

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ-  
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА»

На правах рукописи

СУЧКОВ АЛЕКСАНДР ИГОРЕВИЧ

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ  
ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ДАВЛЕНИЮ ГАЗОВ В  
КАРТЕРЕ

Специальность: 4.3.1. Технологии, машины и  
оборудование для агропромышленного комплекса

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор,  
Девянин Сергей Николаевич

Москва - 2023

## Оглавление

Введение .....	5
Глава 1. Состояние вопроса и задачи исследования .....	11
1.1 Диагностика неисправностей двигателей измерением компрессии в цилиндрах .....	15
1.2 Методы диагностирования по рабочим процессам и колебаниям угловой скорости коленчатого вала .....	17
1.3 Анализ существующих диагностических средств.....	24
1.4 Повышение эффективности диагностики ДВС .....	29
Выводы по первой главе .....	34
Глава 2. Методические разработки для проведения расчетных исследований .....	37
2.1 Методика расчета давления и температуры в цилиндре дизеля.....	37
2.1.1 Расчет процесса наполнения цилиндра свежим зарядом .....	38
2.1.2 Расчет давления и температуры в процессе сжатия заряда .....	40
2.1.3 Расчет давления и температуры в процессе сгорания.....	41
2.1.4 Расчет давления и температуры в процессе расширения.....	43
2.1.5 Расчет давления и температуры в процессе выпуска .....	43
2.1.6 Определение энергетических характеристик рабочего цикла .....	45
2.2 Методика расчета утечек через поршневые кольца .....	46
2.3 Методика расчета изменения объема картерного пространства при работе ДВС .....	51
2.4 Методика определения объема картера ДВС .....	55
2.5 Методика расчета давления газов в замкнутом картере при работе двигателя.....	59
Выводы по второй главе .....	61

Глава 3. Расчетные исследования утечек газов в картер двигателя .....	62
3.1 Программа расчетных исследований по разработанным методикам .....	63
3.2 Результаты расчета расхода картерных газов .....	64
3.2.1 Результаты расчета при нормальном износе ЦПГ .....	65
3.2.2 Результаты расчета при допустимом износе ЦПГ .....	70
3.2.3 Результаты расчета при предельном износе ЦПГ .....	75
3.2.3 Сопоставление результатов расчета при различном износе ЦПГ .....	80
3.3 Результаты расчета изменения объема картера при работе ДВС .....	86
3.4 Результаты расчета изменения давления в закрытом картере ДВС .....	89
3.4.1. Изменение давления в картере за рабочий цикл ДВС .....	89
3.4.2. Изменение давления в картере за несколько рабочих циклов .....	98
3.4.3. Влияние объема картерного пространства на изменение давления ....	111
Выводы по третьей главе .....	115
Глава 4. Экспериментальные исследования двигателя .....	118
4.1 Программа и методики экспериментальных исследований .....	118
4.1.1 Экспериментальная установка .....	118
4.1.2 Методики проведения экспериментов .....	123
4.1.2.1 Измерение объёма картерного пространства .....	123
4.1.2.2 Измерение расхода картерных газов двигателя .....	126
4.1.2.3 Измерение расхода картерных газов двигателя и изменения давления в закрытом картере .....	127
4.1.3 Программа экспериментальных исследований .....	129
4.2 Результаты экспериментальных исследований по измерению объема картера ДВС .....	130

4.3 Результаты экспериментальных исследований по измерению расхода картерных газов.....	140
4.4 Результаты экспериментальных исследований по измерению давления газов в закрытом картере ДВС .....	147
Выводы по четвертой главе .....	155
Глава 5. Перспективы использования исследованного метода диагностирования.....	157
5.1 Реализация полученных результатов исследований .....	157
5.2 Алгоритм измерения расхода картерных газов .....	159
5.3 Разработка устройства для реализации алгоритма измерения расхода картерных газов в процессе эксплуатации техники с ДВС .....	164
5.4. Техничко-экономическая оценка эффективности от применения устройства измерения расхода картерных газов .....	167
5.4.1 Методика расчета .....	168
5.4.2 Расчет оплаты труда .....	169
5.4.3 Затраты на ГСМ.....	171
5.4.4 Затраты на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава	173
5.4.5 Расчет годовой экономии.....	176
5.4.6 Расчет срока окупаемости.....	176
Выводы по пятой главе .....	178
Заключение .....	179
Список использованной литературы.....	182

## Введение

**Актуальность темы исследования.** Высокая производительность труда в сельскохозяйственном производстве невозможна без эффективного использования мобильных машин. Основным источником механической энергии современных мобильных машин остается дизельный двигатель, и обеспечение его работоспособности является важной задачей. В процессе эксплуатации дизеля его техническое состояние изменяется и это приводит к снижению эффективности выполняемых работ. Своевременное выявление такого состояния двигателя позволит исключить непреднамеренную эксплуатацию техники и снизить расходы, связанные с эксплуатацией такой техники. Поэтому разработка методов направленных на своевременное выявление нарушений технического состояния двигателя, и в частности, его ЦПГ является актуальной задачей.

При диагностировании тракторного дизеля, в большинстве случаев нет возможности напрямую измерить структурный параметр без вывода техники из эксплуатации, поэтому необходимо использовать такие диагностические методы, которые находились бы в тесной связи со структурным параметром и характеризовали бы его достоверной информацией. В то же время на операции связанные с разборкой и сборкой отдельных узлов двигателя, требуются значительные затраты времени поэтому развитие методов безразборной диагностики является актуальной задачей.

Наибольшее распространение на тракторах страны получили дизели серии Д-243. Основное их назначение установка на сельскохозяйственные трактора класса 1,4-2,0 т/с. А так же другие машины промышленного, сельскохозяйственного, лесозаготовительного назначения. Широко применяется на экскаваторах, погрузчиках, компрессорных станциях и электрогенераторах.

При эксплуатации тракторов задачей механизаторов является поддержание дизеля в пределах максимально технико-экономических

параметров на требуемом уровне, поэтому задачи диагностирования являются элементом системного подхода к решению задачи снижения общих затрат на эксплуатацию дизельного двигателя. Предусмотренные в эксплуатации профилактические и ремонтные мероприятия направлены на поддержание состояния элементов конструкции на высоком уровне. Диагностика дизелей в условиях непрерывного рабочего цикла характеризуется необходимостью оперативного, простого и недорогого выявления неисправностей.

**Степень разработанности темы исследования.** Вопросами диагностирования цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в частности тракторных дизелей, занимались многие ученые как в России, так и за рубежом. Значительный вклад в развитие средств и методов диагностики и регулировки ДВС в России внесли Аллилуев В.А., Бельских В.И., Варнаков В.В., Варнаков Д.В., Веденяпин Г.В., Габитов И.И., Девянин С.Н., Дидманидзе О.Н., Ждановский Н.С., Катаев Ю.В., Мигаль В.Д., Михлин В.М., Неговора А.В., Черноиванов В.И., Чечет В.А., Шубин В.М. и многие другие. За рубежом развитием методов диагностирования ДВС занимались Caban J., Drożdźiel P., Ignaciuk P., Kordos P., Delvecchio S., Bonfiglio P., Pompoli F., Grajales J.A., Quintero H.F, López J.F., Romero C.A., Henaо E., Cardona O., Kim H.W, Lee S.K., Xiao G.F., Qiao XQ, Huang Z., Chen Z.P., Henein N.A, Zahdeh A.R., Yassine M.K., и другие.

Известны работы, в которых методика контроля и регулировки ЦПГ в условиях эксплуатации обладает высокой трудоемкостью и низкой точностью, так как требуется применение специального оборудования (осциллографа) и недостаточная достоверность диагностических параметров, связанные с низким давлением равным 32 кПа и продолжительностью его достижения при измерении. При этом открытым остается вопрос влияния объёма картерных газов на результаты определения и диагностического анализа характеристик состояния цилиндропоршневой группы.

**Цель работы:** совершенствование методов оценки технического состояния цилиндропоршневой группы тракторного дизеля с использованием давления отработавших газов в картере двигателя.

**Задачи исследования:**

1. Провести анализ известных способов оценки технического состояния цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя на возможность их использования для непрерывного контроля в процессе эксплуатации.

2. Разработать методики расчёта процессов оценки технического состояния ЦПГ двигателя по давлению газа в закрытом картере и программные средства для проведения расчетных исследований.

3. Провести расчетные исследования влияния режима работы ДВС и состояния ЦПГ на изменение давления газов в закрытом картере ДВС и выявить характерные режимы и параметры.

4. Создать экспериментальную установку и провести экспериментальные исследования по оценке характерных режимов работы двигателя и оценочных параметров.

5. Разработать диагностические параметры и провести экспериментальную проверку оценки состояния ЦПГ с использованием предложенных диагностических параметров.

**Научная новизна**

1. Разработан комплекс математических моделей для оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя в эксплуатации.

2. Предложено использовать скорость нарастания давления газов в закрытом картере в качестве критерия оценки технического состояния цилиндропоршневой группы тракторного дизеля.

**Теоретическая значимость** диссертационного исследования заключается в результатах расчетных и экспериментальных исследований, позволивших выявить взаимосвязи между давлением картерных газов и техническим состоянием цилиндропоршневой группы двигателя,

определяемыми по прорыву картерных газов из-за неплотностей ЦПГ двигателя.

**Практическая ценность результатов работы** заключается в том, что разработанный метод определения технического состоянием цилиндропоршневой группы двигателя позволяет достичь более высокой точности в сравнении с известными методами и снизить при этом трудоемкость диагностических работ.

**Объектом исследования** является процесс оценки технического состояния ЦПГ.

**Предмет исследования** заключается в выявлении закономерности изменения скорости нарастания давления в закрытом картере от технического состояния ЦПГ.

**Методы исследования.** Расчетное исследование выполнено с использованием методов математического моделирования рабочих процессов двигателя. Основные результаты расчетных исследований и достоверность математической модели процессов в контроле состояния ЦПГ проверялись в ходе натурных экспериментов.

**Положения, выносимые на защиту:**

1 Методики расчёта процессов оценки технического состояния ЦПГ двигателя по давлению газа в закрытом картере и программные средства для проведения расчетных исследований.

2. Результаты расчетных и экспериментальных исследований влияния режима работы ДВС и состояния ЦПГ на изменение давления газов в закрытом картере ДВС и выявить характерные режимы и параметры.

3. Результаты оценки состояния ЦПГ с использованием предложенных диагностических критериев, учитывающий возможные режимы работы дизеля при измерениях.

**Достоверность результатов** исследования базируется на всестороннем изучении выполненных ранее научно-исследовательских работ, патентов на изобретения и полезные модели по теме исследования; использованием

фундаментальных законов термо- и газодинамики в исследовании процессов, происходящих в ДВС при наличии различных неплотностей в уплотнении цилиндропоршневой группы при различных режимах работы, и апробированного научно-методического аппарата; согласованностью результатов теоретических и экспериментальных исследований; наличием лабораторной базы и современного диагностического оборудования.

**Апробация результатов.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных научно-практических конференциях:

1. Научный семинар «Чтения академика В.Н. Болтинского, Москва, ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 25–26 января 2023 года.

2. Международная научно-техническая конференция имени А.Ф. Ульянова «Инновационное техническое обеспечение агропромышленного комплекса» ФГБОУ ВО «Саратовский государственный университет генетики, биотехнологии и инженерии имени Н.И. Вавилова» 3 - 4 октября 2023 года.

3. Международная конференция «2022 Интеллектуальные технологии и электронные устройства в транспортных средствах и дорожно-транспортном комплексе» /International Scientific Conference «2022 INTELLIGENT TECHNOLOGIES AND ELECTRONIC DEVICES IN VEHICLE AND ROAD TRANSPORT COMPLEX», Москва, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) 10 - 11 ноября 2022 года.

4. 26-я Московская международная межвузовская научно-техническая конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы», Москва, ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 12-13 мая 2022 г.

5. Научный семинар «Чтения академика В.Н. Болтинского, Москва, ФГБОУ ВО РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева, 25–26 января 2022 года.

**Публикации.** По материалам исследований опубликовано 5 работ, в том числе 2 статьи в ведущих научных журналах, рекомендованных ВАК РФ для публикации основных результатов научных исследований.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов, списка использованной литературы из 129 наименования, 17 из которых на иностранном языке. Работа изложена на 195 страницах, содержит 89 рисунков и 38 таблиц.

## Глава 1. Состояние вопроса и задачи исследования

В сельском хозяйстве, для производства продукции, используется огромное количество разнообразной техники. В результате эксплуатации машин ухудшаются технико-экономические показатели, что связано с процессами изнашивания узлов и агрегатов, а также их физическими моральным старением. Для обеспечения высокой технической готовности техники необходимо контролировать её техническое состояние, качественно и своевременно проводить мероприятия по техническому обслуживанию, ремонту и хранению. Выполнение этих работ во многом зависит от уровня оснащённости предприятий и квалификации инженерных кадров.

В настоящее время эксплуатируемый парк тракторов тягового класса 1,4-2 в большом объёме импортируется из Минского тракторного завода [22, 23]. По данным источников [53, 68, 75, 108] от 15% до 20% внеплановых ремонтов тракторов, связанных с неисправностями дизеля, приходится на топливную аппаратуру. Так же в эксплуатации находятся дизели, имеющие нарушение регулировок и не выявленные дефекты, значительная доля которых приходится на цилиндропоршневую группу (ЦПГ) [49, 53, 108], некоторые из которых могут быть устранены в ходе технического обслуживания (ТО) трактора [108].

Изношенное состояние ЦПГ вызывают перерасход топлива, а без их устранения могут приводить к возникновению чрезмерных термических нагрузок на детали дизеля, что может вызвать отказ дизеля с дорогостоящим ремонтом и длительным простоем локомотива [39].

В разработку методов и средств диагностирования неисправностей двигателей внутреннего сгорания сельскохозяйственных машин и тракторов значительный вклад внесли учёные Всероссийского научно-исследовательского технологического института ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГОСНИТИ) [91] и ученые и профессорско-преподавательский состав научных организаций и ведущих аграрных вузов

(О.Н. Дидманидзе, С.Н. Девянин, Г.М. Кутьков, В.Н. Болтинский, С.А. Иофинов, Н.С. Ждановский, В.А. Алилуев и многие другие).

Интенсивное развитие технической диагностики как метода безразборного определения состояния техники началось в 1967 г. после организации в ГОСНИТИ лаборатории диагностики, хотя отдельные разработки по диагностированию сельскохозяйственной техники были выполнены сотрудником института В. И. Бельских уже в начале 1960-х г.г [11,12,13,15,16,17,18,91].

Состояние цилиндропоршневой группы определяет герметичность надпоршневого пространства с продуктами сгорания топлива от картерного пространства двигателя.

Эксплуатация двигателя с повышенным износом ЦПГ приводит к увеличению прорыва продуктов сгорания в картер двигателя в результате чего:

- увеличивается теплонапряженность головки поршня и снижается ресурс и надежность работы поршневых колец;
- уменьшается срок службы моторного масла, а эксплуатация двигателя с «состаренным» моторным маслом увеличивает износы деталей ДВС;
- уменьшается мощность двигателя и увеличивается расход топлива и моторного масла, что приводит к повышенным эксплуатационным расходам машины;
- ухудшаются экологические характеристики двигателя.

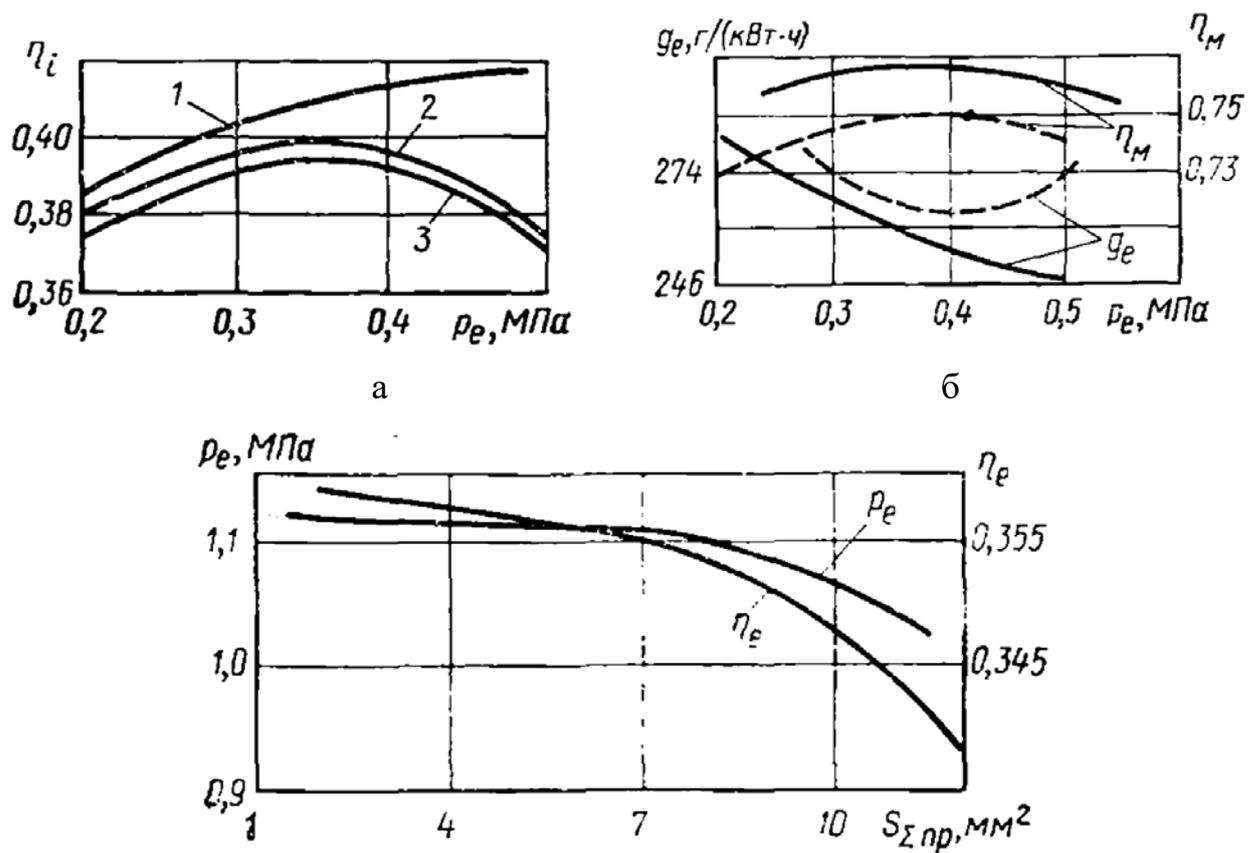
Это усложняет обеспечение надежной работы ЦПГ в поршневом двигателе, которая является одним из слабых его элементов. Выход из строя большинства элементов в процессе эксплуатации может быть как внезапным, так и постепенным, как явным, так и скрытым (сложно обнаруживаемым). И в случае неявных отказов продолжается эксплуатация двигателя с ухудшенными показателями, что приводит к повышенным эксплуатационным расходам. К основным отказам ЦПГ можно отнести:

- залегание (коксование) поршневых колец в канавках поршня;

- износ и разрушение канавок поршневых колец;
- поломка поршневых колец;
- износ и задиры колец, боковой поверхности поршня и зеркала цилиндра;
- прогорание днища поршня и др.

Износ ЦПГ приводит к снижению мощности и повышению удельного расхода топлива, что связано с потерей части рабочего заряда через кольцевые уплотнения. Характер изменения показателей двигателя от нагрузки двигателя для разных значений расхода газа через поршневые кольца (картерные газы) показан на рисунке 1.1 [17]. Из представленных данных видно, что увеличение расхода газов через поршневые уплотнения приводит к снижению индикаторного  $\eta_i$  и механического  $\eta_m$  КПД двигателя, и росту удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , причем эта разница с ростом нагрузки усугубляется. В процессе эксплуатации увеличивается проходное сечение неплотностей в поршневой группе, что приводит к росту расхода картерных газов и ухудшению эффективных показателей. Зависимость эффективных показателей от суммарной площади неплотностей  $S_{\Sigma пр}$  цилиндропоршневой группы дизеля 6ЧН 21/21 представлено на рисунке 1.1, в из которой следует, что с ростом суммарного сечения происходит снижение эффективного КПД  $\eta_e$  и среднего эффективного давления  $p_e$  вначале незначительно, а затем темп снижения растет.

Увеличение прорыва газов из камеры сгорания двигателя приводит не только к снижению эффективности работы двигателя, но и приводит к повышению температуры поршневой группы, что снижает надежность ее работы (закоксовывание компрессионных колец, ухудшение смазывающих свойств масла, снижение прочности головки поршня и др.) [3,17]. Кроме того, продукты горения топлива, попадающие в картер двигателя, приводят к загрязнению и ускорению старения моторного масла в картере и, как следствие, к увеличению износа двигателя.



В

Рисунок 1.1 – Влияние состояния ЦПГ на работу ДВС

а,б) изменение от нагрузки индикаторного КПД – а и удельного расхода с механическим КПД – б (1 -  $G_k=1,52\%$ ; 2 -  $G_k=5,7\%$ ; 3 -  $G_k=9,3\%$ ); в) изменение эффективного КПД и среднего эффективного давления от суммарного значения площади неплотностей ЦПГ.

При работе масла в двигателе щелочные свойства масла уменьшаются. С уменьшением нейтрализующей (щелочной) способности масла резко увеличивается износ поршневых колец. Скорость износа поршневых колец при работе дизеля на маслах с разным щелочным числом показана на рисунок 1.2 [19]. Основная причина снижения щелочного числа моторного масла заключается в контакте моторного масла с продуктами из камеры сгорания и высоких рабочих температур. Увеличение этих продуктов в картере приводит к ускорению снижения щелочного числа и темпов износа двигателя. Поэтому одним из признаков необходимости смены масла, может быть уровень щелочного числа масла, а темп его изменения – состояние ЦПГ.



Рисунок 1.2 – Скорость износа поршневых колец при работе дизеля на маслах с разным щелочным числом ОН

Количественный анализ отказов по двигателю приходящихся на ЦПГ составляет для дизелей (КрАЗ, КамАЗ) 18...25% и для бензиновых ДВС (ЗиЛ, ГАЗ) 21...27% [25]. Поэтому техническому состоянию ЦПГ в процессе эксплуатации техники всегда уделялось внимание и разработано много способов проверки ее состояния.

Своевременное выявление повышенного износа ЦПГ позволит на ранней стадии восстановить работоспособное состояние двигателя и устранить связанные негативные последствия, что повысит эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники.

### **1.1 Диагностика неисправностей двигателей измерением компрессии в цилиндрах**

Тестирование на измерение компрессии является популярным и эффективным способом контроля состояния двигателя. Несмотря на кажущуюся простоту теста, оно может быть ценным подспорьем для определения износа двигателя и внутренних повреждений на ранней стадии, что позволяет избежать потенциально катастрофических отказов [4,5,6].

Испытание на сжатие – это, по сути, испытание для определения величины утечки через поршневые кольца и клапаны в цилиндре двигателя.

В данном способе использует сжатый воздух для измерения износа ЦПГ. Для этого тестер герметичности пропускает сжатый воздух через отверстие в воздухопровод, оснащенный манометром воздушного давления. Первым шагом является настройка датчика герметичности так, чтобы он показывал «нулевую» утечку при отсутствии потока воздуха через выпускной шланг. Далее воздушный шланг от тестера герметичности подсоединяется к цилиндру так, чтобы поршень находился точно в верхней мертвой точке при закрытых впускном и выпускном клапанах [10].

При подключении к цилиндру тестер герметичности покажет разницу между манометрическим давлением при нулевом расходе воздуха и манометрическим давлением при прохождении воздуха через цилиндр. Вместо индикатора, показывающего количество фунтов на квадратный дюйм, он будет показывать разницу давлений в процентах от утечки из цилиндра. Другими словами, чем ниже давление воздуха в магистрали, проходящего через цилиндр, тем выше процент утечки из цилиндра [14].

У нового двигателя с установленными поршневыми кольцами может быть утечка около 5-6%. Двигатель с большим пробегом обычно работает с «максимальной» утечкой 20% [9,37]. Утечки до 50% не обязательно указывают на неисправность двигателя или высокий расход масла, но указывают на превышающий норму износ поршневых колец или клапанов. Для быстрой визуальной проверки извлеките свечу зажигания и вставьте в цилиндр стержневую лампочку. Если края поршня промыты начисто, масло проходит через поршневые кольца. Что касается специфики проверки цилиндров на герметичность, то большие зазоры в торцевых частях поршневых колец приводят к утечке воздуха в картер и из впускного шланга [37]. С другой стороны, негерметичный впускной клапан выпускает сжатый воздух во впускной коллектор. Чаще всего слышно, как негерметичный выпускной клапан выпускает сжатый воздух через выхлопную систему. Все вышеперечисленные утечки можно обнаружить при тщательном прослушивании.

Конечно, если в цилиндре протекает прокладка головки блока цилиндров, сжатый воздух будет выходить через напорный колпачок радиатора в резервуар для охлаждающей жидкости. В этом случае сжатый воздух обычно принимает форму пузырьков в бачке коллектора радиатора или резервуаре охлаждающей жидкости [37,38].

Проверяют компрессию несколько раз. Разность показаний манометра в отдельных цилиндрах не должна превышать 0,1 МПа для карбюраторных двигателей и 0,2 МПа - для дизельных, Минимально допустимую компрессию в зависимости от степени сжатия и устанавливают заводы-изготовители двигателей и указывают в соответствующих инструкциях по эксплуатации автомобилей. Например, у двигателей Газон Некст давление в цилиндре в конце сжатия должно быть не ниже 0,7 МПа; 0,76 - у двигателей Урал Некст; 3 МПа - у дизелей ЯМЗ-236 и КамАЗ-740 [39].

## **1.2 Методы диагностирования по рабочим процессам и колебаниям угловой скорости коленчатого вала**

Существующие бесстендовые средства диагностирования недостаточно универсальны, отличаются многообразием используемых диагностических параметров и не позволяют измерять многие показатели рабочих процессов, необходимых для идентификации технического состояния каждого одноименного элемента в составе ДВС.

Метод диагностирования по параметрам периодически повторяющихся колебаний основан на анализе рабочих процессов, протекающих в одноименных элементах ДВС, кинематически связанных с положением коленчатого вала. Такими параметрами являются колебания:

- электрических величин в цепях системы зажигания и электрооборудования;
- угловой скорости вращающихся деталей;
- уровня шума и вибрации;

- давления в системах воздухо- и топливоподачи, газообмена;
- температуры отработавших газов, создаваемый в пределах угловых или временных интервалов, соответствующих определенным рабочим тактам и порядку работы цилиндров.

Отклонения амплитудно-фазовых параметров указанных величин по углу поворота коленчатого вала, в пределах полного кинематического цикла (для 4-тактного ДВС — двух оборотов коленчатого вала) от нормативно допустимых, свидетельствуют об аномалиях рабочих процессов в конкретных одноименных звеньях.

**Метод диагностирования одноименных элементов системы зажигания по характерным осциллограммам изменения напряжения в первичной и вторичной цепях за время между последовательными искровыми разрядами в цилиндрах является одним из самых совершенных.** Устройствами типа К-484, реализующего данный метод, оборудованы мотор-тестеры К-461, К-488, КИ-5524 (Россия), Paltest JT-302 (Чехия), Elkon S-300 (Венгрия), SUN (США) [84,85,86]. По результатам сравнения осциллограмм переходных процессов в цепи зажигания при последовательной работе цилиндров определяют асинхронизм искрообразования и угла замкнутого состояния контактов прерывателя, разность пробивных напряжений на свечах зажигания и углов опережения зажигания, ряд других параметров. Однако этим методом невозможно оптимизировать значения угла опережения зажигания для конкретного технического состояния ДВС и проверить эффективность работы центробежного вакуумного регулятора в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов.

#### **По параметрам изменения напряжения (тока)**

В данном способе анализируются сигналы напряжения аккумуляторной батареи, электрического тока, подаваемого на стартер, и оборотов коленчатого вала в процессе холодного и теплого запуска двигателя. Указаны характеристики и закономерности сигналов, связанных с нарушениями компрессии и сгорания двигателя, которые связаны с километражем,

пройденным каждым автомобилем после последнего ремонта двигателя, и временем остановки двигателя в прогретом состоянии.

Многие исследования, связанные с анализом работы системы запуска ДВС, сосредоточены на диагностике стартера и/или аккумулятора на основе измерений или моделирования тока и напряжения [113,115,116,118]. Что касается анализа работы двигателя во время процесса запуска, зарубежные ученые Ким Х.В., Ли С.К. в работе [124] оценили влияние продувки на указанное среднее эффективное давление в процессе холодного запуска на двух четырехцилиндровых дизелях объемом 1800 и 1900 см<sup>3</sup>, получив, что из-за низкой частоты вращения коленчатого вала в первых циклах, потери на прорыв увеличиваются, поскольку газы имеют больше времени для выхода из камеры и, как следствие, снижается на указанное среднее эффективное давление. Кроме того, прорыв газов был уменьшен примерно на 10% на низкой скорости за счет изменения торцевого зазора первого компрессионного кольца.

Прорыв газов на низкой скорости также теоретически исследовался учеными Сяо Г.Ф., Цяо С.Ц., Хуан Цз., Чэнь З.П. [129]. Разработанная модель предсказывает, что прорыв снижается примерно на 9% за счет увеличения скорости с 250 об/мин<sup>-1</sup> до 1000 об/мин<sup>-1</sup>. Кроме того, было исследовано влияние дополнительного объема камеры сгорания, создаваемого зазорами, и было обнаружено снижение максимального давления сжатия и температуры из-за увеличения объема камеры и уменьшения степени сжатия. Худец Й., Шаркан Б., Чодёрова Р. в исследовании [123] выполняют измерения давления в цилиндрах и частоты вращения коленчатого вала с обнаружением верхней мертвой точки на двух дизельных двигателях: одноцилиндровом с воздушным охлаждением и шестицилиндровом с водяным охлаждением, получая снижение количества обдува примерно на 12%. за счет негерметичности увеличивают частоту вращения коленчатого вала с 250 об/мин<sup>-1</sup> до 1100 об/мин<sup>-1</sup>. Установлено, что

из-за негерметичности снижается максимальная температура в камере сгорания, что приводит к пропускам зажигания.

Пщулковский Я.В. [126] соотносит температуру окружающей среды с минимальными условиями частоты вращения двигателя, давления впрыска и заряда воздуха в начале впрыска топлива различных ДВС, обнаружив, что при снижении температуры минимальные обороты двигателя и компрессия для запуска двигателя должны быть выше. Однако в этих работах не делается никакой связи со стартовой производительностью системы. В других работах выявляются изменения тока и напряжения системы запуска из-за неисправностей или изменения конфигурации ДВС.

Грахалес Х.А., Кинтеро Х.Ф., Лопес Х.Ф. и др. [121] определяют влияние утечки цилиндра и пропусков зажигания на работу системы запуска, получая, что из-за утечки ток снижается примерно на 30%, а стабилизация частоты вращения коленчатого вала задерживается примерно на 0,1 с. Из-за пропуска зажигания влияния на ток нет, но наблюдается задержка стабилизации частоты вращения коленчатого вала около 0,5 с.

Кабан Я., Дроздель П., и др. [117] исследовали влияние дозировки топлива одноцилиндрового дизельного двигателя объемом 505 см<sup>3</sup> на некоторые рабочие характеристики системы запуска, испытания проводились при температуре около 20 °С и обнаружили, что по мере увеличения дозировки топлива падение напряжения. В начале процесс запуска увеличивается на 2,3% из-за дополнительного количества топлива, распыляемого в камере сгорания, создавая дополнительную сжимающую нагрузку и вызывая увеличение давления в цилиндре примерно на 1,2% в первом цикле.

В этих работах анализируется процесс холодного запуска одного двигателя и измеряются инвазивные переменные, такие как давление в камере сгорания или прорыв газа, а для установки датчиков требуются адаптации или модификации. Измерение инвазивных переменных может усложнить эксперименты, если будет использоваться несколько двигателей.

Баир Р., Бэй О.Ф. [116] представляют графическую зависимость напряжения от тока, которая указывает на отказ ДВС. При этом неисправность двигателя не указывается.

### **Виброакустический метод диагностирования**

Процесс получения данных проводится относительно вибрационных сигналов путем изменения параметров выборки (времени и частоты сбора данных), чтобы иметь как можно больший набор данных, позволяющий полностью охарактеризовать вибрационный статус цилиндров и выполнить анализ циклов сгорания двигателя. С этой целью все данные были отсеяны через фильтр нижних частот с частотой среза 2,5 кГц, в соответствии с характеристическими частотами сгорания, которые особенно проявляются при частоте 5 кГц [114,127] и частоте вращения двигателя 1500 об/мин.

Затем производится анализ данных вибрации для оценки качества процесса сгорания цилиндров. Полученные сигналы оцениваются как энергетическое содержание разложенного по составляющим вибрационного сигнала.

Например, на рисунке 1.3 показаны полученный сигнал вибрации (вверху) относительно сбора данных примерно за 12 циклов двигателя и соответствующий отфильтрованный сигнал (внизу). Это позволяет определить наиболее подходящую настройку процедуры для оценки эффективности работы камер сгорания.

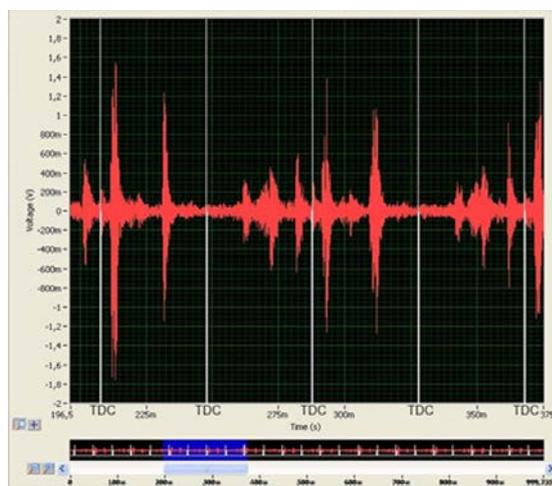


Рисунок 1.3 - Пример вибросигнала [114].

Использование сигналов механической вибрации и акустической эмиссии для диагностики неисправностей в компонентах двигателя значительно расширилось благодаря прогрессу в алгоритмах цифровой обработки сигналов и методах их реализации [114]. Такие методы не являются интрузивными и обеспечивают высокую эффективность обнаружения в отношении измерения давления в цилиндре и изменения угловой скорости кривошипа. Первый, по сути, предполагает установку датчика давления в каждую головку блока цилиндров с чрезмерным усложнением и усилием, а второй, широко используемый для обнаружения пропусков зажигания, имеет низкую эффективность обнаружения на переходных оборотах двигателя [114].

В работе [128] представлены результаты экспериментального анализа на многоцилиндровом дизеле; в таком исследовании неинтрузивные измерения вибрации применяются для разработки методологии мониторинга и оптимизации режима сгорания путем сравнения с данными о давлении в цилиндрах. В исследовании, подробно описанном в [126], описывается разработка системы мониторинга сгорания двигателя в режиме реального времени, основанной на измерениях акустической эмиссии двигателя, с особым вниманием к обнаружению аномальных режимов сгорания, таких как детонация и пропуски зажигания.

Что касается методологий анализа полученных сигналов, некоторые из традиционных методов, используемых для диагностики неисправностей, включают спектры мощности во временной или частотной области, которые предлагают эффективный метод диагностики оборудования [128].

Однако традиционные методы анализа не всегда эффективны для применения в определенных критических условиях, о чем свидетельствует работа [120], в которой на анализ частотно-временной области, применяемый к вибрационным сигналам для диагностических целей, существенно влияет фоновый шум. Причем сигналы мгновенные вариации не могли быть определены посредством амплитудного анализа в частотной области. Это

случай применения быстрого преобразования Фурье [112] или кратковременного преобразования Фурье [113], основанного на окнах фиксированного размера в частотно-временной области.

Вейвлет-анализ – это современная технология обработки сигналов, в которой сигнал для извлечения признаков [115] можно изучать с учетом его приближений и деталей. Различные частоты можно извлечь для изучения отдельно, что упрощает анализ сигналов. Метод вейвлет-преобразования использовался как для временного, так и для частотного разрешения, и он мог иметь автоматически настраиваемую шкалу для адаптации к сигналу.

В статье [126] разложение сигналов акустического давления по вейвлет-преобразованию применяется для обнаружения различных неисправностей двигателя, включая пропуски зажигания в цилиндрах. Сигналы давления разлагаются, согласно теореме Парсеваля [127], на приближенные сигналы и детальные составляющие с использованием метода вейвлет-многомасштабного анализа. На основе таких данных распознавание отказов осуществляется с помощью подходящей искусственной нейронной сети.

В работе [128] Вудж.Д., Лю Ч.Х. применили алгоритм непрерывного вейвлет-преобразования как к вибрационным, так и к акустическим сигналам, показав его эффективность при диагностике неисправностей ДВС и его системы охлаждения, но автоматическая процедура обнаружения и распознавания неисправностей, основанная на количественных характеристиках сигнала, не развит. Более того, в [128] Вудж.Д., Лю Ч.Х. предложили систему диагностики неисправностей, основанную на методе с использованием сигналов звукового излучения. Вместо этого в [118] распознавание неисправностей ДВС с помощью метода нейронной сети было изучено на основе функций, обеспечиваемых применением этой методики к многообразным сигналам давления.

### 1.3 Анализ существующих диагностических средств

#### *Анализатор герметичности цилиндров АГЦ*

В сельском хозяйстве используют передвижные, стационарные и переносные комплекты контрольно-диагностических средств. Они являются внешними по отношению к объекту диагностирования и измеряют многие физические величины, в основном статического характера. Перспективные электронные средства (автоматизированный машинотестер, мотор-тестер, гидротестер, индикатор мощности двигателя) построены на измерении динамических быстро изменяющихся параметров.

В двигателе с воздушным охлаждением стенки цилиндров подвергаются воздействию воздушного потока, что обеспечивает основной метод охлаждения двигателя. С помощью Анализатора герметичности цилиндров (АГЦ) (рисунок 1.4) можно достоверно и точно (не разбирая двигатель) оценить отдельно техническое состояние всего клапанного механизма, гильз цилиндров, компрессионных и маслоъемных колец.



Рисунок 1.4 - Анализатор герметичности цилиндров

Диагностика этим прибором не отличается от измерения компрессии. Все измерения проводятся в процессе «проворачивания» двигателя стартером или пусковым устройством через свечные или форсуночные отверстия. Преимущества АГЦ заключаются в простоте процесса диагностики и в то же время в высокой информативности результатов измерений. Плюсы прибора в

том, что в каком бы состоянии ни находился аккумулятор, его состояние не повлияет на качество диагностики. Необязательно знать номинальное значение компрессии для каждого двигателя, чтобы сравнить его с результатами диагностики, а только необходимо знать марку топлива, на котором работает диагностируемый двигатель.

Диагностируемые параметры сверяются с эталонными диаграммами для данного вида топлива и оценивается состояние ЦПГ. Заложены диагностические схемы для АИ-80, АИ-92-95-98 и дизельного топлива. А если транспортное средство попеременно работает на бензине и газе, то диаграмму следует использовать для этой марки бензина. Наличие двух оригинальных клапанов в анализаторе дает возможность измерить с помощью вакуумметра два значимых параметра при «проворачивании» двигателя стартером: P1 и P2. Величина общего вакуума (P1) измеряется в пространстве над поршнем (рисунок 1.5), во время такта впуска через вакуумный клапан.

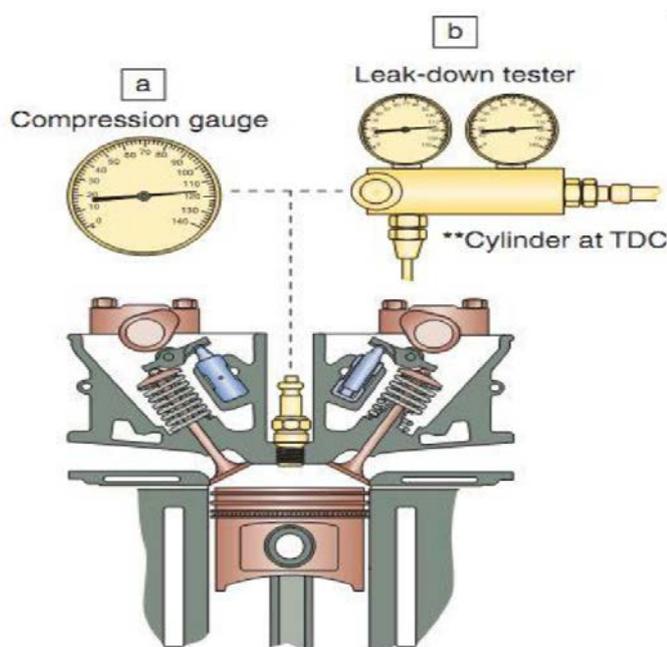


Рисунок 1.5 – Схема измерения общего вакуума

Перед измерением, во время предыдущего такта сжатия, цилиндр продувается через редукционный клапан низкого давления (0,01 бар). Полученное значение общего вакуума позволяет оценить износ стенки цилиндра (вкладыша) и плотность в сопряжении клапана и седла.

Однако параметр P1 не позволяет оценить состояние поршневых колец; наличие масляного «клина» позволяет поддерживать достаточно высокий вакуум в пространстве над поршнем. Степень износа поршневых колец оценивают путем измерения второго параметра (рис. 3) – остаточного вакуума (P2).

*Расходомер картерных газов (модернизированный) КИ-17999М*

Расходомер картерных газов КИ-17999М предназначен для определения объемного расхода плавно меняющегося потока газов, прорывающихся из камер сгорания через кольцевые уплотнения поршней в картерное пространство дизельных и карбюраторных двигателей.

КИ-17999М представляет собой расходомер постоянного перепада давления с кольцевым сужающим устройством. Цилиндрический корпус расходомера снабжен уплотнением для сопряжения с маслосливной горловиной двигателя (рисунок 1.6). С целью повышения точности измерений расхода газов в сужающем устройстве используется сменная втулка.



Рисунок 1.6 – Расходомер картерных газов КИ-17999М

КИ-17999М используется для определения технического состояния цилиндропоршневой группы двигателей, определения их остаточного

ресурса перед текущим ремонтом в стационарных и полевых условиях обслуживания МТП на СТОТ, ремонтных мастерских и пунктах технического обслуживания машин.

### *Портативные микропроцессорные диагностические средства*

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что одним из важнейших средств повышения качества, надежности и экономической эффективности использования машин является применение систем встроенного диагностирования, устраняющих демонтаж и разборку механизмов и агрегатов. Необходимость комплексной безразборной оценки технического состояния машин и механизмов в рабочих условиях выдвигает на передний план именно методы встроенного диагностирования как наиболее чувствительные к различным отклонениям от нормы параметров технического состояния [88].

Диагностические средства для определения технического состояния электронных систем управления подразделяются на три категории:

1. Стационарные (стендовые) диагностические системы подключаются к бортовому электронному блоку управления (ЭБУ) и не зависят от бортовой диагностической системы машины. Эти устройства обычно диагностируют отдельные механизмы двигателя и системы зажигания, их часто называют мотор-тестерами (рисунок 1.7) [88].



Рисунок 1.7 – Мотор-тестер [88]

Современные мотор-тестеры могут выдавать информацию о состоянии системы зажигания в виде цифр – осциллограммы процесса [88]. С помощью мотор-тестера можно определять состояние двигателя (по развиваемой мощности, балансу мощности по цилиндрам, относительной компрессии), стартера, генератора, реле-регулятора, аккумулятора, прерывателя-распределителя, электропроводов, свечей зажигания, лямбда-зонда, форсунок системы впрыска бензиновых двигателей, дизельной топливной аппаратуры, устанавливать углы опережения зажигания для бензиновых двигателей и впрыска для дизельных двигателей с помощью стробоскопа [88].

2. Бортовое диагностическое программное обеспечение, которое позволяет индцировать неисправности соответствующими кодами. Системы программного обеспечения автомобилей, начиная с 80-х гг., обеспечиваются функцией считывания кодов неисправностей с помощью контрольной лампы CheckEngine («Проверь двигатель») [88].

3. Бортовое диагностическое программное обеспечение, для доступа к которому требуется специальное дополнительное диагностическое устройство. Считывание информации с такого программного обеспечения осуществляется с помощью специальных устройств – сканеров. Контролируемые параметры и коды неисправностей считываются непосредственно с ЭБУ и интерпретируются специалистами сервиса [88].

Сканером, или сканирующим прибором (рисунок 1.8), называют портативные компьютерные тестеры, обычно с дисплеем на жидких кристаллах, служащие для диагностирования различных электронных систем управления посредством считывания цифровой информации с диагностического разъема машины [88].



Рисунок 1.8 – Диагностический сканер Launch X431 Diagon IV

Сканер проверяет входные и выходные параметры электрических цепей и информирует оператора об их величине. Таким образом, сканер лишь фиксирует наличие или отсутствие неисправностей в каком-либо узле, но не позволяет определять их причины, которых может быть много для одних и тех же значений контролируемых параметров [88].

#### **1.4 Повышение эффективности диагностики ДВС**

Оценка состояния ЦПГ по расходу картерных газов также хорошо исследованный способ, который по результатам измеренного расхода выходящих газов из картера двигателя позволяет оценить степень работоспособности ЦПГ. Различие между предлагаемыми способами относятся, в основном, к методам измерения расхода.

