокой степенью наддува (для большегрузных автомобилей мощностью больше 400 кВт) и в двигателях, работающих при значительных изменениях температуры окружающей среды и давления. Для обычных автомобильных двигателей с невысокой степенью наддува такое регулирование, как правило, не используют[32].

В вертикальном компрессоре (рисунок 3.3б) элементы поршневого уплотнения работают в лучших условиях, чем в горизонтальной машине, вследствие чего они имеют меньший и более равномерный износ и лучшую герметичность.

Объясняется это тем, что смазка, поступающая в цилиндр равномерно, распределяется по всей рабочей поверхности, и твердые частицы, попадающие вместе с газом в цилиндр, оседают в основном не на цилиндрической поверхности рабочей полости, а на торцовой поверхности поршня.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в вертикальных компрессорах действуют на опору вертикально. Поэтому опрокидывающие моменты, возникающие от сил инерции неуравновешенных масс, в таких машинах

будут меньше, чем в горизонтальных компрессорах. Это повышает устойчивость машины [45].

В связи с вертикальным направлением инерционных сил и лучшими, чем в горизонтальных компрессорах, условиями работы поршневых уплотнений в вертикальных компрессорах представляется возможным допускать большие числа оборотов и скорости поршней. Это уменьшает их вес и габариты, а привод компрессоров получается более компактным, легким и дешевым.

Вертикальные компрессоры занимают меньшую площадь по сравнению с горизонтальными, но при большой производительности они могут иметь значительную высоту, что затрудняет их обслуживание.

Монтаж и демонтаж цилиндров и поршней в вертикальных компрессорах более удобны, чем в горизонтальных, однако демонтаж механизма движения менее удобен, чем в горизонтальных машинах [45].

Температурные и упругие деформации в вертикальных компрессорах свободны, поэтому они не требуют специальных опор.

Угловые компрессоры (рисунок 3.3в) по сравнению с другими типами компрессоров являются, с точки зрения динамической уравновешенности, наиболее совершенными машинами. Это позволяет выполнять угловые компрессоры многооборотными.

В угловых компрессорах цилиндры значительно удалены друг от друга. У V-образных компрессоров обычно оси цилиндров располагают под углом 90° (иногда, для уменьшения ширины машины, под углом 70°), а у W-образных — под углом 60° (или 70°). Это дает возможность создать хорошее воздушное охлаждение цилиндра, что важно для передвижных установок.

Достоинством угловых компрессоров является возможность присоединения шатунов нескольких рядов к одной шейке коленчатого вала. Это упрощает конструкцию вала: позволяет изготавливать его одноколенчатым (реже - двухколенчатым) и меньшей длины, чем в многорядных вертикальных компрессорах, и увеличивает возможность применения подшипников качения. Поэтому угловые компрессоры получаются более компактными.

Перечисленные особенности поршневых компрессоров определяют в основном области их практического применения[38, 45].

Вертикальная схема наиболее целесообразна для компрессоров с малым числом ступеней, прежде всего для одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров. В этих машинах обычно $n = 300 \div 750 \text{ мин}^{-1}$ (иногда - до 1000 мин^{-1}).

Горизонтальная схема обычно применяется в многоступенчатых компрессорах большой производительности, главным образом в стационарных установках с числом оборотов $100 \div 300 \text{ мин}^{-1}$ (при оппозитном расположении цилиндров - $250 \div 600 \text{ мин}^{-1}$). Горизонтальная схема также применяется для компрессоров низкого давления с целью унификации их с многоступенчатыми.

Угловая схема часто применяется в передвижных компрессорных станциях малой производительности, где требуется компактность и хорошая динамическая уравновешенность. У этих машин $n_g = 500 \div 1500 \text{ мин}^{-1}$.

На основе проведенного анализа схем поршневых компрессоров, в качестве схемы компоновки принимается вертикальная схема компоновки ПК.

4 Предварительный анализ уравнивания ДВС

Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются и, если они не уравновешены, вызывают сотрясение и вибрацию двигателя, передающиеся раме автомобиля [53].

Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и моменты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению [63]. Однако поршневые двигатели не могут быть полностью уравновешенными, так как крутящий момент M_{mp} всегда является периодической функцией угла поворота коленчатого вала и, следовательно, величина опрокидывающего момента M_{nm} всегда переменна.

Уравнивание ДВС осуществляется двумя основными способами [69]:

- установка балансирующих валов;
- установка противовесов на коленчатых валах.

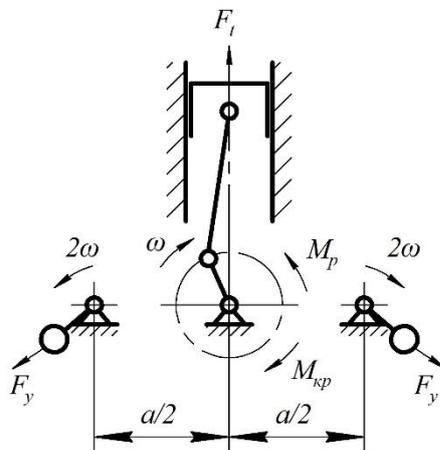
Первый способ используется тогда, когда необходимо уравновесить силы поступательно движущихся масс, моменты от этих сил и реактивный момент имеющие номера гармоник первую и выше [17].

Второй способ применяется для уравнивания сил инерции вращающихся масс и моментов от этих сил.

Одним из вариантов уравнивания сил инерции в автомобилестроении, является схема уравнивания по патенту Фредерика Уильяма Ланчестера [71].

Схема Ф. У. Ланчестера (рисунок 4.1) уравнивает только силы инерции различных порядков, но не позволяет устранить реактивный момент. Она представляет собой два вращающихся в противоположные стороны балансирующих вала, оси которых расположены в горизонтальной плоскости, параллельны оси коленчатого вала и отстоят друг от друга по горизонтали на определенном расстоянии, которое ограничивается допустимыми размерами блока цилиндров. Частота их вращения равна частоте вращения коленчатого вала умноженной на номер гармоники силы инерции, которую (гармонику) необходимо уравновесить. На этих валах установлены противовесы, создающие

уравновешивающие центробежные силы инерции F_y , вертикальные составляющие которых уравновешивают силы инерции поступательно движущихся масс F_t , а горизонтальные составляющие уравновешивают друг друга.



F_y - уравновешивающая сила; F_t - сила инерции поступательно движущихся масс; M_p - реактивный момент; $M_{кр}$ - крутящий момент; ω - частота вращения коленчатого вала; 2ω - частота вращения балансировочных валов; a – расстояние определяющее взаимное расположение балансировочных валов

Рисунок 4.1 – Схема уравновешивания ДВС по патенту Ф.У. Ланчестера

В отечественном автомобилестроении уравновешивающие валы, выполненные по схеме Ланчестера, используются только в рядном четырёхтактном двухцилиндровом бензиновом двигателе, устанавливаемом на автомобиле особо малого класса ВАЗ-1111 "ОКА".

Недостатком такой системы является сложность, существенное увеличение массы и механических потерь двигателя, пониженная надежность конструкции.

Применение поршневого компрессора для наддува ДВС ВАЗ-1111 "ОКА" позволит уравновешивать кривошипно-шатунный механизм не за счет дополнительных масс (противовесов коленчатого вала, специальных инерционных валов), а за счет конструктивных элементов собственно поршневого компрессора и это позволяет компенсировать или снизить увеличение массы двигателя за счет установки данного нагнетателя и зависит от выбранной схемы двигателя.

Таким образом, выполненные расчеты и общий анализ наиболее важных вопросов поставленной задачи, таких как возможные к разработке конструктивные схемы двигателя и компрессора, позволяют выполнить предварительные конструкторские проработки в направлении проектирования двухцилиндрового двигателя с ПК, выполняющим функции увеличения мощности и уравнивания КШМ двигателя.

5 Общий вид двигателя с поршневым компрессором и его описание

Конструкция ДВС с поршневым компрессором (рисунок 5.1) представляет собой трехцилиндровый двигатель, в котором крайние цилиндры являются рабочими, а центральный цилиндр является поршневым компрессором. Поршневой компрессор приводится в движение коленчатым валом двигателя. Шатунная шейка коленчатого вала поршневого компрессора выполнена на 90° позже шатунных шеек рабочих цилиндров. Для накопления и распределения воздуха служат ресивер и распределительный механизм (золотник).

Рабочие поршни находятся в ВМТ, поршень - компрессор воздуха находится в НМТ.

В приложении А показан эскиз 2-х цилиндрового ДВС с наддувом от ПК.

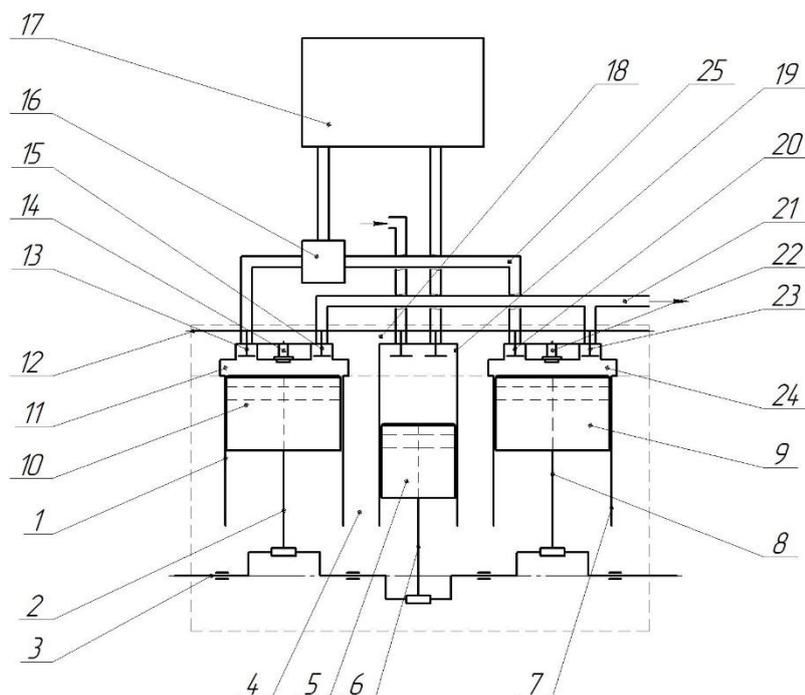


Рисунок 5.1– Схема двигателя внутреннего сгорания с поршневым компрессором

Двигатель внутреннего сгорания с поршневым компрессором содержит: рабочий цилиндр 1, шатун 2, коленчатый вал 3, цилиндр компрессора 4, поршень компрессора 5, шатун 6, рабочий цилиндр 7, шатун 8, поршень 9, поршень 10,