Методика определения расхода картерных газов (рисунок 1.9) подробно описана в литературе [43,45,46] и заключается в подключении к картерному пространству 6 (например, через маслозаливную горловину 9) газового расходомера 8. Для обеспечения стабильности измерений количества прошедших газов из цилиндра 1 они откачиваются из картера 6 с помощью вакуумного насоса 7 или эжектора 4, установленного в выпускном коллекторе 3 после выпускного клапана 2, а давление перед расходомером 12

поддерживается постоянным с помощью регулируемого дросселя 7 и контролируется пьезометром 10.

К недостаткам изложенного метода следует отнести зависимость от теплового состояния двигателя, частоты вращения и нагрузки, количества моторного масла в зоне компрессионных колец, сложность локализации причины неисправности, требуется монтаж системы измерения расхода картерных газов, что усложняет его использование при работе двигателя в процессе эксплуатации.

В отличие от изложенного способа измерения с помощью расходомера, в патенте предложен «Способ оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания» по скорости изменения давления в картере ДВС [83]. Способ позволяет после производить оценку расхода картерных газов в процессе эксплуатации машины.

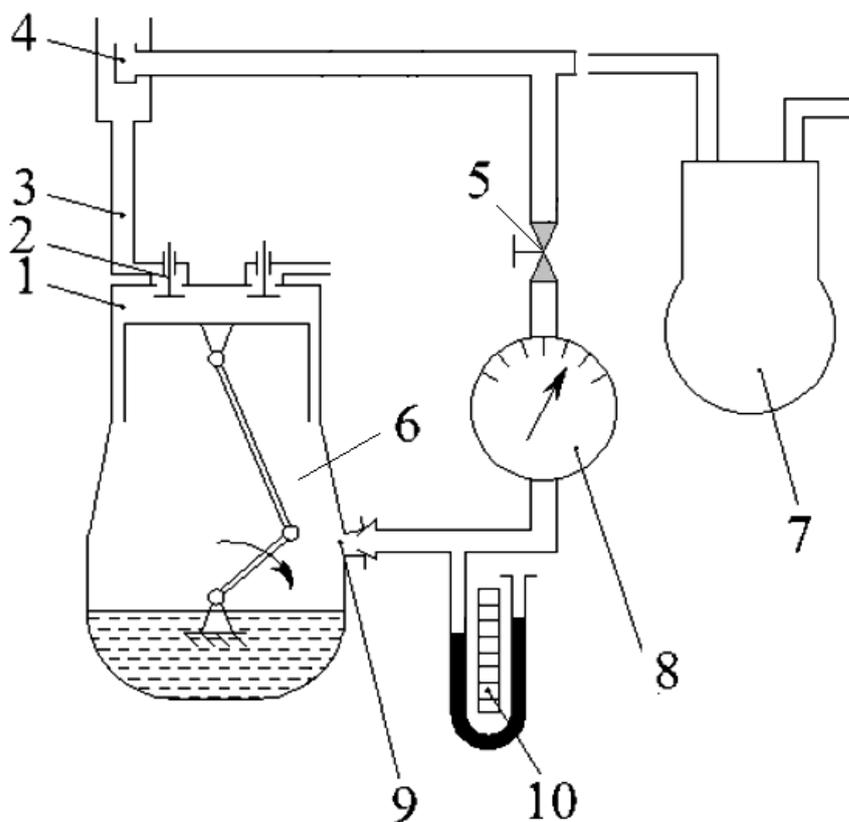


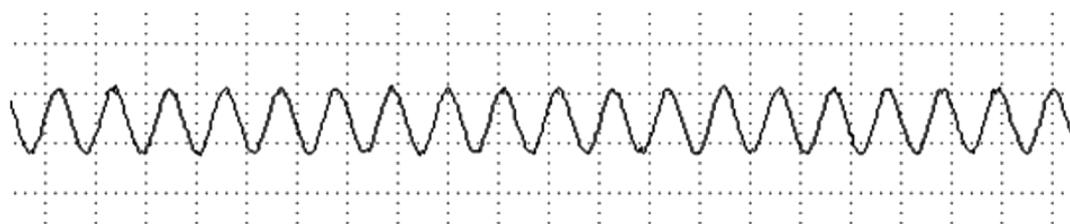
Рисунок 1.9 – Схема измерения расхода в картере газов.

Для повышения достоверности способа необходимо учитывать конструктивные особенности ДВС и влияние режима его работы.

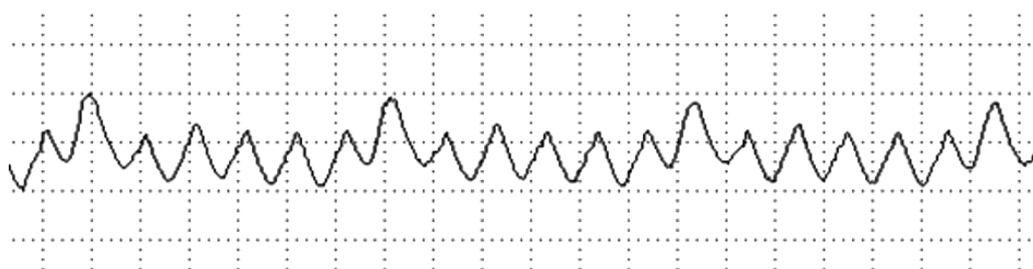
Оценка технического состояния ЦПГ по колебаниям давления в картере ДВС основана на регистрации датчиком характера изменения давления при работающем двигателе с помощью диагностического сканера (Мотортестер MotoDoc III, USB Autoscope IV и др.) [65, 84]. Предлагается применять датчик давления с диапазоном  $\pm 100$  кПа.

Пример осциллограмм пульсаций давления в картере двигателя, работающего на холостом ходу показан на рисунок 10. Для исправного ДВС пики давления от всех цилиндров находятся примерно на одном уровне (рисунок 1.10 а). Для ДВС с одним неисправным цилиндром отмечаются пики с повышенным давлением, выделяющиеся среди остальных (рисунок 1.10 б).

Данный способ может использоваться в процессе эксплуатации машины и не требует ее разборки для установки измерительной системы, если датчик будет установлен заранее и задействован в измерительной системе машины. Способ позволяет определить неисправный цилиндр в случае синхронизации колебаний давления с углом поворота коленчатого вала. К недостаткам метода можно отнести малую достоверность о техническом состоянии неисправного цилиндра и наличии высокого уровня помех при регистрации сигнала.



а)

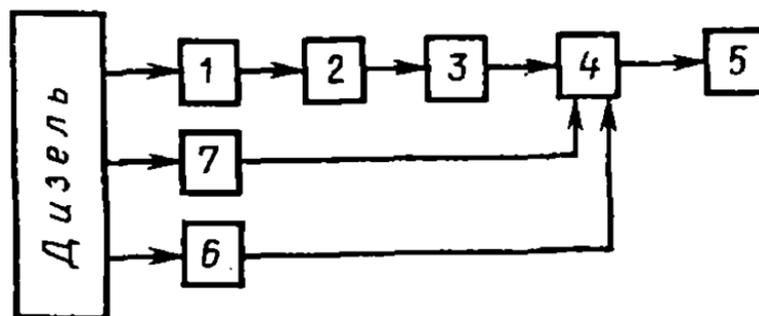


б)

Рисунок 1.10– Пример колебаний давления в картере ДВС  
а – исправный двигатель; б – двигатель с одним неисправным цилиндром.

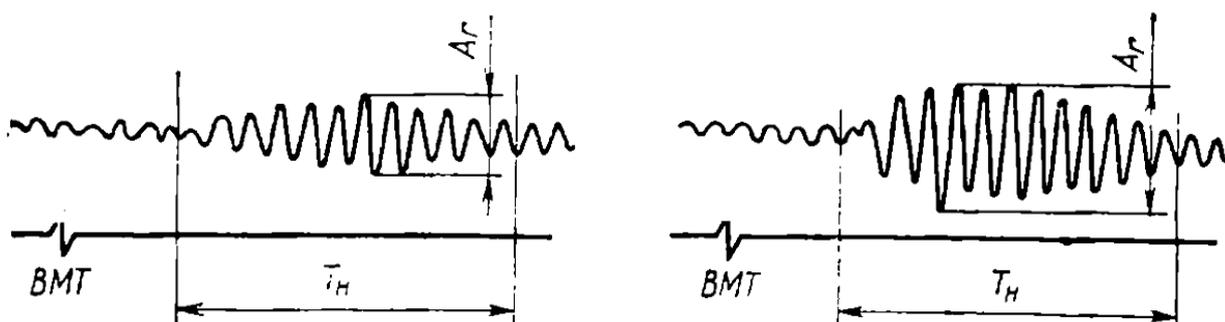
Диагностирование подвижных деталей машин может быть реализовано использованием анализа виброакустических процессов и этому способу посвящено много работ [41, 83, 103, 106], некоторые из них нашли применение для оценки технического состояния ЦПГ дизеля [4, 5, 6, 9, 37, 38, 43, 46]. Способ требует специализированного оборудования с регистрацией процесса вибрации и последующей расшифровки этого сигнала (рисунок 1.11,а).

Пример такого сигнала для ДВС с исправной и изношенной ЦПГ показаны на рисунок 1.11,б,в. Состояние ЦПГ оценивается по амплитуде  $A_r$  и продолжительности  $T_n$  регистрируемого вибропроцесса.



1 - акселерометр; 2- предусилитель; 3 - полосовой фильтр; 4 - осциллограф; 5 - регистратор; 6 - датчик ВМТ; 7 - датчик начала регистрации.

а)



б)

Рисунок 1.11 – Диагностирование виброакустическим способом.

а – схема использования специализированного оборудования;

б – исправная ЦПГ; в – изношенная ЦПГ.

Акселерометр рекомендуется закреплять как можно ближе к цилиндру ДВС (не далее 50 мм от цилиндра) для получения достаточного качества полезного сигнала. Отмечается, что максимальная интенсивность полезного сигнала наблюдается в частотном диапазоне 2...4 кГц при перекладке поршня в ВМТ и вибросигнал обладает наибольшей информативностью. Однако способ не позволяет с высокой степенью достоверности получать информацию о техническом состоянии ЦПГ из-за влияния помех, связанных с процессом сгорания.

Преимущество способа заключается в отсутствии необходимости остановки машины в процессе проверки и может использоваться при ее

эксплуатации. Однако низкая достоверность требует поиска решений по алгоритму обработки сигнала с целью повышения качества оценки.

В работе [90] приводится теоретическое обоснование нового метода диагностики цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания по характеру изменения давления картерных газов. Особенность заключается в проведении измерений при работе двигателя в динамическом режиме при временном разобщении картера с атмосферой.

Сущность идеи заключается в предложении измерять не непосредственно расход картерных газов, а их давление. При этом процесс измерения расхода картерных газов предполагается производить в период динамического самонагружения двигателя с постоянно открытой дроссельной заслонкой. То есть двигатель также переводится в режим динамического разгон-выбега методом отключения-включения подачи топлива [90]. Кроме этого в период разгона двигателя его картер должен быть загерметизирован от окружающей среды. Давление в картере является диагностическим параметром, пропорциональным количеству прорывающихся через ЦПГ газов и будет отражать величину неплотности цилиндропоршневой группы.

К недостатку данного метода можно отнести сложность обеспечения равенства ускорений вращения вала при разгоне, что является неуправляемым процессом и снижает достоверность полученных результатов.

### **Выводы по первой главе**

Подводя итог сказанному можно сделать следующие выводы:

1. Оценка технического состояния ЦПГ поршневого двигателя в процессе эксплуатации позволяет своевременно принять меры по устранению неисправности и уменьшить интенсивность износа двигателя и расход ГСМ.

2. Большинство способов определения диагностических параметров требует специального оборудования и частичной разборки двигателя, что невозможно выполнять в процессе эксплуатации машины, требует ее исключения из работы и обычно выполняется при явном наличии неисправности. Некоторые из них имеют малую достоверность или длительный период оценки.

3. Среди разработанных способов оценки технического состояния ЦПГ имеются такие, которые могут быть использованы для непрерывного контроля состояния ЦПГ в процессе эксплуатации машины без ее исключения из работы. К таким способам можно отнести такие, которые используют в качестве диагностического параметра расход картерных газов.

4. Для практической реализации способов необходимо исследовать характер изменения диагностических параметров и технологический процесс их измерения, обеспечивающий хорошую достоверность оценки технического состояния ЦПГ с учетом влияющих эксплуатационных факторов.

На основании анализа работ проведенных исследований по данному направлению следует, что данное направление остается актуальным и еще много задач требует решения для диагностирования ДВС в процессе эксплуатации машины без отрыва ее от выполнения технологических операций.

На основании полученных выводов можно сформулировать следующие задачи исследования:

1. Провести анализ известных способов оценки технического состояния цилиндропоршневой группы(ЦПГ) двигателя на возможность их использования для непрерывного контроля в процессе эксплуатации.

2. Разработать методики расчёта процессов оценки технического состояния ЦПГ двигателя по давлению газа в закрытом картере и программные средства для проведения расчетных исследований.

3. Провести расчетные исследования влияния режима работы ДВС и состояния ЦПГ на изменение давления газов в закрытом картере ДВС и выявить характерные режимы и параметры.

4. Создать экспериментальную установку и провести экспериментальные исследования по оценке характерных режимов работы двигателя и оценочных параметров.

5. Разработать диагностические параметры и провести экспериментальную проверку оценки состояния ЦПГ с использованием предложенных диагностических параметров.

## **Глава 2. Методические разработки для проведения расчетных исследований**

Математическое моделирование работы физических объектов имеет свои преимущества в возможности:

- исследования влияния большого количества факторов при меньших затратах времени и средств;
- рассмотрения поведения объекта моделирования при условиях, реализация которых на физическом объекте может быть невозможна или приведет к его выходу из строя;
- провести анализ происходящих процессов, которые в физическом объекте требуют достаточно сложных и трудоемких исследований.

Поэтому на первом этапе исследований решалась задача создания математических моделей процессов, происходящих в ДВС при наличии различных неплотностей в уплотнении цилиндропоршневой группы при различных режимах работы.

### **2.1 Методика расчета давления и температуры в цилиндре дизеля**

Величина утечек газа через неплотности в уплотнении цилиндропоршневой группы в предельном состоянии составляет не более 2% от расхода воздуха на номинальном режиме работы, поэтому при расчете параметров рабочего цикла дизеля влиянием утечек на давление и температуру газов в цилиндре можно пренебречь [7, 8]. Принятое допущение не должно существенно повлиять на величину погрешности расчета рабочего цикла и позволит использовать известную и апробированную методику расчета [65].

Расчет давления и температуры газов в надпоршневом пространстве и их изменение за рабочий цикл выполнялся по расчету рабочего цикла по методике Гриневецкого-Мазинга достаточно подробно описанной в большинстве учебников по теории ДВС [1, 2, 14,50, 61]. Использование

данной методики для расчета рабочего цикла объясняется ее приемлемой точностью для практических расчетов и относительной простотой используемого алгоритма.

В результате расчета рабочего цикла двигателя определяются значения давления и температуры для каждого значения объема заряда над поршнем в характерных точках и в процессах между ними, как показано на рисунок 2.1.

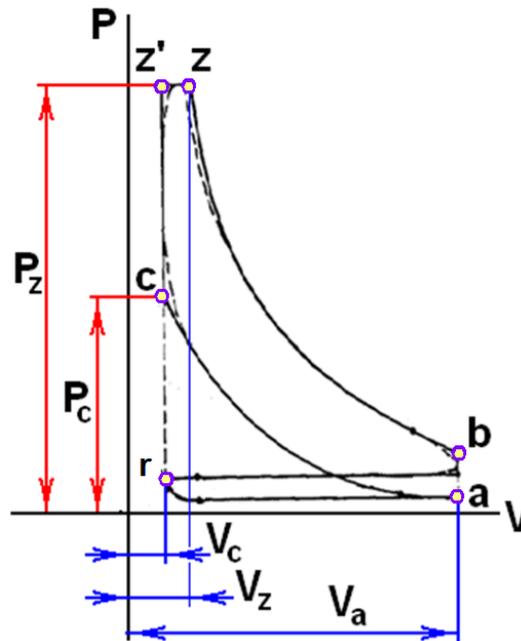


Рисунок 2.1 – Характерные точки процессов рабочего цикла и их обозначение

### 2.1.1 Расчет процесса наполнения цилиндра свежим зарядом

Расчет процесса наполнения цилиндра двигателя свежим зарядом оценивается коэффициентом наполнения  $\eta_v$ , величина которого определяется по выражению:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \left( 1 - \frac{\Delta p_a}{p_k} \right) \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) + \gamma T_r} \quad (2.1)$$

где:  $\varepsilon$  – степень сжатия заряда в цилиндре;

$\Delta p_a$  – потери давления свежего заряда во впускном тракте при наполнении цилиндра, Па;

$p_k$  – давление на входе во впускной тракт или наддува (при наличии), Па;

$T_k$  – температура на входе во впускной тракт или после компрессора наддува (при наличии), К;

$\Delta T$  – изменение температуры свежего заряда при его движении по впускному тракту при наполнении цилиндра, К;

$T_r$  – температура отработавших газов на выпуске (остаточных газов), К, величина которой корректируется в результате теплового расчета цикла до совпадения значений задаваемого и получаемого;

$\gamma$  – коэффициент остаточных газов.

Степень сжатия, давление на входе во впускной тракт или наддува и температура на входе во впускной тракт задаются для конкретного двигателя и условий его работы. Потери давления свежего заряда и изменение температуры свежего заряда при его движении по впускному тракту при наполнении цилиндра на номинальном режиме принимаются на основании имеющихся данных, других исследований или рекомендаций, приведенных в литературе [14, 19,41, 61].

Изменение температуры свежего заряда при его движении по впускному тракту при изменении частоты вращения от номинальной определяется по следующей зависимости:

$$\Delta T = \Delta T^H \cdot \frac{110 - 0,0125 \cdot n}{110 - 0,0125 \cdot n_H} \quad (2.2)$$

где:  $\Delta T^H$  – изменение температуры свежего заряда при номинальной частоте вращения  $n_H$ , К;

$n$  – частота вращения на расчетном режиме,  $\text{мин}^{-1}$ .

Температура заряда после нагнетателя  $T_k$  при наличии наддува зависит от степени наддува, вида нагнетателя и определяется по зависимости;

$$T_k = T_0 \cdot \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.3)$$

где:  $T_0$  – температура свежего заряда окружающей среды, К;

$p_0$  – давление окружающей среды, Па;

$n_k$  – показатель политропы сжатия в нагнетателе, значение которого принимаются на основании имеющихся данных или рекомендаций, приведенных в литературе [14, 22, 23, 41, 61].

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  определяется по зависимости:

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}, \quad (2.4)$$

где:  $p_r$  – давление отработавших газов на выпуске, Па, значение которого принимаются на основании имеющихся данных, других исследований или рекомендаций, приведенных в литературе [22, 24, 87, 88];  
 $p_a = (p_k - \Delta p_a)$  – давление в цилиндре в конце впуска, Па.

Рабочее тело к концу процесса впуска занимает объем, величина которого находится по выражению:

$$V_a = V_h \cdot \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right), \text{ м}^3 \quad (2.5)$$

$$\text{где: } V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S - \text{рабочий объем цилиндра} \quad (2.6)$$

$D, S$  – диаметр и ход поршня, соответственно (м).

### 2.1.2 Расчет давления и температуры в процессе сжатия заряда

В процессе сжатия заряда в цилиндре рассчитываются давление и температура газа в цилиндре по известным зависимостям при выбранном для данного двигателя значения политропы сжатия  $n_1$ .

Изменение давления в процессе сжатия  $p_{cx}$  определяется по зависимости:

$$p_{cx} = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_{cx}}\right)^{n_1}, \text{ Па} \quad (2.7)$$

где:  $V_a$  – полный объем цилиндра,  $\text{м}^3$ ;

$V_{cx}$  – объем пространства над поршнем в процессе сжатия,  $\text{м}^3$ ;

Изменение температуры в процессе сжатия  $T_{cx}$  определяется по зависимости:

$$T_{cx} = T_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x}\right)^{n_1 - 1} \quad (2.8)$$

Давление  $p_c$  и температура  $T_c$  в конце сжатия составят:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad \text{и} \quad (2.9)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (2.10)$$

Величина объема рабочего тела к концу сжатия находится по выражению:

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

### 2.1.3 Расчет давления и температуры в процессе сгорания

В процессе сгорания давление и температура в цилиндре двигателя достигают своих максимальных значений [3]. Максимальное давление сгорания  $p_z$  определяется по зависимости:

$$p_z = \lambda_p \cdot p_c, \text{ Па} \quad (2.12)$$

где:  $\lambda_p$  – степень повышения давления при сгорании в цилиндре, значение которого принимаются на основании имеющихся данных, других исследований или рекомендаций, приведенных в литературе [3, 22, 24].

В результате сгорания в ВМТ и роста давления от  $p_c$  до  $p_z$  при постоянном объеме  $V_c$  температура рабочего тела повышается от  $T_c$  до  $T_z$ . Величина температуры газов  $T_z$  при сгорании при постоянном объеме над поршнем определяется по выражению:

$$T_z = \lambda_p \cdot T_c, \text{ К} \quad (2.13)$$

Максимальная температура сгорания  $T_z$  зависит от состава горючей смеси, интенсивности сгорания, отвода тепла в стенки камеры сгорания, вида топлива и др. параметров. Расчет максимальной температуры сгорания  $T_z$  (К) определяется по зависимости:

$$T_z = \frac{-\mu_d \cdot (A_d + 8,314) + \sqrt{(\mu_d \cdot (A_d + 8,314))^2 + 4 \cdot \mu_d \cdot B_d \cdot U_d}}{2 \cdot \mu_d \cdot B_d}, \quad (2.14)$$

где:  $\mu_d$  – действительный коэффициент молярного изменения;

$$A_d = 21,097 + \frac{0,921}{\alpha}, \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)} \quad (2.15)$$

$$B_d = \left(15,491 + \frac{13,816}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4}, \text{ Дж/моль} \quad (2.16)$$

$$U_d = (C_{Vc} + 8,314 \cdot \lambda_p) \cdot T_c + \frac{\xi_z \cdot H_u}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1+\gamma)}, \text{ Дж/моль} \quad (2.17)$$

$C_{Vc}$  – теплоемкость продуктов сгорания при температуре  $T_c$ , Дж/(моль·К);

$\xi_z$  – коэффициент использования теплоты в процессе сгорания, значение которого принимаются на основании имеющихся данных, других исследований или рекомендаций, приведенных в литературе [97, 102];

$H_u$  – низшая теплота сгорания используемого топлива, Дж/г;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха горючей смеси;

$L_0$  – стехиометрический коэффициент для используемого топлива, моль/г.

Стехиометрический коэффициент  $L_0$  зависит от химического состава топлива (доли углерода С, доли водорода Н и доли кислорода  $O_T$ ) и определяется по выражению:

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right), \text{ моль/г} \quad (2.18)$$

Действительный коэффициент молярного изменения  $\mu_d$  зависит от количества свежего заряда, коэффициента избытка воздуха, остаточных газов и полученных продуктов заряда. Его величина находится по выражению:

$$\mu_d = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (2.19)$$

где  $\mu_0$  – химический коэффициент молярного изменения, величина которого определяется по выражению:

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}}{\alpha \cdot L_0} \quad (2.20)$$

Полученная максимальная температура сгорания  $T_z$  достигается к концу предварительного расширения, величина которого определяется степенью предварительного расширения  $\rho$  по выражению:

$$\rho = \frac{\mu_d}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.21)$$

Величина объема рабочего тела к концу сгорания находится по выражению:

$$V_z = \rho \cdot V_c \quad (2.22)$$

Если давление при сгорании на этом участке остается постоянным и равным  $p_z$ , то температура рабочего тела увеличивается от  $T_{z'}$  до  $T_z$  закону изобары:

$$T_x = T_{z'} \cdot \left( \frac{V_{\rho x}}{V_c} \right) \quad (2.23)$$

где:  $V_{\rho x}$  – объем пространства над поршнем в процессе предварительного расширения,  $\text{м}^3$ .

#### 2.1.4 Расчет давления и температуры в процессе расширения

В процессе расширения заряда в цилиндре рассчитываются давление и температура газа в цилиндре по известным зависимостям при выбранном для данного двигателя значения политропы расширения  $n_2$ .

Изменение давления в процессе расширения  $p_{bx}$  определяется по зависимости:

$$p_{bx} = p_z \cdot \left( \frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2}, \quad (2.24)$$

где:  $V_x$  – объем пространства над поршнем в процессе расширения,  $\text{м}^3$ .

Изменение температуры в процессе сжатия  $T_{cx}$  определяется по зависимости:

$$T_{bx} = T_z \cdot \left( \frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2 - 1} \quad (2.25)$$

Давление  $p_b$  и температура  $T_b$  в конце расширения составят:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.26)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}, \quad (2.27)$$

где величина последующего расширения  $\delta$  находится по формуле  $\delta = \varepsilon / \rho$ .

Величина объема рабочего тела к концу расширения  $V_b = V_a$

#### 2.1.5 Расчет давления и температуры в процессе выпуска

Выпуск отработавших газов из цилиндра происходит при давлении  $p_r$ , величина которого принимается постоянной  $\varepsilon$  его значение выбирается на

основании имеющихся данных или рекомендаций, приведенных в литературе [97, 101, 102].

Температура отработавших газов  $T_r$  рассчитывается по выражению:

$$T_r = T_b \cdot \left(\frac{p_r}{p_b}\right)^{1/3} \quad (2.27)$$

Поршень возвращается в ВМТ (исходное состояние в начале цикла) и заканчивается рабочий цикл двигателя. Полученное значение температуры отработавших газов  $T_r$  должно быть равно задаваемому значению температуры остаточных газов в цилиндре (раздел 2.1.1). Если температуры не совпадают, то расчет повторяется с новым значением  $T_r$ , полученным в результате расчета.

Используя взаимосвязь между углом поворота кривошипа  $\varphi$  и надпоршневым объемом  $V_\varphi$  в виде:

$$V_\varphi = \frac{V_a}{\varepsilon} \cdot \left\{ \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] \cdot \frac{\varepsilon - 1}{2} + 1 \right\}, \quad (2.28)$$

где  $\lambda_k$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ), свернутую диаграмму рабочего цикла можно изобразить в виде зависимости давления и температуры в цилиндре от угла поворота кривошипа за время рабочего цикла в виде, показанном на рис. 2.2

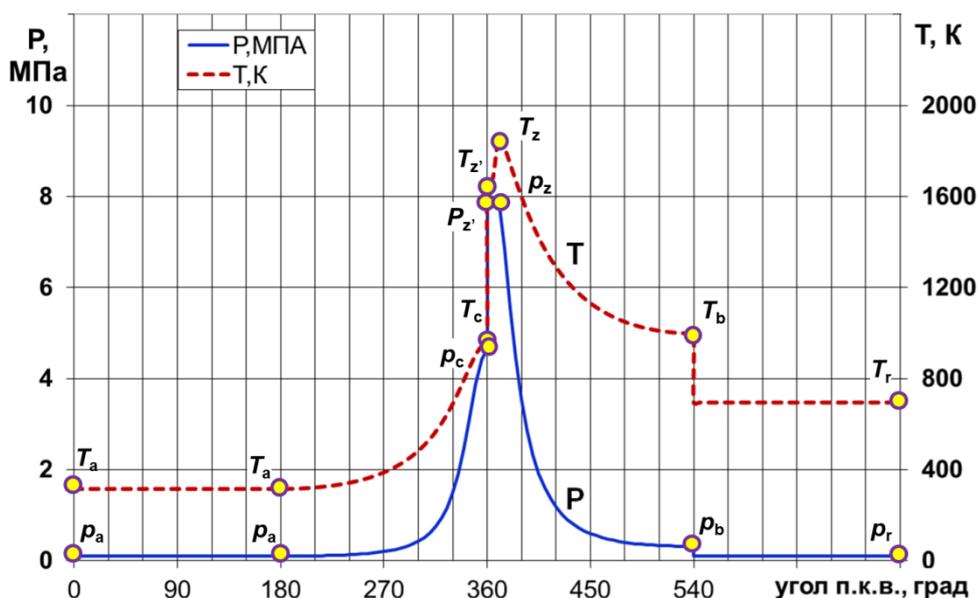


Рисунок 2.2 – Значения параметров заряда в цилиндре в характерных точка рабочего цикла на развернутой диаграмме.

## 2.1.6 Определение энергетических характеристик рабочего цикла

По результатам расчета рабочего цикла двигателя определяется среднее индикаторное давление  $p_i$  [Па] цикла по выражению:

$$p_i = \varphi_d \cdot p_a \cdot \frac{\varepsilon^{n_1}}{(\varepsilon - 1)} \cdot \left\{ \lambda_p \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{(n_1 - 1)} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \quad (2.29)$$

где  $\varphi_d$  – коэффициент полноты диаграммы цикла, значение которого принимаются на основании имеющихся данных, других исследований или рекомендаций, приведенных в литературе [60, 63].

Индикаторная мощность двигателя  $N_i$ , Вт рассчитывается по формуле:

$$N_i = p_i \cdot i_{\text{ц}} \cdot V_h \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau_{\text{ц}}}, \quad (2.30)$$

где:  $i_{\text{ц}}$  – число цилиндров двигателя;

$n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$\tau_{\text{ц}}$  – тактность рабочего цикла двигателя ( $\tau_{\text{ц}} = 4$ ).

Удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  [г/кВт·ч] рассчитанного цикла находится по выражению [22]:

$$g_i = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_V}{p_i \cdot \mu_B \cdot \alpha \cdot L_0}, \quad (2.31)$$

где:  $\rho_k$  – плотность воздуха на впуске (после нагнетателя),  $\text{кг/м}^3$ ;

$\mu_B$  – молекулярная масса воздуха, (28,97 кг/кмоль).

Плотность воздуха рассчитывается по выражению:

$$\rho_k = \frac{\mu_B \cdot p_k}{R_y \cdot T_k}, \quad (2.32)$$

где:  $R_y = 8,31 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$  – универсальная газовая постоянная.

По полученному удельному индикаторному расходу топлива  $g_i$  [г/кВт·ч] и его низшей теплоте сгорания  $H_u$  [МДж/кг] рассчитывается индикаторный КПД цикла по выражению:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_u} \quad (2.33)$$

По полученной индикаторной мощности [кВт] и удельному индикаторному расходу [г/кВт·ч] определяется часовой расход топлива [кг/ч]:

$$G_T = 10^{-3} \cdot g_i \cdot N_i \quad (2.34)$$

Эффективные показатели двигателя отличаются от индикаторных из-за наличия механических потерь, которые оцениваются механическим КПД, величина которого определяется по выражению:

$$\eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i}, \quad (2.35)$$

где:  $p_M = (105 + 12 \cdot c_n) \cdot 10^3$  - среднее давление механических потерь, Па

$c_n = 1/30 \cdot S \cdot n$  – средняя скорость поршня, м/с;

$S, n$  – соответственно ход поршня (м) и частота вращения (мин<sup>-1</sup>).

Эффективная мощность двигателя определяется по выражению:

$$N_e = \eta_M \cdot N_i \quad (2.36)$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  двигателя рассчитывается по выражению:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \quad (2.37)$$

Расход воздуха  $G_B$  (кг/ч) потребляемого двигателем при работе связан с часовым расходом топлива  $G_n$  (кг/ч) и получаемым коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  в зависимости от стехиометрического коэффициента для топлива  $L_0$  (моль/г) и молекулярной массы воздуха (г/моль) определяется по зависимости:

$$G_B = \mu_B \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot G_T \quad (2.38)$$

## 2.2 Методика расчета утечек через поршневые кольца

В результате работы поршневого двигателя часть газов из надпоршневого пространства может попадать в картер через неплотности в ЦПГ. Количество газов прошедших через неплотности ЦПГ зависит от размера проходного сечения неплотностей, перепада давлений, температуры газа, его физических свойств и т.п.

В процессе работы двигателя изменяется давление  $P_{ц}$  и температура  $T_{ц}$  газов в надпоршневом пространстве по углу поворота кривошипа  $\varphi$ , которые могут быть рассчитаны по методике изложенной в разделе 2.1. Характер изменения зависит от частоты вращения  $n$  и нагрузки.

Через неплотности ЦПГ с эффективной площадью  $f_{щ}$  газы из надпоршневой полости прорываются в картер двигателя с давлением картерных газов  $P_{кг}$  и температурой  $T_{кг}$ , как показано на схеме, представленной на рисунок 2.3.

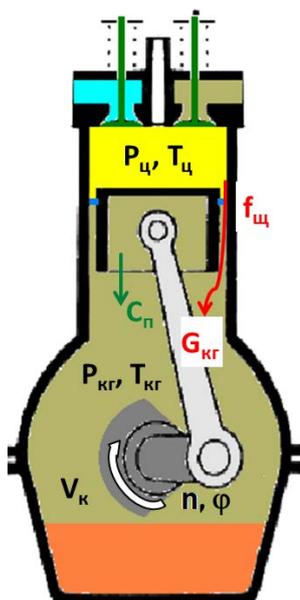


Рисунок 2.3 – Расчетная схема определения расхода картерных газов.

Массовый расход картерных газов  $G_{кг}$  зависит от площади щели  $f_{щ}$ , перепада давлений ( $P_{ц} - P_{кг}$ ), температуры  $T_{ц}$  и в картере  $T_{кг}$ .

В процессе рабочего цикла дизеля абсолютное давление в цилиндре может изменяться в диапазоне от  $\sim 100$  кПа до 20 МПа, а в картере менее существенно и не выходит за пределы  $100 \pm 5$  кПа. [40].

В результате, перепад давления между полостью цилиндра и картером процессе работы ДВС может меняться от 0 до 20 МПа, что приводит к двум возможным режимам течения в неплотности кольцевого уплотнения [1, 49, 56, 87, 95, 97, 101, 102].

Если отношение давлений в картере  $p_k$  и цилиндре  $p_{ц}$  (Па) для газа с показателем адиабаты  $k$  отвечает условию:

$$\frac{p_k}{p_c} > \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.39)$$

то режим течения называется докритическим [55, 69, 94] и массовый расход  $G_{кг}$  (кг/с) определяется по выражению:

$$G_{кг} = f_{щ} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{R \cdot T_c}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_k}{p_c} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_k}{p_c} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2.40)$$

где:  $R = 285 \dots 295$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная для газа;

$f_{щ}$  – площадь сечения неплотности ЦПГ (щели), м<sup>2</sup>;

$k = 1,37 \dots 1,4$  – показатель адиабаты газа;

$T_c$  – температура газа в цилиндре (на входе), К.

Если при условиях работы двигателя отношение давлений в картере  $p_k$  и цилиндре  $p_c$  (Па) для газа с показателем адиабаты  $k$  отвечает условию:

$$\frac{p_k}{p_c} \leq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.41)$$

то режим течения называется критическим и массовый расход  $G_{кг}$  (кг/с) определяется по выражению:

$$G_{кг} = f_{щ} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{R \cdot T_c}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (2.42)$$

Расчет расхода картерных газов проводится для каждого положения кривошипа за рабочий цикл двигателя (720 град.) с частотой 5 градусов поворота коленчатого вала и принимается для каждого положения вала квазистационарным.

В результате получается массив массового расхода газов в картер  $G_{кг}$  по углу поворота коленчатого вала  $\phi$ .

Пример результатов одного из таких расчетов для заданных условий работы двигателя показан на рисунок 2.4.

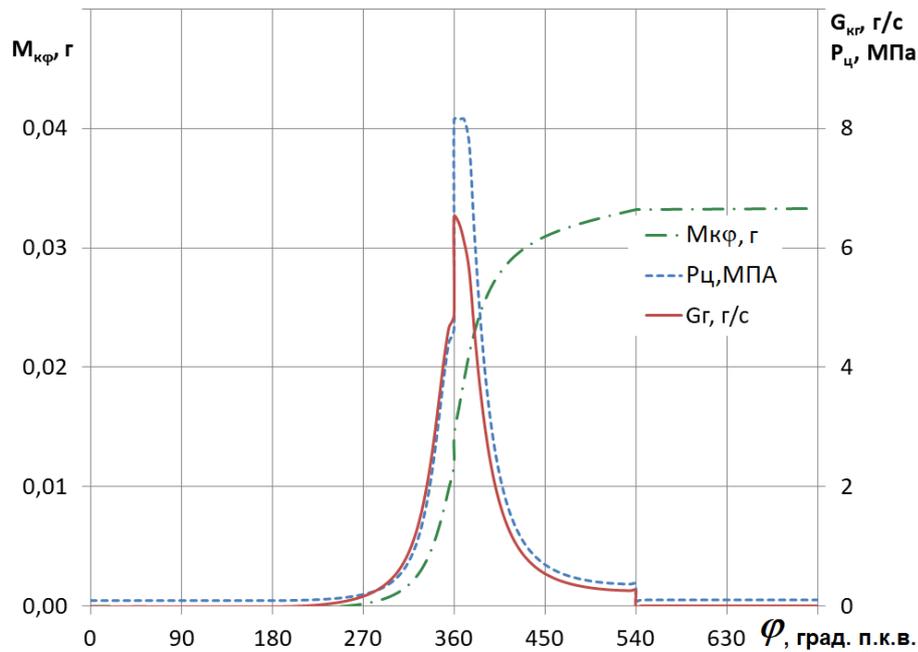


Рисунок 2.4 – Пример результатов расчета  $p_{ц}$ ,  $G_{кр}$  и  $M_{кф}$  за рабочий цикл двигателя.

Количество газа попадающего в картер двигателя в процессе протекания рабочего цикла  $M_{кф}$  определяется по формуле:

$$M_{кф} = \int_0^t G_{кр} \cdot dt , \quad (2.43)$$

где:  $t$  – время, с.

В результате за рабочий цикл количество газа попадающего в картер двигателя  $M_{кц}$  определяется по формуле:

$$M_{кц} = \int_0^{t_{ц}} G_{кр} \cdot dt , \quad (2.44)$$

где:  $t_{ц}$  – время протекания рабочего цикла, с.

При обработке массива давлений и температур использовался шаг расчета  $\Delta\varphi = 5$  град. п.к.в. и определялось количество прошедшего газа в картер  $\Delta M_{kj}$  за шаг расчета  $\Delta\varphi$  на  $j$ -м участке по формуле:

$$\Delta M_{kj} = G_{крj} \cdot \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n} , \quad (2.45)$$

где:  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

Количество газа попадающего в картер двигателя в процессе протекания рабочего цикла  $M_{kj}$  определяется по формуле:

$$M_{kj} = \sum_{j=1}^j \Delta M_{kj} , \quad (2.46)$$

В результате за рабочий цикл количество газа попадающего в картер двигателя  $M_{кц}$  определяется за 144 шага расчета по формуле:

$$M_{кц} = \sum_{j=1}^{j=144} \Delta M_{kj} , \quad (2.47)$$

В процессе эксплуатации двигателя состояние ЦПГ ухудшается за счет происходящих в процессе работы двигателя износов подвижных деталей, в частности компрессионных колец и зеркала цилиндров. Это приводит к нарушению нормальной работы кольцевого уплотнения поршней двигателя. Результаты исследований износа цилиндров показывают, что основной износ цилиндров наблюдается в зоне верхних поршневых колец (рисунок 2.5,а размер А), что связано с высокими температурами, недостаточной смазкой деталей в этой зоне [29,30].

У изношенного зеркала цилиндра поверхность уже не цилиндрическая и кольцо при большой скорости движения поршня может не успевать расширяться в канавке поршня и прижиматься к зеркалу цилиндра. В результате проходное сечение неплотностей в уплотнении поршня будет увеличиваться. Данный процесс поясняется на рисунок 2.5.

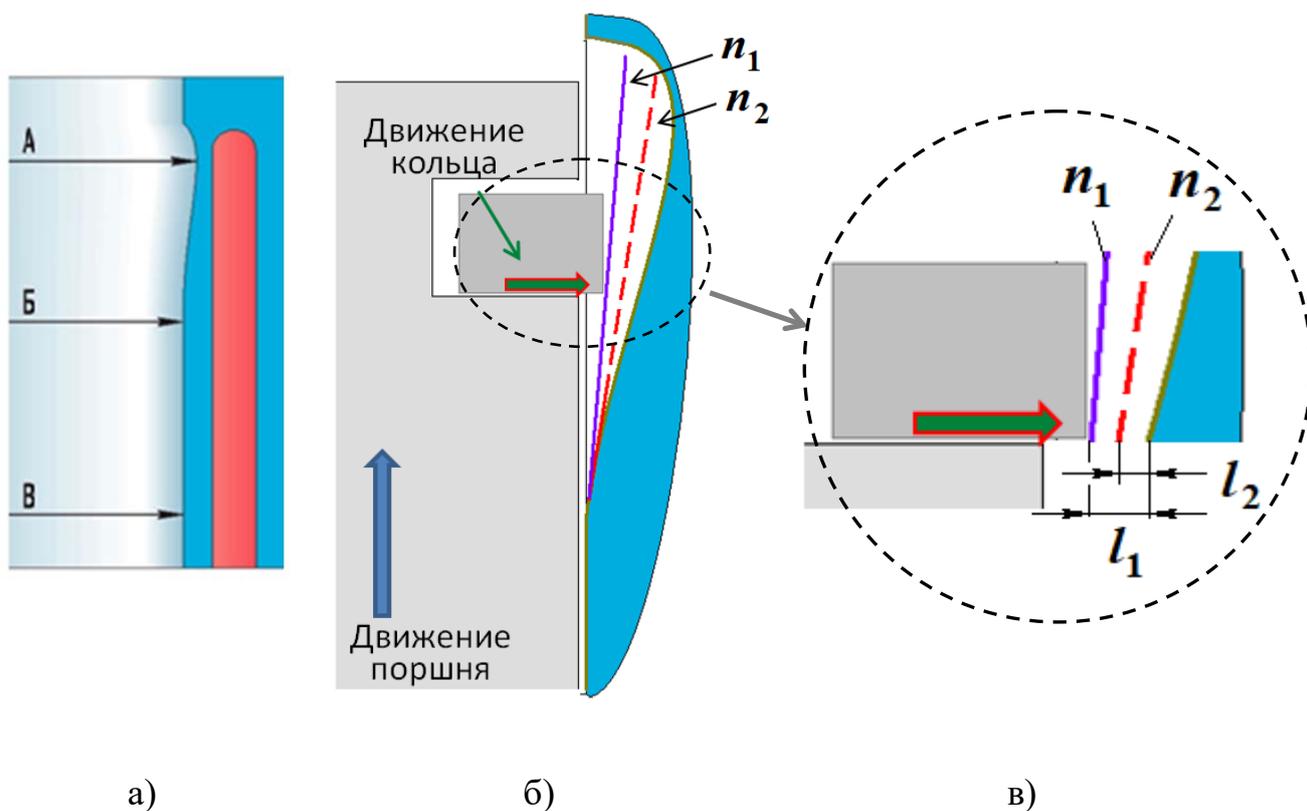


Рисунок 2.5 – Влияние износа зеркала цилиндра на движение поршневого кольца.

При движении поршня к верхней мертвой точке (рисунок 2.5,б) на изношенном участке зеркала цилиндра кольцо начинает выходить из канавки поршня, чтобы прижаться к поверхности цилиндра. Если скорость поршня высокая, то кольцо не сможет успевать расширяться, чтобы прижаться к поверхности цилиндра и будет двигаться по траектории показанной на рисунке 2.5, б в виде линии. Между кольцом и цилиндром образуется щель, что приводит к ухудшению уплотняющих свойств кольцевого уплотнения. Чем выше будет скорость поршня ( $n_1 > n_2$ ), тем больше будет ширина щели ( $l_1 > l_2$ ), как показано на рисунок 2.5,в. Таким образом, площадь сечения щели будет зависеть от скорости поршня или частоты вращения коленчатого вала двигателя [31].

При расчете расхода картерных газов через неплотности в кольцах принимается зависимость площадь сечения неплотности  $f_{щ}$ , ( $m^2$ ) в виде:

$$f_{щ} = f_{щ0} + a \times n, \quad (2.48)$$

где:  $f_{щ0}$ —площадь сечения в замке кольца,  $m^2$ ;

$a$  – коэффициент приведения  $m^2/мин^{-1}$ ;

$n$  – частота вращения,  $мин^{-1}$ .

### **2.3 Методика расчета изменения объема картерного пространства при работе ДВС**

В результате движения поршня со скоростью  $c_{п}$  изменяется объем занимаемый картерными газами  $V_{к}$  (насосное действие поршня), что влияет на изменение давления  $P_{кт}$ .

При прекращении удаления из картера картерных газов через систему вентиляции картера, давление  $P_{кт}$  в картере будет меняться по времени, и скорость изменения этого давления будет зависеть от расхода картерных газов  $G_{г}$ , их температуры  $T_{кт}$ , занимаемого объема картерными газами  $V_{к}$  и влияния движения поршней двигателя на этот объем.

Объем картерного пространства, занимаемого газами, зависит от конструкции картера ДВС, объема масла в картере, а также от положения

поршня, которое зависит от угла поворота коленчатого вала [69]. Для расчета объема карточного пространства рассмотрим схему, представленную на рисунке 2.6.