камера сгорания 11, распределительный вал 12, впускной клапан 13, свеча зажигания 14, выпускной клапан 15, распределительный механизм (золотник) 16; ресивер 17; впускной клапан поршневого компрессора 18; выпускной клапан поршневого компрессора 19; впускной клапан 20; выпускной клапан 21; свеча зажигания 22; выпускной клапан 23; камера сгорания 24; впускной клапан 25.

Топливная система двигателя не описывается, так как идентична с четырехтактным бензиновым двигателем внутреннего сгорания и на работу вспомогательного цилиндра с поршневым компрессором не влияет [18, 67].

На рисунке 5.1 поршень 9 и поршень 10 находятся в ВМТ, поршень-компрессор 5 находится в НМТ, в этот момент все клапаны закрыты. В начале движения поршней 9 и 10 из ВМТ к НМТ, поршня 5 из НМТ к ВМТ открывается впускной клапан 13 воздушно-топливной смеси в камеру сгорания 11. Воздух, находящийся в камере поршня-компрессора 5, через канал поступает в ресивер 17, откуда затем через распределительный механизм 16 под давлением поступает в рабочий цилиндр 1. При подходе поршня 9 и поршня 10 к НМТ открывается выпускной клапан 23, когда они достигнут НМТ, закрывается впускной клапан 13, в этот момент поршень - компрессор 5 воздуха находится в ВМТ.

Поршень - компрессор 5 начинает двигаться из ВМТ к НМТ, открывается впускной клапан 18 воздуха, поршни 9 и 10 начинают двигаться из НМТ к ВМТ, поршень 9 сжимает воздушно-топливную смесь в камере 24 сгорания до расчетной величины степени сжатия, поршень 10 выталкивает воздух через выпускной клапан 23. Воздух через впускной клапан 18 поступает в камеру поршня - компрессора 5.

Когда поршни 9 и 10 находятся в ВМТ, поршень - компрессор 5 в НМТ, все клапаны закрыты. Сразу после прохождения ВМТ поршнями 9 и 10 и соответственно НМТ поршнем-компрессором 5, в камере 11 сгорания воспламеняется воздушно-топливная смесь, открывается впускной клапан 20 воздушно-топливной смеси в камеру 24 сгорания и воздух из ресивера 17 под давлением через распределительный механизм 16 поступает в камеру 24 сгорания. При подходе поршня 9 и поршня 10 к НМТ открывается выпускной клапан 13 и

отработанные газы начинают выходить из объема цилиндра 1, когда поршни 9 и 10 находятся в НМТ, а поршень-компрессор 5 в ВМТ, закрывается впускной клапан 20.

В начале движения поршня-компрессора 5 из ВМТ к НМТ открывается впускной клапан 18 и воздух начинает поступать в цилиндр поршневого компрессора, соответственно поршни 9 и 10 начинают двигаться из НМТ к ВМТ, поршень 9 выталкивает отработанные газы через выпускной клапан 15, а поршень 10 сжимает воздушно-топливную смесь до расчетной величины степени сжатия в камере 24 сгорания.

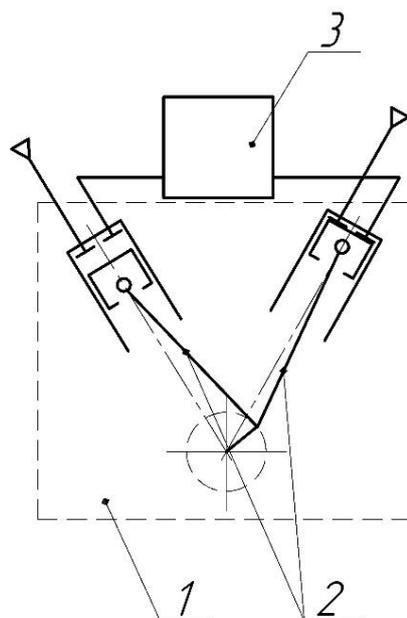
Когда поршень-компрессор 5 будет в НМТ, а поршни 9 и 10 в ВМТ, все клапаны закрыты. В начале движения поршней 9 и 10 из ВМТ к НМТ и поршня - компрессора 5 из НМТ к ВМТ открывается впускной клапан 13 и воздух из ресивера 17 через распределительный механизм 16 вместе с топливом начинает поступать в камеру 11 сгорания, одновременно в камере 24 сгорания происходит воспламенение воздушно-топливной смеси. Поршни 9 и 10 двигаются из ВМТ к НМТ, поршень - компрессор 5 из НМТ к ВМТ, при подходе поршней 9 и 10 к НМТ открывается выпускной клапан 23 и отработанные газы начинают выходить из объема цилиндра 29.

Далее рабочий цикл продолжается. Работает эффективная система подачи воздуха в цилиндры из ресивера через распределительный механизм под давлением, что приводит к росту мощности двигателя.

Применение данной схемы сопряжено с увеличением габаритных размеров двигателя. В связи с этим был проработан вариант, представленный на рисунке 5.2.

Конструкция ДВС с поршневым компрессором (рисунок 5.2) представляет собой двухцилиндровый двигатель, в котором крайние цилиндры являются рабочими, а в развале двигателя расположен V-образный двухцилиндровый поршневой компрессор. Поршневой компрессор приводится в движение коленчатым валом двигателя. Для накопления и распределения воздуха служат ресивер и распределительный механизм (золотник).

В приложении Б представлен эскиз 2-х цилиндрового ДВС с наддувом от V – образного ПК.



1 – ДВС; 2 – поршневой компрессор; 3 – ресивер

Рисунок 5.2 – Схема двигателя внутреннего сгорания с V-образным поршневым компрессором

В связи с тем, что расчет проводился на номинальной частоте вращения коленчатого вала, необходимо провести расчет при частоте вращения коленчатого вала в диапазоне от 1200 до 3000 мин⁻¹, где наиболее часто эксплуатируется автомобиль. ДВС в этих пределах обеспечивает достаточно комфортное движение в пределах разрешенных скоростей и достаточную "приемистость" в совокупности с топливной экономичностью.

Для расчета принимается частота вращения коленчатого вала равная 2000 мин⁻¹. Результаты расчета сводятся в таблицу 5.

Таблица 5 - Анализ параметров двигателя при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

Предполагаемое повышение мощности двигателя, %	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
α	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
φ_n	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
l_0	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957	14,957
N_{e2} , кВт	22,596	23,672	24,748	25,824	26,900	27,976	29,052	30,128	31,204	32,280

Продолжение таблицы 5

Предполагаемое повышение мощности двигателя, %	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
G_{θ} , кг/с	0,0250	0,0263	0,0276	0,0289	0,0302	0,0315	0,0328	0,0342	0,0355	0,0369
Q_{θ} , м ³ /с	0,0210	0,0221	0,0232	0,0243	0,0254	0,0265	0,0276	0,0287	0,0298	0,0310
P_e , МПа	2,105	2,205	2,306	2,406	2,506	2,606	2,707	2,807	2,907	3,007
P_k , МПа	0,316	0,331	0,346	0,361	0,376	0,391	0,406	0,421	0,436	0,451
Площадь поперечного сечения поршня, F , м ²	0,0050	0,0053	0,0056	0,0059	0,0062	0,0065	0,0068	0,0071	0,0075	0,0078
Объемный КПД, λ_0	0,942	0,938	0,935	0,931	0,927	0,924	0,920	0,917	0,913	0,910
Величина коэффициента подачи, λ	0,892	0,886	0,879	0,873	0,867	0,861	0,855	0,849	0,843	0,837
Диаметр поршня, м	0,080	0,082	0,084	0,086	0,089	0,091	0,093	0,095	0,098	0,100
Работа на сжатие воздуха, $A_{сж}$, Дж/кг	114312	119774	125061	130187	135162	139997	144701	149283	153749	158106
Мощность, потребляемая компрессором, N_k , кВт	4,201	4,628	5,070	5,527	5,999	6,485	6,985	7,499	8,028	8,570
Мощность двигателя с учетом механических потерь на привод поршневого компрессора, кВт	18,40	19,04	19,68	20,30	20,90	21,49	22,07	22,63	23,18	23,71
Фактическое повышение мощности двигателя, %	-16,88	-12,90	-9,26	-5,93	-2,86	-0,04	2,57	4,99	7,23	9,32

При анализе данных таблицы 5 видно, что предполагаемое повышение мощности двигателя в диапазоне от 5 до 30% за счет ПК, приведет к уменьшению мощности двигателя, т.к. повышаются затраты на преодоление механических потерь на привод поршневого компрессора.

Таким образом, получено, что использование для городских условий данного вида совершенствования конструкции неэффективно, в связи с увеличением габаритных размеров двигателя и снижением эффективной мощности.

Для продолжения работы требуется проанализировать возможность работы ДВС на характерных для условий городской эксплуатации режимах работы. Такие режимы существующими в настоящее время инженерными методиками не рассчитываются, однако, в качестве первого приближения такой расчет можно выполнить.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований проанализирована техническая задача повышения мощности и уравнивания двухцилиндрового двигателя малогабаритного автомобиля за счет применения поршневого компрессора, расположенного в одном блоке с двигателем внутреннего сгорания. В ходе диссертационного исследования получены следующие основные результаты и выводы:

1 На основании анализа конструктивных особенностей 2-х цилиндровых двигателей типа ВАЗ-1111 расчетным методом исследована возможность и предложен способ повышения мощности путем наддува при обеспечении уравновешенности КШМ.