Обозначая объем картера незаполненного моторным маслом двигателя при положении поршня в верхней мертвой точке  $V_{к0}$  и объем масла залитого в картер двигателя  $V_{м}$ , а также учитывая изменение объема из-за перемещения поршня  $V_{п}$ , получаем объем картерного пространства, занимаемого газами  $V_{к}$  в виде:

$$V_{к} = V_{к0} - V_{м} - V_{п}, \quad (2.49)$$

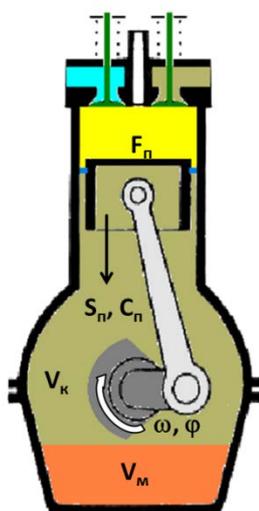


Рисунок 2.6 – Расчетная схема картерного пространства.

При работе ДВС и вращении коленчатого вала поршень совершает возвратно - поступательные движения. Используя кинематические соотношения в КШМ, перемещение поршня  $S_{п}$  может быть описано следующим выражением [42, 43, 46]:

$$S_{п} = R \cdot \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_{к}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] [\text{м}], \quad (2.50)$$

где:  $\lambda_{к} = \frac{R}{L}$  – постоянная КШМ

$R$  – радиус кривошипа, м;

$L$  – длина шатуна, м;

$\varphi$  – угол поворота кривошипа, рад.

Изменение объема картерного пространства из-за движения поршня зависит не только от перемещения поршня  $S_{\text{п}}$ , но и от его площади  $F_{\text{п}}$ . Объем вытесняемый поршнем  $V_{\text{п}}$  определяется по известному выражению:

$$V_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}}, \text{ м}^3, \quad (2.51)$$

где:  $F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{п}}^2$  – площадь поршня,  $\text{м}^2$ ;

$D_{\text{п}}$  – диаметр поршня,  $\text{м}$ ;

Используя описанную выше взаимосвязь перемещения поршня и угла поворота кривошипа (2.50), можно записать закон изменения картерного пространства из-за движения поршня в следующем виде:

$$V_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right] [\text{м}^3], \quad (2.52)$$

Скорость изменения объема картера от движения поршня зависит от скорости движения поршня  $C_{\text{п}}$ , величина которой может быть найдена как первая производная по времени от перемещения поршня при угловой частоте вращения коленчатого вала  $\omega$  [рад/с], в виде зависимости:

$$C_{\text{п}} = R \cdot \omega \cdot \left[ \sin\varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м/с}] \quad (2.53)$$

Таким образом насосный эффект от движения поршня будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{dV_{\text{п}}}{dt} = F_{\text{п}} \cdot R \cdot \omega \cdot \left[ \sin\varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.54)$$

В многоцилиндровым двигателе движение поршней происходит со сдвигом по фазе. Величина относительного перемещения поршней в различных цилиндрах зависит от конструкции двигателя. В общем виде перемещение поршня в  $i$ -м цилиндре  $S_{\text{п}i}$  со сдвигом по фазе  $\varphi_i$  может быть записано в виде:

$$S_{\text{п}i} = R \cdot \left[ (1 - \cos(\varphi + \varphi_i)) + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} \cdot (1 - \cos 2(\varphi + \varphi_i)) \right] \quad (2.55)$$

Поэтому при движении поршня 1 цилиндра от верхней до нижней мертвой точки при повороте кривошипа на 180 град. объем картера уменьшится на величину рабочего объема цилиндра, но при этом поршни в других цилиндрах будут двигаться по своим законам увеличивая объем

картера. Суммарное изменение объема от этого движения всех поршней может быть записано в следующем виде:

$$V_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot R \cdot \sum_{i=1}^{i_{\Pi}} \left[ (1 - \cos(\varphi + \varphi_i)) + \frac{\lambda_{\kappa}}{4} \cdot (1 - \cos 2(\varphi + \varphi_i)) \right], \quad (2.56)$$

Где  $i_{\Pi}$  – количество цилиндров двигателя.

Например, для 4-х цилиндрового двигателя с равномерным чередованием работы цилиндров через 180 град. имеем:  $\varphi_1=0$ ,  $\varphi_2=-540$ ,  $\varphi_3=-180$  и  $\varphi_4=-360$  град, после преобразования получим:

$$V_{\Pi} = 4 \cdot F_{\Pi} \cdot R \cdot \left[ 1 + \frac{\lambda_{\kappa}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.57)$$

Изменение объема от движения поршней для двигателя Д-243 показано на рисунок 2.7.

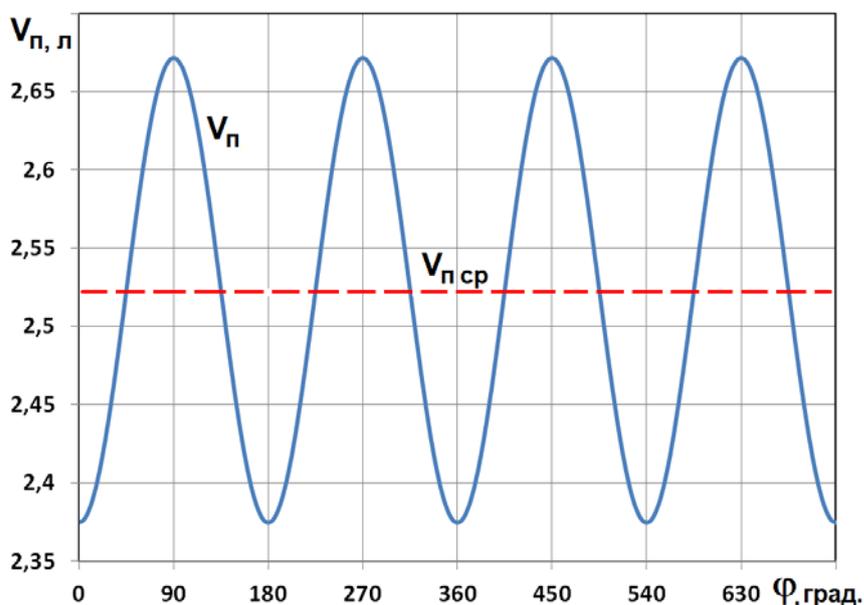


Рисунок 2.7 – Изменение объема от движения поршней.

Осредненное значение объема за рабочий цикл двигателя можно определить по формуле:

$$V_{\Pi \text{ ср}} = \frac{1}{720} \cdot \int_0^{720} V_{\Pi} \cdot d\varphi, \quad (2.58)$$

Для двигателя Д-243 определенное значение объема  $V_{\Pi \text{ ср}}$  составило 2,52 л.

По аналогии с зависимостями (2.52), (2.53) и (2.54) насосный эффект от движения поршней рядного 4-х цилиндрового двигателя типа Д-243 будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{dV_{\Pi}}{dt} = F_{\Pi} \cdot R \cdot \omega \cdot \left[ 1 + \frac{\lambda_{\kappa}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right], [\text{м}^3/\text{с}] \quad (2.59)$$

Для двигателя Д-243 максимальное значение насосного эффекта (эквивалентно объемной подаче газа) при  $\varphi=45$  град. и на частоте вращения вала  $2200 \text{ мин}^{-1}$  ( $\omega=230 \text{ с}^{-1}$ ) составило  $\sim 154 \text{ л/с}$ , что почти в 100 раз больше предельного значения среднего расхода картерных газов для этого двигателя. Такие колебания могут приводить к ощутимым колебаниям давления газа в картере.

Объем масла, заливаемого в картер двигателя, указывается в инструкции по эксплуатации и для двигателя Д-243 составляет 12 л.

## 2.4 Методика определения объема картера ДВС

Для определения объема картера, занимаемого картерными газами в соответствии с зависимостью (2.49) остается неизвестным объем картера незаполненного моторным маслом двигателя при положении поршней в верхней мертвой точке  $V_{\kappa 0}$ . Пространство картера имеет сложную конфигурацию, поэтому определение его объема традиционными методами достаточно сложно.

Измерение объема картерного пространства предлагается определять с помощью подачи воздуха заданного расхода в закрытый картер и регистрировать скорость нарастания в нем давления. Процесс измерений можно описать следующим образом в соответствии с изображенной схемой установки на рисунке 2.8.

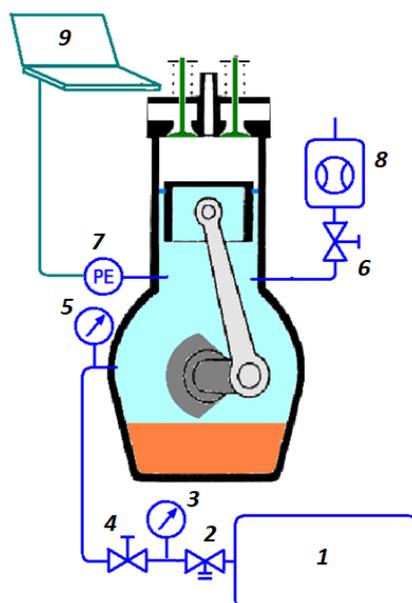


Рисунок 2.8 – Схема установки для измерения объема картерного пространства.

Установка работает следующим образом. От источника сжатого воздуха 1 через газовый редуктор 2 подается воздух, давление которого контролируется манометром 3 и расход регулируется краном 4. Расход газа из ресивера при открытом кране 6 регистрируется расходомером 8 и регулируется при необходимости краном 2. Давление воздуха в картере контролируется манометром 5. Изменение давления воздуха в картере в процессе измерений записывается с помощью датчика давления 7 и системы регистрации 9.

Процесс измерения производится следующим образом.

1. На выходе из ресивера 1 с помощью газового редуктора 2 при закрытом кране 4 устанавливается давление не менее 300 кПа, которое контролируется манометром 3.
2. Открывается кран 6 для выхода воздуха из картера через расходомер 8.
3. Приоткрывается кран 4 на требуемую величину для обеспечения заданного расхода, который контролируется расходомером 8.
4. После установления требуемого режима потока (показания расходомера 8 стабилизируются и расход соответствует требуемому) и

включения системы регистрации давления 9, установка готова к проведению измерений.

5. Включается процесс регистрации времени и давления в картере 9 с помощью датчика давления 7.

6. Перекрывается кран выхода воздуха 6.

7. При достижении заданного давления, регистрируемого по манометру 5, перекрывается кран 2 и продолжается регистрация изменения давления в картере измерительной системой 9 в течение  $\approx 1$  мин. Это позволяет оценить величину утечек воздуха через неплотности.

8. По результатам полученных измерений определяются: начальное давление в картере  $P_1$ , время повышения давления до  $P_2$  (не более 25 кПа), количество поступившего за это время в картёр воздуха  $\Delta V$ , падение давления в картере за это же время  $\Delta P_y$  и рассчитывается объём картера.

При установке избыточного давления на выходе после редуктора 300 кПа и повышении давления в картере в процессе измерений до уровня избыточного давления 25 кПа отношение абсолютных давлений на входе и выходе крана 4 (рисунок 2.9) будет составлять 2,39, что больше критического перепада для воздуха равного 1,89. Таким образом, режим течения газа в кране 2 будет критическим и не будет зависеть от изменения давления воздуха в картере, т.е. расход воздуха будет сохраняться постоянным, подчиняющийся закону (2.42). Процесс изменения давления показан на рисунке 2.9.

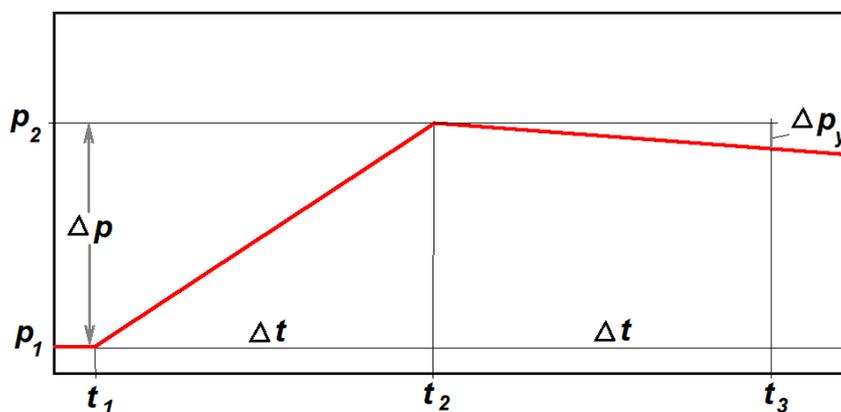


Рисунок 2.9 – Процесс изменения давления в картере при измерении.

Изменение давления воздуха в картере  $\Delta p=(p_2-p_1)$  от количества поступившего воздуха может быть описано выражением в соответствии с уравнением состояния идеального газа [94, 95, 97, 101]:

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_k} \cdot \rho_B \cdot R \cdot T_{кг}, \quad (2.60)$$

где:  $\Delta V= Q_B \cdot \Delta t$  –объем воздуха, поступившего в картер;

$Q_B$ –объемный расход поступающего воздуха;

$\Delta t=(t_2-t_1)$  – время процесса подачи воздуха в картер;

$\rho_B$ –плотность воздуха;

$V_k$  – объем картера;

$R$  – газовая постоянная;

$T_{кг}$  – температура газов в картере.

С учетом того, что в выражении (2.60) произведение  $(\rho_B \cdot R \cdot T_{кг})$ представляет собой давление воздуха в картере в конце измерений  $p_2$ , то после преобразований получим выражение для объема картера:

$$V_k = \frac{\Delta V}{\Delta p} \cdot p_2 \quad (2.61)$$

Если в процессе измерений происходят утечки воздуха, то давление в картере после закрытия крана 4 (прекращение подачи воздуха) давление в картере будет снижаться (участок после момента  $t_2$ ). За время  $(t_3-t_2) = (t_2-t_1)$  давление в картере снизится на величину  $\Delta p_y$  (рис. 2.9). Для учета величины утечек на результат измерений внесем поправку в зарегистрированную величину  $\Delta p$ .

В начале процесса подачи воздуха в картер (момент времени  $t_1$ ) давление в картере  $p_1$  практически равно давлению окружающей среды и утечки равны нулю. При давлении в картере  $p_2$  величина утечек приводит к снижению давления на  $\Delta p_y$ . Принимая рост утечек пропорциональным росту избыточного давления в картере [27, 28] среднее значение утечек будет пропорционально половине потерь давления при  $p_2$  или составлять  $0,5 \cdot \Delta p_y$ . Тогда расчет объема картерного пространства будет вычисляться по выражению:

$$V_k = \frac{\Delta V}{(\Delta p + 0,5 \cdot \Delta p_y)} \cdot p_2 \quad (2.62)$$

Используя данную зависимость можно определить объем пространства картера любой конфигурации и полученное значение использовать в дальнейших исследованиях.

## 2.5 Методика расчета давления газов в замкнутом картере при работе двигателя

При прекращении удаления из картера картерных газов давление  $p_{кг}$  в картере будет меняться по времени, и скорость изменения этого давления будет зависеть от расхода картерных газов  $G_{г}$ , их температуры  $T_{кг}$ , занимаемого объема картерными газами  $V_k$  и влияния движения поршней двигателя.

Величина давления газов в закрытом картере двигателя в процессе его работы будет складываться из начального давления  $p_{кг0}$ , изменения давления от поступающих газов в картер  $\Delta p$  и изменения давления от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$ :

$$p_{кз} = p_{кз0} + \Delta p + \Delta p_n \quad (2.63)$$

Изменение давления газов в закрытом картере зависит от количества поступивших газов  $\Delta M_{г}$ , их температуры  $T_{кг}$  и объема занимаемого пространства  $V_k$  и может быть описано выражением в соответствии с уравнением состояния идеального газа в следующем виде [94, 95, 97, 101]:

$$\Delta p = \frac{\Delta M_{г}}{V_k} \cdot R \cdot T_{кг}, \quad (2.64)$$

Количество газа поступающего в картер двигателя за счет утечек через неплотности одного цилиндра за один рабочий цикл  $M_{г1}$  зависит от массового расхода проходящих через неплотности газов  $G_{кг}$ , определяемого по выражениям (2.40) или (2.42) и времени протекания цикла  $t_{ц}$ :

$$M_{г1} = \int_0^{t_{ц}} G_{кг} \cdot dt, \quad (2.65)$$

или при расчете по углу поворота кривошипа  $\phi$ (град.) при частоте вращения  $n$ :

$$M_{\Gamma 1} = \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \int_0^{720} G_{\text{кг}} \cdot d\phi, \quad (2.66)$$

Количество поступившего газа в картер многоцилиндрового ДВС при его работе  $\Delta M_{\Gamma}$  за время цикла  $t_{\text{ц}}$  зависит от количества работающих цилиндров  $i_{\text{ц}}$  и при условии их идентичности работы рассчитывается по выражению:

$$\Delta M_{\Gamma} = \sum_{\phi}^{i_{\text{ц}}} M_{\text{ки}}, \quad (2.67)$$

В процессе работы двигателя и последовательном совершении рабочих циклов количество поступившего газа в картер многоцилиндрового ДВС в зависимости от времени работы  $t$  или суммарного угла поворота  $\phi$  (град.) может быть найдено по зависимостям:

$$\Delta M_{\Gamma} = \sum_{\phi}^{i_{\text{ц}}} \left( \int_0^t G_{\text{кг}} \cdot dt \right), \quad (2.68)$$

или

$$\Delta M_{\Gamma} = \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \sum_{\phi}^{i_{\text{ц}}} \left( \int_0^{\phi} G_{\text{кг}} \cdot d\phi \right), \quad (2.69)$$

Изменение давления газов в закрытом картере при повороте коленчатого вала на угол  $\phi$  от насосного действия поршней  $\Delta p_{\Pi}$  можно рассматривать как результат изменения объема картера на величину  $V_{\Pi}(\phi)$  определяемую выражением (2.56). Рассматривая процесс изменения объема картера при движении поршней как процесс сжатия – расширения газа и принимая этот процесс адиабатным с показателем  $k$ , по аналогии с уравнениями (2.7) и (2.24), давление в картере будет изменяться в соответствии выражением:

$$\Delta p_{\Pi} = p_{\Pi} - p_{\text{кг}0} = p_{\text{кг}0} \cdot \left( \frac{V_{\text{к}0}}{V_{\text{к}0} + V_{\Pi}(\phi)} \right)^k - p_{\text{кг}0} = p_{\text{кг}0} \cdot \left[ \left( \frac{V_{\text{к}0}}{V_{\text{к}0} + V_{\Pi}(\phi)} \right)^k - 1 \right], \quad (2.70)$$

где:  $V_{\text{к}0}$  – объем картерного пространства при  $\phi = 0$  градусов;

$p_{\text{кг}0}$  – давление газов в картере при  $\phi = 0$  градусов.

На основании полученных зависимостей (2.64), (2.69) и (2.70) после подстановки в выражение (2.63) и преобразования получим:

$$p_{\text{кр}} = p_{\text{кр}0} + \left[ \frac{\sum_{\varphi}^{i_{\text{ц}}} \left( \int_0^t G_{\text{кр}} \cdot dt \right)}{V_{\text{к}}} + p_{\text{кр}0} \cdot \left( \left( \frac{V_{\text{к}0}}{V_{\text{к}0} + V_{\text{п}}(\varphi)} \right)^{\kappa} - 1 \right) \right] \cdot R \cdot T_{\text{кр}} \quad (2.71)$$

Полученное выражение может быть использовано для расчета давления газов в картере после перекрытия канала вентиляции картера для проверки технического состояния ЦПГ по количеству поступающих газов из цилиндров ДВС.

### **Выводы по второй главе**

По результатам изложенного материала можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика расчета утечек газа из цилиндра ДВС с учетом основных параметров рабочего цикла и режима работы двигателя.
2. Разработана методика расчета изменения объема картерного пространства при работе ДВС, учитывающая число и порядок работы цилиндров многоцилиндрового двигателя. Она позволяет оценить влияние изменения объема картера на колебания давления в картере и сравнить их с колебаниями давления от прорыва газов через поршневые кольца.
3. Разработана методика экспериментального определения объема картера ДВС, основанная на регистрации изменения давления в объеме при подвода воздуха заданного расхода.
4. Разработана методика расчета изменения давления газов в замкнутом пространстве картера от прорвавшихся из цилиндров газов при работе многоцилиндрового двигателя.

### Глава 3. Расчетные исследования утечек газов в картер двигателя

По разработанной во второй главе методике была составлена программы расчета утечек газа из надпоршневого пространства в картер двигателя в офисном приложении MicrosoftOfficeExcel. Расчеты проводились для двигателя минского моторного завода Д-243, подробное описание которого дано в руководстве по эксплуатации [47]. Значения основных параметров двигателя в расчетах были использованы из данного руководства и приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные параметры и характеристики дизеля Д-243[47]

Наименование параметров	Единица измерения	Значения
1 Типдизеля	-	Четырехтактный, без турбонаддува
2 Способ смесеобразования	-	Непосредственный впрыск топлива
3 Порядок работы цилиндров	-	1 – 3 – 4 – 2
4 Число цилиндров	-	4
5 Диаметр цилиндра	мм	110
6 Ход поршня	мм	125
7 Рабочий объем цилиндров	л	4,75
8 Мощность – номинальная	кВт	59,6+3,7
9 Номинальная частота вращения	мин <sup>-1</sup>	2200 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>
10 Частота вращения холостого хода:		
- максимальная	мин <sup>-1</sup>	2380
- минимальная	мин <sup>-1</sup>	800±50
11 Удельный расход топлива на номинальном режиме	г/(кВт·ч)	226+3%
12 Максимальный крутящий момент в комплектации определения по номинальной мощности	Н·м	298
13 Частота вращения при максимальном значении крутящего момента	мин <sup>-1</sup>	1600
14 Удельный расход масла на угар	г/(кВт·ч)	0,9+0,4

### 3.1 Программа расчетных исследований по разработанным методикам

Расчетные исследования проводились в три этапа.

На первом этапе проводилась оценка влияния различных параметров на расход картерных газов.

На втором этапе проводилась оценка влияния изменения объема картера от движения поршней двигателя на давление газов в картере.

Целью расчетных исследований первого этапа являлось определить зависимость расхода картерных газов от следующих параметров:

- частоты вращения коленчатого вала;
- нагрузки двигателя;
- степени износа поршневых уплотнений.

Оценка влияния частоты вращения на расход картерных газов производилась на режиме холостого хода двигателя. Частота вращения изменялась от 800 мин<sup>-1</sup> (минимальные обороты холостого хода) до 2200 мин<sup>-1</sup> (номинальная частота вращения). Частота вращения изменялась с равномерным шагом 200 мин<sup>-1</sup>.

Расчетные параметры рабочего цикла двигателя на каждой частоте вращения выбирались из условия нулевого значения эффективной мощности [48]. Таким образом для каждой частоты вращения подбирался определенный рабочий цикл и характер протекания давления и температуры в цилиндре двигателя.

Оценка влияния нагрузки двигателя на расход картерных газов производилась на режиме номинальной частоты вращения [36]. Нагрузка изменялась от 0 (режим холостого хода) до 60 кВт (номинальный режим) с шагом изменения нагрузки 15 кВт.

Расчетные параметры рабочего цикла двигателя при каждой нагрузке выбирались из условия обеспечения заданного значения эффективной мощности [32,33,34]. Таким образом для каждой нагрузки подбирался определенный рабочий цикл и характер протекания давления и температуры в цилиндре двигателя.

Расчетные исследования влияния частоты вращения и нагрузки на расход картерных газов проводился при трех состояниях ЦПГ [38, 76,77]:

- при нормальном износе (расход картерных газов не более 30 л/мин);
- допустимом износе (расход картерных газов не более 70 л/мин);
- предельном износе (расход картерных газов более 100 л/мин).

Целью расчетных исследований второго этапа являлось оценить влияние изменения объема картера от движения поршней двигателя на давление газов в закрытом картере и исследовать влияние объема картера, частоты вращения и температуры картерных газов на амплитуду колебаний давления.

Расчетные исследования проводились для двигателя при условии отсутствия прорыва газов в картер двигателя, чтобы исключить их влияние на изменение давления. Частота вращения изменялась от 800 мин<sup>-1</sup> (минимальные обороты холостого хода) до 2200 мин<sup>-1</sup> (номинальная частота вращения). Частота вращения изменялась с равномерным шагом 200 мин<sup>-1</sup>.

Исследование влияния объема картера на амплитуду колебаний давления проводилось при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup>. Объем картера изменялся от 5 до 60 л с шагом изменения объема 5 л.

### **3.2 Результаты расчета расхода картерных газов**

В результате выполнения расчета рабочего цикла двигателя на заданном режиме его работы получается массив данных с шагом 5 град п.к.в., который включает: давление и температуру газов в цилиндре двигателя, расход газов через неплотности ЦПГ и количество газов прошедших через них. Данные рассчитаны по методикам изложенным во второй главе. Пример получаемых результатов за рабочий цикл двигателя при нормальном состоянии ЦПГ для режима работы двигателя  $N_e = 60$  кВт,  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup> и среднем расходе картерных газов 35 л/мин представлен на рисунке 3.1 и при  $N_e = 0$  кВт,  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup> и среднем расходе картерных газов 28 л/мин представлен на рисунке 3.2.

### 3.2.1 Результаты расчета при нормальном износе ЦПГ

Основные параметры по полученным результатам расчетов приведены в таблице 3.2 для ДВС с нормальным состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{цк} = 7,0 \cdot 10^{-8} + 5,3 \cdot 10^{-11} \cdot n$ ) при номинальной частоте вращения  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

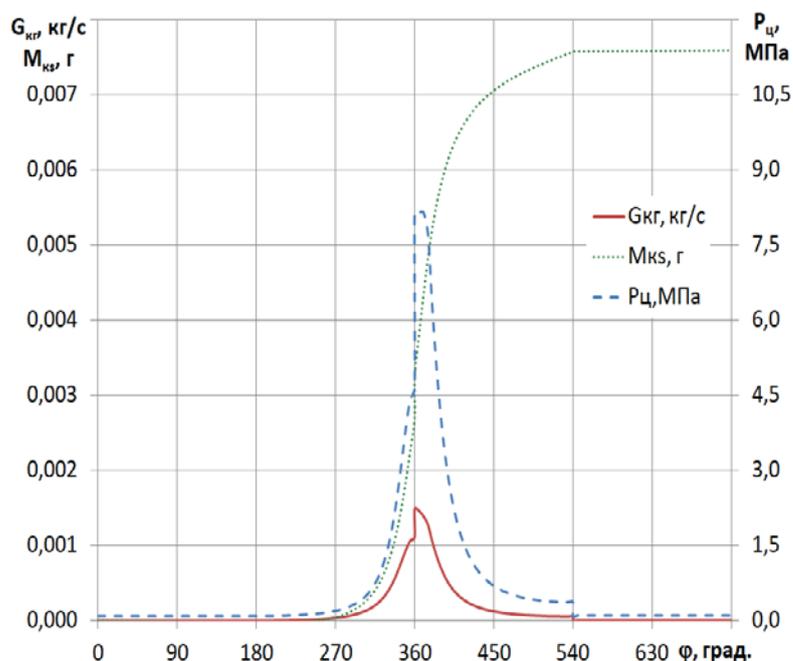


Рисунок 3.1– Изменение давления в цилиндре  $P_{ц}$ , расхода картерных газов  $G_{кг}$  и количества поступивших газов в картер  $M_{кс}$  при  $N_e = 60 \text{ кВт}$ ,  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

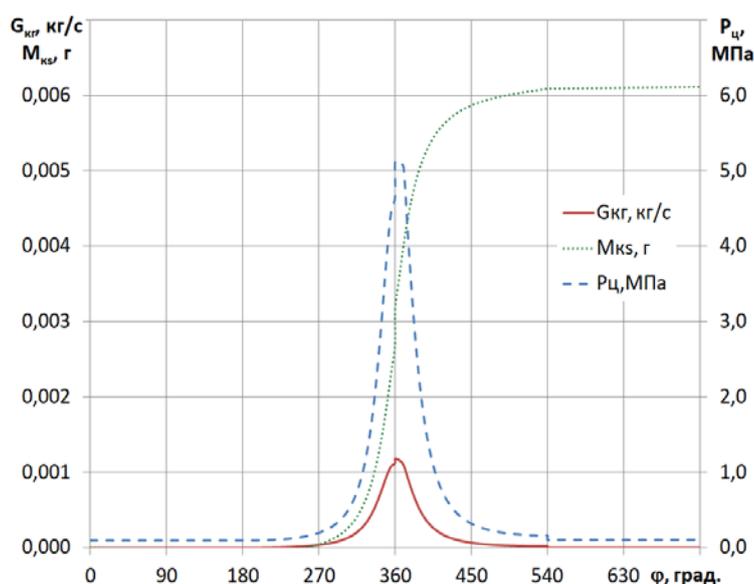


Рисунок 3.2– Изменение давления в цилиндре  $P_{ц}$ , расхода картерных газов  $G_{кг}$  и количества поступивших газов в картер  $M_{кс}$  при  $N_e = 0 \text{ кВт}$ ,  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 3.2 – Результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Максимальное давление цикла, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальная температура цикла, К	1161	1429	1654	1866	2050
Часовой расход топлива, кг/ч	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. расход газов в картер, г/с	1,18	1,33	1,42	1,47	1,52
Средний расход газов в картер, л/мин	28,0	30,2	32	33,5	35,6
Масса прошедшего газа, мг	6,04	6,52	6,9	7,23	7,69

Основные параметры по полученным результатам расчетов для ДВС с нормальным состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{щ} = 7,0 \cdot 10^{-8} + 5,3 \cdot 10^{-11} \cdot n$ ) при различной частоте вращения на режиме холостого хода приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Эффективная мощность, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. давление цикла, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура цикла, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Часовой расход топлива, кг/ч	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. расход газов в картер, г/с	0,71	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,25
Средний расход газов в картер, л/мин	16,4	18,0	19,6	21,3	22,9	24,6	26,3	28,0	29,7
Масса прошедшего газа, мг	9,73	8,55	7,77	7,21	6,81	6,5	6,25	6,04	5,87

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.3) показывают, что с ростом

нагрузки максимальное давление сгорания увеличивается с 5,1 до 8,2 МПа или на 61%, максимальная температура сгорания увеличивается с 1161 до 2050 К или на 77 %. Это изменение параметров рабочего цикла должно оказывать влияние на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост эффективной мощности двигателя с 0 до 60 кВт сопровождается ростом часового расхода топлива с 2,6 до 13,6 кг/ч.

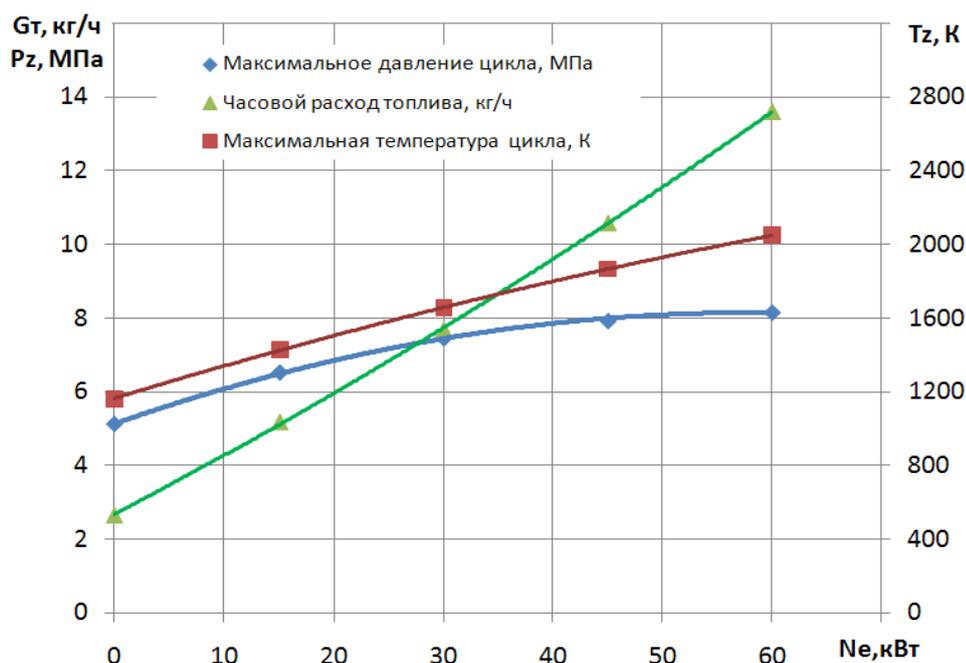


Рисунок 3.3– Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и нормальном износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.4) показывают, что с ростом частоты вращения максимальное давление сгорания не меняется, а максимальная температура сгорания увеличивается незначительно с  $1069$  до  $1172 \text{ К}$  или на  $10 \%$ . Эти незначительные изменения параметров рабочего цикла не должны оказывать существенного влияния на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост частоты вращения двигателя с 800 до 2400 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода сопровождается ростом часового расхода топлива с 0,58 до 3,02 кг/ч или в 5,2 раза, что связано с ростом механических потерь двигателя.

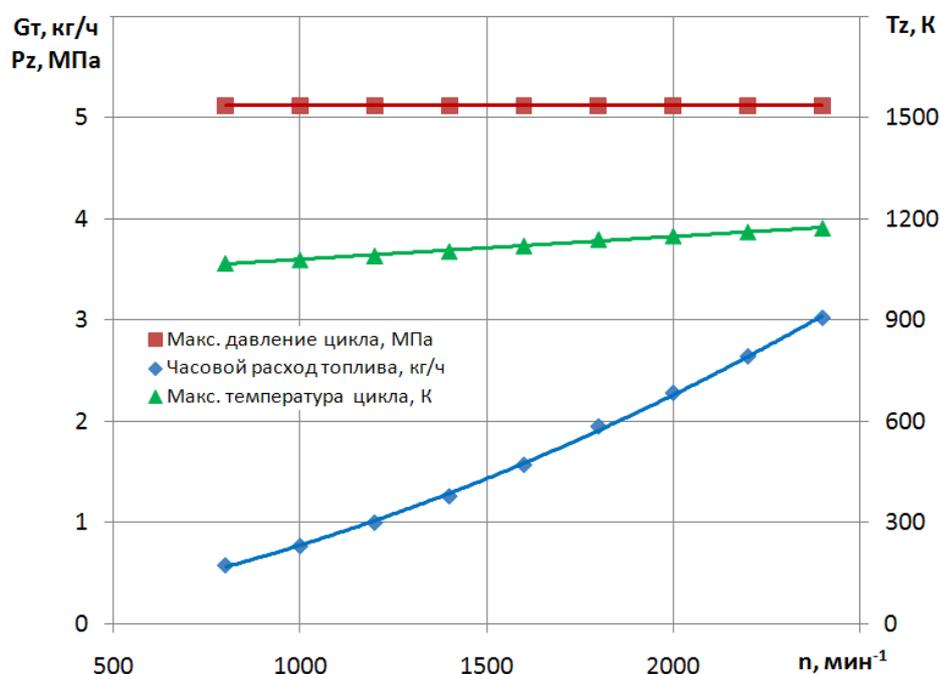


Рисунок 3.4 –Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при нормальном износе ЦПГ.

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.5) показывают, что с ростом нагрузки максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с 1,18 до 1,49 г/с или на 26%, количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  увеличивается с 6,04 до 7,53 мг или на 25%, при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кт}$  увеличивается с 28,0 до 34,9 л/мин или на 25%.

Такое увеличение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  связано с увеличением максимального давления сгорания и температурой сгорания. Увеличение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  и среднего расхода картерных газов у двигателя  $G_{кт}$  связано с увеличением давления газов в цилиндре с ростом нагрузки.

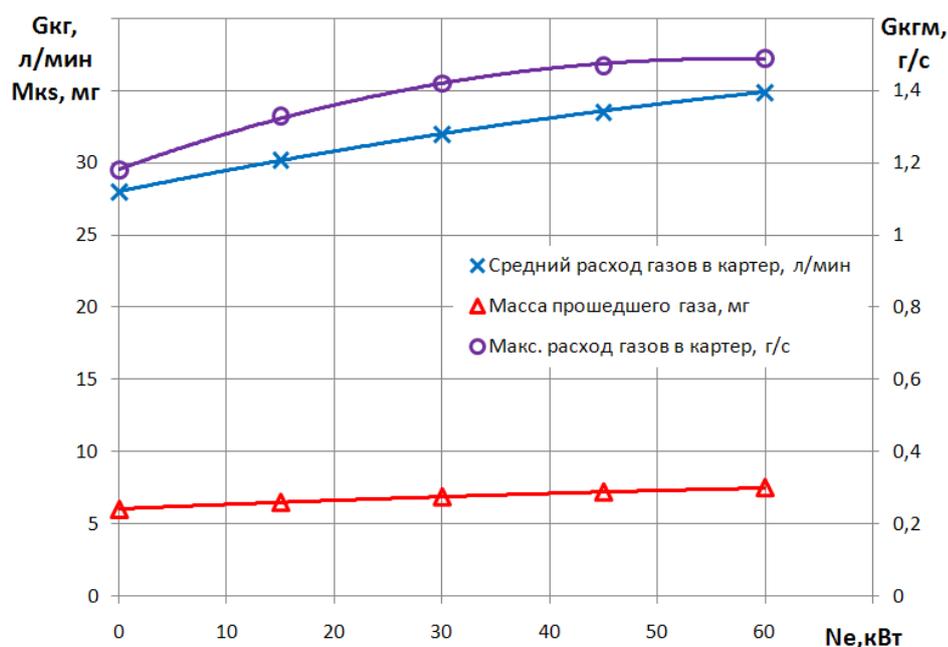


Рисунок 3.5– Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и нормальном износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с нормальным износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.6) показывают, что с ростом частоты вращения максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с  $0,71$  до  $1,25 \text{ г/с}$  или на  $76\%$ , количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  уменьшается с  $9,73$  до  $5,87 \text{ мг}$  или на  $40\%$ , при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  увеличивается с  $16,4$  до  $29,7 \text{ л/мин}$  или на  $81\%$ .

Рост максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  с увеличением частоты вращения двигателя на режиме холостого хода может быть объяснен увеличением проходного сечения неплотности ЦПГ. Уменьшение количества газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  объясняется снижением времени протекания цикла с ростом частоты вращения и, следовательно, уменьшением количества газов поступивших в картер за это время.

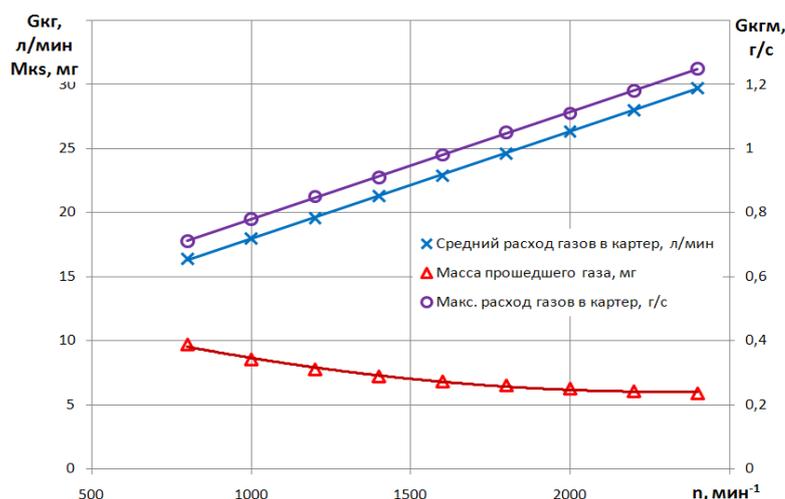


Рисунок 3.6 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при нормальном износе ЦПГ.

### 3.2.2 Результаты расчета при допустимом износе ЦПГ

Основные параметры по полученным результатам расчетов приведены в таблице 3.4 для ДВС с допустимым состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 1,75 \times 10^{-10} \times n$ ) при номинальной частоте вращения двигателя  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 3.4 – Результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Максимальное давление цикла, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальная температура цикла, К	1161	1429	1654	1866	2050
Часовой расход топлива, кг/ч	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. расход газов в картер, г/с	2,87	3,25	3,47	3,57	3,63
Средний расход газов в картер, л/мин	68,2	73,6	78,0	81,7	85,0
Масса прошедшего газа, мг	14,7	15,9	16,8	17,6	18,4

Основные параметры по полученным результатам расчетов для ДВС с допустимым состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 1,75 \times 10^{-10} \times n$ ) при различной частоте вращения на режиме холостого хода приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Эффективная мощность, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. давление цикла, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура цикла, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Часовой расход топлива, кг/ч	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. расход газов в картер, г/с	1,33	1,55	1,77	1,99	2,22	2,44	2,66	2,87	3,1
Средний расход газов в картер, л/мин	30,6	35,9	41,1	46,4	51,9	57,4	62,8	68,2	73,7
Масса прошедшего газа, мг	18,2	17,0	16,3	15,8	15,4	15,1	14,9	14,7	14,6

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.7) показывают, что с ростом нагрузки максимальное давление сгорания увеличивается с 5,1 до 8,2 МПа или на 61%, максимальная температура сгорания увеличивается с 1161 до 2050 К или на 77 %, т.е. на столько же, как и с нормальным износом ЦПГ. И, следовательно, это изменение параметров рабочего цикла также должно оказывать влияние на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост эффективной мощности двигателя с 0 до 60 кВт сопровождается таким же ростом часового расхода топлива с 2,6 до 13,6 кг/ч, как и с нормальным износом ЦПГ.

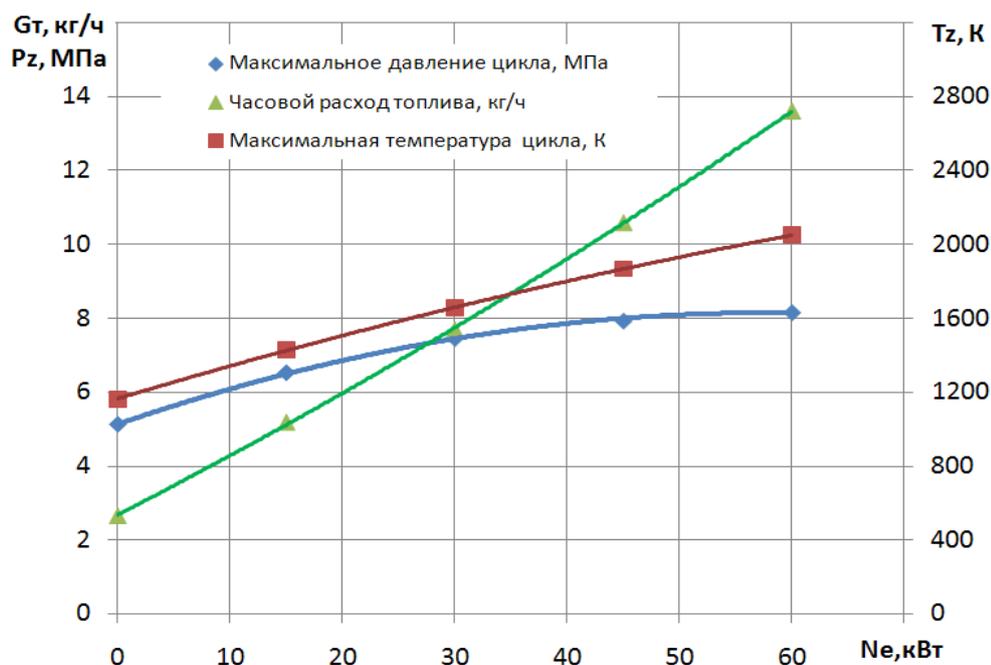


Рисунок 3.7– Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и допустимом износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.8) показывают, что с ростом частоты вращения максимальное давление сгорания также не меняется, а максимальная температура сгорания увеличивается тоже незначительно с  $1069$  до  $1172 \text{ K}$  или на  $10 \%$ . Эти незначительные изменения параметров рабочего цикла не должны оказывать существенного влияния на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост частоты вращения двигателя с  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода сопровождается таким же ростом часового расхода топлива с  $0,58$  до  $3,02 \text{ кг/ч}$  или в  $5,2$  раза, что связано с ростом механических потерь двигателя.

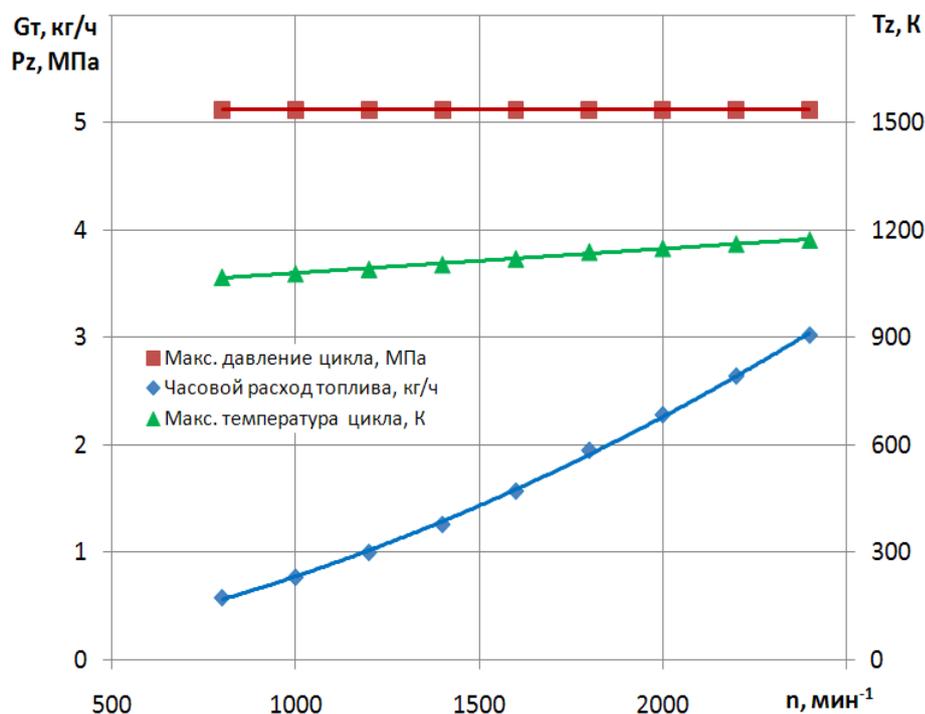


Рисунок 3.8– Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при допустимом износе ЦПГ.