2 По известным литературным данным проведен анализ различных видов нагнетателей, на основании которого обоснован выбор поршневого компрессора.

3 Проведен тепловой расчет и определены показатели ДВС с наддувом от компрессора поршневого типа. По результатам расчета для дальнейшей разработки был выбран вариант с диаметром цилиндра равным 50 мм, мощность двигателя при этом возрастает на 17%.

4 Расчетным путем установлено, что на частоте вращения коленчатого вала до 3000 мин^{-1} , характерной для условий городской эксплуатации, данный метод совершенствования конструкции современных ДВС является неэффективным.

5 Проведен обзор существующих конструктивных решений для уравнивания поршневых двигателей внутреннего сгорания и проанализированы два варианта конструкторских решений по компоновке поршневого компрессора в блоке цилиндров двухцилиндрового двигателя – вертикальный и V – образный.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Автомобили ВАЗ-1111, ВАЗ-11113: Многокрасочный альбом / В. А. Вершигора, А. П. Игнатов, Новокшенов К. В. и др. – М.: Изд. «ЧП Морозов», 1999. – 88 с.: ил.
- 2 Автомобильные двигатели [Текст]/ Архангельский В.М., Вихерт М.М., Войнов А.Н. [и др]; под ред. проф. М.С. Ховаха - М.: Машиностроение, 1977.- 496 с.
- 3 Агрегаты воздухооборудования комбинированных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Под ред. М. Г. Круглова. - Москва : Машиностроение, 1973. - 296 с.
- 4 Агрегаты наддува двигателей [Текст] : учебное пособие для студентов всех форм обучения, обучающихся по специальности 140501 "Двигатели внутреннего сгорания" и направления 141100 "Энергетическое машиностроение" / Ю. Р. Вахитов ; М-во образования и науки Российской Федерации, Федеральное гос. бюджетное образовательное учреждение высш. проф. образования "Уфимский гос. авиационный технический ун-т". - Уфа : Уфимский гос. авиационный технический ун-т, 2012. - 158 с. : ил., табл.
- 5 Баландин, С.С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания [Текст]/ С.С. Баландин; [ред. В.Г. Суворов].- 2-е изд. доп.- М.: Машиностроение, 1972.- 176 с.
- 6 Бекман, В. В. Гоночные автомобили [Текст]/ В. В. Бекман. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1980. – 320 с., ил.
- 7 Бензиновые двигатели с подачей в цилиндры дополнительного воздуха [Текст]/ Р. Х Зарипов, Д. Н Самойлов, Н. П. Самойлов. - Казань: Форт диалог. - 1995. - 70 с.: ил.
- 8 Березин, С. Р. Исследование динамического наддува четырехтактных двигателей внутреннего сгорания : 05. 04. 02 : дис... ктн / Березин С. Р. ; МВТУ им. Н. Э. Баумана. - М., 1980. - 177 л.
- 9 Богданов, В. И. Автомобиль и его двигатель – возможные перспективы развития [Текст]/ В.И. Богданов // Автомобильная промышленность.- 2009.- №1.- С. 25-28.

10 Бурданов, Н. Г. Спиральные компрессоры для холодильных машин [Текст]/ Н. Г. Бурданов, Г. А. Канышев. - М. : ЦИНТИ Химнефтемаш, 1991. – 48 с.

11 Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст]/ И. И. Вибе.- М.: Машгиз, 1962.- 272 с.

12 ГОСТ2084-77. Бензины автомобильные. Технические условия = Motorpetrols. Specifications[Текст]: межгосударственный стандарт : введен 01.01.79. - Изд. (фев. 2003 г.) с Изм. № 1, 2, 3, 4, 5, 6, утв. в марте 1981 г., апр. 1983 г., окт. 1984 г., июне 1990 г., февр. 1997 г., янв. 2002 г. (ИУС 6-81, 7-83, 1-85, 10-90, 5-97, 5-2002), Попр. (ИУС 4-2000, 1-2001). - Москва : ИПК изд-во стандартов, 2003. - 6 с.

13 ГОСТ 28567-90 «Компрессоры. Термины и определения».

14 ГОСТ Р 51832-2001 Двигатели внутреннего сгорания с принудительным зажиганием, работающие на бензине, и автотранспортные средства полной массой более 3,5 т, оснащенные этими двигателями. Выбросы вредных веществ. Технические требования и методы испытаний (с Изменением N 1)

15 Грушенков, В. А. Экологические и экономические проблемы автотранспорта[Текст]/ В. А. Грушенков // Автотранспорт: эксплуатация, обслуживание, ремонт. -2010.- № 9. -С. 33-37.

16 Давыдков, Б.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей. Учебное пособие [Текст]/ Б. Н. Давыдков, В. Н. Каминский. - М.: МАМИ, 2011. - 123 с.