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при номинальной частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.9) показывают, что с ростом нагрузки максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с 2,87 до 3,63 г/с или на 26%, количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  увеличивается с 14,7 до 18,4 мг или на 25%, при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  увеличивается с 68,2 до 85,0 л/мин или на 25%.

Такое увеличение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  связано с увеличением максимального давления сгорания, температурой сгорания и изменением проходного сечения неплотности ЦПГ. Увеличение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  и среднего расхода картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  связано с увеличением давления газов в цилиндре с ростом нагрузки и изменением проходного сечения неплотности ЦПГ.

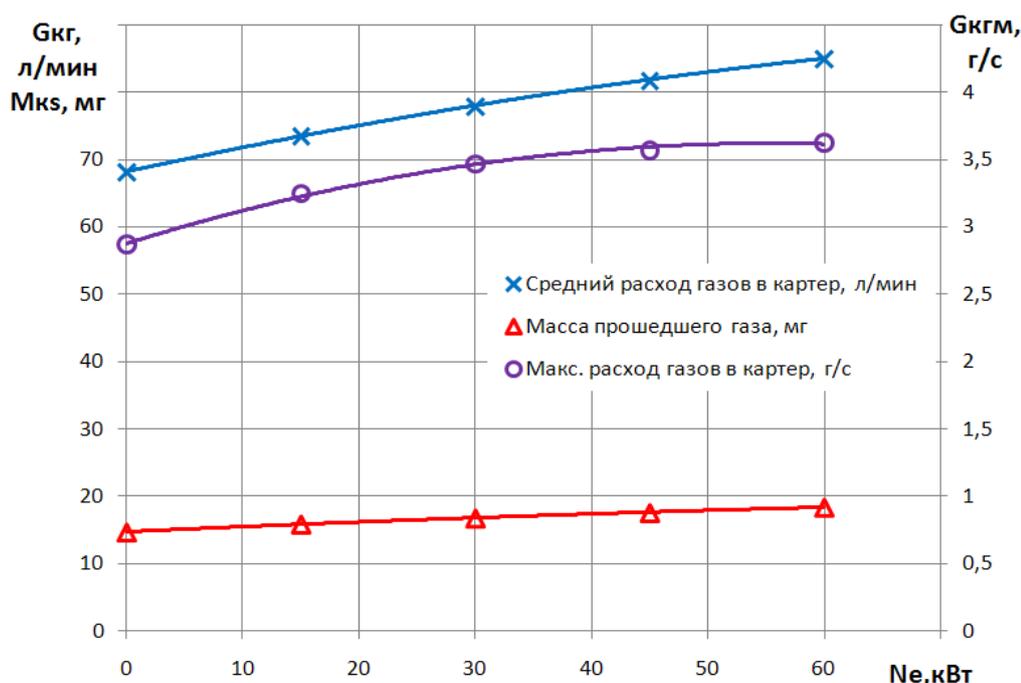


Рисунок 3.9 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и допустимом износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с допустимым износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.10) показывают, что с ростом частоты вращения максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с  $1,33$  до  $3,1 \text{ г/с}$  или на  $133\%$ , количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  уменьшается с  $18,2$  до  $14,6 \text{ мг}$  или на  $20\%$ , при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  увеличивается с  $30,6$  до  $73,7 \text{ л/мин}$  или на  $141\%$ .

Рост максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  с увеличением частоты вращения двигателя на режиме холостого хода может быть объяснен увеличением проходного сечения неплотности ЦПГ. Уменьшение количества газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  объясняется снижением времени протекания цикла с ростом частоты вращения и, следовательно, уменьшением количества газов поступивших в картер за это время.

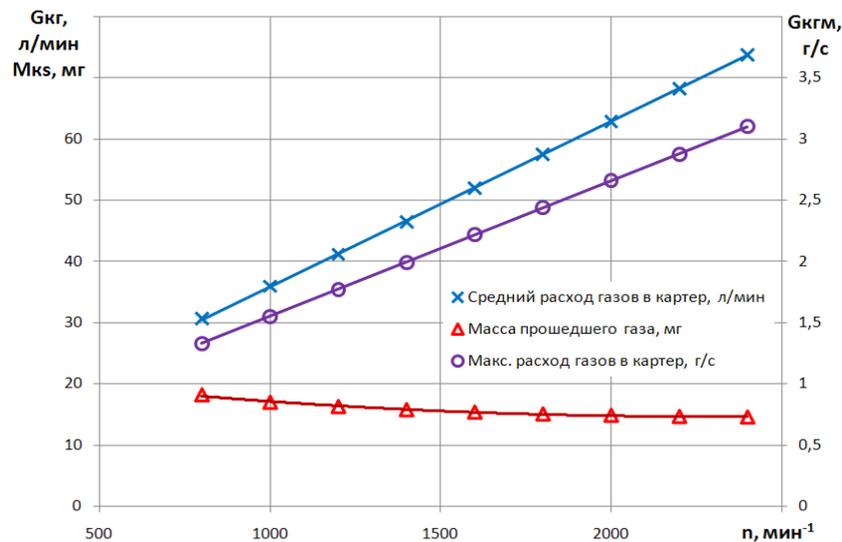


Рисунок 3.10 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при допустимом износе ЦПГ.

### 3.2.3 Результаты расчета при предельном износе ЦПГ

Основные параметры по полученным результатам расчетов приведены в таблице 3.6 для ДВС с предельным состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 2,65 \times 10^{-10} \times n$ ) при номинальной частоте вращения  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 3.6 – Результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Максимальное давление цикла, МПа	5,12	6,52	7,45	7,92	8,15
Максимальная температура цикла, К	1161	1429	1654	1866	2050
Часовой расход топлива, кг/ч	2,64	5,17	7,67	10,57	13,59
Макс. расход газов в картер, г/с	4,13	4,66	4,98	5,13	5,21
Средний расход газов в картер, л/мин	97,9	105,7	111,9	117,2	122,0
Масса прошедшего газа, мг	21,1	22,8	24,2	25,1	26,3

Основные параметры по полученным результатам расчетов для ДВС с предельным состоянием ЦПГ (сечение неплотности компрессионных колец, в соответствии с формулой 2.48,  $f_{щ} = 7,0 \times 10^{-8} + 2,65 \times 10^{-10} \times n$ ) при различной частоте вращения на режиме холостого хода приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Эффективная мощность, кВт	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Макс. давление цикла, МПа	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12
Макс. температура цикла, К	1069	1079	1091	1104	1120	1139	1149	1161	1172
Часовой расход топлива, кг/ч	0,58	0,77	1,0	1,26	1,57	1,95	2,28	2,64	3,02
Макс. расход газов в картер, г/с	1,78	2,12	2,46	2,79	3,13	3,46	3,8	4,13	4,47
Средний расход газов в картер, л/мин	41,1	49,0	57,0	65,0	73,2	81,5	89,7	97,9	106,2
Масса прошедшего газа, мг	24,4	23,3	22,6	22,1	21,7	21,5	21,3	21,1	21,0

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.11) показывают, что с ростом нагрузки максимальное давление сгорания увеличивается также с 5,1 до 8,2 МПа или на 61%, и максимальная температура сгорания увеличивается с 1161 до 2050 К или на 77 %, т.е. на столько же, как и с нормальным износом ЦПГ. И, следовательно, это изменение параметров рабочего цикла также должно оказывать влияние на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост эффективной мощности двигателя с 0 до 60 кВт сопровождается таким же ростом часового расхода топлива с 2,6 до 13,6 кг/ч, как и с нормальным износом ЦПГ.

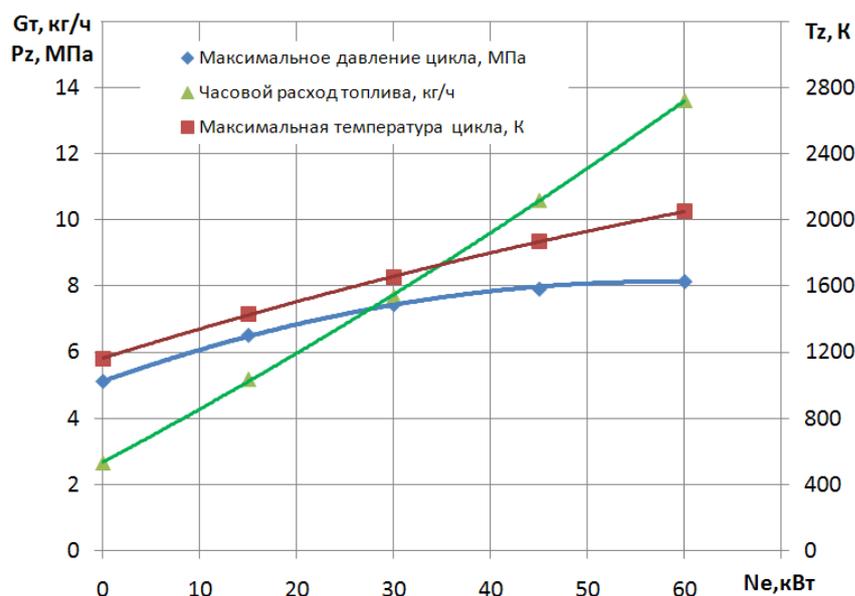


Рисунок 3.11 – Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и предельном износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.12) показывают, что с ростом частоты вращения максимальное давление сгорания также не меняется, и максимальная температура сгорания увеличивается незначительно с  $1069$  до  $1172 \text{ K}$  или на  $10 \%$ . Эти незначительные изменения параметров рабочего цикла не должны оказывать существенного влияния на расход газов через неплотности ЦПГ в соответствии с зависимостями 2.40 и 2.42.

Рост частоты вращения двигателя с  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода сопровождается ростом часового расхода топлива также с  $0,58$  до  $3,02 \text{ кг/ч}$  или в  $5,2$  раза, что связано с ростом механических потерь двигателя.

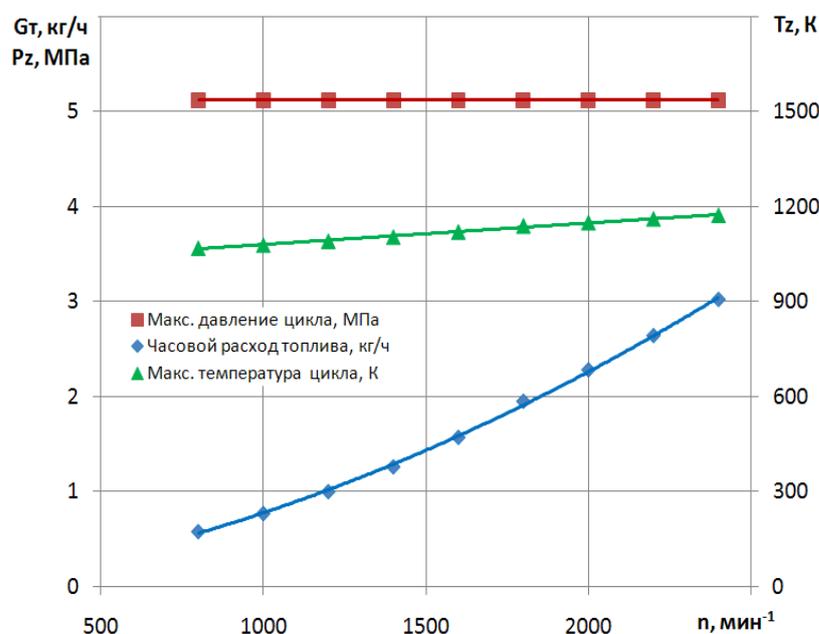


Рисунок 3.12 – Изменение часового расхода топлива  $G_t$ , максимального давления сгорания  $P_z$  и максимальной температуры газов в цикле  $T_z$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при предельном износе ЦПГ.

Полученные результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и изменении мощности двигателя от 0 до 60 кВт (рисунок 3.13) показывают, что с ростом нагрузки максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с 4,13 до 5,21 г/с или на 26%, количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  увеличивается с 21,1 до 26,3 мг или на 25%, при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  увеличивается с 97,9 до 122,0 л/мин или на 25%.

Такое увеличение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  связано с увеличением максимального давления сгорания, температурой сгорания и изменением проходного сечения неплотности ЦПГ. Увеличение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  и среднего расхода картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  связано с увеличением давления газов в цилиндре с ростом нагрузки и изменением проходного сечения неплотности ЦПГ.

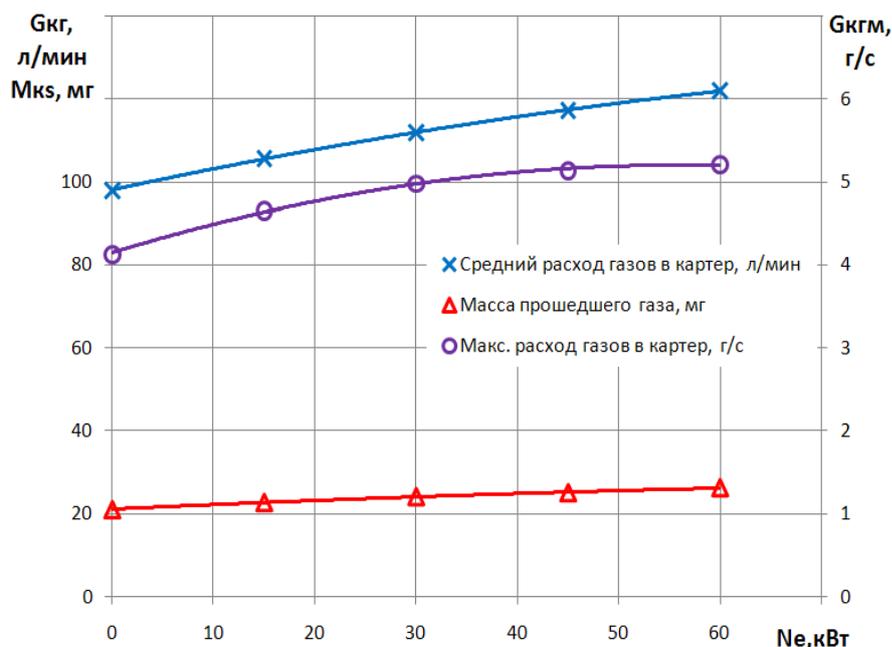


Рисунок 3.13 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  и предельном износе ЦПГ.

Результаты расчета рабочего цикла ДВС с предельным износом ЦПГ при изменении частоты вращения от  $800$  до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода (рисунок 3.10) показывают, что с ростом частоты вращения максимальный расход газов в картер  $G_{кгм}$  увеличивается с  $1,78$  до  $4,47 \text{ г/с}$  или на  $151 \%$ , количество газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  уменьшается с  $24,4$  до  $21,0 \text{ мг}$  или на  $13,9 \%$ , при этом средний расход картерных газов у двигателя  $G_{кг}$  увеличивается с  $41,1$  до  $106,2 \text{ л/мин}$  или на  $158 \%$ .

Рост максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  с увеличением частоты вращения двигателя на режиме холостого хода может быть объяснен увеличением проходного сечения неплотности ЦПГ. Уменьшение количества газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  объясняется снижением времени протекания цикла с ростом частоты вращения и, следовательно, уменьшением количества газов поступивших в картер за это время.

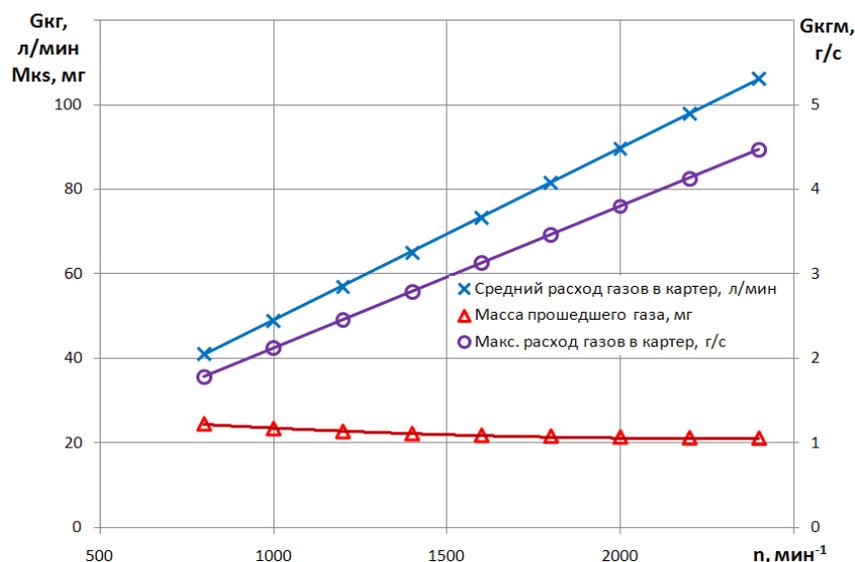


Рисунок 3.14 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$ , максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при предельном износе ЦПГ.

### 3.2.3 Сопоставление результатов расчета при различном износе ЦПГ

В результате увеличения износа ЦПГ увеличивается проходное сечение неплотности надпоршневого пространства, что приводит к увеличению прорыва газов через кольцевые уплотнения поршней. Это видно по результатам расчета расхода газов в картер при протекании рабочего цикла, которые оценивались по максимальному значению расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и по количеству газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$ .

Как видно из результатов, представленных на рисунке 3.15, максимальное значение расхода  $G_{кгм}$  при номинальной частоте вращения во всем диапазоне нагрузки двигателя (от 0 до 60 кВт) для нормального состояния ЦПГ(Н) всегда меньше, чем для допустимого (Д). А при допустимом износе ЦПГ (Д) значение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  при любой нагрузке всегда меньше, чем для предельного (П). Аналогичная ситуация наблюдается и для массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$ , результаты расчетов которых представлены на рисунке 3.16.

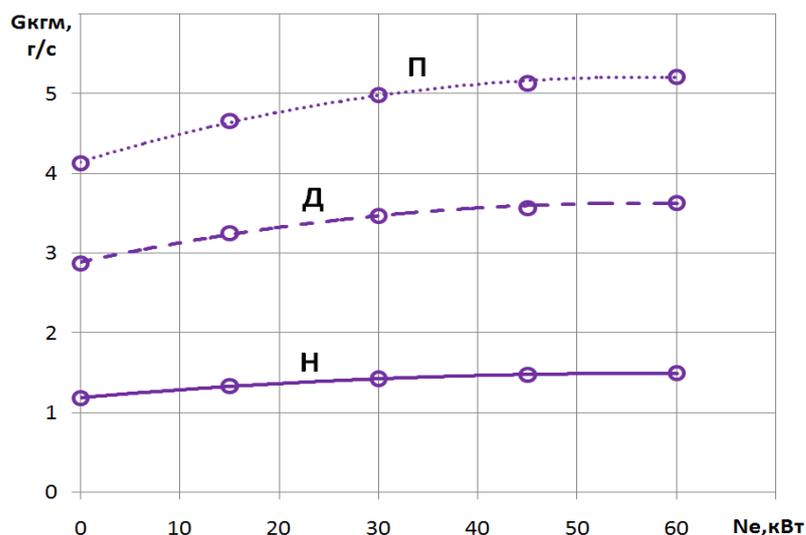


Рисунок 3.15– Изменение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  для различной степени износа ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

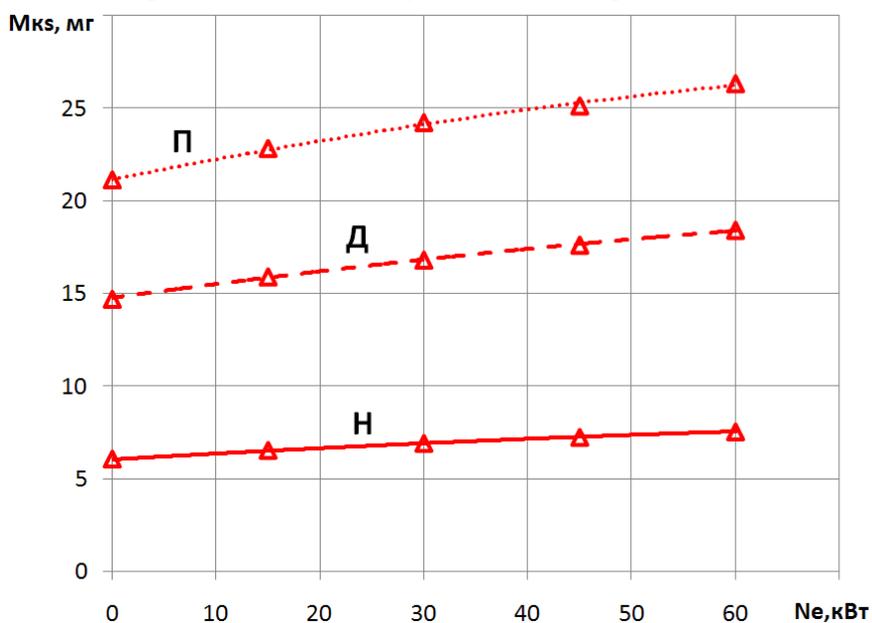


Рисунок 3.16 – Изменение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  для различной степени износа ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

Если текущее значение расхода газов через неплотности ЦПГ и количество поступивших газов за рабочий цикл каждого цилиндра при диагностировании работающего двигателя определять достаточно сложно, то для определения среднего расхода картерных газов двигателя  $G_{кг}$ , как диагностического показателя, разработано достаточно много различных методов, описанных в первой главе [45, 46].

На рисунке 3.17 показано изменение среднего по двигателю расхода картерных газов  $G_{кг}$ , такого диагностического показателя, от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  для различной степени износа ЦПГ. Как видно из представленных данных максимальное значение расхода при нормальном износе ЦПГ (Н) меньше минимального значения расхода при допустимом износе ЦПГ (Д) при любой нагрузке. А максимальное значение расхода при допустимом износе ЦПГ (Д) меньше минимального значения расхода при предельном износе ЦПГ (П).

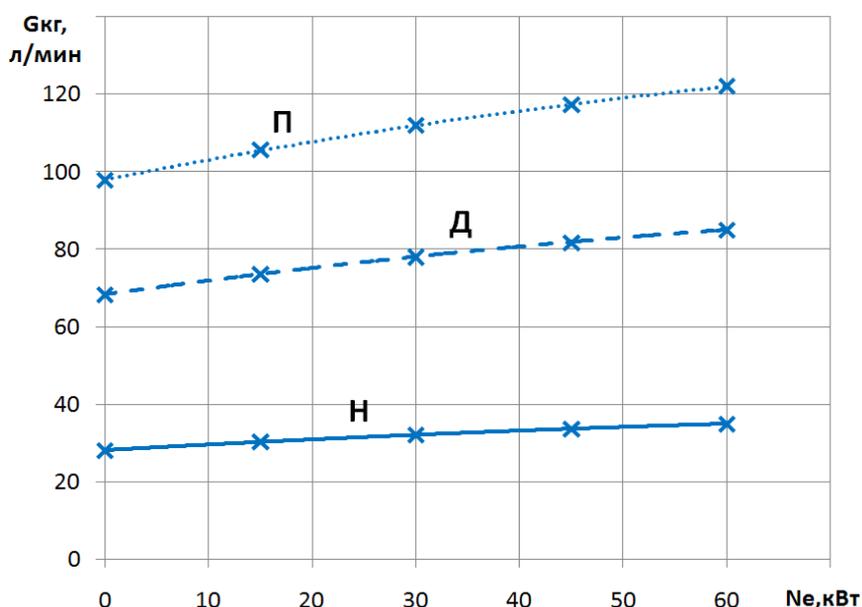


Рисунок 3.17 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$  от изменения мощности двигателя при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  для различной степени износа ЦПГ:

Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

На рисунках 3.18...3.20 показано изменение этих же показателей для разных состояний ЦПГ на различных частотах вращения при работе двигателя на холостом ходу.

Как видно из результатов, представленных на рисунке 3.18, максимальное значение расхода  $G_{кгм}$  увеличивается при увеличении частоты вращения для любого состояния ЦПГ, но темп увеличения отличается. Наименьший темп увеличения максимального значения расхода  $G_{кгм}$  для ЦПГ с нормальным состоянием (Н) и составляет  $0,338 \text{ г/с}$  на каждые  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Темп увеличения максимального значения расхода  $G_{кгм}$  для ЦПГ с допустимым состоянием ЦПГ (Д) составляет 1,106 г/с на каждые 1000 мин<sup>-1</sup> или в 3,27 раза выше. Темп увеличения максимального значения расхода  $G_{кгм}$  для ЦПГ с предельным состоянием ЦПГ (П) составляет 1,681 г/с на каждые 1000 мин<sup>-1</sup> или в 4,97 раза выше, чем при нормальном состоянии и в 1,52 раза выше, чем при допустимом состоянии.

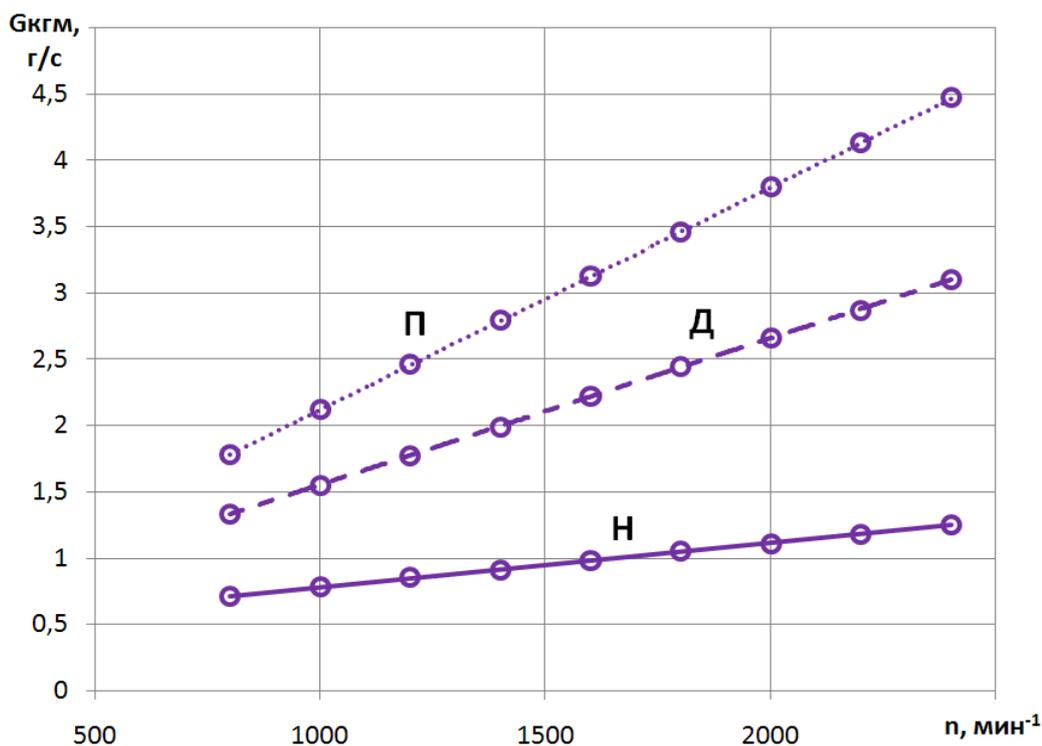


Рисунок 3.18– Изменение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при различной степени износа ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

Как видно из результатов, представленных на рисунке 3.19, изменение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при разной степени износа ЦПГ имеет идентичный характер и снижается с ростом частоты вращения. Наименьшие значения количества поступивших газов в картер за рабочий цикл двигателя наблюдается при нормальном износе (Н), примерно в два раза большие значение получены при допустимом износе (Д) и самые большие – при предельном износе (П).

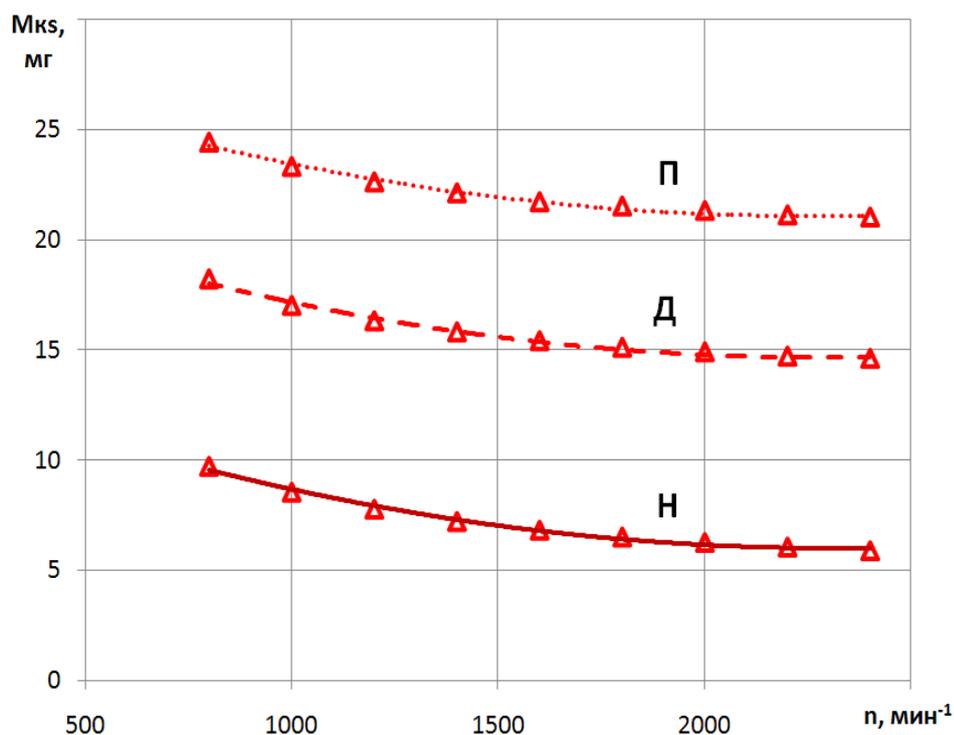


Рисунок 3.19 – Изменение массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при разной степени износа ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

На рисунке 3.20 показано изменение диагностического показателя – среднего по двигателю расхода картерных газов  $G_{кг}$ , значение которого увеличивается при увеличении частоты вращения для любого состояния ЦПГ, но темп увеличения также отличается для ЦПГ разного технического состояния. Наименьший темп увеличения значения расхода  $G_{кг}$  для ЦПГ с нормальным состоянием (Н) и составляет 8,3 л/мин на каждые 1000 мин<sup>-1</sup>.

Темп увеличения значения расхода  $G_{кг}$  для ЦПГ с допустимым состоянием ЦПГ (Д) составляет 26,9 л/мин на каждые 1000 мин<sup>-1</sup> или в 3,57 раза выше. Темп увеличения значения расхода  $G_{кг}$  для ЦПГ с предельным состоянием ЦПГ (П) составляет 40,7 л/мин на каждые 1000 мин<sup>-1</sup> или в 4,9 раза выше чем при нормальном состоянии и в 1,51 раза выше чем при допустимом состоянии.

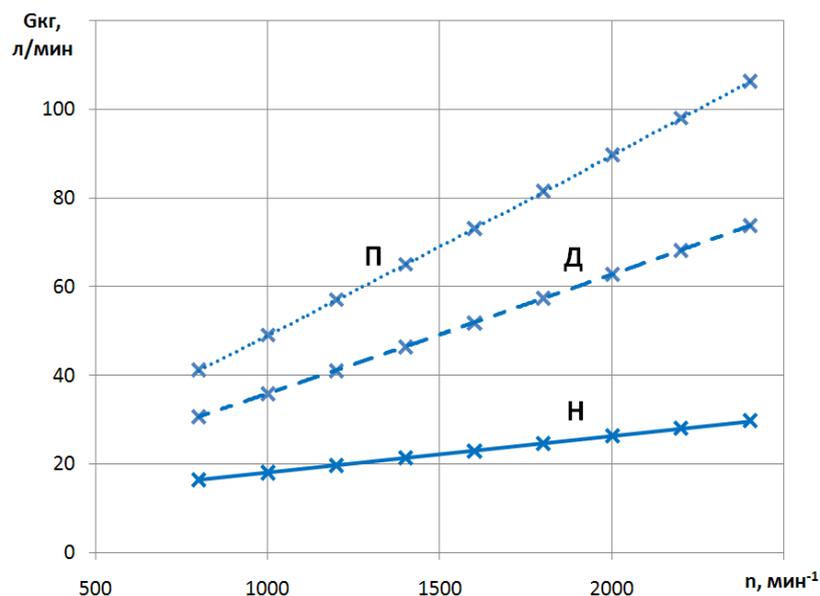


Рисунок 3.20 – Изменение среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$  от изменения частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при различной степени износа

ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

В таблице 3.8 приведены значения относительного изменения описанных показателей для крайних значений изменения нагрузки (0 и 60 кВт) при номинальной частоте вращения и частоты вращения коленчатого вала (800 и 2400 мин<sup>-1</sup>) на холостом ходу двигателя для различного технического состояния ЦПГ. Как следует из представленных данных относительное изменение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$ , массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  и среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$  не зависит от изменения мощности двигателя при  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup> при любом износе ЦПГ.

Изменение частоты вращения, в отличие от нагрузки, оказывает влияние на относительное изменение всех отмеченных показателей [42, 44]. Если с увеличением износа ЦПГ относительное изменение максимального расхода газов в картер  $G_{кгм}$  и среднего расхода картерных газов  $G_{кг}$  увеличивается, то массы газов поступивших в картер за цикл  $M_{кс}$  уменьшается.

Таблица 3.8 – Максимальное изменение показателя в исследуемом диапазоне

Показатель	Степень износа ЦПГ		
	Нормальный	Допустимый	Предельный
Макс. расход газов в картер, %:			
- при изменении нагрузки	26	26	26
- при изменении частоты вращения	76	133	151
Масса прошедшего газа, %:			
- при изменении нагрузки	25	25	25
- при изменении частоты вращения	40	20	13,9
Средний расход газов в картер, %			
- при изменении нагрузки	25	25	25
- при изменении частоты вращения	81	141	158

### 3.3 Результаты расчета изменения объема картера при работе ДВС

В процессе работы двигателя движение поршней приводит к изменению объема картерного пространства, что при перекрытии выхода газов из картера приводит к изменению в нем давления. Если в одноцилиндровом двигателе изменение объема картера пропорционально перемещению поршня, также как и изменение объема в цилиндре над поршнем, то в многоцилиндровом двигателе это изменение зависит от количества цилиндров и порядка их движения по углу поворота коленчатого вала, в соответствии с выражением (2.56). Движение поршня с приводом от КШМ отличается в зоне верхней мертвой точки от движения в зоне нижней мертвой точки из-за наличия шатуна. Поэтому даже для ДВС с КШМ и противофазным движением поршней происходит изменение объема картерного пространства.

На рисунке 3.21 показано изменение объема картера от движения каждого поршня для двигателя Д-243. Закон изменения объема картера от движения первого поршня  $\Delta V_{п1}$  совпадает с изменением объема картера от движения четвертого поршня  $\Delta V_{п4}$ , т.к. они движутся совместно (сдвиг по фазе составляет  $360^\circ$ ). Аналогично закон изменения объема картера от движения второго поршня  $\Delta V_{п2}$  совпадает с изменением объема картера от движения третьего поршня  $\Delta V_{п3}$ .

Изменение объема от движения всех поршней  $\Delta V_{\text{пс}}$ , является результатом движения всех поршней двигателя:

$$\Delta V_{\text{пс}} = \Delta V_{\text{п1}} + \Delta V_{\text{п2}} + \Delta V_{\text{п3}} + \Delta V_{\text{п4}} \quad (3.1)$$

Получаемое изменение объема показано на рисунке 3.21. Амплитуда колебаний объема от совместного движения поршней двигателя Д-243 составляет 0,148 л. За 360 градусов поворота коленчатого вала (один оборот) изменение объема совершают два полных колебания, т.е. частота колебаний объема в два раза больше частоты вращения вала.

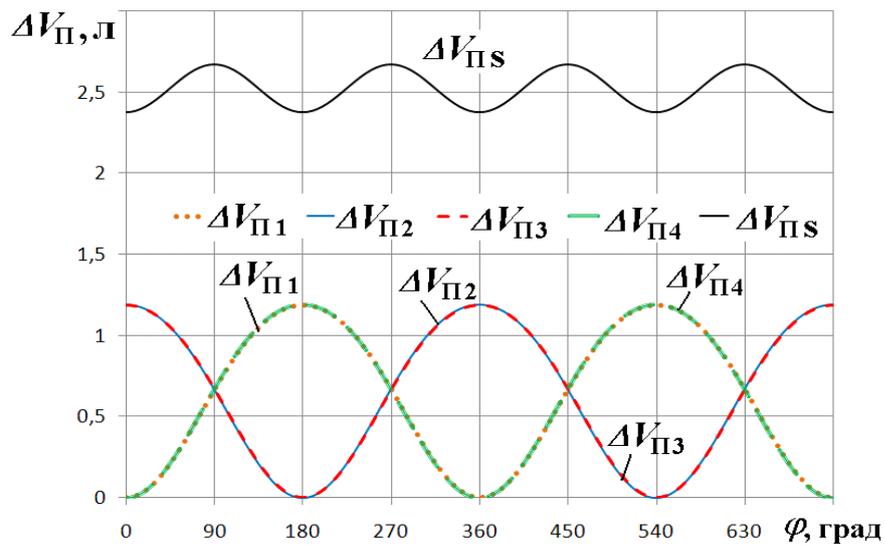


Рисунок 3.21 – Изменение объема картера от движения поршней:  $\Delta V_{\text{п1}}, \Delta V_{\text{п2}}, \Delta V_{\text{п3}}, \Delta V_{\text{п4}}$ , – от движения 1-го, 2-го, 3-го, 4-го поршней, соответственно;  $\Delta V_{\text{пс}}$  – суммарное от движения всех поршней.

Изменение объема картера от движения поршней в случае исключения отвода газов из картера, в соответствии с выражением (2.70), приводит к изменению давления газов в картере. На амплитуду колебаний давления будут оказывать влияние следующие параметры:

- $V_{\text{к0}}$  – объем картера;
- $V_{\text{п}}(\varphi)$  – изменение объема картера от движения поршней;
- $\kappa$  – показатель адиабаты газов в картере.

Расчетные исследования проводились при различных объемах картера, который изменялся от 5 до 100 л при закрытом картере от удаления газов. Пример получаемых результатов изменения давления от движения поршней  $\Delta p_{\text{п}}$  по углу поворота вала  $\varphi$  за рабочий цикл двигателя Д-243 при объеме

картера 50 л на частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  показан на рисунке 3.22. Представленные данные показывают, что в результате движения поршней давление газов в закрытом картере объемом 50 л изменяется от -0,3 до 0,3 кПа или с амплитудой колебания давления  $P_{па} = 0,3 \text{ кПа}$ . Экстремумы давления наблюдаются при положении поршней в мертвых точках, начиная с 0 градусов через каждые 90 градусов.

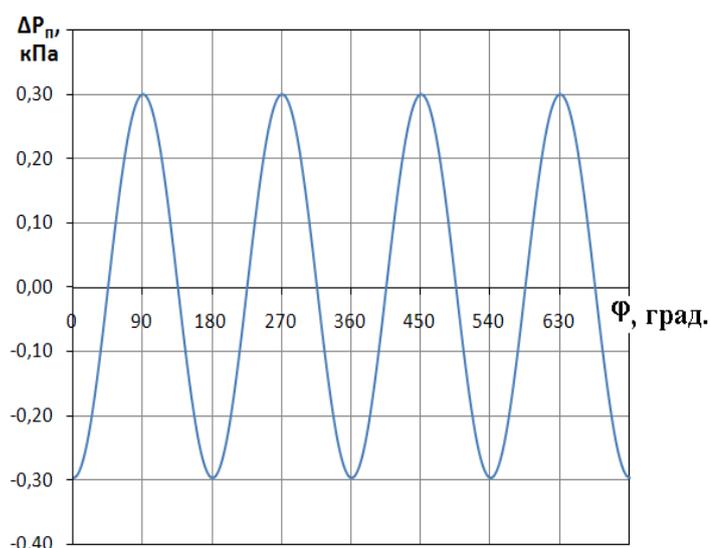


Рисунок 3.22– Изменение давления в картере от движения поршней при объеме картера пятьдесят литров.

Результаты исследования амплитуды колебаний давления в картере при движении поршней от объема картера показаны на рисунке 3.22. С увеличением объема картера  $V_k$  от 5 до 100 л амплитуда колебаний давления изменяется от 3 до 0,15 кПа или в 20 раз.

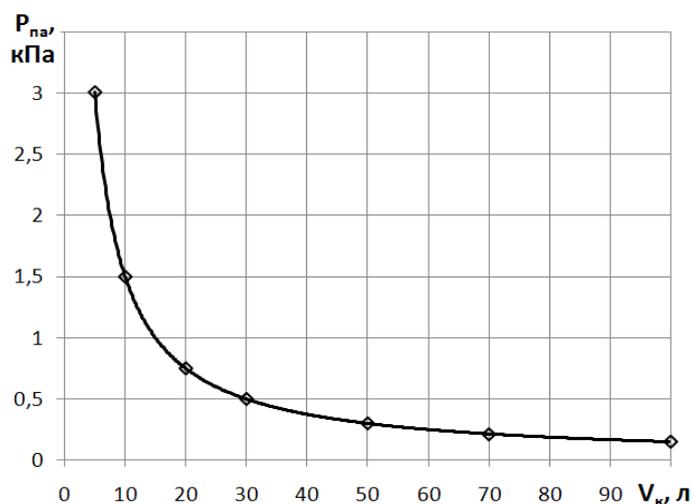


Рисунок 3.22 –Зависимость амплитуды колебаний давления в картере при движении поршней от объема картера.

Характер изменения амплитуды колебаний давления в картере  $P_{па}$  (кПа) от объема картера  $V_k$  (л) может быть описан зависимостью:

$$P_{па} = \frac{15,14}{V_k} \quad (3.2)$$

В диапазоне изменения объема  $\pm 2$  л, например при изменении количества масла в картере, для разных объемов картера амплитуда колебаний давления будет меняться на разную величину. Так при объеме картера 5 л изменение амплитуды колебаний давления составит 2,86 кПа (95% от среднего значения амплитуды). При объеме картера 30 л изменение амплитуды колебаний давления составит 0,07 кПа (14,4 % от среднего значения амплитуды). При объеме картера 50 л изменение амплитуды колебаний давления составит 0,02 кПа (6,5 % от среднего значения амплитуды). При объеме картера 100 л изменение амплитуды колебаний давления составит 0,006 кПа (4% от среднего значения амплитуды). Для двигателя Д-243 объем картера составляет около 50 л и изменением амплитуды колебаний давления при изменении количества масла в картере можно пренебречь.

Исследования колебаний давления в картере при движении поршней показали, что амплитуда этих колебаний не зависит от частоты вращения и нагрузки двигателя. Частота колебаний зависит от частоты вращения и количества цилиндров. При регистрации давления в картере двигателя необходимо учитывать этот эффект, т.к. эти колебания могут приводить к ошибке измерений давления при анализе других влияющих факторов.

### **3.4 Результаты расчета изменения давления в закрытом картере ДВС**

#### **3.4.1. Изменение давления в картере за рабочий цикл ДВС**

Как уже было отмечено ранее, прекращение удаления из картера картерных газов будет приводить к изменению по времени давления газов  $p_k$  в картере из-за их поступления из цилиндров ДВС через неплотности. Скорость изменения этого давления будет зависеть от расхода картерных

газов  $G_r$ , который зависит от режима работы двигателя, степени износа ЦПГ, занимаемого объема картерными газами  $V_k$  и влияния движения поршней двигателя. Для оценки скорости изменения давления, как диагностического параметра ЦПГ, были проведены расчетные исследования ДВС с различным техническим состоянием ЦПГ на разных режимах работы.

Расчетные исследования проводились на режимах холостого хода при частотах вращения 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200 и 2400 мин<sup>-1</sup>, а также на номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> при нагрузке двигателя 0, 15, 30, 45 и 60 кВт. Исследования велись для трёх технических состояний ЦПГ двигателя: нормального, допустимого и предельного. По результатам расчётов проводился анализ изменения давления в закрытом картере от поступающих в него газов и насосного действия поршней.

Результаты изменения давления в закрытом картере от поступивших в него газов  $p_k$  за рабочий цикл двигателя по углу поворота коленчатого вала на режиме холостого хода при частоте вращения вала 800 мин<sup>-1</sup> двигателя с нормальным износом ЦПГ показано на рисунке 3.23. Также показано изменение давления в закрытом картере  $\Delta p_n$  только от насосного действия поршней.

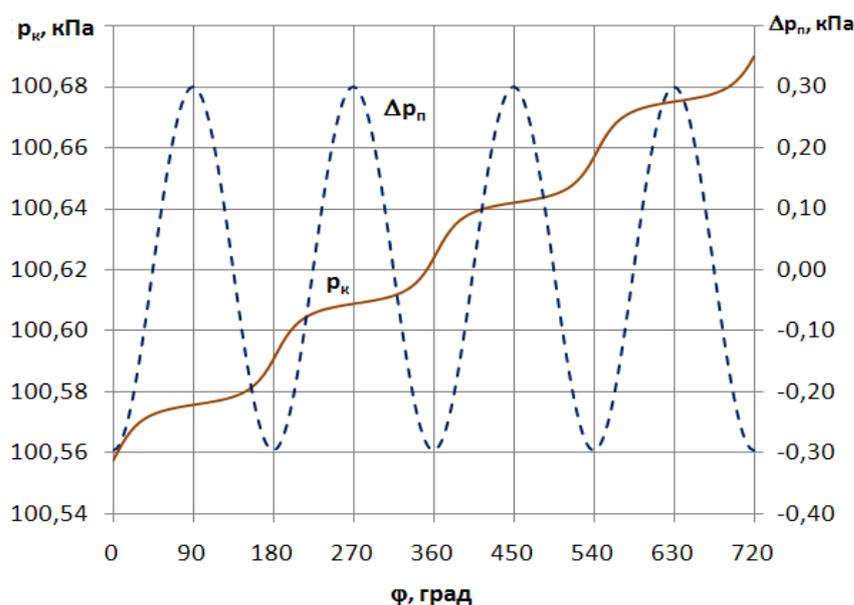


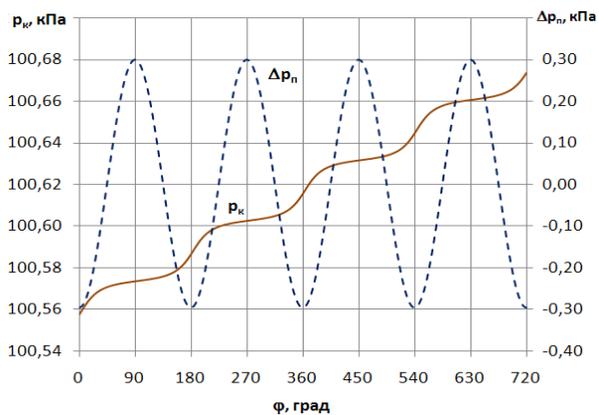
Рисунок 3.23 –Изменение давления газов в картере за цикл на режиме холостого хода при частоте вращения 800 мин<sup>-1</sup> и нормальном состоянии ЦПГ.

Как следует из представленных данных, изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Формирование каждой волны связано с интенсивностью поступления газов через неплотности ЦПГ двигателя. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,033 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,132 кПа. В то же время размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 18 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов, т.е во время максимального расхода карьерных газов через ЦПГ (рисунки 3.1 и 3.2). Общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

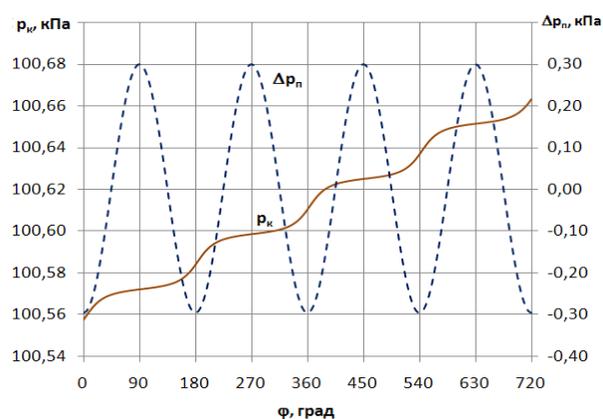
Результаты изменения давления в закрытом картере от поступивших в него газов  $p_k$  за рабочий цикл двигателя по углу поворота коленчатого вала на режиме холостого хода при других частотах вращения вала двигателя с нормальным износом ЦПГ показано на рисунке 3.24. Там же показано и изменение давления в закрытом картере  $\Delta p_n$  только от насосного действия поршней на этих режимах.

Как следует из представленных данных при частоте вращения вала  $1000 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 3.24,а), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Формирование каждой волны также связано с интенсивностью поступления газов через неплотности ЦПГ двигателя. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,029 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,116 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 21 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. Общее повышение

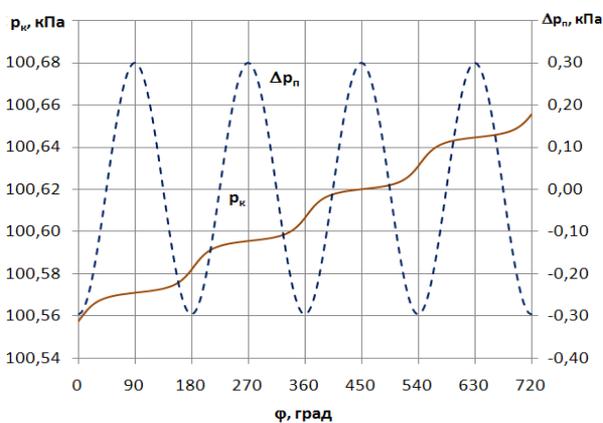
давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .



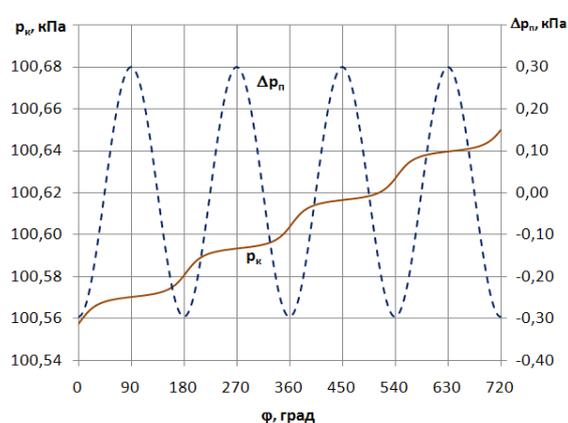
а)



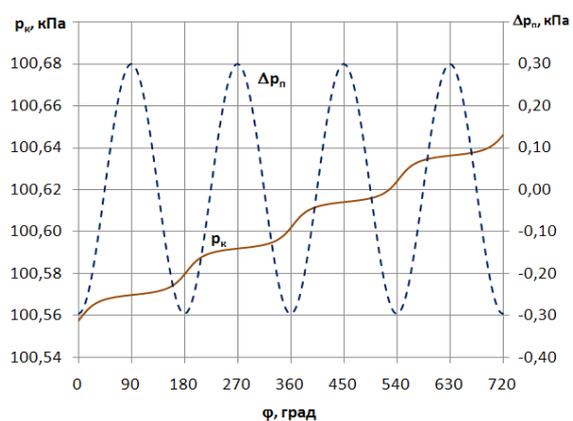
б)



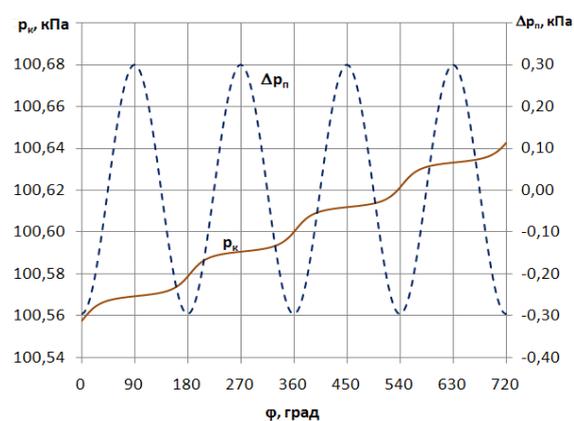
в)



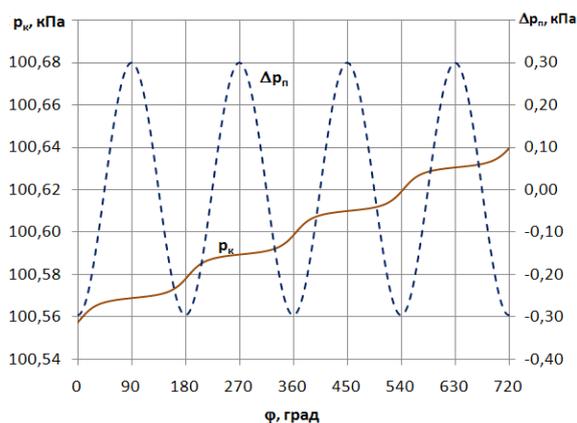
г)



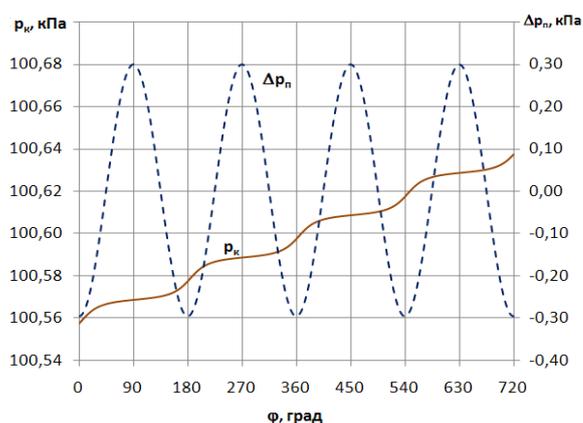
д)



е)



ж)



з)

Рисунок 3.24 – Изменение давления газов в картере за цикл при нормальном состоянии ЦПГ на режиме холостого хода при частоте вращения: а) – 1000 мин<sup>-1</sup>; б) – 1200 мин<sup>-1</sup>; в) – 1400 мин<sup>-1</sup>; г) – 1600 мин<sup>-1</sup>; д) – 1800 мин<sup>-1</sup>; е) – 2000 мин<sup>-1</sup>; ж) – 2200 мин<sup>-1</sup>; з) – 2400 мин<sup>-1</sup>.

При частоте вращения вала 1200 мин<sup>-1</sup>(рисунок 3.24,б), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,026 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,106 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 23 раза больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала 1400 мин<sup>-1</sup>(рисунок 3.24,в), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,025 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,098 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 24 раза больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение

давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала  $1600 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 3.24,г), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на  $0,023 \text{ кПа}$ , что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на  $0,093 \text{ кПа}$ . Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет  $0,6 \text{ кПа}$  или  $\approx$  в 26 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала  $0, 180, 360$  и  $270$  градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала  $1800 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 3.24,д), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на  $0,022 \text{ кПа}$ , что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на  $0,088 \text{ кПа}$ . Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет  $0,6 \text{ кПа}$  или  $\approx$  в 27 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала  $0, 180, 360$  и  $270$  градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$  (рисунок 3.24,е), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на  $0,021 \text{ кПа}$ , что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на  $0,085 \text{ кПа}$ . Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$

составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 28 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала 2200 мин<sup>-1</sup>(рисунок 3.24,ж), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,021 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,082 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 29 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При частоте вращения вала 2400 мин<sup>-1</sup>(рисунок 3.24,з), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_k$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,020 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,080 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 30 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

Результаты изменения давления в закрытом картере от поступивших в него газов  $p_k$  за рабочий цикл двигателя по углу поворота коленчатого вала на различных нагрузочных режимах и номинальной частоте вращения вала

2200 мин<sup>-1</sup> двигателя с нормальным износом ЦПГ показано на рисунке 3.25. Там же показано и изменение давления в закрытом картере  $\Delta p_{\text{п}}$  только от насосного действия поршней.

Как следует из представленных данных при мощности двигателя 15 кВт (рисунок 3.25,а), изменение давления в картере от поступивших в него газов  $p_{\text{к}}$  происходит также в виде 4-х последовательно повышающихся волн одинаковой амплитуды. Каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,022 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,089 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_{\text{п}}$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 27 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_{\text{к}}$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. Общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_{\text{к}}$ .

При мощности двигателя 30 кВт (рисунок 3.25,б), каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,024 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,095 кПа.

Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_{\text{п}}$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 25 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_{\text{к}}$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_{\text{к}}$ .

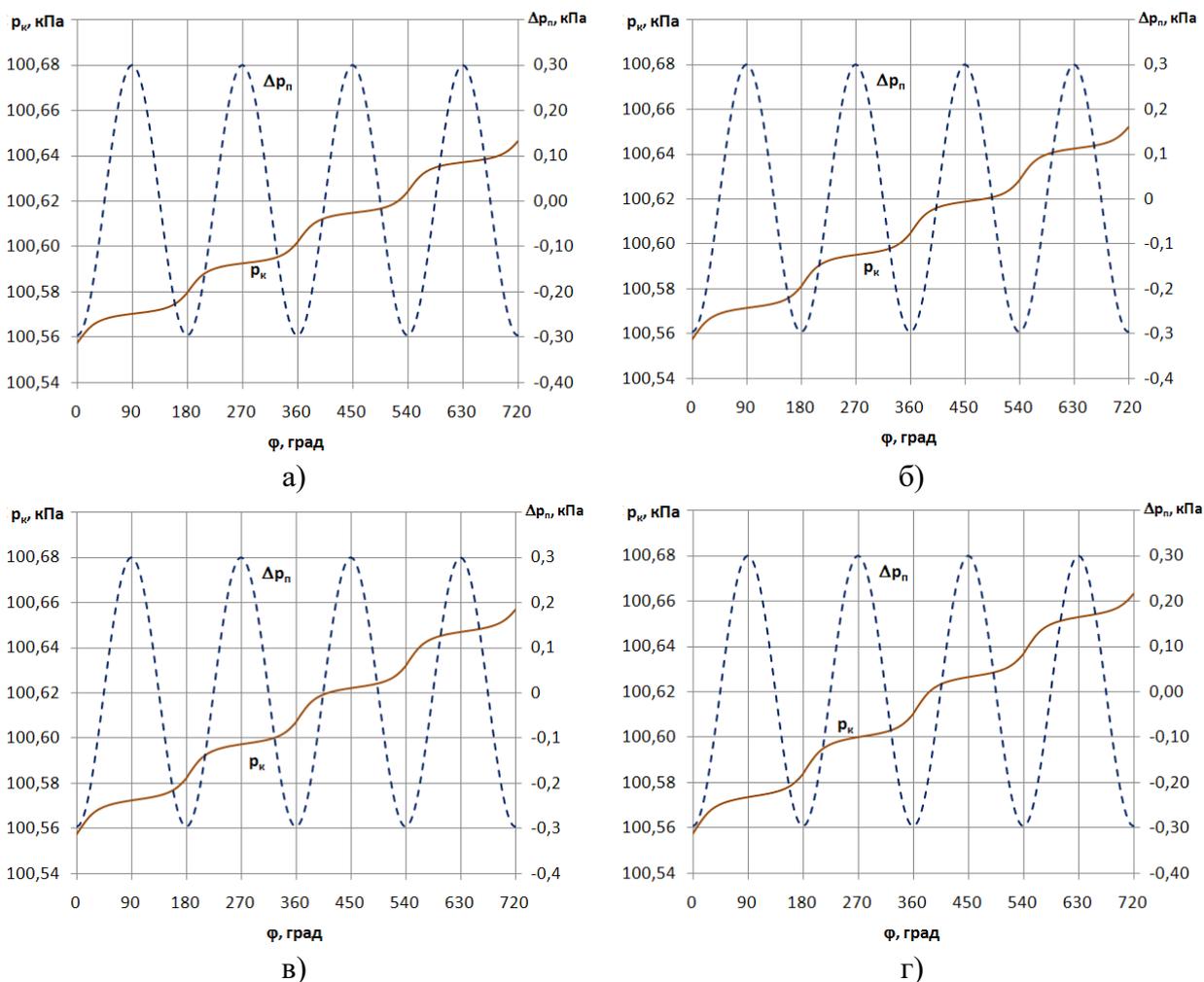


Рисунок 3.25–Изменение давления газов в картере за цикл при нормальном состоянии ЦПГ на частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  при нагрузке двигателя: а) – 15 кВт; б) – 30 кВт; в) – 45 кВт; г) – 60 кВт.

При мощности двигателя 45 кВт (рисунок 3.25, в), каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,025 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,099 кПа. Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_n$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 24 раза больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_k$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_k$ .

При номинальной мощности двигателя 60 кВт (рисунок 3.25, г), каждая волна на данном режиме повышает давление в картере на 0,027 кПа, что за рабочий цикл (4 волны) приводит к повышению давления на 0,106 кПа.

Размах колебаний давления в картере от насосных ходов поршней  $\Delta p_{\text{п}}$  составляет 0,6 кПа или  $\approx$  в 23 раза больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Максимальная интенсивность роста давления  $p_{\text{к}}$  наблюдается также при углах поворота вала 0, 180, 360 и 270 градусов. И общее повышение давления за рабочий цикл определяется только изменением давления от прорыва газов в картер  $p_{\text{к}}$ .

Изменение давления в картере двигателя от суммарного действия поступающих газов через неплотности ЦПГ и насосного действия поршней является результатом сложения давлений  $p_{\text{к}}$  и  $\Delta p_{\text{п}}$ . Характер изменения давления по углу поворота вала от суммарного воздействия  $p_{\text{кп}}$  показан на рисунке 3.26 для номинального режима работы двигателя (60 кВт, 2200 мин<sup>-1</sup>) при нормальном техническом состоянии ЦПГ.

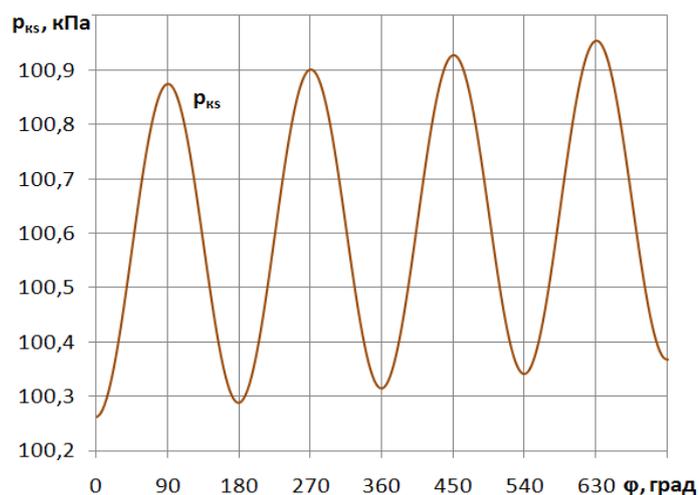


Рисунок 3.26 – Изменение давления газов в картере за цикл при суммарном действии поступающих газов и движения поршней при нормальном состоянии ЦПГ на частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и мощности двигателя 60 кВт.

### 3.4.2. Изменение давления в картере за несколько рабочих циклов

Характер изменения давления газов в картере за цикл  $p_{\text{кп}}$  (рисунок 3.26) имеет ярко выраженный колебательный характер с постепенным повышением среднего значения давления. Это более заметно на рисунке 3.27 для этого же режима за 20 последовательных циклов работы двигателя. Там же приводится линия изменения времени  $t$  работы двигателя с замкнутым картерным пространством.

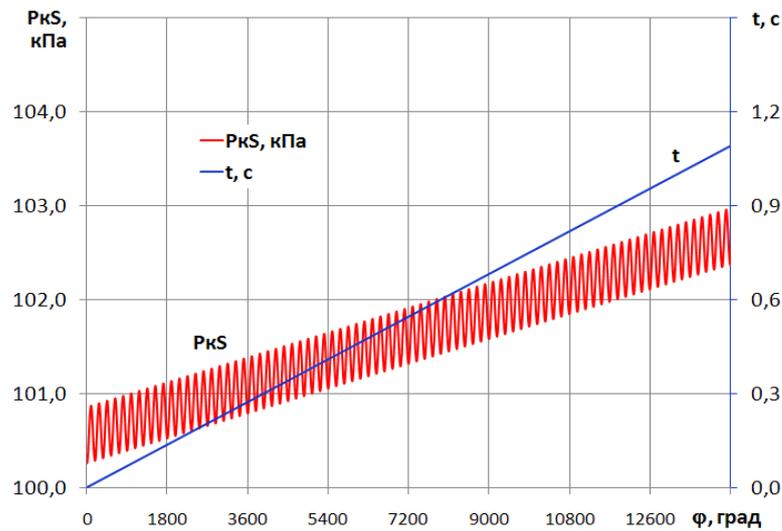


Рисунок 3.27—Изменение давления газов в картере за 20 рабочих циклов.

На рисунке 3.28 для этого же режима показано изменение давления газов в картере по времени перекрытия картерного пространства при работе двигателя. Как следует из представленного графика на номинальном режиме работы двигателя с нормальным состоянием ЦПГ давление в картере монотонно повышается со 100 кПа и через 7 с достигает значения около 114 кПа, т.е. увеличивается с момента перекрытия удаления газов из картера на 14 кПа. Таким образом, на номинальном режиме работы двигателя (60 кВт, 2200 мин<sup>-1</sup>) с нормальным техническим состоянием ЦПГ и расходом карьерных газов 35,6 л/мин (таблица 3.2) при прекращении отвода газов из картера, скорость нарастания давления газов в картере составила 1,94 кПа/с.

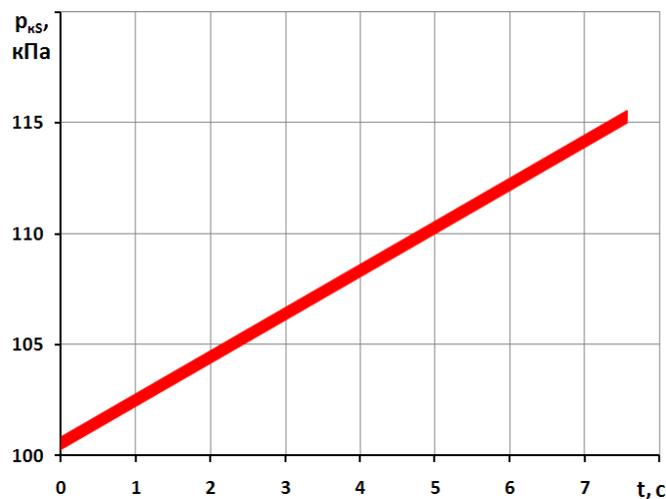


Рисунок 3.28 – Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов.

В аналогичной последовательности были рассмотрены результаты расчётов изменения давления в картере при изменении нагрузки двигателя на номинальной частоте вращения и на режимах холостого хода с разной частотой вращения вала для допустимого технического состояния ЦПГ и предельного. Результатам обработки данных расчётов сведены в таблицах 3.9...3.14 и представлены на рисунках 3.29...3.35.

Таблица 3.9 – Результаты расчета давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при различной мощности и номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,056	0,061	0,065	0,068	0,073
Разница колебаний давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), раз	20	19	17	16	16
Скорость нарастания давления, кПа/с	1,04	1,12	1,19	1,25	1,33
Средний расход газов в картер, л/мин	28,0	30,2	32	33,5	35,6

Результаты расчета давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при увеличении мощности и номинальной частоте вращения показывают, что с ростом нагрузки с 0 до 60 кВт увеличивается повышение давления за цикл с 0,056 кПа до 0,073 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 1,04 кПа/с до 1,33 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 16-20 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ.

Таблица 3.10 – Результаты расчета давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,090	0,079	0,073	0,067	0,064	0,060	0,058	0,056	0,055
Разница колебаний давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), раз	12	14	16	16	18	19	19	20	21
Скорость нарастания давления, кПа/с	0,60	0,66	0,73	0,78	0,84	0,91	0,97	1,03	1,10
Средний расход газов в картер, л/мин	16,4	18,0	19,6	21,3	22,9	24,6	26,3	28,0	29,7

Результаты расчета давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при изменении частоты вращения на режиме холостого хода показывают, что с ростом частоты вращения с 800 до 2400 мин<sup>-1</sup> снижается повышение давления за цикл с 0,09 кПа до 0,055 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 0,6 кПа/с до 1,1 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 12-21 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ.

Таблица 3.11 – Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при различной мощности и номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,137	0,149	0,158	0,166	0,173
Разница колебаний давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), раз	8	8	7	7	6
Скорость нарастания давления, кПа/с	2,51	2,73	2,90	3,04	3,17
Средний расход газов в картер, л/мин	68,2	73,6	78,0	81,7	85,0

Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при увеличении мощности и номинальной частоте вращения показывают, что с ростом нагрузки с 0 до 60 кВт увеличивается повышение давления за цикл с 0,137 кПа до 0,173 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 2,51 кПа/с до 3,17 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 6-8 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ.

Таблица 3.12 – Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,169	0,158	0,151	0,147	0,143	0,141	0,139	0,137	0,136
Разница колебаний	7	7	8	8	8	8	8	8	8

давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), рад									
Скорость нарастания давления, кПа/с	1,13	1,32	1,51	1,71	1,91	2,12	2,32	2,51	2,72
Средний расход газов в картер, л/мин	30,6	35,9	41,1	46,4	51,9	57,4	62,8	68,2	73,7

Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при изменении частоты вращения на режиме холостого хода показывают, что с ростом частоты вращения с 800 до 2400 мин<sup>-1</sup> снижается повышение давления за цикл с 0,169 кПа до 0,136 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 1,13 кПа/с до 2,72 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 7-8 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Снижение разницы колебаний давлений в сравнении с нормальным износом ЦПГ связано с увеличением роста давления из-за прорыва газов.

Таблица 3.13 – Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при различной мощности и номинальной частоте вращения

Параметр	№ режима				
	1	2	3	4	5
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200
Эффективная мощность, кВт	0	15	30	45	60
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,197	0,217	0,227	0,238	0,249
Разница колебаний давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), рад	5	5	5	5	5
Скорость нарастания давления, кПа/с	3,61	3,92	4,16	4,37	4,56
Средний расход газов в картер, л/мин	97,9	105,7	111,9	117,2	122,0

Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при увеличении мощности и номинальной частоте вращения показывают, что с ростом нагрузки с 0 до 60 кВт увеличивается повышение давления за цикл 0,197 кПа до 0,249 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 3,61 кПа/с до 4,56 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 5 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ.

Таблица 3.14. – Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при различной частоте вращения на режиме холостого хода

Параметр	№ режима								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,227	0,217	0,210	0,206	0,202	0,200	0,199	0,197	0,196
Разница колебаний давлений (насосный ход/утечки из цилиндра), раз	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Скорость нарастания давления, кПа/с	1,51	1,81	2,10	2,40	2,70	3,01	3,31	3,61	3,92
Средний расход газов в картер, л/мин	41,1	49,0	57,0	65,0	73,2	81,5	89,7	97,9	106,2

Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при изменении частоты вращения на режиме холостого хода показывают, что с ростом частоты вращения с 800 до 2400 мин<sup>-1</sup> снижается повышение давления за цикл с 0,227 кПа до 0,196 кПа и скорость нарастания давления увеличивается с 1,51 кПа/с до 3,92 кПа/с. Колебания давления от насосных ходов поршней в 5 раз больше, чем от утечек через неплотности ЦПГ. Снижение разницы колебаний давлений в сравнении с нормальным и допустимым износом ЦПГ связано с увеличением роста давления из-за прорыва газов. Исследования двигателя Д-243 на номинальной частоте вращения и при различных нагрузках (0...60 кВт) представлено на рисунке 3.29 и в таблице 3.9.

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и нормальном износе ЦПГ на различных нагрузках показано на рисунке 3.29.

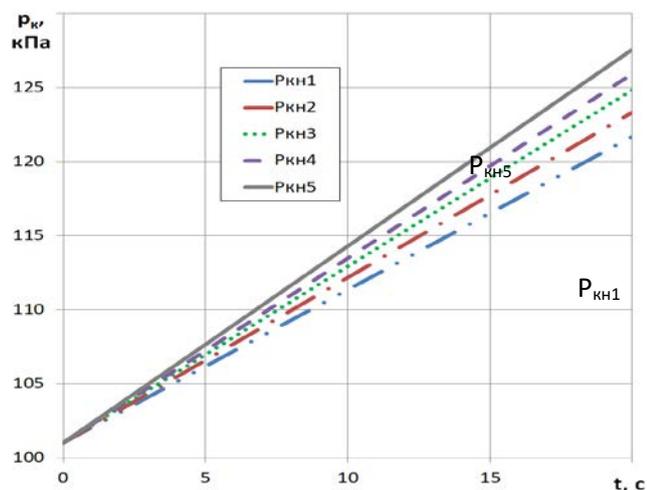


Рисунок 3.29 – Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при разной нагрузке двигателя:  $P_{кр1}$  – 0 кВт;  $P_{кр2}$  – 15 кВт;  $P_{кр3}$  – 30 кВт;  $P_{кр4}$  – 45 кВт;  $P_{кр5}$  – 60 кВт.

Как следует из представленных данных за время работы двигателя с нормальным износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 123 кПа при нагрузке 0 кВт и до 128 кПа при нагрузке 60 кВт.

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на холостом ходу при различных частотах вращения и нормальном износе ЦПГ показано на рисунке 3.30.

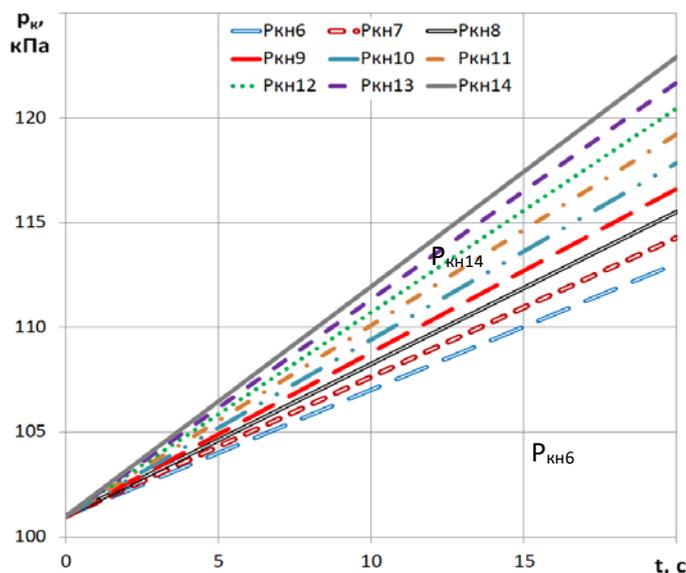


Рисунок 3.30 – Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на режиме холостого хода при разной частоте вращения:  $P_{кр6}$  – 800 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр7}$  – 1000 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр8}$  – 1200 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр9}$  – 1400 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр10}$  – 1600 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр11}$  – 1800 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр12}$  – 2000 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр13}$  – 2200 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кр14}$  – 2400 мин<sup>-1</sup>.

Как следует из представленных данных за время работы двигателя с нормальным износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 113 кПа при частоте вращения 800 мин<sup>-1</sup> и до 123 кПа при частоте вращения 2400 мин<sup>-1</sup>.

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при номинальной частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> и допустимом износе ЦПГ на различных нагрузках показано на рисунке 3.31.

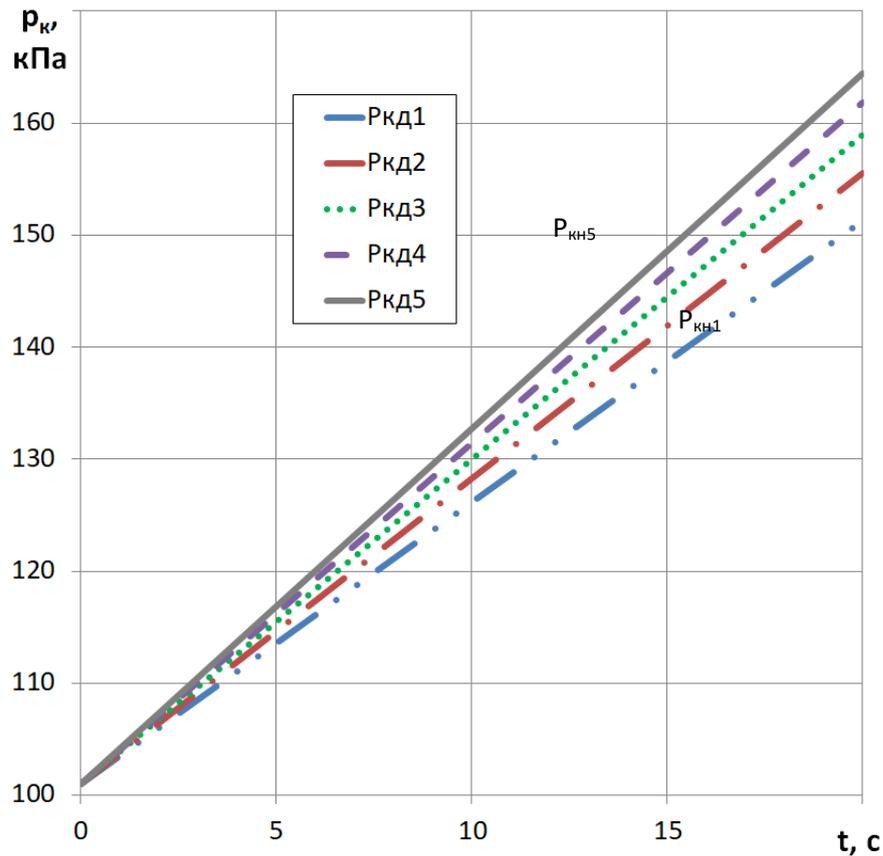


Рисунок 3.31–Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при разной нагрузке двигателя: Р<sub>кд1</sub> – 0 кВт; Р<sub>кд2</sub> – 15 кВт; Р<sub>кд3</sub> – 30 кВт; Р<sub>кд4</sub> – 45 кВт; Р<sub>кд5</sub> – 60 кВт.

Как следует из представленных данных за время работы двигателя с допустимым износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 151 кПа при нагрузке 0 кВт и до 164 кПа при нагрузке 60 кВт.

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на холостом ходу при различных частотах вращения и допустимом износе ЦПГ показано на рисунке 3.32.

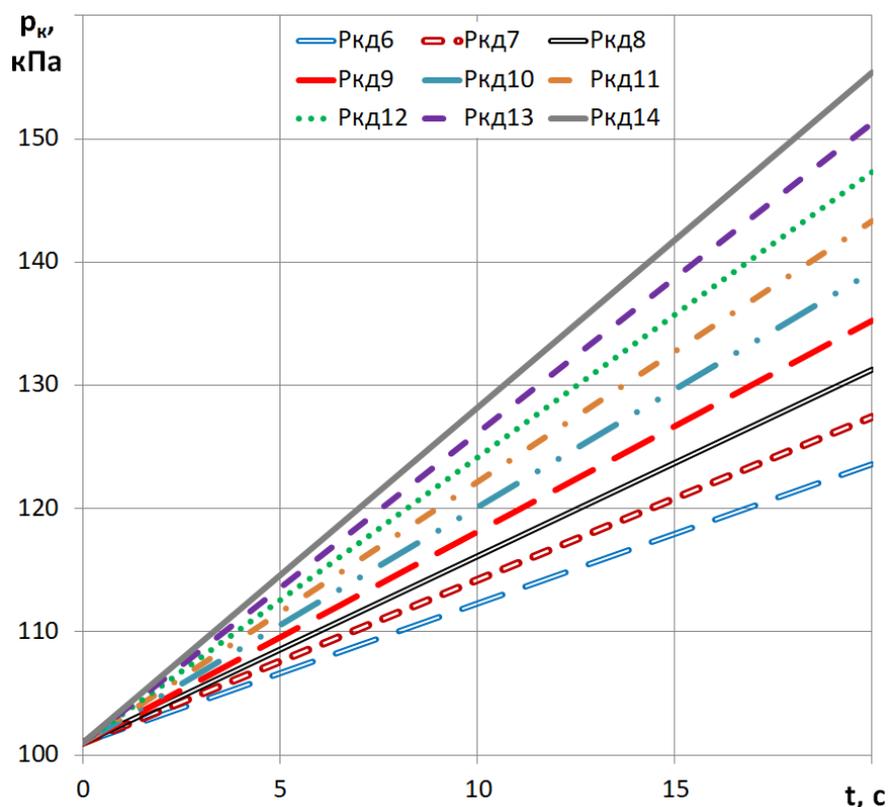


Рисунок 3.32 – Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на режиме холостого хода при разной частоте вращения:  $P_{кд6}$  – 800  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд7}$  – 1000  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд8}$  – 1200  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд9}$  – 1400  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд10}$  – 1600  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд11}$  – 1800  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд12}$  – 2000  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд13}$  – 2200  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P_{кд14}$  – 2400  $\text{мин}^{-1}$ .

Как следует из представленных данных за время работы двигателя с допустимым износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 124 кПа при частоте вращения 800  $\text{мин}^{-1}$  и до 155 кПа при частоте вращения 2400  $\text{мин}^{-1}$ .

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при номинальной частоте вращения 2200  $\text{мин}^{-1}$  и предельном износе ЦПГ на различных нагрузках показано на рисунке 3.33.

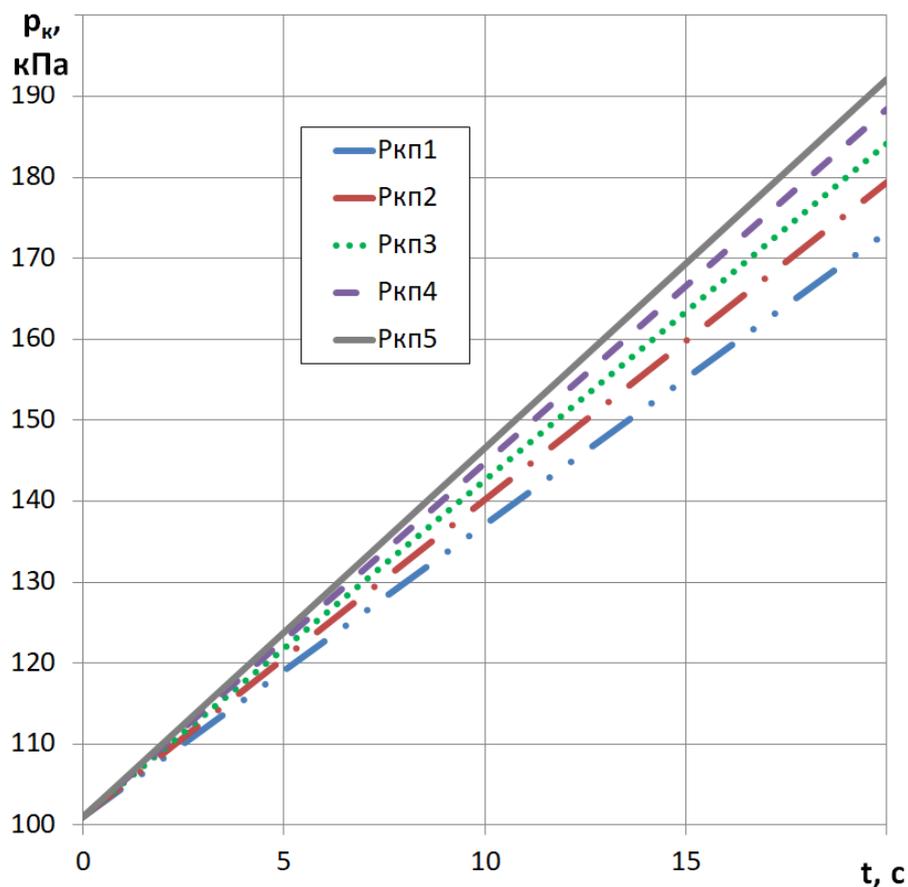


Рисунок 3.33—Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при разной нагрузке двигателя:  $P_{кп1}$  – 0 кВт;  $P_{кп2}$  – 15 кВт;  $P_{кп3}$  – 30 кВт;  $P_{кп4}$  – 45 кВт;  $P_{кп5}$  – 60 кВт.

Как следует из представленных данных за время работы двигателя с предельным износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 173 кПа при нагрузке 0 кВт и до 192 кПа при нагрузке 60 кВт.

Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на холостом ходу при различных частотах вращения и предельном износе ЦПГ показано на рисунке 3.34.

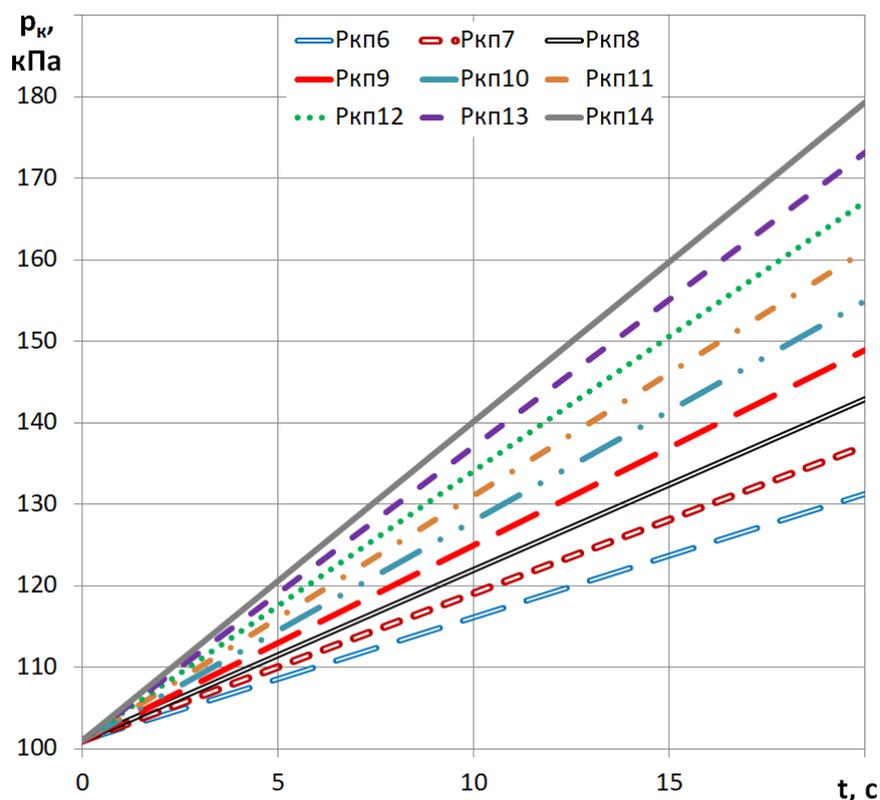
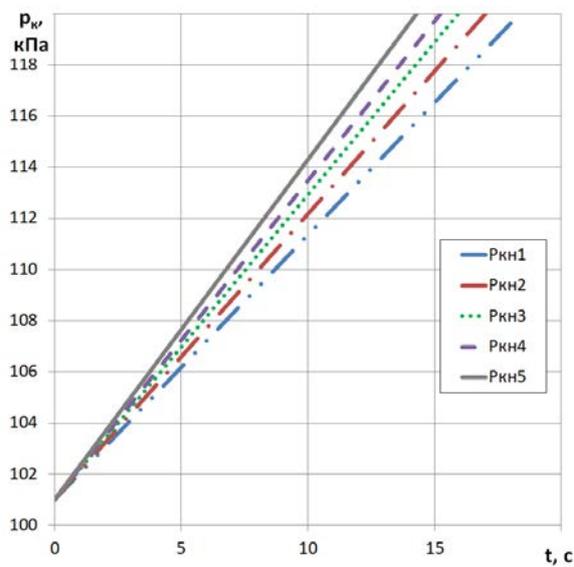


Рисунок 3.34—Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на режиме холостого хода при разной частоте вращения:  $P_{кп6}$  – 800 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп7}$  – 1000 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп8}$  – 1200 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп9}$  – 1400 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп10}$  – 1600 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп11}$  – 1800 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп12}$  – 2000 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп13}$  – 2200 мин<sup>-1</sup>;  $P_{кп14}$  – 2400 мин<sup>-1</sup>.

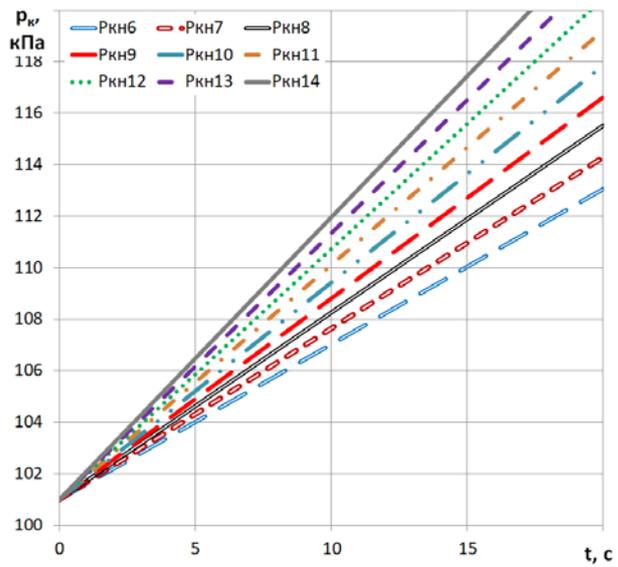
Как следует из представленных данных за время работы двигателя с предельным износом ЦПГ в течении 20 с после перекрытия отвода газов из картера давление в нем повышается до 131 кПа при частоте вращения 800 мин<sup>-1</sup> и до 179 кПа при частоте вращения 2400 мин<sup>-1</sup>.

Повышение давления газов в картере приводит к дополнительной нагрузке манжет коленчатого вала и утечек смазки через них. Поэтому максимальное повышение давления в картере должно быть ограничено. Предельное значение давления в картере в рассмотренной литературе не отмечается и поэтому предлагается ограничить максимальное избыточное давление в процессе проверки технического состояния ЦПГ на уровне 20 кПа или абсолютное давление – 120 кПа.