17 Двигатели внутреннего сгорания : В 3 кн. / Под ред. В. Н. Луканина. - М. : Высш. шк., 1995-. - 21 см. [Кн.] 2: Динамика и конструирование [Текст]/ [В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.]. - М. : Высш. шк., 1995. - 318,[1] с. : ил.

18 Двигатели внутреннего сгорания : Устройство и работа поршневых и комбинир. двигателей : [Учеб. для вузов по спец. "Двигатели внутр. сгорания" [Текст]/ В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.]; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1990. - 283 с. : ил.

- 19 Двигатели внутреннего сгорания: конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст]/ Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко [и др.]; под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.- 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984.- 384 с.
- 20 Детали машин и основы конструирования[Текст]/ под ред. М.Н. Ерохина. – М.: Колос С, 2005.- 462 с.
- 21 Диксон, Дж. Проектирование систем [Текст]/ Дж. Диксон. - М.: Мир; 1969. - 440 с.
- 22 Дмитриевский, А. В. Автомобильные бензиновые двигатели [Текст]/ А. В. Дмитриевский - М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. — 128 с.
- 23 Дятчин, Р. И. История развития техники: учеб. пособие [Текст]/ Р. И. Дятчин. - Ростов н/Д: Феникс, 2001.- 319 с.
- 24 Жуков, В. А. Конструкция и основы расчета систем наддува ДВС: учеб. пособие [Текст]/ В. А. Жуков, М. С. Курин. - Рыбинск. - 2011. - 137 с.
- 25 Журнал «За рулём» 10/94, 1/97, 9/97, 1/99, 4/0Г, 6/01, 7/02.
- 26 Журнал Automotive engineering, April 2006.
- 27 Журнал Automotive engineering, February 2005.
- 28 Журнал Авторевю 17/99, 1/00, 13-14/00, 18/01, 6/01, 2/02, 4/07.
- 29 Зейнетдинов, Р. А. Проектирование автотракторных двигателей: учебное пособие [Текст]/ Р. А. Зейнетдинов, И. Ф. Дьяков, С. В. Ярыгин. -Ульяновск.: УлГТУ, 2004. - 168с.
- 30 История изобретения и развития агрегатов наддува двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие [Текст]/ О. В. Батурич, Н. В. Батурич, В. Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. - 56с.
- 31 Итоги науки и техники. Серия: Двигатели внутреннего сгорания. Т.4. Автомобильные двигатели [Текст]/В. А. Лурье, В. А. Мангушев, И. В. Маркова, Б. Я. Черняк; научный редактор Р.П. Дробогаев. - М.: ВИНТИ, 1985.- 283 с.

32 Каминский, Р. В. Методика создания типоразмерного ряда турбокомпрессоров для двигателей внутреннего сгорания различного назначения [Текст]/ Р. В. Каминский. - 2015. - 128с.

33 Лопастные компрессоры, осевые компрессоры [Электронный ресурс]. URL: http://www.intech-gmbh.ru/vane_compressors.php (дата обращения: 30.11.2015).

34 Макушев, Ю. П. Агрегаты наддува двигателей [Текст]/ Ю. П. Макушев, С. В. Корнеев, В. В. Рындин. : Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 58 с.

35 Миллер, А. По следам забытых вариантов ДВС [Текст]/ А. Миллер // Двигатель.- 2004.- №6(36).- С.28-32.

36 Моравский, А. В. Судьбы необыкновенных двигателей [Текст]/ А. В. Моравский, М. А. Файн. - М.: Энегроатомиздат, 2004. -176 с.

37 Морозов, К. А. Основные параметры и показатели современных бензиновых двигателей. Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: сб. науч. тр. [Текст]/ К. А. Морозов, А. С. Низамов - М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. С. 245-252.

38 Наддув двигателей внутреннего сгорания : Учеб. пособие [Текст]/ Н. Н. Патрахальцев. - М. : Изд-во Рос. ун-та дружбы народов, 2003 (Тип. ИПК РУДН). - 318, [1] с. : ил.

39 Назаренко, У. П. Эксплуатация воздушных поршневых компрессоров [Текст]/ У. П. Назаренко. - Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1963. — 64 с.: ил.

40 Нигматуллин, И. Н. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях [Текст] / И. Н. Нигматуллин. - М. : Машгиз, 1962.

41 Орлов, П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 2-х кн. Кн. 1[Текст]/ Под ред. П.И; Учаева. М.: Машиностроение, 1988: - 560 с.

42 Пат. 2299999 Российская Федерация, МПК F 02 В 41/06. Двигатель внутреннего сгорания со вспомогательным цилиндром (варианты) [Текст] / Динов К. Н. ; заявитель и патенто обладатель Динов К. Н. - № 299999 ; заявл. 22.06.05 ; опубл. 27.12.06, Бюл. № 15 (I ч.) - 2 с. : ил.

43 Пат. 2327885 Российская Федерация, МПК F 02 В 33/22. Способ работы четырехтактного двигателя внутреннего сгорания и устройство для реализации

этого способа [Текст] / Лаврюхин С. А. ; заявитель и патентобладатель Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева (RU), Лаврюхин Сергей Анатольевич (RU) - № 2327885 ; заявл. 08.12.06 ; опубл. 27.06.08, Бюл. № 18 - 2 с. : ил.