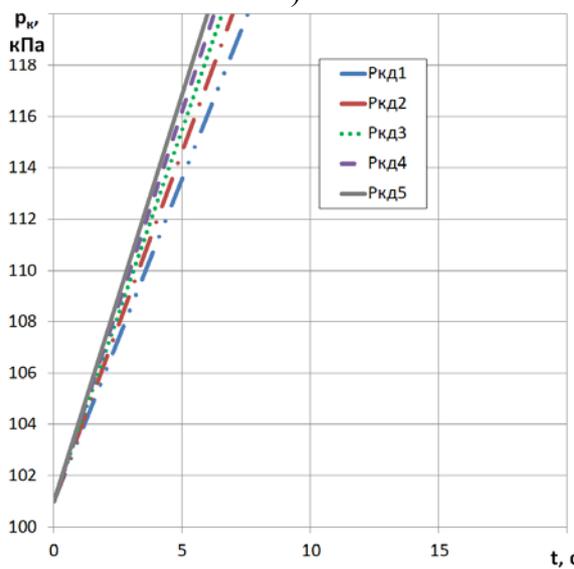
Результаты описанных ранее исследований с ограничением максимального абсолютного давления в картере на уровне 120 кПа показаны на рисунке 3.35.



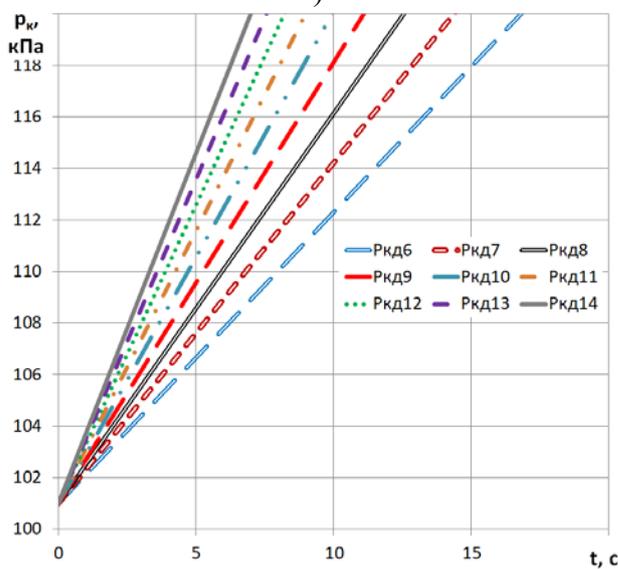
а)



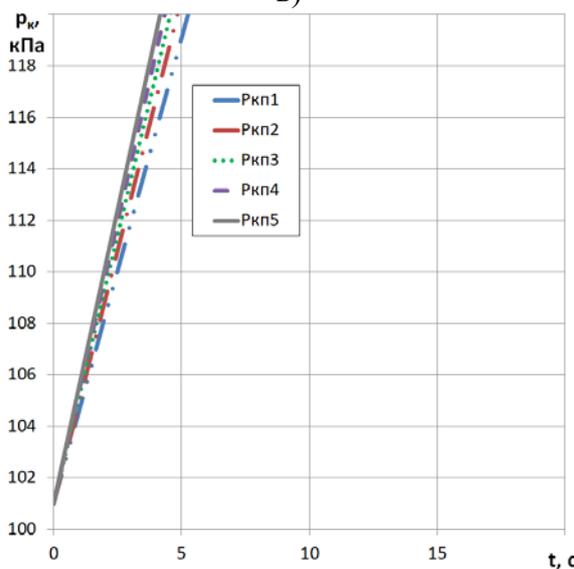
б)



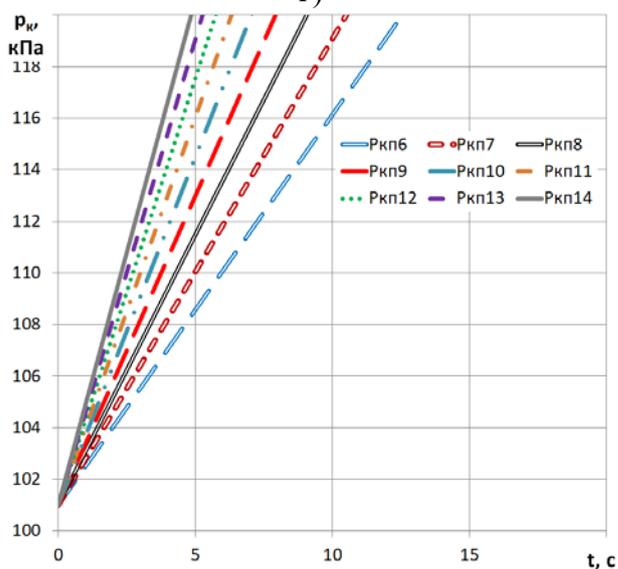
в)



г)



д)



е)

Рисунок 3.35—Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов с ограничением давления 120 кПа.

На рисунках 3.35 *а, в, д* показано изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов при номинальной частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  и нормальном (*а*), допустимом (*в*) и предельном (*д*) износах ЦПГ на различных нагрузках. Время достижения давления 120 кПа для двигателя с нормальным износом ЦПГ составляет от 14 до 18 с (рисунок 3.35, *а*) в зависимости от нагрузки двигателя. Для двигателя с допустимым износом ЦПГ время достижения давления 120 кПа составляет от 6 до 7,5 с (рисунок 3.35, *в*) в зависимости от нагрузки двигателя. И для двигателя с предельным износом ЦПГ время достижения давления 120 кПа составляет 4...5 с (рисунок 3.35, *д*).

На рисунках 3.35 *б, г, е* показано изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на холостом ходу при различных частотах вращения и нормальном (*б*), допустимом (*г*) и предельном (*е*) износах ЦПГ. Время достижения давления 120 кПа для двигателя с нормальным износом ЦПГ составляет от 17с при  $2400 \text{ мин}^{-1}$  и более (рисунок 3.35, *б*) при снижении частоты вращения холостого хода. Для двигателя с допустимым износом ЦПГ время достижения давления 120 кПа составляет от 7 до 17 с (рисунок 3.35, *г*) в зависимости от частоты вращения двигателя. И для двигателя с предельным износом ЦПГ время достижения давления 120 кПа составляет от 5 до 12 с (рисунок 3.35, *е*) в зависимости от частоты вращения двигателя.

Несущественное влияние нагрузки на время достижения давления 120 кПа позволяет использовать для оценки технического состояния режим холостого хода двигателя, который гораздо легче обеспечить в процессе эксплуатации машины без дополнительного оборудования.

Для сокращения времени диагностирования лучше использовать режимы холостого хода с высокой частотой вращения. На рисунке 3.36 показано изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов на режиме холостого хода при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  с ограничением давления 120 кПа с различной степенью износа

ЦПГ. Ширина линий выбрана в соответствии с амплитудой колебаний давления от насосных ходов поршней (0,6 кПа).

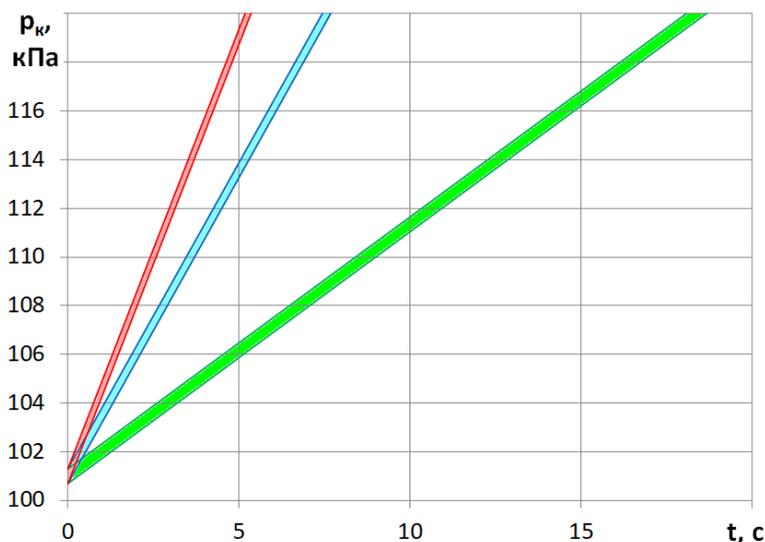


Рисунок 3.36 – Изменение давления газов в картере по времени работы с момента перекрытия отвода газов с ограничением давления 120 кПа для двигателя Д-243 с различной степенью износа ЦПГ: Н – нормальный; Д – допустимый; П - предельный.

Приведенные на рисунке 3.36 показывают, что время достижения давления в картере двигателя во время его работы на режиме холостого хода при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$ , с момента перекрытия отвода газов, достигает давления 120 кПа при нормальном износе через  $18 \pm 0,5 \text{ с}$ , при допустимом износе –  $7,7 \pm 0,2 \text{ с}$  и при предельном износе –  $5,3 \pm 0,1 \text{ с}$ . Каждый следующий качественный показатель (время нарастания давления до 120 кПа) отличается от ближайшего почти в 1.5 раза и более (5,3 и 7,7; 7,7 и 18), что позволяет делать оценку технического состояния с хорошей достоверностью.

### 3.4.3. Влияние объема картерного пространства на изменение давления

Кроме технического состояния ЦПГ (расхода картерных газов), на скорость нарастания давления в картере оказывает влияние и объем картерного пространства. Для оценки этого влияния объема картера на скорость нарастания давления в закрытом картере были проведены расчетные исследования изменения давления в закрытом картере на режиме холостого хода при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  для нормального, допустимого и предельного состояния ЦПГ двигателя. Результаты расчета

давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при объемах картерного пространства начиная от 25 л и до 60 л приведены в таблице 3.15.

Таблица 3.15 – Результаты расчета давления в закрытом картере с нормальным износом ЦПГ при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода

Параметр	Объем картерного пространства, л							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,112	0,094	0,080	0,071	0,062	0,056	0,051	0,047
Скорость нарастания давления, кПа/с	2,06	1,72	1,47	1,29	1,14	1,04	0,94	0,86
Средний расход газов в картер, л/мин	28	28	28	28	28	28	28	28

Представленные результаты расчетов показывают, что повышение давления  $p_k$  за цикл при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 0,112 кПа до 0,047 кПа или в 2,4 раза. Скорость нарастания давления при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 2,06 кПа/с до 0,86 кПа/с или также в 2,4 раза. Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при объемах картерного пространства начиная от 25 л и до 60 л приведены в таблице 3.16.

Таблица 3.16– Результаты расчета давления в закрытом картере с допустимым износом ЦПГ при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода

Параметр	Объем картерного пространства, л							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,274	0,229	0,196	0,172	0,153	0,137	0,125	0,114
Скорость нарастания давления, кПа/с	5,04	4,19	3,60	3,15	2,80	2,51	2,29	2,10
Средний расход газов в картер, л/мин	68,2	68,2	68,2	68,2	68,2	68,2	68,2	68,2

Представленные результаты расчетов показывают, что повышение давления  $p_k$  за цикл при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 0,274 кПа до 0,114 кПа или в 2,4 раза. Скорость нарастания давления при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 5,04 кПа/с до 2,1 кПа/с или также в 2,4 раза.

Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при объемах картерного пространства начиная от 25 л и до 60 л приведены в таблице 3.17.

Таблица 3.17 – Результаты расчета давления в закрытом картере с предельным износом ЦПГ при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода

Параметр	Объем картерного пространства, л							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200
Повышение давления $p_k$ за цикл, кПа	0,394	0,328	0,282	0,247	0,219	0,197	0,180	0,164
Скорость нарастания давления, кПа/с	7,23	6,02	5,16	4,52	4,02	3,61	3,28	3,01
Средний расход газов в картер, л/мин	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9	97,9

Представленные результаты расчетов показывают, что повышение давления  $p_k$  за цикл при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 0,394 кПа до 0,164 кПа или в 2,4 раза. Скорость нарастания давления при изменении объема картера от 25 до 60 л уменьшается с 7,23 кПа/с до 3,01 кПа/с или также в 2,4 раза.

Результаты расчетов скорости изменения давления в закрытом картере на режиме холостого хода при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> для нормального, допустимого и предельного состояния ЦПГ двигателя представлены совместно на рисунке 3.37.

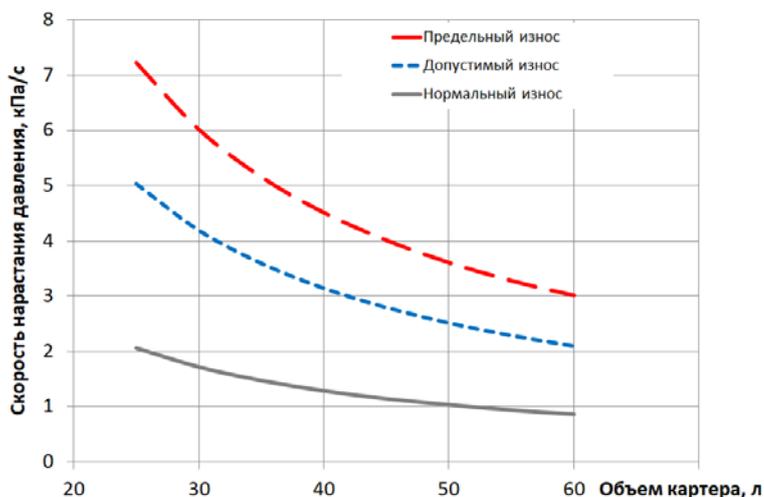


Рисунок 3.37–Изменение скорости нарастания давления газов от объема картера на режиме холостого хода для ЦПГ различного технического состояния

В диапазоне изменения объема  $\pm 2$  л, например при изменении количества масла в картере, для среднего значения объема картера 50 л скорость нарастания давления для ЦПГ нормального состояния составляет  $1,0 \pm 0,05$  кПа/с, для ЦПГ допустимого состояния составляет  $2,51 \pm 0,15$  кПа/с и для ЦПГ предельного состояния составляет  $3,61 \pm 0,21$  кПа/с.

При ограничении уровня повышения избыточного давления в картере до 19 кПа (абсолютное давление 120 кПа), как было показано в разделе 3.4.2, полученный разброс в скорости нарастания давления приведет к разбросу времени достижения в картере допустимого абсолютного давления 120 кПа. Разброс времени нарастания давления для ЦПГ нормального состояния составит  $\pm 0,55$  с, для ЦПГ допустимого состояния составит  $\pm 0,25$  с и для ЦПГ предельного состояния составит  $\pm 0,38$  с.

В результате влияния колебаний давления от движения поршней и отклонения объема картера в диапазоне  $\pm 2$  л, время достижения давления в картере двигателя во время его работы на режиме холостого хода при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$ , с момента перекрытия отвода газов, достигает давления 125 кПа при нормальном износе через  $18 \pm 0,55$  с (погрешность  $\pm 3\%$ ), при допустимом износе –  $7 \pm 0,25$  с (погрешность  $\pm 3,4\%$ ) и при предельном износе –  $4 \pm 0,38$  с (погрешность  $\pm 9,5\%$ ). Каждый следующий качественный показатель (время нарастания давления до 120 кПа) отличается от ближайшего почти в 1,5 раза и более при возможной погрешности менее  $\pm 10\%$ , что позволяет делать оценку технического состояния с хорошей достоверностью.

Расход картерных газов  $Q_k$  (л/мин) влияет на скорость нарастания давления в картере  $dp/dt$  (кПа/с) при перекрытии отвода газов из картера и эта зависимость по результатам проведённых расчетных исследований показана на рисунке 3.38.

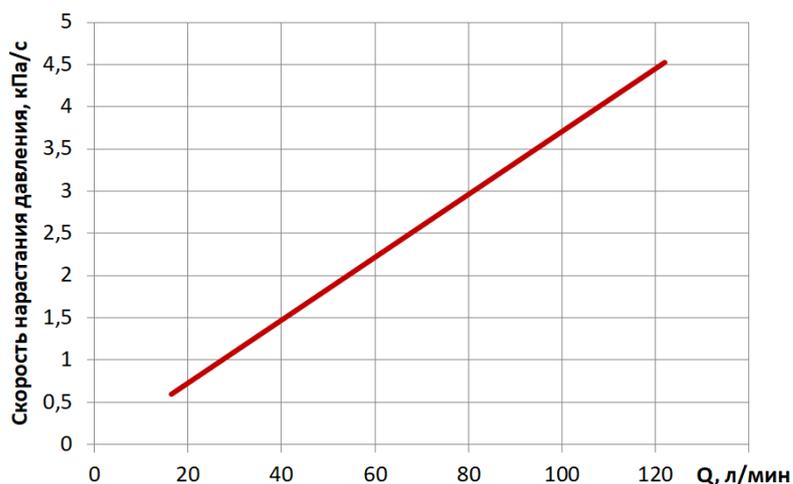


Рисунок 3.38 – Взаимосвязь расхода картерных газов и скорости нарастания давления в закрытом картере для ЦПГ различного технического состояния

Эта взаимосвязь может быть описана зависимостью с коэффициентом детерминации  $R^2 \approx 1,0$  в виде уравнения:

$$\frac{dp}{dt} = 0,0372 \cdot Q_k - 0,0083, \text{ кПа/с} \quad (3.3)$$

Используя полученную зависимость (4.2), после преобразования получим выражение для определения расхода картерных газов  $Q_k$  (л/мин) по измеренному значению скорости нарастания давления в картере  $dp/dt$  (кПа/с) в виде:

$$Q_{кг} = \frac{\frac{dp}{dt} - 0,0083}{0,0372}, \text{ л/мин} \quad (3.4)$$

Полученное выражение (3.4) позволяет по измеренному значению увеличения давления  $\Delta p$  (кПа) за время  $\Delta t$  (с) после перекрытия отвода газов из картера определить величину расхода картерных газов  $Q_k$  (л/мин) в процессе работы двигателя, в том числе и в процессе эксплуатации машины.

### Выводы по третьей главе

Результаты расчета двигателя на разных режимах работы и с различным износом ЦПГ позволяют сделать следующие выводы.

1. Максимальный расход газов через неплотности ЦПГ в картер за рабочий цикл наблюдается в зоне ВМТ при максимальном давлении сгорания.

2. С ростом нагрузки двигателя от 0 до 60 кВт при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$  максимальный расход газов в картер за рабочий цикл увеличивается на 26 % и средний расход картерных газов увеличивается на 25 % для двигателей с нормальным, допустимым и предельным износом.

3. С ростом частоты вращения от 800 до  $2400 \text{ мин}^{-1}$  на режиме холостого хода максимальный расход газов в картер за рабочий цикл увеличивается, и интенсивность увеличения растет по мере износа ЦПГ. Для ЦПГ с нормальным состоянием рост расхода составляет  $0,338 \text{ г/с}$  на каждые  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , с допустимым состоянием ЦПГ составляет  $1,106 \text{ г/с}$  на каждые  $1000 \text{ мин}^{-1}$  или в 3,27 раза выше и с предельным состоянием ЦПГ составляет  $1,681 \text{ г/с}$  на каждые  $1000 \text{ мин}^{-1}$  или в 4,97 раза выше, чем при нормальном состоянии ЦПГ

4. В результате движения поршней давление газов в закрытом картере объемом 50 л изменяется от  $-0,3$  до  $0,3 \text{ кПа}$  или с амплитудой колебания давления  $P_{па} = 0,3 \text{ кПа}$ . Экстремумы давления наблюдаются при положении поршней в мертвых точках, начиная с 0 градусов через каждые 90 градусов.

5. С увеличением объема картера  $V_k$  от 5 до 100 л амплитуда колебаний давления изменяется от 3 до  $0,15 \text{ кПа}$  или в 20 раз. В диапазоне изменения объема  $\pm 2 \text{ л}$ , например при изменении количества масла в картере, такое изменение при объеме картера 50 л приведет к изменению амплитуды колебаний давления на  $0,02 \text{ кПа}$  или 6,5 % от среднего значения амплитуды.

6. Исследования изменения давления в закрытом картере от поступающих в него газов и насосного действия поршней показали:

- характер изменения давления газов в картере за цикл имеет ярко выраженный колебательный характер с постепенным повышением среднего значения давления;

- колебания давлений от насосного хода поршней превышают колебания от утечек газа через неплотности из цилиндра в 12-21 раз для

ЦПГ с нормальным износом, в 6-8 раз для ЦПГ с допустимым износом и в 5 раз для ЦПГ с предельным износом.

7. После перекрытия отвода газов из картера время достижения давления 120 кПа при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup> в зависимости от нагрузки для двигателя с нормальным износом ЦПГ составляет от 14 до 18 с, для двигателя с допустимым износом ЦПГ составляет от 6 до 7,5 с и для двигателя с предельным износом ЦПГ время составляет 4-5 с.

8. Время достижения давления в картере двигателя во время его работы на режиме холостого хода при частоте вращения 2200 мин<sup>-1</sup>, с момента перекрытия отвода газов, достигает давления 120 кПа при нормальном износе через  $18 \pm 0,55$  с, при допустимом износе –  $7 \pm 0,25$  с и при предельном износе –  $4 \pm 0,38$  с. Каждый следующий качественный показатель (время нарастания давления до 120 кПа) отличается от ближайшего почти в 1,5 раза и более при возможной погрешности менее  $\pm 10\%$ , что позволяет делать оценку технического состояния с хорошей достоверностью.

## **Глава 4. Экспериментальные исследования двигателя**

Цель экспериментальных исследований состояла в экспериментальной проверке достоверности разработанных 2-й главе расчетных методов и полученных результатов расчетных исследований. Цель экспериментальных исследований реализуется путем сопоставления результатов оценки двигателей различного технического состояния и подтверждения возможности реализации оценки технического состояния ЦПГ двигателя в процессе выполнения машиной технологических работ.

Для достижения поставленной цели была принята следующая программа экспериментальных исследований:

1. Определить объемы картерного пространства у каждого из исследуемых двигателей, для чего оценить достоверность разработанного метода измерений на емкости известного объема.

2. Исследовать влияние частоты вращения и нагрузки двигателя на расход газов, поступающих в картер двигателя при его работе и определить наиболее подходящие режимы для оценки технического состояния ЦПГ методом измерения давления в закрытом картере.

3. На двигателях с различным техническим состоянием ЦПГ сопоставить результаты измерений расхода картерных газов непосредственно расходомером и по разработанной методике.

### **4.1 Программа и методики экспериментальных исследований**

#### **4.1.1 Экспериментальная установка**

Исследования по измерению расхода картерных газов проводились на лабораторной базе кафедры тракторы и автомобили РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева на двигателях Д-240 и Д-243 минского моторного завода. Двигатели имели различную наработку и техническое состояние цилиндропоршневой группы. Двигатель Д-240 № №248100 (1981 г. выпуска) был установлен на тормозном стенде и использовался в учебном процессе

кафедры. Двигатель Д-240 № 393170 был установлен на тракторе МТЗ-80. Двигатель Д-243 № 213436 был установлен на стенд вместо двигателя Д-240 № №248100 и в процессе исследований проходил обкатку. Испытания на стенде проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 10448-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытаний. При испытании двигателя в составе трактора использовались требования ГОСТ 30747-2001 (ИСО 789-1-90) Группа Д29. Межгосударственный стандарт. Тракторы сельскохозяйственные. Определение показателей при испытаниях через вал отбора мощности.

Технические характеристики двигателя Д-240 приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Технические характеристики двигателя Д-240[47]

Тип	дизельный четырехтактный с водяным охлаждением
Модель	
	Д-240 с электростартером
	Д-240Л с пусковым двигателем
Мощность, кВт (л.с.)	59(80)
Частота вращения, об/мин.	2200
Количество цилиндров	4
Диаметр цилиндра	110
Ход поршня, мм	125
Степень сжатия	16
Объем Д-240, л	4,75
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Расход топлива, г/кВт·ч (г/элс·ч)	245 (180)
Топливный насос	4УТН
Вес двигателя, кг	Д-240 — 430
	Д-240Л — 490

Дизель Д-243 и его модификации являются дальнейшим усовершенствованием моторным заводом двигателя Д-240 и представляет собой четырехтактный поршневой четырехцилиндровый двигатель внутреннего сгорания с рядным вертикальным расположением цилиндров, непосредственным впрыском дизельного топлива и воспламенением от сжатия. Более подробное описание двигателя приводится в руководстве по эксплуатации[47].

Все имеющиеся исполнения дизеля Д-243 и его модификаций можно разделить на две принципиально различные комплектации, отличающиеся способом смесеобразования, который определяется совместным применением головки цилиндров с определенным видом впускных каналов, поршней с оригинальной камерой сгорания и комплекта форсунок с определенным распылителем. В пределах одной комплектации указанные детали могут использоваться только совместно. Общий вид двигателя Д-243 представлен на рисунке 4.1.

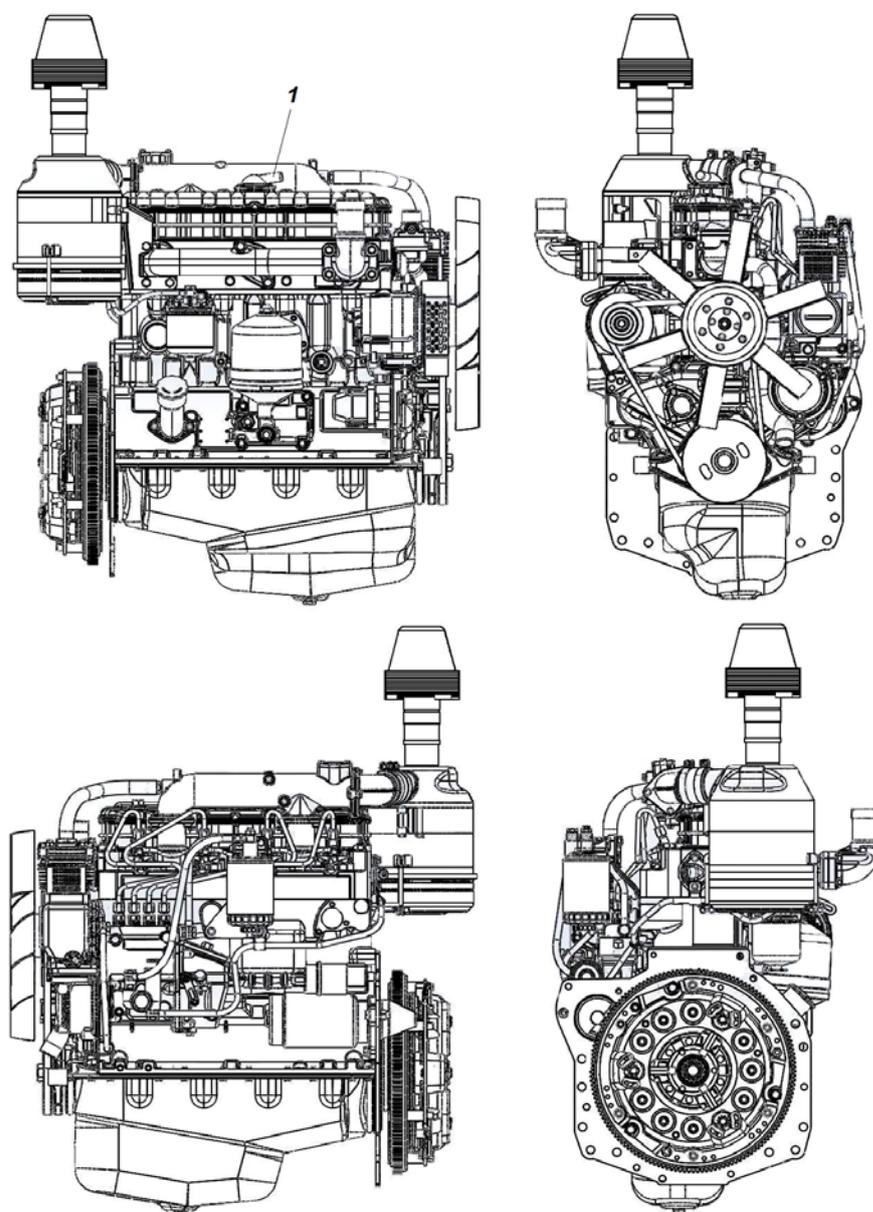


Рисунок 4.1 – Дизель Д-243

Технические характеристики двигателя Д-243 представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 –Технические характеристики двигателя Д-243[47]

Наименование параметров	Ед. изм.	Значения
1 Тип дизеля		Четырехтактный дизель, без наддува
2 Способ смесеобразования		Непосредственный впрыск топлива
3 Порядок работы цилиндров		1 – 3 – 4 – 2
4 Число цилиндров		4
5 Диаметр цилиндра	мм	110
6 Ход поршня	мм	125
7 Рабочий объем цилиндров	л	4,75
8 Мощность – номинальная – эксплуатационная	кВт	61,0+3,7 58,1
9 Номинальная частота вращения *	мин <sup>-1</sup>	2200 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>
10 Максимальная частота вращения холостого хода, не более	мин <sup>-1</sup>	2380
11 Минимальная устойчивая частота вращения холостого хода, не более	мин <sup>-1</sup>	800±50
12 Направление вращения коленчатого вала дизеля по ГОСТ 22836–77		Правое (по часовой стрелке)
* 13 Максимальный крутящий момент в комплектации определения по номинальной мощности	Н·м	298
14 Частота вращения при максимальном значении крутящего момента, не менее	мин <sup>-1</sup>	1600
15 Масса дизеля, не заправленного горюче–смазочными материалами и охлаждающей жидкостью	кг	413
16 Удельный расход масла на угар, не более	г/(кВт·ч)	0,9+0,4
* 17 Удельный расход топлива на режиме – номинальной мощности – эксплуатационной мощности	г/(кВт·ч)	226+3% 298±5%
18 Давление масла в главной магистрали системы смазки дизеля при температуре 85–95°С: – при номинальной частоте вращения – при минимальной частоте вращения холостого хода, не менее	МПа	0,25–0,35 0,1

В процессе проведения испытаний исследуемый двигатель был установлен или на тормозном стенде СТУ-45 или на тракторе МТЗ-80.

Схема испытательного стенда СТУ-45 без нагрузочного реостата показана на рисунке 4.2, а подробное описание стенда можно найти в литературе [23, 24, 89, 96].

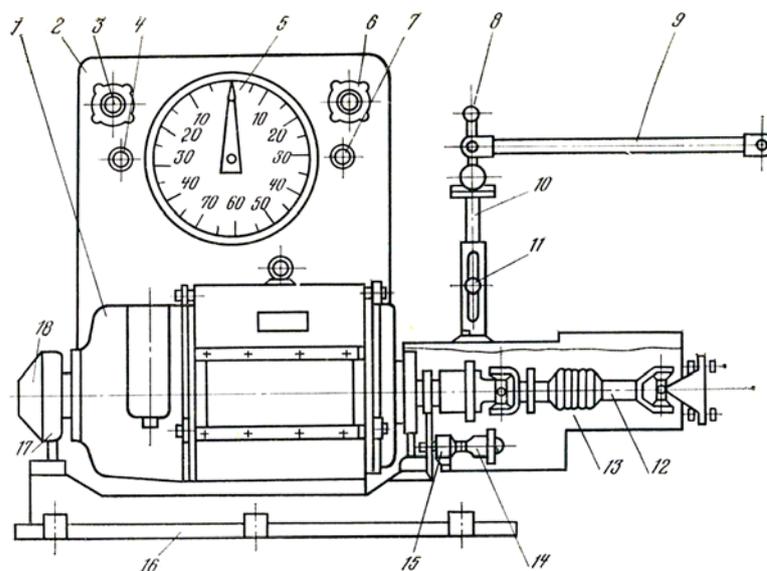


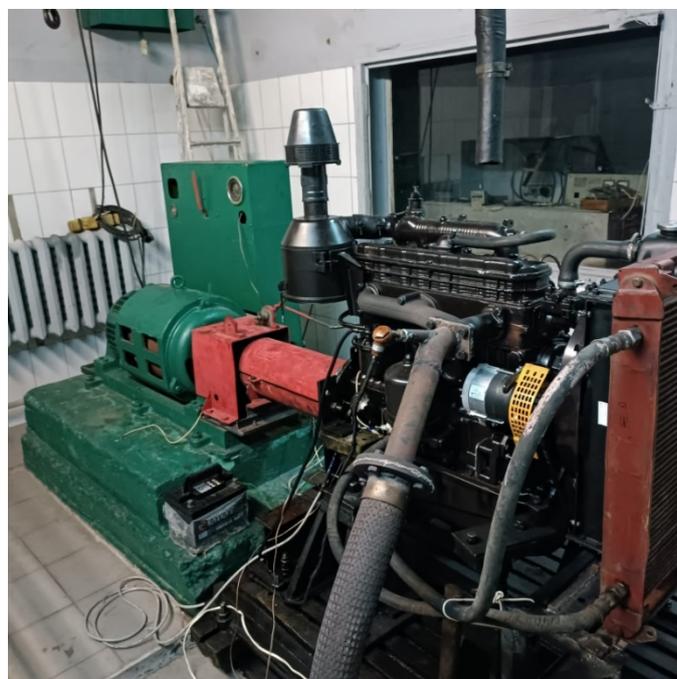
Рисунок 4.2– Схема испытательного стенда СТУ-45:

1 - балансирная электромашина; 2 - пульт контрольных приборов; 3 - измеритель электротехометра; 4 - термометр для воды; 5 - циферблат весового механизма; 6 - манометр; 7 - термометр для масла; 8 - рычаг управления подачей топлива; 9 - тяга рычага; 10 - подвижная колонка; 11-зажимный болт; 12 - карданный вал; 13 - защитный кожух; 14 - датчик электротехометра; 15 - привод тахометра; 16 - монтажная плита; 17 - задняя стойка 18 - крышка.

Установленные для испытаний на стенде двигатель Д-240 № 393170 показан на рисунке 4.3, а и двигатель Д-243 № 213436 на рисунке 4.3, б.



а)



б)

Рисунок 4.3 – Общий вид установленных на стенде двигателей:

а) - двигатель Д-240 № 393170; б) - двигатель Д-243 № 213436

Испытание двигателя Д-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80 проводилось в лаборатории подключением измерительной системы к патрубку отвода картерных газов, как показано на рисунке 4.4.



Рисунок 4.4 – Монтаж измерительной системы на двигатель Д-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80.

#### **4.1.2 Методики проведения экспериментов**

##### **4.1.2.1 Измерение объема картерного пространства**

Как описывалось ранее в 3-й главе объем картерного пространства ДВС влияет на скорость нарастания давления в картере в случае перекрытия отвода газов, на амплитуду колебаний давления в картере при движении поршней (рисунок 3.22). Поэтому в процессе исследования характера изменения давления в картере двигателя необходимо знать его объем.

Величина объема картерного пространства в литературе по ДВС практически не рассматривается и в технической документации на ДВС не обозначается. Конфигурация объема картерного пространства имеет достаточно сложную форму и измерение объема картерного пространства представляет непростую задачу [67, 68]. В данной работе объем картерного пространства измерялся по методике, изложенной в разделе 2.4 с помощью измерения давления подаваемого в него воздуха и рекомендация ГОСТ 8.234-2013 Государственная система обеспечения единства измерений. Меры вместимости стеклянные. Методы и средства поверки.

Процесс измерения выполнялся следующим образом (рисунок 2.8):

1. От источника сжатого воздуха 1 (ресивер компрессора модели STRATOS50) через газовый редуктор 2(БГО-250)с манометром3 подается воздух, расход которого  $Q_{кг}$  регистрируется газовым расходомером 8 (газовый счетчик Газдевайс NPM-G4) и регулируется краном 4.

2. После установления режима потока и регистрации расхода расходомером 8 включается система регистрации 9 времени и давления в картере с помощью датчика давления 7 (модель ManoverMR-4216-3829).

3. Перекрывается кран выхода воздуха 6.

4. При достижении заданного давления, регистрируемого по манометру 5, перекрывается кран 4 и продолжается регистрация изменения давления в картере (наличие утечек газа из пространства) измерительной системой 9 в течение  $\approx 1$  мин.

5. Открывается кран 6и избыточное давление стравливается с измеряемого объема.

6. По результатам полученных измерений определяются (рис.2.8):

- начальное давление в картере  $P_1$ ;

- время  $\Delta t$ повышения давлениядо $P_2$ ;

- количество поступившего за это время в картер воздуха  $\Delta V= Q_{кг} \cdot \Delta t$ ;

- падение давления в картере  $\Delta P_y$ после перекрытия крана 4 за такое же время  $\Delta t$ ;

- рассчитывается объем картера по формуле (2.62).

Для подачи сжатого воздуха использовался компрессор модели STRATOS50, характеристики которого приведены в таблице 4.3[119].

Таблица 4.3 – Основные характеристики компрессор модели STRATOS50

Наименование модели	STRATOS50
Напряжение, В / Частота тока, Гц	220/50
Число оборотов двигателя, об/мин	2850
Число оборотов коленвала, об/мин	2850
Мощность двигателя, Вт	1500
Производительность (расчетная), л/мин	210
Объем ресивера, л	50
Максимальное давление, бар	8

Количество ступеней сжатия, шт.	1
Количество цилиндров компрессора, шт.	1
Тип передачи	прямая
Габаритные размеры (ДхШхВ), мм	750х300х600
Масса, кг	27,5

Измерение объемного расхода газа осуществлялось газовым счетчиком Газдевайс NPM-G4, характеристики которого приведены в таблице 4.4 [93].

Таблица 4.4 – Основные характеристики газового счетчика Газдевайс NPM-G4

Наименование параметра	Значение
Типоразмер счетчика	NPM G4
Максимальный расход $Q_{\max}$ , м <sup>3</sup> /ч	6
Номинальный расход $Q_{\text{ном}}$ , м <sup>3</sup> /ч	4
Минимальный расход $Q_{\min}$ , м <sup>3</sup> /ч	0.04
Пределы допускаемой относительной погрешности в диапазоне расходов при выпуске из производства при температуре +20°C, (%) от $Q_{\min}$ до $0,1 Q_{\text{ном}}$ от $0,1 Q_{\text{ном}}$ до $Q_{\max}$	$\pm 3$ $\pm 1,5$
Изменение относительной погрешности счетчика, вызванное отклонением температуры измеряемого объема газа от нормальной, при изменении температуры на 1°C, (%)	0,45
Допускаемая потеря давления, при $Q_{\max}$ , Па, не более	200
Циклический объем, дм <sup>3</sup>	1,2
Емкость отсчетного устройства, м <sup>3</sup>	99999,999
Порог чувствительности счетчика	не более $0,002 Q_{\text{ном}}$
Рабочий диапазон температур измеряемого газа, °C	-40...+60
Габаритные размеры, мм	188х 163х218
Диаметр резьбы входного и выходного штуцеров, дюйм	1 1/4
Масса, кг, не более	1,8
Срок службы, лет, не менее	20
Межповерочный интервал (лет)	10

Таблица 4.5 – Основные характеристики датчика давления [70]

Характеристика	Ед. изм	Min	Max
Диапазон измерения	кПа	0	25
Напряжение выхода	В	4,0	5,25

Диапазон рабочих температур	°С	0	85
Погрешность измерений	%	± 2,5	
Чувствительность	мВ/кПа	90	
Время отклика	мс	1,0	
Время прогрева	мс	20	
Стабильность смещения	%	± 0,5	

Таблица 4.6 – Основные характеристики манометра ММП-60[70]

Наименование параметра	Значение
Тип манометра	мембранный
Верхний предел измерений, мм рт.ст	300
Цена деления, мм рт.ст	2
Предел допускаемой основной погрешности, мм рт.ст.	4
Диаметр корпуса, мм	60

#### 4.1.2.2 Измерение расхода картерных газов двигателя

Измерение расхода картерных газов производился на работающем двигателе либо на испытательном стенда, либо на тракторе. Испытания на стенде позволяли изменять не только частоту вращения вала двигателя, но и менять нагрузку тормозной установкой стенда [73, 74]. Система измерения расхода картерных газов подключалась к патрубку 1 (рисунок 4.1), с которого удалялся шланг отвода картерных газов во впускной коллектор двигателя. Схема подключения газового расходомера показана на рисунке 4.5.

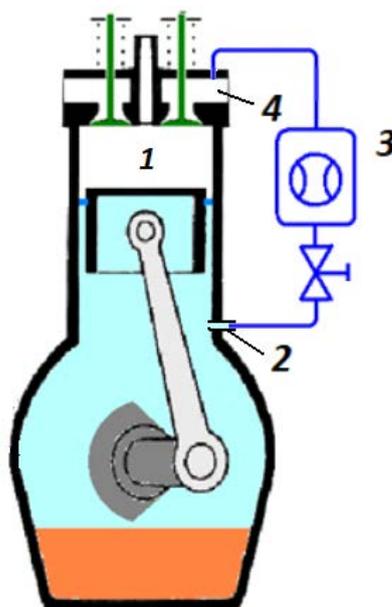


Рисунок 4.5 – Схема измерения расхода картерных газов двигателя:  
1 - двигатель; 2 – патрубок отвода картерных газов; 3 – газовый счетчик NPM-G4; 4 – впускной коллектор.

Процесс измерения выполнялся следующим образом (рисунок 4.5) [80].

1. С патрубка 2 отвода картерных газов двигателя удалялся шланг отвода газов.
2. К патрубку 2 подключался шланг с газовым счетчиком 3, выход с которого подключается к впускному коллектору 4 вместо удаленного шланга.
3. После запуска и прогрева двигателя 1, устанавливается требуемый режим работы двигателя.
4. Производится измерение объема  $\Delta V$  (л) проходящего газа газовым расходомером 8 (газовый счетчик Газдевайс NPM-G4) за определенный интервал времени  $\Delta t$  (с).
5. Данные измерений регистрируются и двигатель переводится на следующий режим работы.
6. Работы по пунктам 4 и 5 повторяются до завершения всех измерений.
7. Двигатель останавливается и приводится в исходное состояние.
8. По результатам измерений определяется расход картерных газов  $Q_{кг}$  для каждого режима по формуле:

$$Q_{кг} = 60 \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t}, \text{ л/мин} \quad (4.1)$$

#### **4.1.2.3 Измерение расхода картерных газов двигателя и изменения давления в закрытом картере**

Измерение расхода картерных газов на определенном режиме работы двигателя и регистрация изменения давления в картерном пространстве на этом же режиме работы двигателя производился по методике, отличающейся от изложенной в предыдущем разделе (4.1.2.2). Система измерения включала не только определение расхода картерных газов, а еще и регистрацию давления газа в картере двигателя. Схема подключения измерительной системы показана на рисунке 4.6.

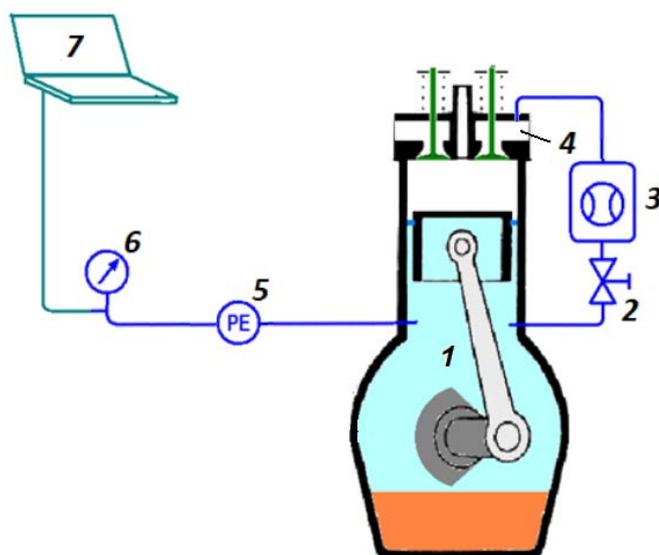


Рисунок 4.6 – Схема регистрации расхода картерных газов двигателя и давления в картерном пространстве:

1 –картер двигателя; 2 – кран; 3 – газовый счетчик; 4 – впускной коллектор; 5 – датчик давления; 6 – манометр; 7 – система регистрации.

Процесс проведения исследований выполняется следующим образом (рисунок 4.6) [80, 110]:

1. Измерительная система расхода газа и давления в картерном пространстве подключается к патрубку отвода газов из картера (рисунок 4.1, поз.1).
2. Кран 2 переводится в положение «открыт».
3. Включается система регистрации 7 и переводится в режим готовности.
4. После запуска и прогрева двигателя устанавливается требуемый режим работы двигателя.
5. Производится измерение объема  $\Delta V$  (л)проходящего газа газовым расходомером 3 (газовый счетчик Газдевайс NPM-G4) за определенный интервал времени  $\Delta t$  (с).
6. Включается режим записи системой 7 регистрации давления в картере датчиком давления 5 (ManoverMR-4216-3829)и перекрывается кран отвода газов из картера 2.

7. Давление в картере контролируется манометром 6 (ММП-60) и при достижении избыточного давления 17...20 кПа (130...150 мм рт. ст.) открывается кран 2.

8. Останавливается запись давления и времени системой измерения 7 и зарегистрированные данные сохраняются в файл.

9. Двигатель переводится на следующий режим работы.

10. Действия по пунктам 5...9 повторяются до завершения всех измерений.

11. Двигатель останавливается и приводится в исходное состояние.

12. Результаты измерений расхода картерных газов  $Q_{кг}$  для каждого режима определяются по формуле изложенной в разделе (4.1.2.2), а данные записанные в файл обрабатываются в электронных таблицах Excel по методике описанной в разделе (2.5).

#### **4.1.3 Программа экспериментальных исследований**

Программа экспериментальных исследований включала 3 этапа:

1. Отладку методики измерений объема картерного пространства и измерение объемов картера у двигателей Д-240 и Д-243 [73, 74].

2. Измерение расхода картерных газов на определенных режимах работы двигателей с различным техническим состоянием ЦПГ.

3. Измерение расхода картерных газов и изменения давления газов в картерном пространстве на идентичных режимах работы двигателей с различным техническим состоянием ЦПГ.

На первом этапе исследования включали следующие работы:

а) калибровка датчика давления ManoverMR-4216-3829 в диапазоне изменения избыточного давления 0...20 кПа (0...150 мм рт. ст.)[67, 68];

б) отладку методики измерений объема картерного пространства на емкости известного объема;

в) измерения объемов картерного пространства двигателей, с которыми запланированы исследования при различных расходах подаваемого воздуха:

- двигатель Д-240 №248100;
- двигатель Д-240 № 393170;
- двигатель Д-243 № 213436.

На втором этапе исследования включали следующие работы:

а) измерение расхода картерного газа двигателя Д-240 №393170 в условиях испытательного стенда при изменении частоты вращения вала от 800 до 2350 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода;

б) измерение расхода картерного газа двигателя Д-240 №393170 при изменении нагрузки двигателя от 0 до 100% на частоте вращения вала 2200 мин<sup>-1</sup>;

в) измерение расхода картерного газа двигателя Д-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80 при изменении частоты вращения вала от 800 до 2350 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода;

На третьем этапе исследования включали следующие работы:

а) измерение расхода картерного газа и давления в закрытом картере двигателя Д-240 № 393170 в условиях испытательного стенда при изменении частоты вращения вала от 800 до 2200 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода;

б) измерение расхода картерного газа и давления в закрытом картере двигателя Д-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80 при изменении частоты вращения вала от 800 до 2350 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода;

в) измерение расхода картерного газа и давления в закрытом картере двигателя Д-243 № 213436 в условиях испытательного стенда при изменении частоты вращения вала от 800 до 2200 мин<sup>-1</sup> на режиме холостого хода;

## **4.2 Результаты экспериментальных исследований по измерению объема картера ДВС**

В начале испытаний поведена проверка калибровка датчика давления. Для этого в измерительную полость подавался воздух заданного избыточного давления  $p$ , величина которого фиксировалась манометром ММП-60 и датчиком давления. Значения сигнала датчика давления в виде напряжения  $V$

(В) на каждом режиме записывались измерительной системой и результаты измерений представлены в таблице 4.7. Величина давления из единиц измерения мм рт.ст. в кПа переводилась на основании соотношения:

$$760 \text{ мм рт. ст.} = 101,325 \text{ кПа}$$

В результате обработки данных получен калибровочный график, показанный на рисунке 4.7 и получено уравнение регрессии между выходным напряжением датчика  $V$  (В) и величиной измеряемого давления  $p$  (кПа), имеющее коэффициент детерминации  $R^2 = 0,999$ :

$$p = 22,01 \cdot V - 89,07, \text{ [кПа]} \quad (4.2)$$

Таблица 4.7 – Результаты калибровки датчика давления

№ пп	$p$ , ммрт.ст	$V$ ,В	$p$ , кПа
1	0	4,06	0
2	50	4,332	6,67
3	100	4,638	13,33
4	150	4,969	20,0
5	170	5,082	22,66
6	160	5,02	21,33
7	150	4,953	20,0
8	140	4,895	18,67
9	120	4,777	16,0
10	100	4,655	13,33
11	82	4,537	10,93
12	61	4,416	8,13
13	50	4,346	6,67
14	41	4,293	5,47
15	30	4,223	4,0
16	21	4,175	2,80
17	0	4,066	0

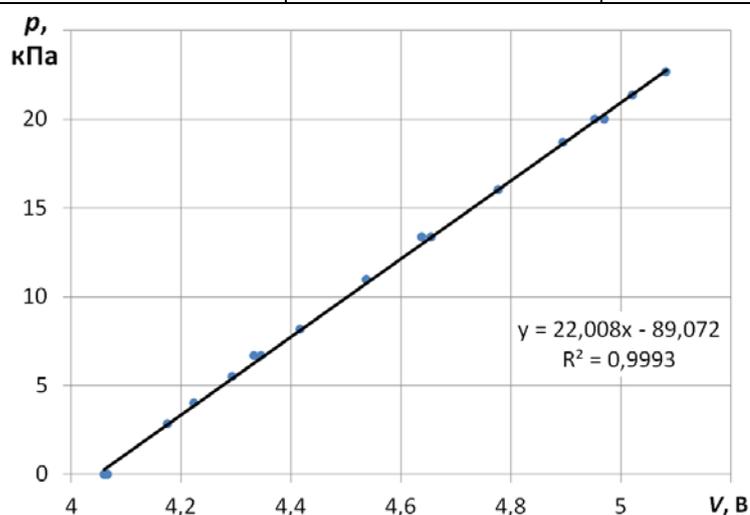


Рисунок 4.7 – Калибровочный график датчика давления

Для проверки методики измерений изложенной в разделе 2.4 на достоверность получаемых результатов проведены измерения емкости известного объема. В качестве объема измеряемого пространства была использована емкость из под воды объемом 20 л. Схема измерительной системы приведена на рисунке 2.8, где вместо картера двигателя была подключена емкость объемом 20 л. Испытания проводились при трех значениях расхода поступающего в емкость воздуха при избыточном давлении на выходе из редуктора 350 кПа, что позволяло иметь критическое истечение и постоянным расход воздуха при изменении избыточного давления в измеряемом объеме до 140 кПа. Результаты регистрации изменения давления в системе представлена на рисунке 4.8, а результаты их обработки по изложенной ранее методике (раздел 2.4) приведены в таблице 4.8.

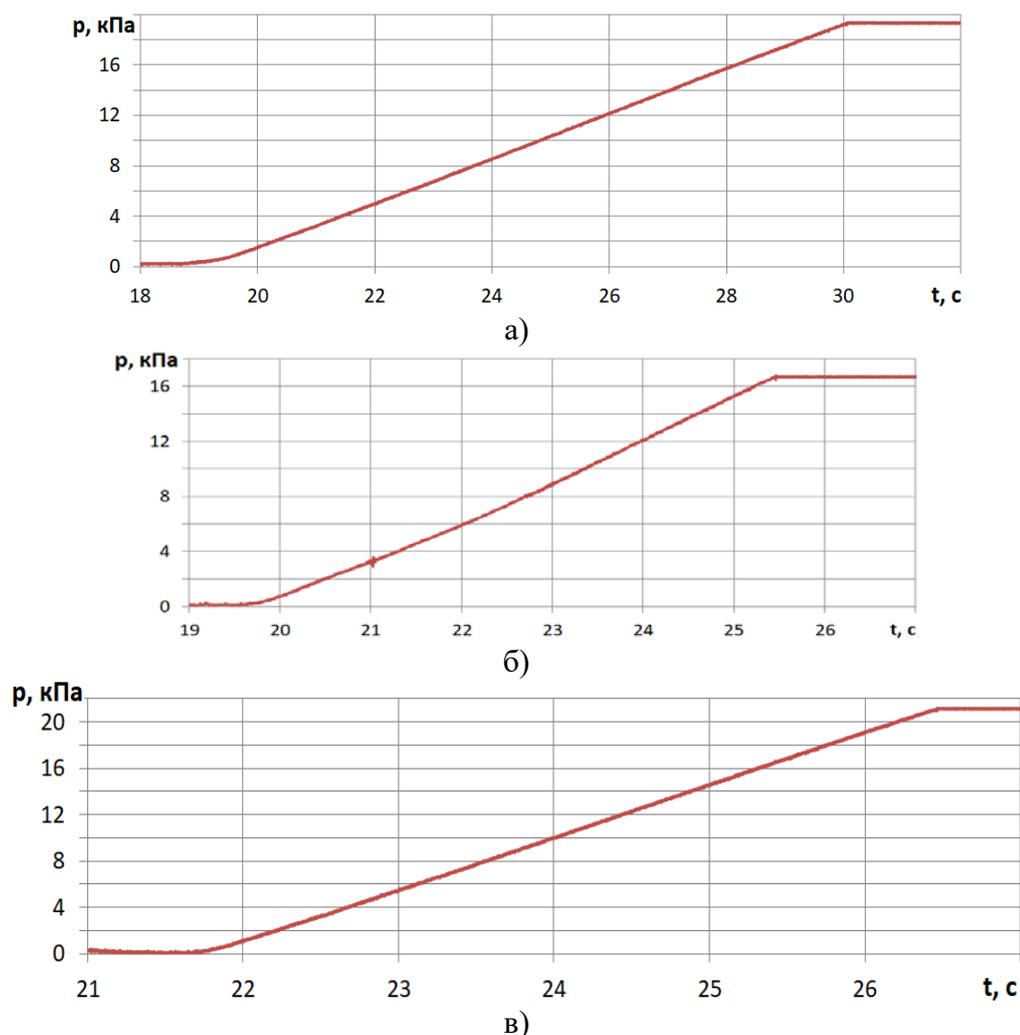


Рисунок 4.8 – Результаты регистрации давления в емкости при расходе воздуха: а) – 17,5 л/мин; б) – 29,5 л/мин; в) – 44,0 л/мин.

Таблица 4.8 – Результаты обработки измерения объема емкости 20 л

№ пп	Q	P <sub>2</sub>	ΔP	Δt	V
	л/мин	кПа	кПа	с	л
1	17,5	120,61	17,79	10,06	19,90
2	29,5	117,68	16,38	5,68	20,06
3	44	122,1	20,84	4,71	20,24

Среднее арифметическое значение измеренного объема составляет 20,1 л и разброс значений по трем опытам не превышает 2% от измеренного значения, что позволяет использовать данную методику для измерения объема картерного пространства ДВС.

Измерение объема картерного пространства двигателя осуществлялось на остановленном двигателе при подаче воздуха из ресивера компрессора под избыточным давлением 350 кПа. Уровень масла в картере соответствовал метке максимального значения щупа [62,63]. Утечки воздуха через маслозаливное отверстие, отверстие для щупа, ТНВД и компрессор, установленный на двигателе, были устранены. Возможность утечки подаваемого в картер двигателя воздуха осталась через поршневые кольца и незакрытые клапана в каких-либо цилиндрах двигателя, в зависимости от положения коленчатого вала во время проведения измерений [].

Размещение исследовательского оборудования при измерении объема картерного пространства двигателя Д-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80 показано на рисунке 4.9.



Рисунок 4.9 – Экспериментальные исследования при измерении объема картерного пространства двигателя № 248100 в составе трактора МТЗ-80:

1 –двигатель Д-240; 2 – экран осциллографа (мотортестр); 3 – регулировочный кран подачи воздуха; 4 – газовый редуктор; 5 – манометр ММП-60; 6 – таймер-секундомер; 7 – расходомер (газовый счётчик); 8 – измерительная система.

Результаты регистрации давления подаваемого воздуха в картерном пространстве двигателяД-240 № 248100 в составе трактора МТЗ-80 показаны на рисунке 4.10 при различных расходах подаваемого воздуха, а результаты обработки данных измерений приведены в таблице 4.9 (№ 248100 в составе трактора МТЗ-80).

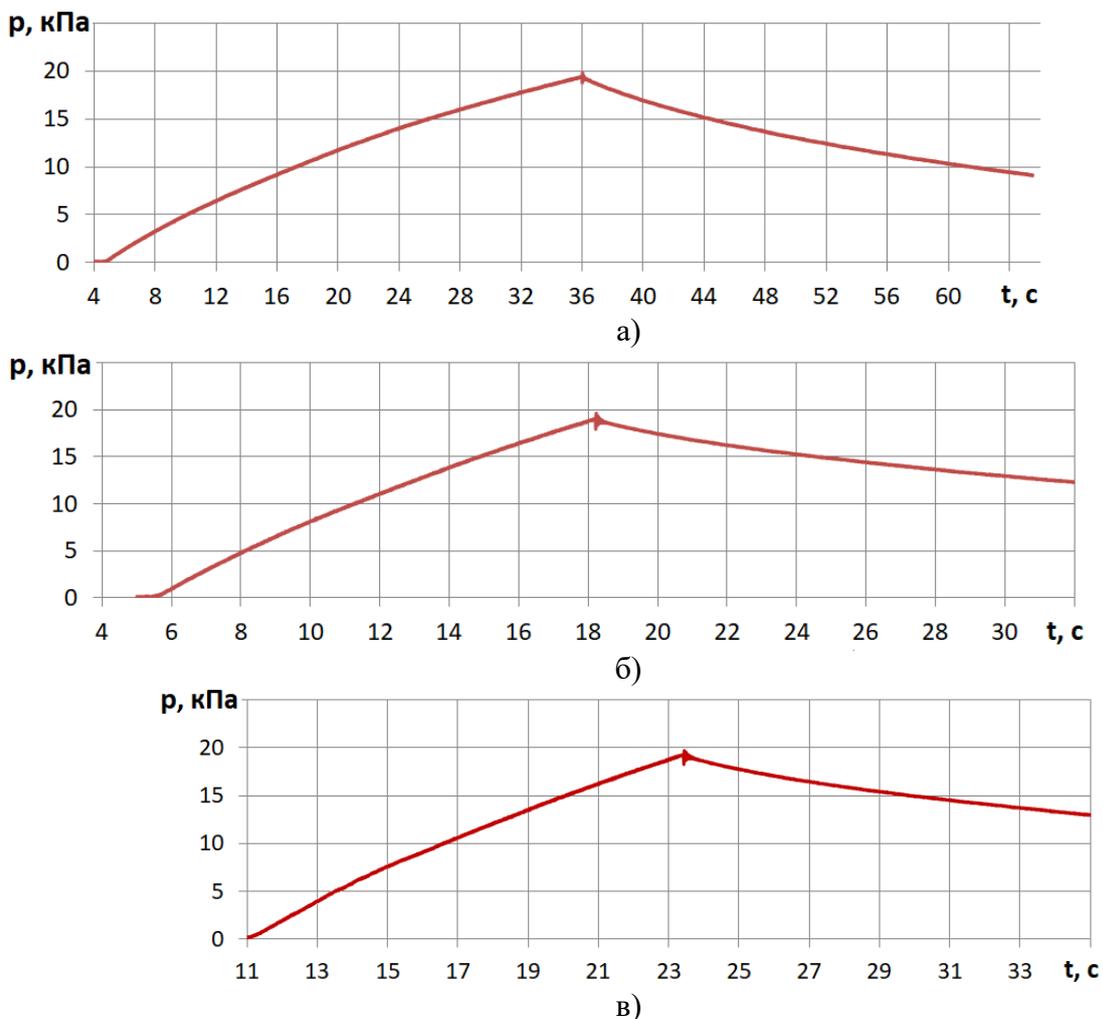
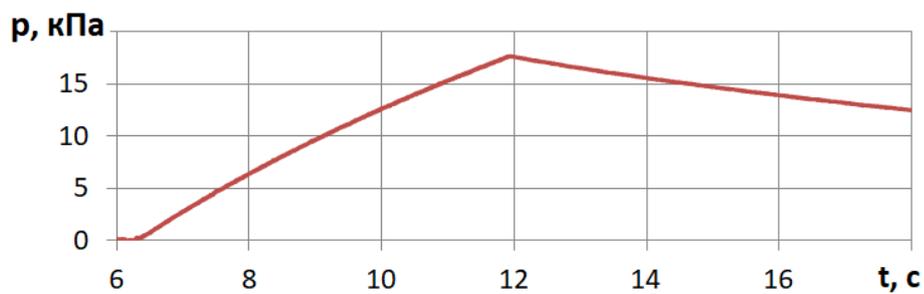


Рисунок 4.10 – Результаты регистрации давления в воздуха в картерном пространстве двигателя № 248100 при расходе подаваемого воздуха:  
а) – 16 л/мин; б) – 42 л/мин; в) – 44 л/мин.

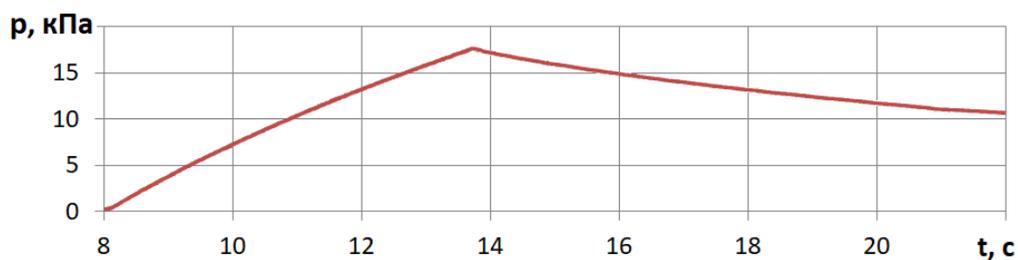
Таблица 4.9 – Результаты обработки измерения объема картера двигателя № 248100

№ пп	Q	$P_2$	$\Delta P$	$\Delta P_y$	$\Delta t$	$V_k$
	л/мин	кПа	кПа	кПа	с	л
1	16	119,8	18,8	10,5881	31	41,1
2	42	119,7	18,7	6,24437	12,6	48,4
3	44	120,1	19,1	6,45785	12,4	48,9

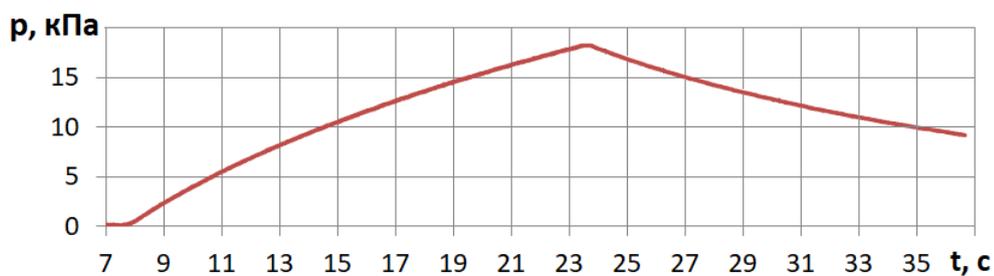
Результаты регистрации давления подаваемого воздуха в картерном пространстве двигателя Д-240 № 393170 установленного на тормозном стенде показаны на рисунке 4.11 при различных расходах подаваемого воздуха, а результаты обработки данных измерений приведены в таблице 4.10.



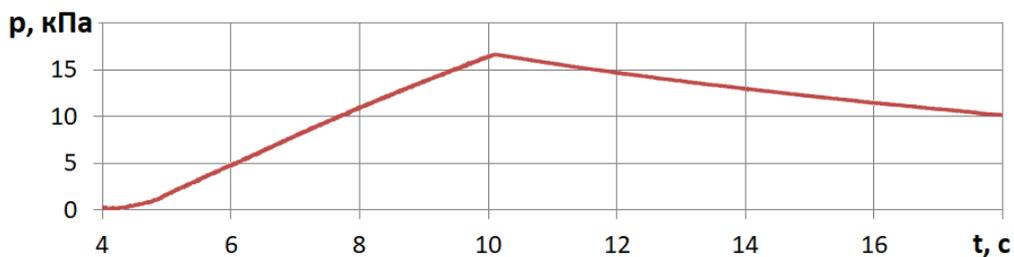
а)



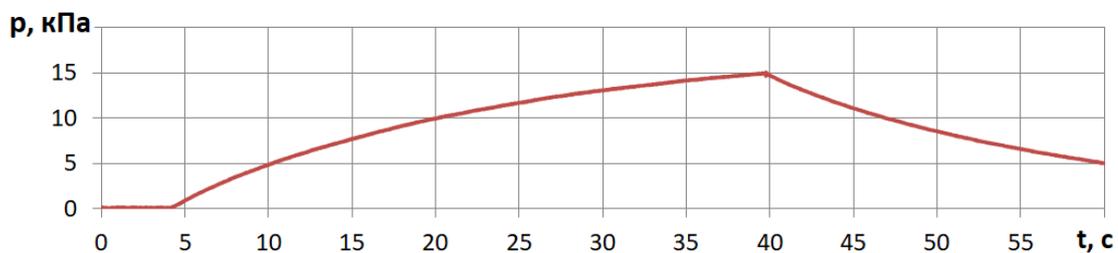
б)



в)



г)



д)

Рисунок 4.11 – Результаты регистрации давления в воздухе в картерном пространстве двигателя № 393170 при расходе подаваемого воздуха:

а) – 88 л/мин; б) – 89 л/мин; в) – 39 л/мин; г) – 81 л/мин; д) – 19 л/мин.

Таблица 4.10 – Результаты обработки измерения объема картера двигателя № 393170

№ пп	Q	P <sub>2</sub>	ΔP	ΔP <sub>y</sub>	Δt	V <sub>к</sub>
	л/мин	кПа	кПа	кПа	с	л
1	88	118,6	17,6	4,91	5,7	49,5
2	89	118,3	17,3	5,39	5,7	50,0
3	39	118,9	17,9	13,36	15,7	49,3
4	81	117,3	16,3	5,12	5,9	49,5
5	19	115,8	14,8	28,15	35,5	45,1

Результаты регистрации давления подаваемого воздуха в картерном пространстве двигателя Д-243 № 213436 установленного на тормозном стенде показаны на рисунке 4.12 при различных расходах подаваемого воздуха, а результаты обработки данных измерений приведены в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Результаты измерения объема картера двигателя № 213436

№ пп	Q	P <sub>2</sub>	ΔP	ΔP <sub>y</sub>	Δt	V <sub>к</sub>
	л/мин	кПа	кПа	кПа	с	л
1	43	119,7	18,7	4,70	12,7	51,8
2	23	119,9	18,9	17,80	30,2	49,9
3	29	119,9	18,9	7,65	19,2	48,9
4	90	119,1	18,1	3,74	5,56	49,7
5	51	119,1	18,1	5,44	10,3	50,1
6	45	119,8	18,8	4,48	11,9	50,8
7	23	120,0	19,0	5,18	23,3	49,6
8	79	119,4	18,4	4,00	6,5	50,1
9	68	119,3	18,3	3,79	7,5	50,2

Полученные результаты измерений объема картерного пространства двигателей Д-240 и Д-243 показывают, что измеренный объем меняется от 41,1 л до 51,8 л причем измеренный объем зависит от расхода подаваемого воздуха. Эта зависимость приведена на рисунке 4.13. Из представленного графика видно, что при расходе воздуха меньше 40 л/мин увеличивается разброс полученных значений и среднее значение снижается. Такой характер изменения результатов измерений можно объяснить влиянием утечек воздуха из картера, учет которых сделан примитивным для простоты вычислений и в результате при малых расходах воздуха это допущение приводит к большой погрешности [28, 32].

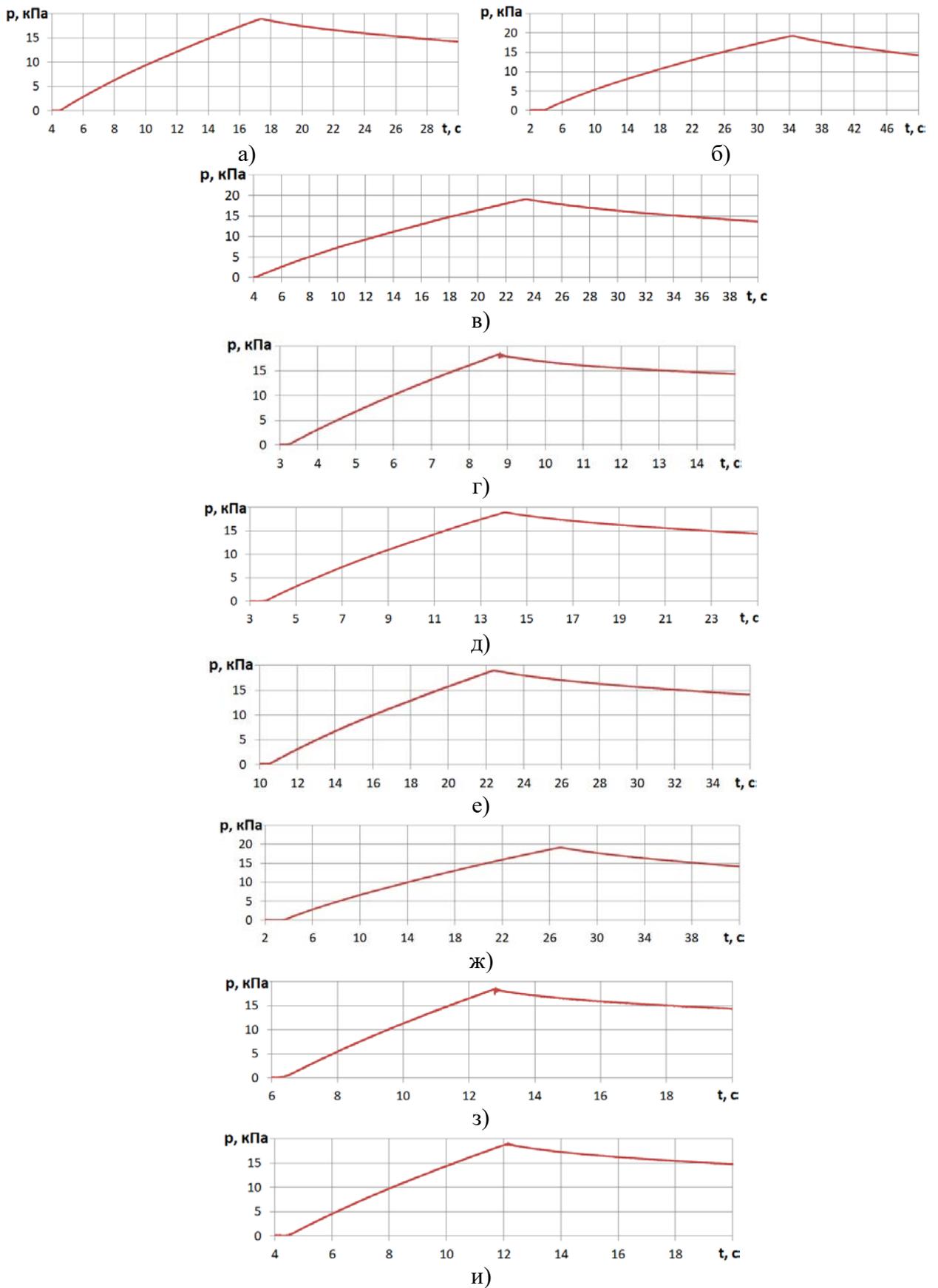


Рисунок 4.12 –Результаты регистрации давления в воздухе в картерном пространстве двигателя № 213436 при расходе подаваемого воздуха:  
а) – 43 л/мин; б) – 23 л/мин; в) – 29 л/мин; г) – 90 л/мин; д) – 51 л/мин; е) – 45 л/мин; ж) – 23 л/мин; з) – 79 л/мин; и) – 68 л/мин.

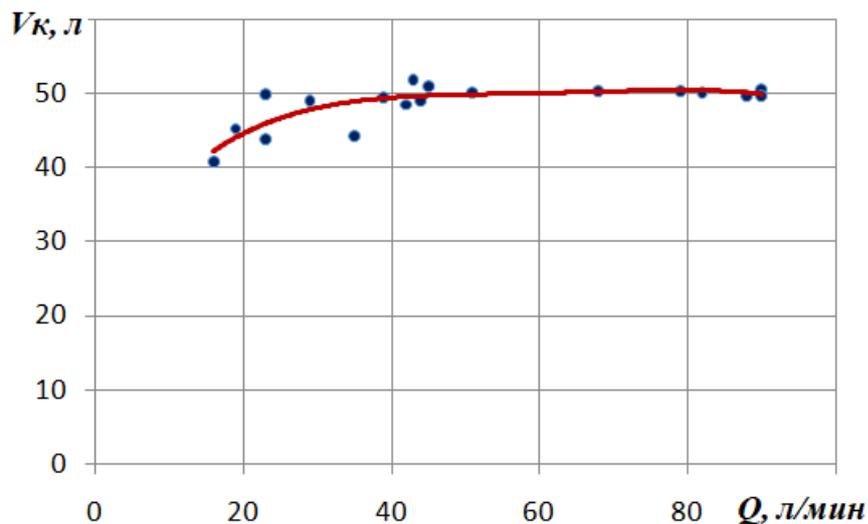


Рисунок 4.13 – Зависимость результатов измерений объема картерного пространства от расхода подаваемого воздуха.

Для уменьшения погрешности вычислений предлагается в анализе использовать только измерения при расходах подаваемого воздуха более 35 л/мин. В результате получаются средние значения измеренного объема:

- для двигателя Д-240 №248100  $V_k = 48,7$  л
- для двигателя Д-240 № 393170  $V_k = 49,8$  л
- для двигателя Д-243 № 213436  $V_k = 50,4$  л

Разброс полученных значений измеренного объема картера находится в диапазоне 48,3...51,8 л. Среднее значение объема по результатам всех измерений с расходом подаваемого воздуха более 35 л/мин составляет  $V_{\text{крп}} = 49,95$  л. Среднеквадратическое отклонение результатов составляет  $S_v = 0,88$  л[57]. Для уровня значимости  $\alpha = 0,05$  доверительный интервал составляет 0,50 л. Таким образом объем измеряемого картерного пространства для исследованных двигателей с вероятностью 95% составляет:

$$V_k = 49,95 \pm 0,5 \text{ л.}$$

Полученные результаты по измерению объема картерного пространства показывают, что разработанная методика позволяет определять объем картера с вероятностью 95% и погрешностью  $\pm 1\%$ . Поэтому в дальнейшем при обработке данных по определению расхода картерных газов

измерением давления в закрытом картере будем использовать значение объема картера  $V_k = 50$  л.

### 4.3 Результаты экспериментальных исследований по измерению расхода картерных газов

Полученные данные измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 при испытании на стенде на режимах холостого хода приведены в таблице 4.12 и результаты их отработки представлены на рисунке 4.14 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала на режиме холостого хода.

Таблица 4.12– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 на режимах холостого хода

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л	Расход газа, л/мин
700	0	27	328,72	100	18,3
1000	0	35	218,58	100	27,4
1400	0	40	83,92	100	71,5
1800	0	45	55,13	100	108,8
2000	0	50	52,22	100	114,9
2200	0	50	48,71	100	123,2
2300	0	50	47,77	100	125,6

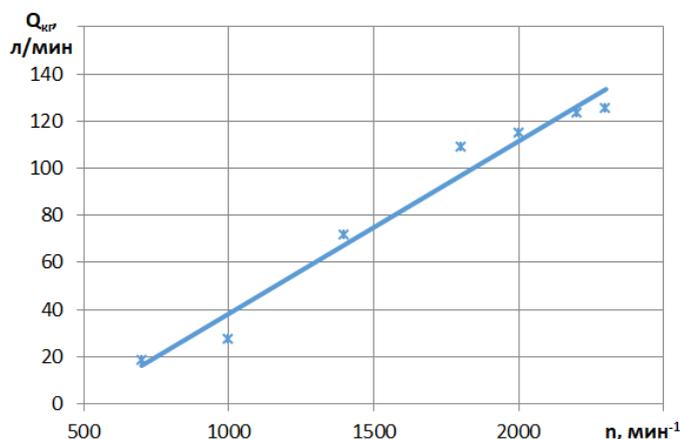


Рисунок 4.14 – Зависимость изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала двигателя Д-240 № 393170 на режиме холостого хода.

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения приводит к росту расхода картерных газов. При изменении частоты вращения от 700 мин<sup>-1</sup> до 2300 мин<sup>-1</sup> расход картерных газов увеличивается с 18,3 л/мин до 125,6 л/мин или в 6,9 раза. Расход картерных газов на режиме холостого хода при номинальной частоте вращения превышает значение для предельного износа ЦПГ (125,6 > 100) в соответствии с нормативными значениями для двигателя Д-240 [37], что позволяет отнести двигатель Д-240 № 393170 к группе предельного износа ЦПГ.

Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 при испытании на стенде на номинальной частоте вращения вала при изменении нагрузки двигателя приведены в таблице 4.13 и на рисунке 4.15 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от крутящего момента двигателя.

Таблица 4.13– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 при разных нагрузках на номинальной частоте вращения

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л	Расход газа, л/мин
2200	0	50	48,71	100	123,2
2200	70,22	40	47,78	100	125,6
2200	105,32	50	48,03	100	124,9
2200	140,43	55	48,91	100	122,7
2200	175,54	60	50,86	100	118,0
2200	210,65	70	50,39	100	119,1
2200	245,75	75	49,73	100	120,7

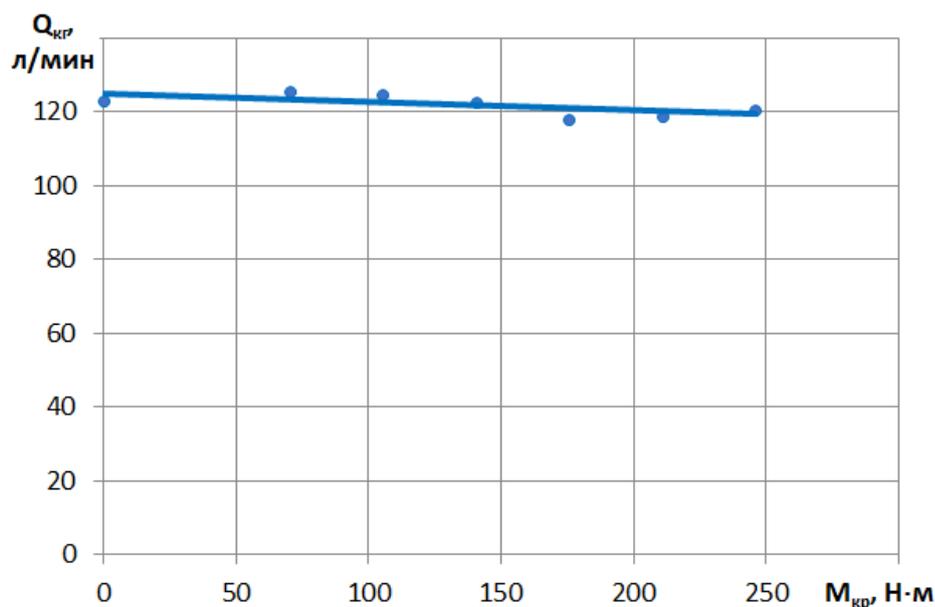


Рисунок 4.15 – Зависимость изменения расхода картерных газов крутящего момента при частоте вращения вала  $2200 \text{ мин}^{-1}$  двигателя Д-240 № 393170.

Как следует из представленных данных, увеличение нагрузки двигателя не приводит к существенному изменению расхода картерных газов. При изменении крутящего момента от 0 до 246 Н·м расход картерных газов незначительно снижается со 123,2 л/мин до 120,7 л/мин или на 2 %.

Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 при испытании на стенде на частоте вращения вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$  при изменении нагрузки двигателя приведены в таблице 4.14 и на рисунке 4.16 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от крутящего момента двигателя.

Таблица 4.14– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 393170 при разных нагрузках на номинальной частоте вращения

Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л	Расход газа, л/мин
2000	0	50	52,22	100	114,9
2000	70,22	63	52,00	100	115,4
2000	105,32	60	50,21	100	119,5
2000	140,43	60	51,37	100	116,8
2000	175,54	65	52,19	100	115,0
2000	210,65	70	52,80	100	113,6
2000	224,69	75	53,88	100	111,4

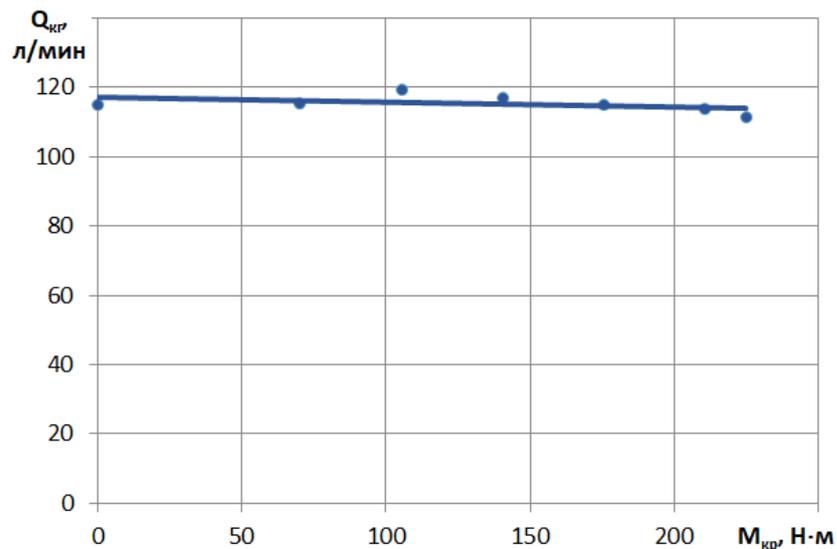


Рисунок 4.16 – Зависимость изменения расхода картерных газов крутящего момента при частоте вращения вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$  двигателя Д-240 № 393170.

Как следует из представленных данных, увеличение нагрузки двигателя не приводит к существенному изменению расхода картерных газов. При изменении крутящего момента от 0 до 225 Н·м расход картерных газов незначительно снижается со 114,9 л/мин до 111,4 л/мин или на 3 %.

Полученные данные измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 248100 при испытании в составе трактора МТЗ-80 на режимах холостого хода приведены в таблице 4.15 и результаты их отработки представлены на рисунке 4.17 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала на режиме холостого хода.

Таблица 4.15– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-240 № 248100 на режимах холостого хода

Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л	Расход газа, л/мин
700	0	27	60	29	29,0
1000	0	35	60	30	30,0
1400	0	40	60	37	37,0
1800	0	45	60	46	46,0
2200	0	50	60	55	55,0
2350	0	50	60	58	58,0

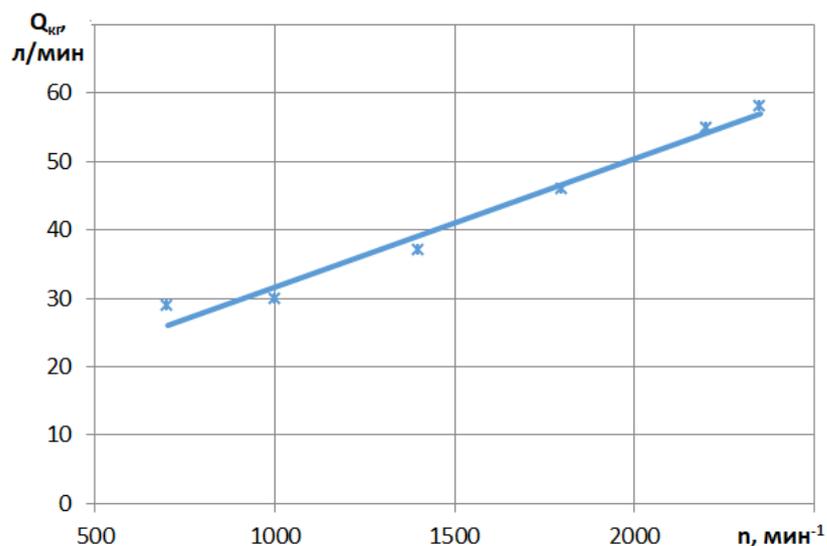


Рисунок 4.17 – Зависимость изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала двигателя Д-240 № 248100 на режиме холостого хода.

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения приводит к росту расхода картерных газов. При изменении частоты вращения от  $700 \text{ мин}^{-1}$  до  $2350 \text{ мин}^{-1}$  расход картерных газов увеличивается с 29 л/мин до 58 л/мин или в 2 раза. Расход картерных газов на режиме холостого хода при номинальной частоте вращения имеет значение на уровне допустимого износа ЦПГ ( $58 < 70$ ) в соответствии с нормативными значениями для двигателя Д-240 [37], что позволяет отнести двигатель Д-240 № 248100 к группе допустимого износа ЦПГ.

Полученные данные измерений расхода картерных газов двигателя Д-243 № 393170 при испытании на стенде на режимах холостого хода приведены в таблице 4.16 и результаты их обработки представлены на рисунке 4.18 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала на режиме холостого хода.

Таблица 4.16– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-243 № 213436 на режимах холостого хода

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л *	Расход газа, л/мин
800	0	85	60	22	22,0
1000	0	85	60	(23+24)/2	23,5
1200	0	83	60	25	25,0
1400	0	80	60	(25+26)/2	25,5
1600	0	80	60	26	26,0
1800	0	80	60	27	27,0
2000	0	80	60	(28+29)/2	28,5
2200	0	80	60	(32+33)/2	32,5
2350	0	77	60	35	35,0

\* - приведены результаты полученного объема по двум измерениям

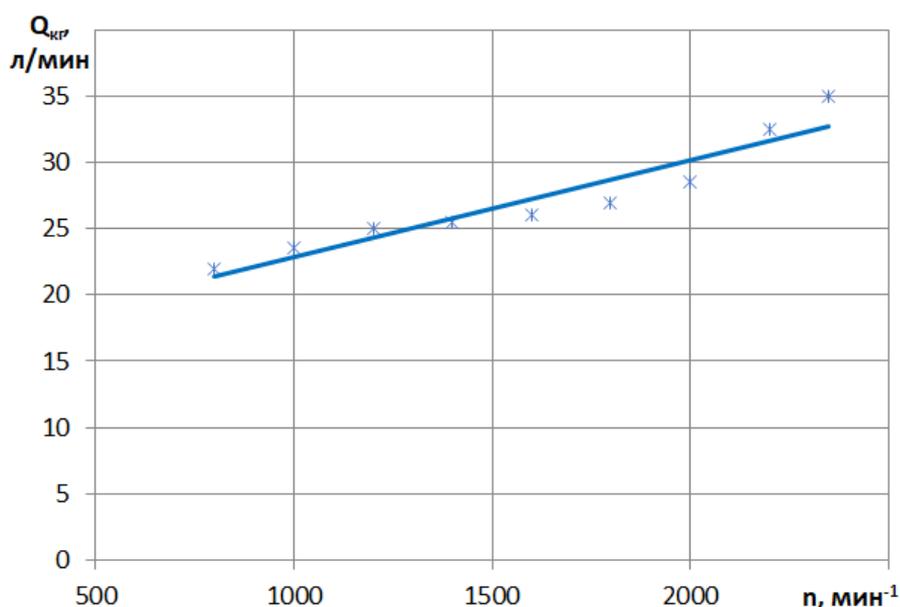


Рисунок 4.18 – Зависимость изменения расхода картерных газов от частоты вращения вала двигателя Д-243 № 213436 на режиме холостого хода.

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения приводит к росту расхода картерных газов. При изменении частоты вращения от 800 мин<sup>-1</sup> до 2350 мин<sup>-1</sup> расход картерных газов увеличивается с 22 л/мин до 35 л/мин или в 1,6 раза. Расход картерных газов на режиме холостого хода при номинальной частоте вращения имеет значение на уровне нормального износа ЦПГ (35 л/мин) в соответствии с нормативными

значениями для двигателей типа Д-240 [37], что позволяет отнести двигатель Д-243 № 213436 к группе нормального износа ЦПГ.

Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-243 № 213436 при испытании на стенде на частоте вращения вала 2200 мин<sup>-1</sup> при изменении нагрузки двигателя приведены в таблице 4.17 и на рисунке 4.19 в виде зависимости изменения расхода картерных газов от крутящего момента двигателя.

Таблица 4.17– Результаты измерений расхода картерных газов двигателя Д-243 № 213436 на номинальной частоте вращения при разной нагрузке

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Крутящий момент, (Н·м)	Температура ОЖ, °С	Время измерения, с	Объем газа, л	Расход газа, л/мин
2200	0	80	60	(32+33)/2	32,5
2200	70,22	80	60	33	33,0
2200	105,32	80	60	36	36,0
2200	140,43	80	60	35	35,0
2200	175,54	80	60	35	35,0
2200	222,50	83	60	37	37,0

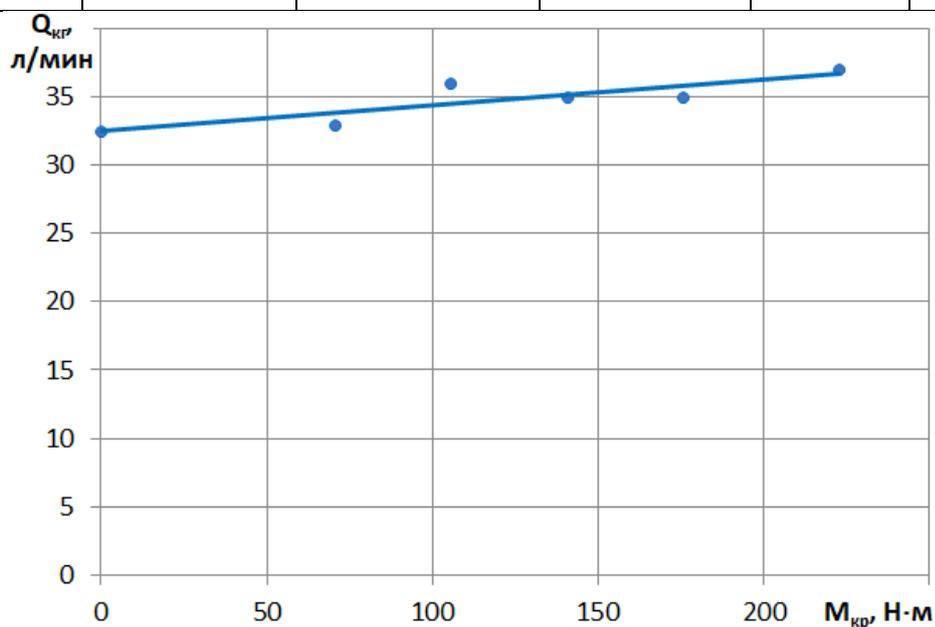


Рисунок 4.19 – Зависимость изменения расхода картерных газов от крутящего момента при частоте вращения вала 2200 мин<sup>-1</sup> двигателя Д-243 № 213436.