44 Петриченко, Р. М. Рабочие процессы поршневых машин: ДВС и компрессоры [Текст]/ Р. М. Петриченко, В. В. Оносовский. Л.: Машиностроение, 1972. - 168с.

45 Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции [Текст]/ П. И. Пластинин. – 3-е изд., доп. – М.: КолосС, 2008. – 711 с., ил.

46 Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет [Текст]/ П. И. Пластинин. – 3-е изд., доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.

47 Портнов, Д. А. Рабочий процесс авиадвигателя при наддуве с использованием энергии выхлопных газов [Текст]/ Д. А. Портнов. Труды ЦИАМ №131 - Оборонгиз, 1948. – 41 с.

48 Поршневые компрессоры [Текст] : [учебное пособие для вузов по специальности "Холодильные и компрессорные машины и установки"] / [Б. С. Фотин и др.] ; под общ. ред. Б. С. Фотина. - Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1987. - 371, [1] с. : ил.

49 Поршневые компрессоры [Текст] : Теория, конструкции и основы проектирования. - 3-е изд., перераб. и доп. - Ленинград : Машиностроение. [Ленингр. отд-ние], 1969. - 743 с.

50 Поршневые компрессоры [Текст] : учеб. пособие / С. Е. Захаренко [и др.] ; ред. С. Е. Захаренко. - Москва ; Ленинград : Машгиз, 1961. - 454 с.

51 Пульманов, Н. В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин [Текст]/ Н. В. Пульманов; 3-е изд., доп. и перераб. - М.: Государственное научно - техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. -539 с.

52 Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учебник для вузов [Текст]/ И. Я. Райков. - М.: Высшая школа, 1975. – 315 с.

53 Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст]/ А. И. Колчин, В. П. Демидов. - 4-е изд., стер. - М.: Высш. шк., 2008. - 496 с, ил.

54 Русинов, Р. В. Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / Р. В. Русинов. - СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2006. - 101 с.

55 Синявский, В. В. Системы и агрегаты наддува. Форсирование двигателей [Текст]/ В. В. Синявский, И. Е Иванов. - М.: МАДИ, 2016. — 112 с.

56 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления = System of standards on information, librarianship and publishing. The research report. Structure and rules of presentation [Текст]: Межгосударственный стандарт ГОСТ 7.32-2001 : Взамен ГОСТ 7.32-91 : Введен 2002-07-01 / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. - Изд. (сент. 2002) с Поправкой (ИУС 5-2002). - Москва : Издательство стандартов, 2001. - III, 16 с.

57 Современные направления развития конструкций поршневых ДВС в условиях топливно-энергетического кризиса: сб. науч. тр. по материалам международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана [Текст]/ Ипатов А. А., Кутенев В. Ф., Лукшо В. А. ; под ред. Н. А. Иващенко, В. Н. Костюкова, А. П. Науменко, Л. В. Грехова - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.- С. 23-28.

58 Стефановский, Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания [Текст]/ Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцев, Е. К. Корси [и др.] - М.: Машиностроение, 1972.- 368 с.

59 Стратегия развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года [Электронный ресурс]. URL: <http://old.minpromtorg.gov.ru/ministry/strategic/sectoral/10> (дата обращения: 15.01.2016).

60 Таленс, Я. Ф. Работа конструктора [Текст]/ Я. Ф. Таленс. - Л.: Машиностроение, 1987. - 255 с.

61 Техническая эксплуатация; автомобилей [Текст]/ Е. Г. Кузнецов, А. П. Болдин, И. В. Власов. - М. : Наука; 2001. - 535 с.

62 Технология двигателестроения : Учеб. для студентов, обучающихся по специальности "Двигатели внутр. сгорания" [Текст]/ [А.И. Дашенко, П.Е. Елхов, А.Л. Карунин и др.]; Под ред. А.И. Дашенко. - 2. изд., перераб. и доп. - М. : Изд-во МГТУ "МАМИ", 2001. - 496 с. : ил.

63 Тольский, В. Е. Уменьшение вибраций двухцилиндровых автомобильных двигателей. при применении; уравнивающего; механизма [Текст]/ В. Е. Тольский. - М : Двигателестроение, 1984, № 10. с. 394.

64 Хак, Г. Турбодвигатели и компрессоры: справочное пособие [Текст]/ Г. Хак. - М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. – 351 с.

65 Циннер, К. Наддув двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Пер. с нем. В.И. Федышина ; Под ред. Н.Н. Иванченко. - Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. - 263 с. : ил.

66 Чистяков, В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания [Текст]/ В. К. Чистяков. - М.: Машиностроение, 1989, 256 с.

67 Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» [Текст]/ Б. А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев; под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004.- 342 с.

68 Шерстюк, А. Н. Компрессоры [Текст]/ А. Н. Шерстюк. - М.: Госэнергоиздат, 1959. - 191 с.

69 Щепетильников, В. А. Уравнивание механизмов [Текст]/ В. А. Щепетильников. - М.: Машиностроение, 1982, 256 е., ил.

70 Эккерт, Б. Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет. Пер.с нем. [Текст]/ Пер. Фролов Е.С., Захаров Б.Д. - М.: Гос.науч.-техн.изд-во машиностроит.лит., 1959. - 678 с.

71 A Patent of Lanchester (British Patent No. 26038 Priority 1911).

72 Basshuysen R., Schafer F. (eds.) Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives. Part 1. SAE International, 2004. - 852 p.

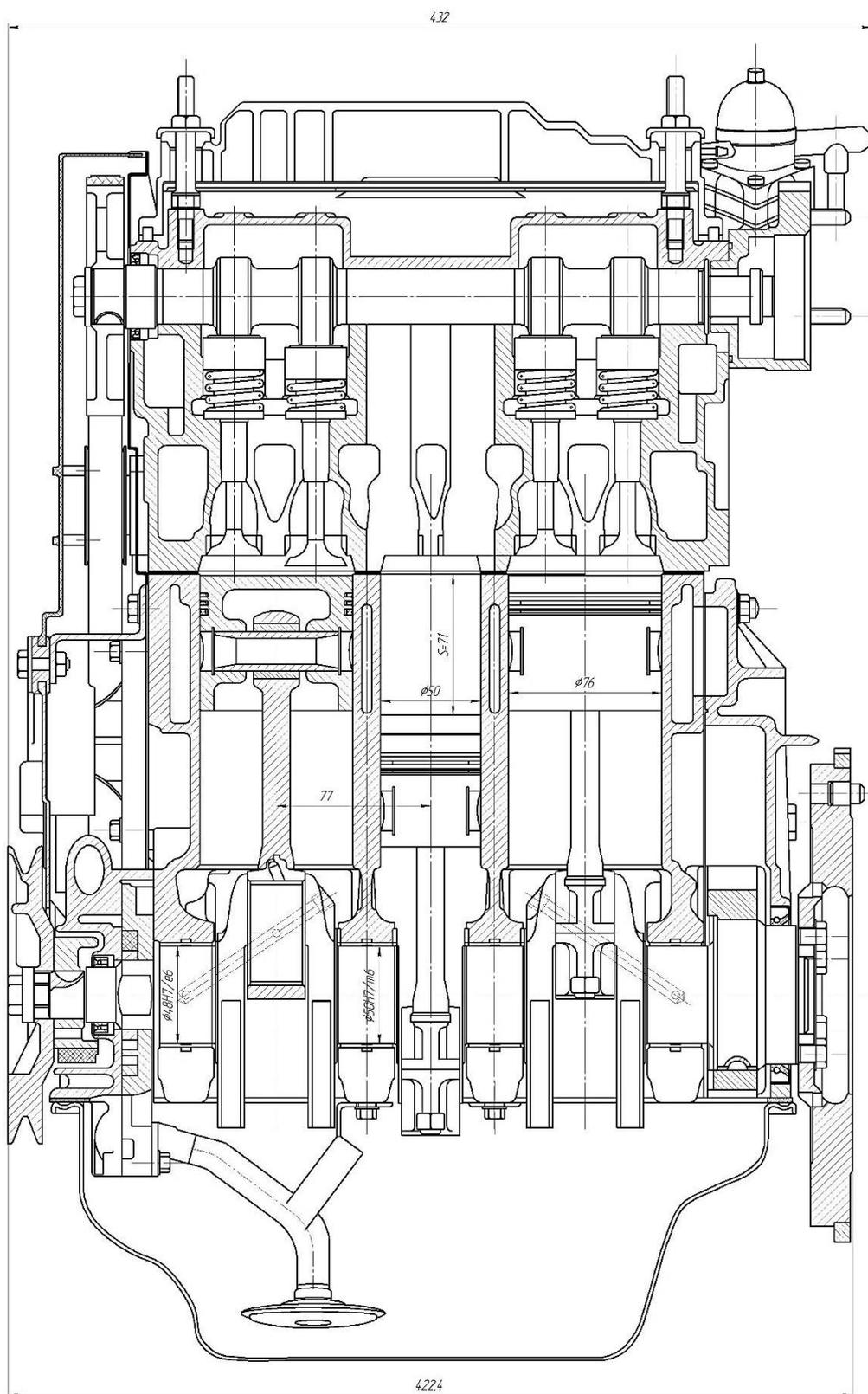
73 Davis E., Perkins-Davis D. Supercharging, Turbocharging and Nitrous Oxide Performance. Motorbooks, 2002. - 160 p.

74 Hiereth H., Prenninger P. Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. - 268 p.

75 Zinner Karl A., Winkler G. Supercharging of Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1978. - 40 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Эскиз 2-х цилиндрового двигателя с наддувом от поршневого компрессора
расположенного между цилиндрами



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Эскиз 2-х цилиндрового двигателя с наддувом от V – образного поршневого компрессора расположенного между цилиндрами