Как следует из представленных данных, увеличение нагрузки двигателя не приводит к существенному изменению расхода картерных газов. При изменении крутящего момента от 0 до 223 Н·м расход картерных газов увеличивается с 32,5 л/мин до 37 л/мин или на 14 %.

#### 4.4 Результаты экспериментальных исследований по измерению давления газов в закрытом картере ДВС

Полученные данные измерений давления газа в картере при разных частотах вращения вала двигателя Д-240 № 393170 при испытании на стенде на режимах холостого хода представлены на рисунке 4.20 в виде зависимости изменения давления картерных газов по времени и результаты их отработки приведены в таблице 4.18 при разных частотах вращения вала.

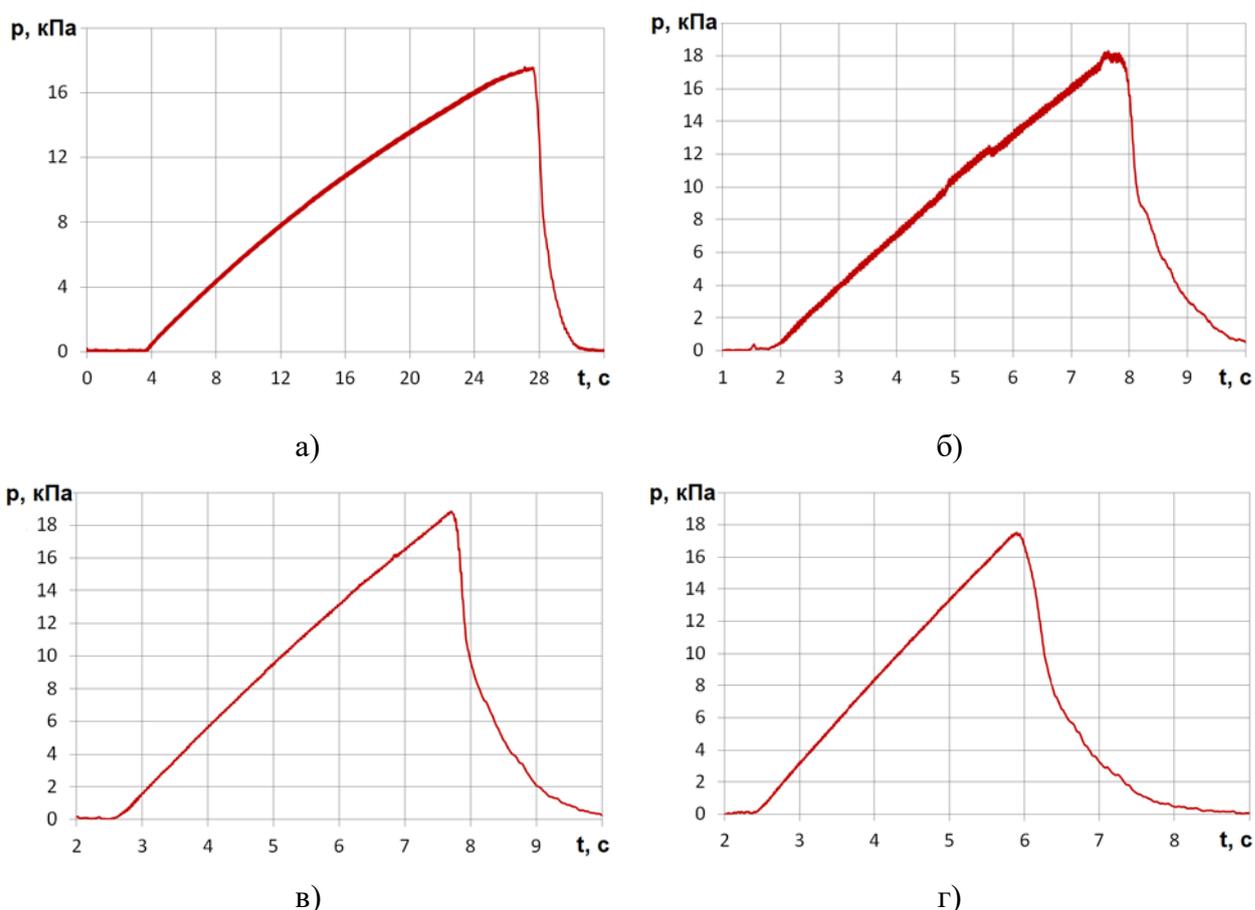


Рисунок 4.20 – Результаты регистрации давления в картере двигателя Д-240 № 393170 на режиме холостого хода: а)  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; в)  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; г)  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 4.18 – Результаты обработки данных испытаний двигателя Д-240 №393170

Рисунок	4.8,а	4.8,б	4.8,в	4.8,г
Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup>	800	1400	1800	2200
Увеличение давления $\Delta p$ , кПа	16,9	17,4	18,3	17,3
Время роста давления $\Delta t$ , с	23,25	5,61	4,95	3,5
Скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta t$ , кПа/с	0,727	3,102	3,697	4,943
Расход картерных газов Q, л/мин:				
- измеренный	18	78	92	123
- расчетный	19,3	83,2	99,2	132,6
Расхождение расходов, %	7,3	6,6	7,8	7,8

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения вала от 800 мин<sup>-1</sup> до 2200 мин<sup>-1</sup> приводит увеличению скорости нарастания давления  $\Delta p/\Delta t$  от 0,727 до 4,943 кПа/с или в 6,8 раза. Расхождение между измеренным и рассчитанным по методике изложенной в разделе (2.5) составляют от 6,6 до 7,8%.

Полученные данные измерений давления газа в картере при разных частотах вращения вала двигателя Д-240 № 248100 при испытании в составе трактора МТЗ-80 на режимах холостого хода представлены на рисунке 4.21 в виде зависимости изменения давления картерных газов по времени и результаты их обработки приведены в таблице 4.19 при разных частотах вращения вала.

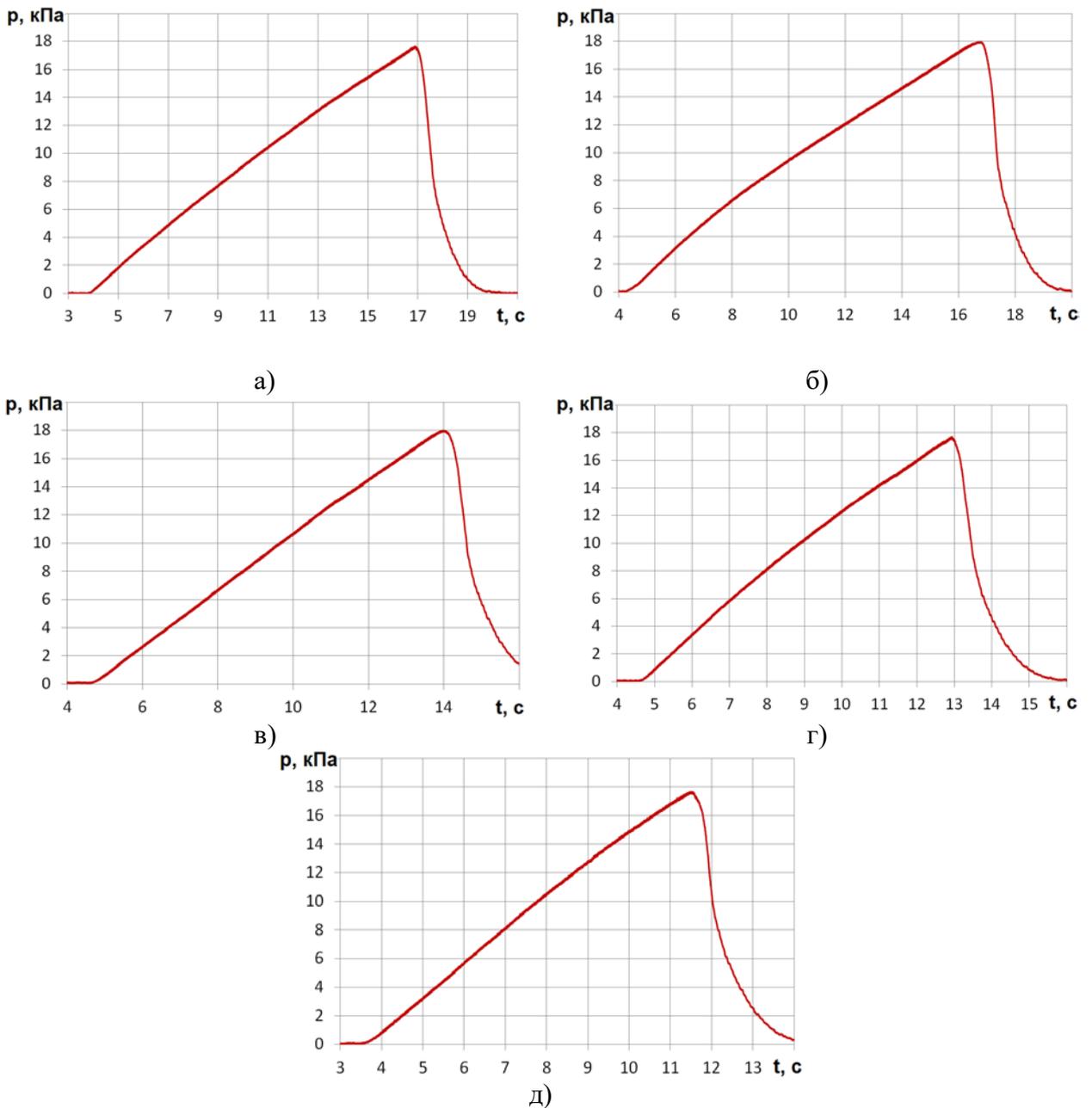


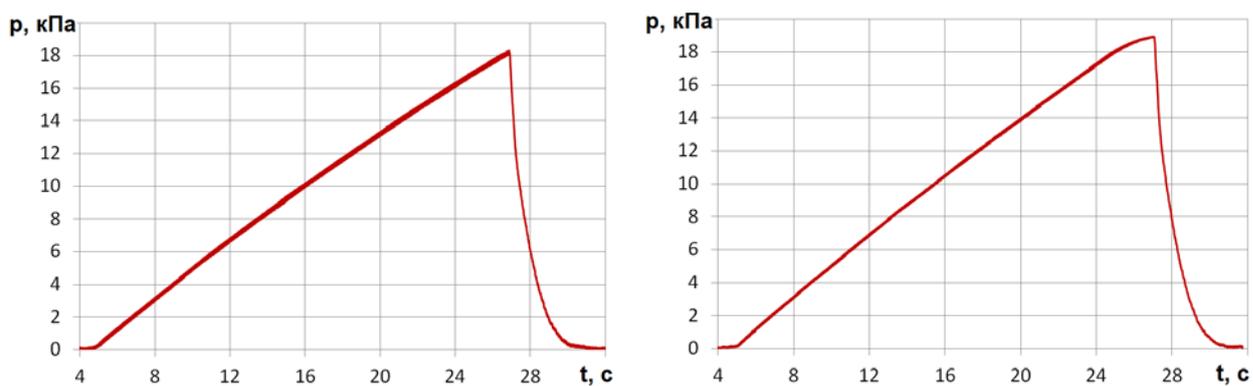
Рисунок 4.21 – Результаты регистрации давления в картере двигателя Д-240 № 248100 на режиме холостого хода: а)  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; в)  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; г)  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ; д)  $n = 2350 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 4.19 – Результаты обработки данных испытаний двигателя Д-240 №248100

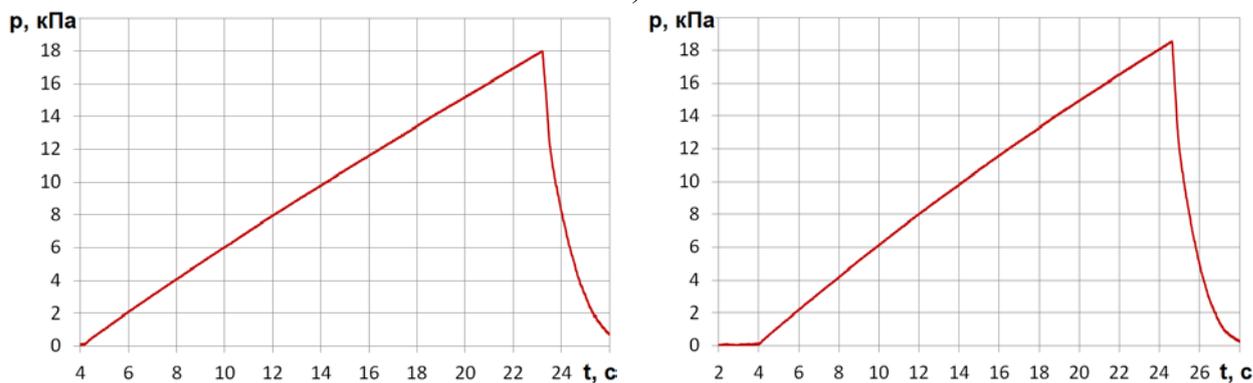
Рисунок	4.9,а	4.9,б	4.9,в	4.9,г	4.9,д
Частота вращения вала, $\text{мин}^{-1}$	800	1400	1800	2200	2350
Увеличение давления $\Delta p$ , кПа	16,9	17,4	17,4	16,5	16,8
Время роста давления $\Delta t$ , с	12,5	12	9	7,7	7,56
Скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta t$ , кПа/с	1,352	1,450	1,933	2,143	2,222
Расход картерных газов $Q$ , л/мин:					
- измеренный	34	36	48	54	56
- расчетный	36,1	38,8	51,7	57,4	59,5
Расхождение расходов, %	6,2	7,7	7,8	6,3	6,3

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения вала от  $800 \text{ мин}^{-1}$  до  $2350 \text{ мин}^{-1}$  приводит к увеличению скорости нарастания давления  $\Delta p/\Delta t$  от  $1,352$  до  $2,222 \text{ кПа/с}$  или в  $1,6$  раза. Расхождение между измеренным и рассчитанным по методике, изложенной в разделе (2.5) составляют от  $6,2$  до  $7,8\%$ .

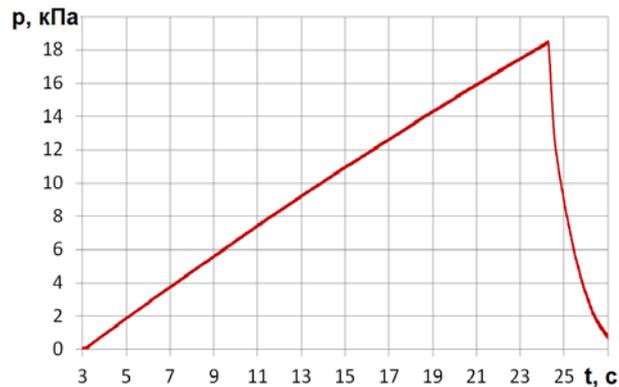
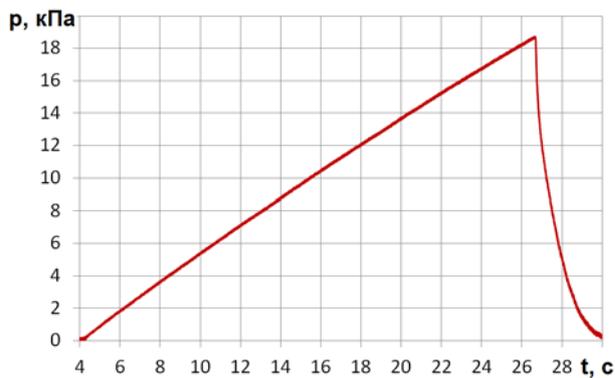
Полученные данные измерений давления газа в картере при разных частотах вращения вала двигателя Д-243 № 213436 при испытании на стенде на режимах холостого хода представлены на рисунке 4.22 при изменении частоты вращения от  $800$  до  $1400 \text{ мин}^{-1}$  и на рисунке 4.23 при изменении частоты вращения от  $1600$  до  $2200 \text{ мин}^{-1}$  в виде зависимости изменения давления картерных газов по времени и результаты их обработки приведены в таблицах 4.20 и 4.21 при этих частотах вращения вала, соответственно.



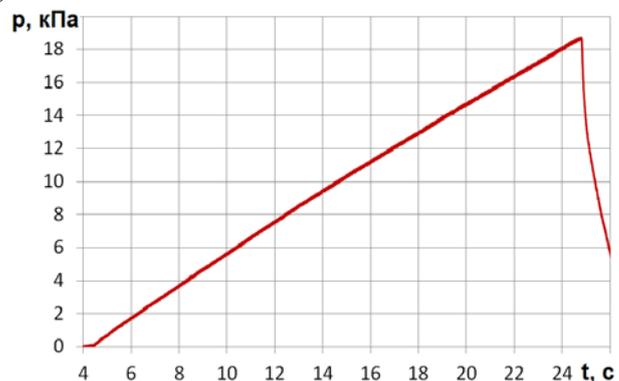
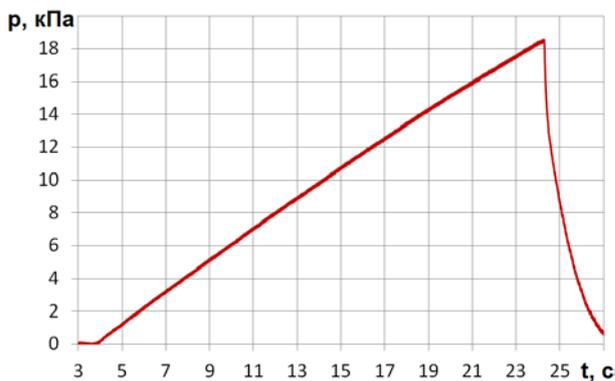
а)



б)

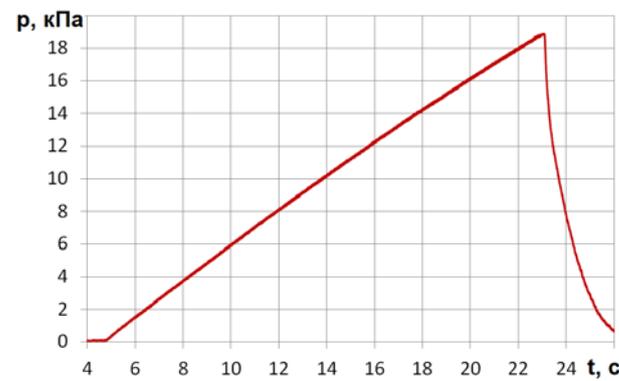
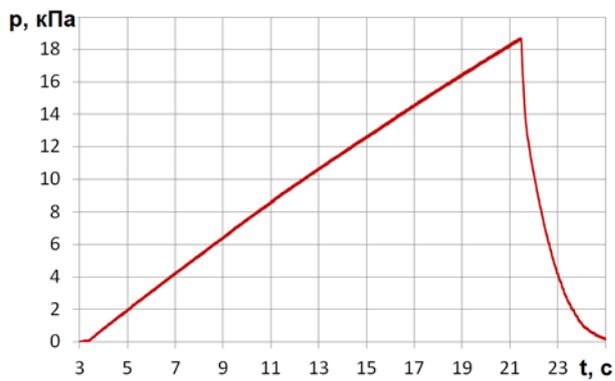


в)

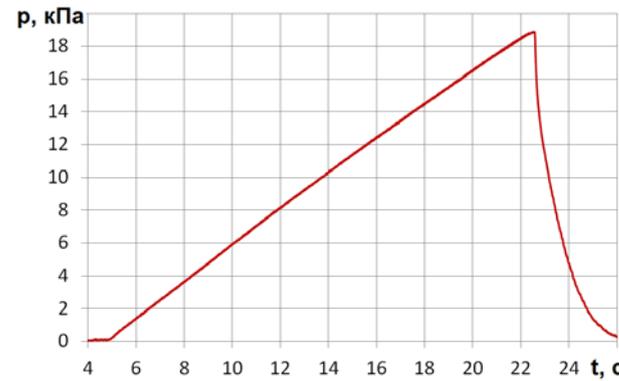
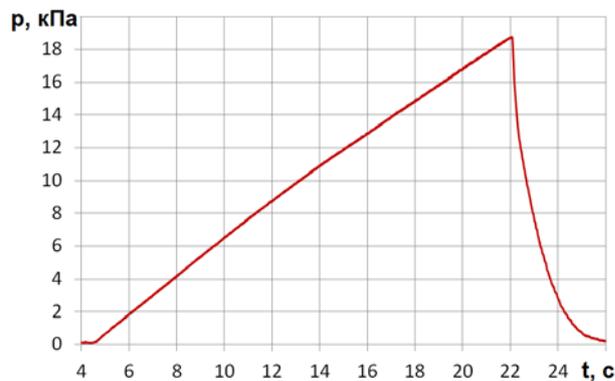


г)

Рисунок 4.22 – Результаты регистрации давления в картере двигателя Д-243 № 213436 на режиме холостого хода: а)  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ; в)  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ; г)  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$



д)



е)

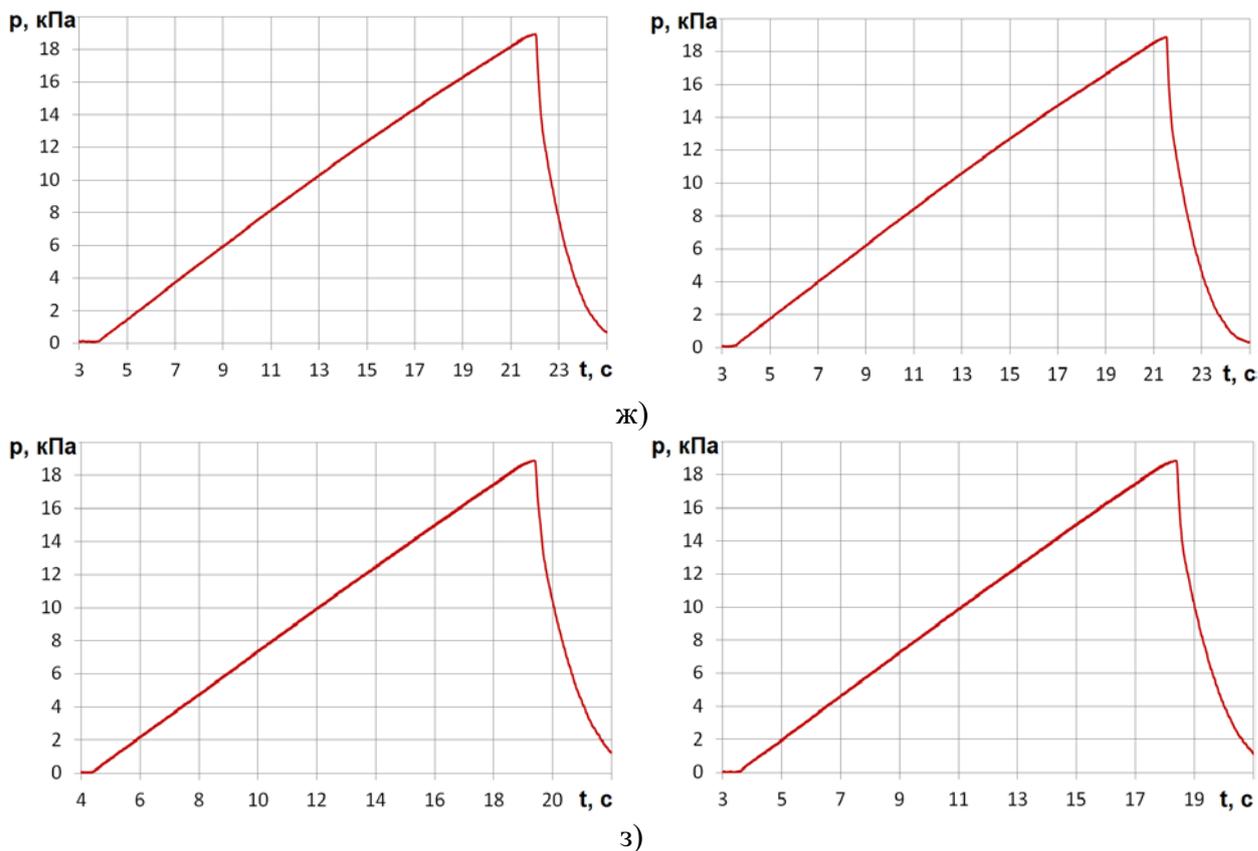


Рисунок 4.23 – Результаты регистрации давления в картере двигателя Д-243 № 213436 на режиме холостого хода: д)  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ; е)  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; ж)  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ; з)  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 4.21 – Результаты обработки данных испытаний двигателя Д-243 №213436

Рисунок	4.10,д	4.10,е	4.10,ж	4.10,з
Частота вращения вала, $\text{мин}^{-1}$	1600	1800	2000	2200
Увеличение давления $\Delta p$ , кПа	17,4	18,1	17,9	18,4
(второе измерение)	18,4	18,3	17,3	17,9
Время роста давления $\Delta t$ , с	17	17	17	14,5
(второе измерение)	18	17	16,5	14
Скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta t$ , кПа/с	1,024	1,065	1,053	1,269
(второе измерение)	1,022	1,076	1,048	1,279
Расход картерных газов $Q$ , л/мин:				
- измеренный	26	27	29	33
(второе измерение)	26	27	28	32
(среднее значение)	26	27	28,5	32,5
- расчетный	27,3	28,4	28,1	33,9
(второе измерение)	27,3	28,7	28,0	34,1
(среднее значение)	27,3	28,6	28,0	34,0
Расхождение расходов, %	4,9	5,8	1,7	4,7

Как следует из представленных данных, увеличение частоты вращения вала от  $800 \text{ мин}^{-1}$  до  $2200 \text{ мин}^{-1}$  приводит к увеличению скорости нарастания давления  $\Delta p/\Delta t$  от  $0,862$  до  $1,274 \text{ кПа/с}$  или в 1,5 раза. Расхождение между измеренным и рассчитанным по методике, изложенной в разделе (2.5) составляют от 1,7 до 9,6%.

Результаты анализа представленных результатов исследований представлен на рисунке 4.24 в виде зависимости расхода картерных газов  $Q_{\text{кг}}$  от скорости нарастания давления в картере  $\Delta p/\Delta t$  после перекрытия отвода картерных газов для данных измерений и расчетов по разработанной методике.

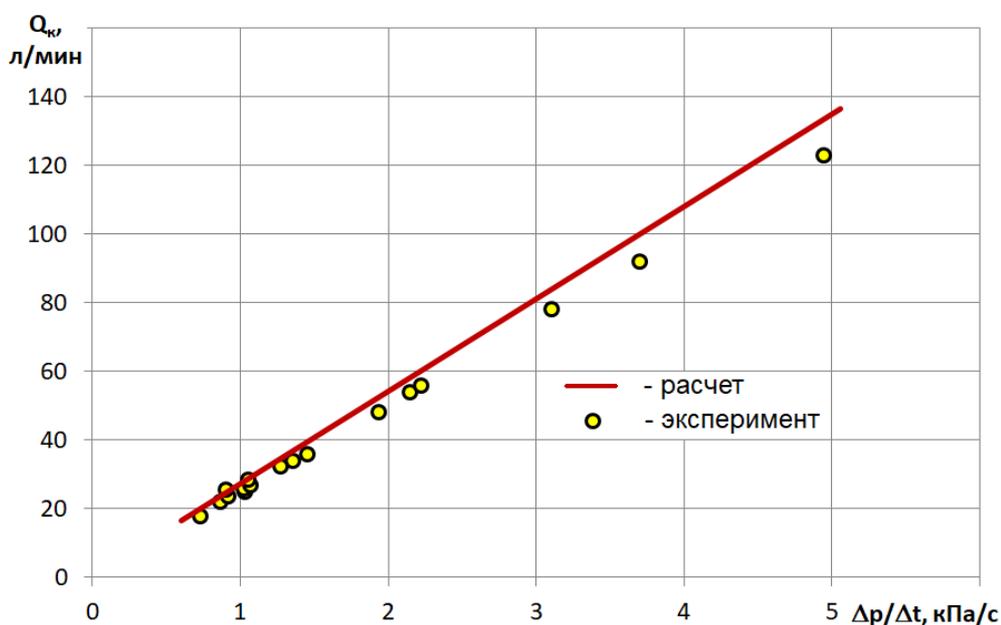


Рисунок 4.24 – Зависимость расхода картерных газов  $Q_{\text{кг}}$  от скорости нарастания давления в картере  $\Delta p/\Delta t$

Представленные данные показывают, что разработанная методика расчета расхода картерных газов и изменения давления в картере при перекрытии отвода газа достоверно описывает изменение давления в картере и позволяет прогнозировать расход картерных газов с погрешностью не более 10%.

Зависимость расхода картерных газов  $Q_{\text{кг}}$  от скорости нарастания давления в картере  $\Delta p/\Delta t$ .

Полученная зависимость расхода картерных газов  $Q_{кг}$  от скорости нарастания давления в картере  $\Delta p/\Delta t$  позволяет по измеренному значению скорости нарастания давления в картере оценить величину расхода картерных газов.

Используя эту взаимосвязь и известные нормативные значения расхода для двигателя Д-240 [74] с нормальным износом ЦПГ  $Q_n = 28$  л/мин, для двигателя с допустимым износом ЦПГ  $Q_d = 68$  л/мин и для двигателя с предельным износом  $Q_p = 95$  л/мин можно получить соответствующие значения скорости нарастания давления  $(dp/dt)$  как диагностического показателя:

- для нормального состояния ЦПГ  $(dp/dt)_n = 1,1$  кПа/с;
- для допустимого состояния ЦПГ  $dp/dt)_d = 2,5$  кПа/с;
- для предельного состояния ЦПГ  $dp/dt)_p = 3,5$  кПа/с.

Полученные граничные значения диагностического показателя  $(dp/dt)$  и его взаимосвязь с расходом картерного газа позволяют определить зоны различных технических состояний ЦПГ двигателей, как показано на рисунке 4.25.

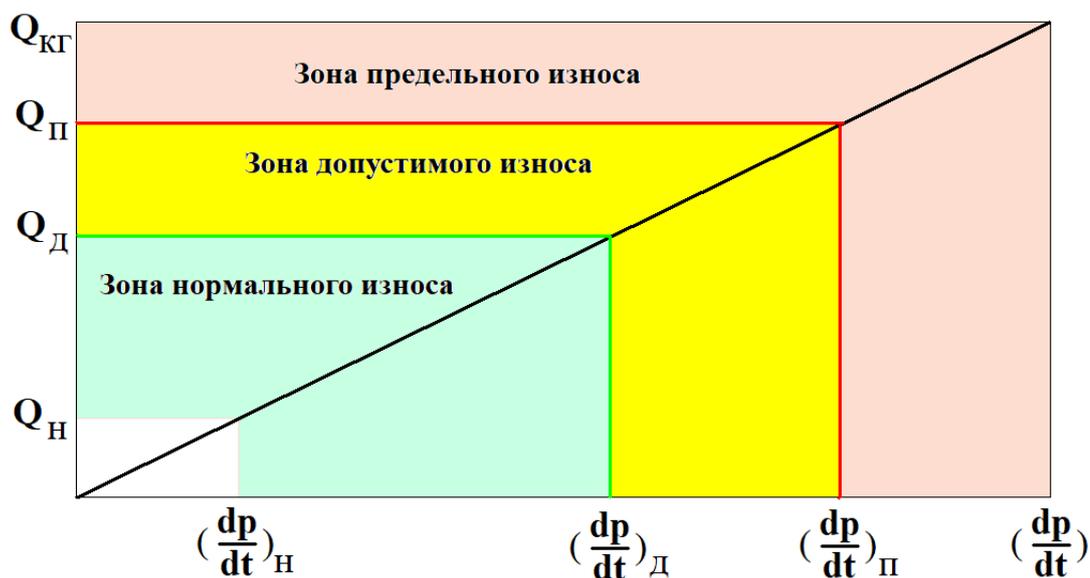


Рисунок 4.25 – Изображение зон различного технического состояния ЦПГ двигателя по расходу картерных газов  $Q_{кг}$  или по скорости нарастания давления в картере  $dp/dt$  и из взаимосвязь.

Представленная на рисунке 4.25 диаграмма оценки технического состояния ЦПГ позволяет определить границы для каждой зоны у двигателей Д-240 и Д-243:

- двигатель с нормальным состоянием ЦПГ  $(dp/dt) < 2,5$  кПа/с;
- двигатель с допустимым состоянием ЦПГ  $2,5 \leq (dp/dt) < 3,5$  кПа/с;
- двигатель с предельным состоянием ЦПГ  $(dp/dt) \geq 3,5$  кПа/с.

### **Выводы по четвертой главе**

Изложенные результаты экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Измерение замкнутого объема произвольной формы по разработанной методике измерений обеспечивает погрешность не более 2%, что позволяет использовать ее для измерения объема картерного пространства ДВС.

2. Измеренный объем картерного пространства испытываемых двигателей Д-240 и Д-243 при полном уровне масла в картере составил 50,0 л при доверительном интервале 0,5л для уровня значимости  $\alpha = 0,05$ . Полученные результаты по измерению объема картерного пространства показывают, что разработанная методика позволяет определять объем картера с вероятностью 95% и погрешностью  $\pm 1\%$ .

3. При измерении объема картерного пространства двигателей Д-240 и Д-243 расход подаваемого воздуха должен быть не ниже 40 л/мин, что позволяет проводить измерение объема картерного пространства с погрешностью  $\pm 1\%$  при доверительной вероятности 95%.

4. Исследование влияния режима работы двигателя на расход картерных газов показали, что влияние частоты вращения гораздо существеннее, чем нагрузки двигателя. При изменении частоты вращения в пределах допустимого диапазона (800...2200 мин<sup>-1</sup>) расход картерных газов изменяется:

- для двигателя с нормальным износом в 1,6 раза;
- для двигателя с допустимым износом в 2 раза;
- для двигателя с предельным износом в 6,9 раза.

При изменении нагрузки в пределах допустимого диапазона расход картерных газов изменяется:

- для двигателя с нормальным износом на 14%;
- для двигателя с предельным износом на 2%.

Поэтому в качестве диагностического режима предлагается использовать режим холостого хода при номинальной частоте или максимальных оборотов холостого хода, которые могут быть получены на машине с работающим двигателем без специальных приспособлений.

5. Результаты регистрации давления газа в картерном пространстве после его закрытия показали возможности использования скорости нарастания давления в качестве характеристики расхода картерных газов или диагностического параметра для оценки технического состояния ЦПГ. Для двигателей Д-240 и Д-243 граничные значения скорости нарастания давления составляют:

- для нормального состояния ЦПГ  $(dp/dt)_н = 1,1$  кПа/с;
- для допустимого состояния ЦПГ  $dp/dt)_д = 2,5$  кПа/с;
- для предельного состояния ЦПГ  $dp/dt)_п = 3,5$  кПа/с.

6. Разработанная методика расчета расхода картерных газов и изменения давления в картере при перекрытии отвода газа достоверно описывает изменение давления в картере и позволяет прогнозировать расход картерных газов с погрешностью не более 10%.

## **Глава 5. Перспективы использования исследованного метода диагностирования**

### **5.1 Реализация полученных результатов исследований**

Результаты исследований показывают, что скорость повышения давления газов в картере с момента герметизации картерного пространства может быть диагностическим параметром, позволяющим производить оценку технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя аналогичным расходу картерных газов.

Существующие методы измерения расхода картерных газов требуют исключения машины из работы и установки дополнительного оборудования для проведения диагностирования, а в некоторых случаях и частичного демонтажа элементов двигателя. Такая процедура усложняет процесс оценки технического состояния ЦПГ двигателя, снижает коэффициент использования машин по времени, увеличивает трудоемкость обслуживания и в конечном итоге снижает эффективность ее использования в эксплуатации.

Решение задачи оценки технического состояния ЦПГ двигателя в процессе эксплуатации машины без ее отрыва от выполняемых работ не только снижает эксплуатационные затраты, но и при наличии регистрации результатов диагностирования в процессе эксплуатации позволяет осуществлять прогнозирование технического состояния при обработке результатов регистрации. Предложенный в работе подход к оценке технического состояния ЦПГ двигателя по скорости нарастания давления газов в картере позволяет решить данную задачу.

Как показали результаты экспериментальных исследований измерений давления в картерном пространстве после перекрытия отвода газов из картера позволяет с погрешностью не более 10 % производить измерение расхода картерных газов от значения в 1,5 раза меньше порогового значения

для двигателя с нормальным состоянием ЦПГ до значения в 1,3 раза больше порогового значения для двигателя с предельным состоянием ЦПГ. Таким образом, исследованный метод диагностирования ЦПГ двигателя с запасом перекрывает необходимый диапазон измерений.

Применяемые средства измерения расхода картерных газов, как правило, подключаются к картерному пространству через заливную горловину вместо крышки, либо через отверстие для масляного щупа контроля уровня масла в картере [37, 51, 53]. Однако, такой способ подключения к картерному пространству для постоянно установленного устройства неприемлем, т.к. будет усложнять обслуживание двигателя. Устройство измерения изменения давления газов в картерном пространстве может быть установлено в системе вентиляции картера на весь срок эксплуатации машины.

Все выпускаемые в настоящее время двигатели внутреннего сгорания для мобильных машин имеют закрытую вентиляцию картера, что связано в первую очередь с обеспечением экологических требований [42, 44, 58, 99]. Схема системы вентиляции картера современного двигателя в общем виде показана на рисунке 5.1,а. Система работает следующим образом. При работе двигателя 1 через уплотнение поршня газы прорываются в картерное пространство 2. По каналу 3 газы поступают в маслоотделитель 5, из которого масло возвращается в картер по каналу 4, а газы по каналу 7 поступают во впускной коллектор 8. Во впускном канале газы смешиваются со свежим зарядом и поступают в цилиндры двигателя. Повышение давления в картере ограничивается устройством регулирования давления 6.

Устройство управления потоком и контроля давления газов в картере 9 может быть установлено в системе вентиляции картера на участке между выходом из маслоотделителя и входом во впускной коллектор в разрыв канала 7, как показано на рисунке 5.1, б. Функции устройства 9 заключаются в своевременном перекрытии канала 7 отвода газов из картера, измерения изменения давления газов в закрытом картерном пространстве,

своевременного открытия канала 7 для продолжения отвода газов из картера и регистрации времени выполняемых процессов.

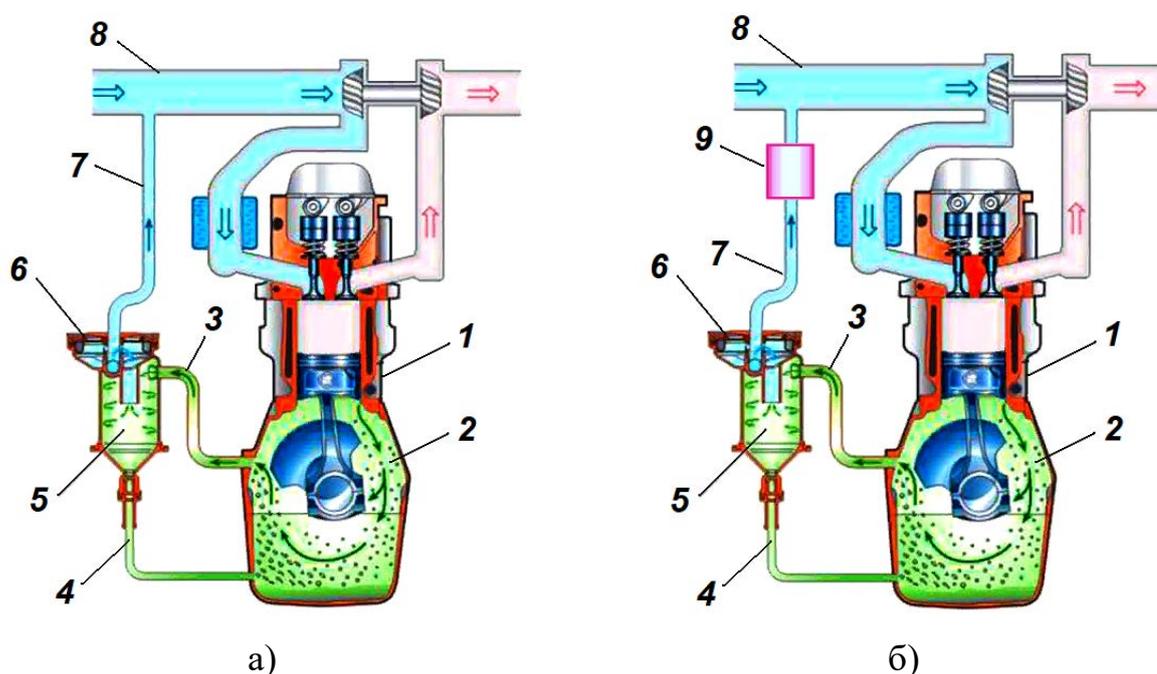


Рисунок 5.1 – т Схема системы вентиляции картера двигателя: а) традиционная схема; б) модернизированная схема; 1 – ДВС; 2 – картерное пространство; 3 – канал отвода газов из картера; 4 – канал отвода масла из маслоотделителя в картер; 5 – маслоотделитель; 6 – устройство регулирования давления в картере ДВС; 7 – канал подвода картерных газов на впуск; 8 – впускной коллектор; 9 – устройство управления потоком и контроля давления газов в картере.

Принцип работы устройства управления потоком и контроля давления газов в картере позволяет использовать его на любом двигателе, имеющем свободный доступ к каналу 7, в виде модернизации системы вентиляции картера уже эксплуатируемых двигателей или быть встроенными в конструкцию вновь разрабатываемых двигателей.

## 5.2 Алгоритм измерения расхода картерных газов

Как было показано в 4-й главе техническое состояние ЦПГ двигателя может быть оценено по скорости изменения давления газов в картере после перекрытия отвода газов. Этот эффект можно использовать в устройстве управления потоком удаления газов из картера различными способами.

Можно контролировать время достижения контрольного давления в картерном пространстве после перекрытия отвода газа из картера, как показано на рисунке 5.2. Скорость нарастания давления  $dp/dt$  будет определяться по выражению:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_k}{t_i}, \text{ где } t_i \text{— время достижения в картерном пространстве давления } p_k$$

после перекрытия отвода газа из картера.

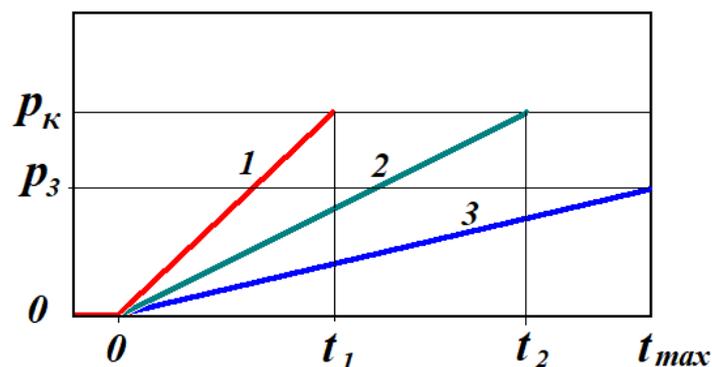


Рисунок 5.2 – Оценка состояния ЦПГ по времени достижения контрольного давления  $p_k$ .

Для технического состояния «1» время достижения давления  $p_k$  составляет  $t_1$ , а для технического состояния «2» время достижения давления  $p_k$  составляет  $t_2$ . Соответственно, скорость нарастания давления в первом случае  $(dp/dt)_1 = p_k/t_1$ , и во втором случае –  $(dp/dt)_2 = p_k/t_2$ .

При малом расходе картерных газов (линия «3») время  $t_3$  достижения контрольного давления  $p_k$  может сильно затянуться, что потребует большого времени на измерение и оперативность процесса контроля будет потеряна. В этом случае необходимо ограничить максимальное время измерения, после которого прекратить процесс. В качестве такого времени может быть выбрано время для нормального состояния ЦПГ, например, для двигателя Д-243 (Д-240) при скорости нарастания давления  $(dp/dt)_н = 1,1$  кПа/с и давлении  $p_k = 20$  кПа это время будет составлять  $t_{max} = 18$  с.

Для случая, когда за время контроля не было достигнуто контрольное давление  $p_k$ , т.е.  $t_i > t_{max}$  необходимо дать соответствующее сообщение. Необходимость сообщения о таком измерении связана с возможной разгерметизацией картерного пространства (не закрыта крышка

маслозаливной горловины, масляный щуп не опущен до конца, где-то нарушено уплотнение и т.п.). Разгерметизация картерного пространства и сообщение его с окружающей средой не только приводит к увеличению вредных выбросов, но и без фильтрации поступающего в картер воздуха способствует попаданию абразива в моторное масло и увеличению износа деталей.

На основании изложенного можно составить следующий алгоритм измерения расхода картерных газов по скорости нарастания давления в закрытом картере.

1. В процессе работы двигателя на холостом ходу установить номинальную частоту вращения (можно – максимальных оборотов холостого хода).

2. Запустить процесс регистрации давления:

а) перекрыть клапан отвода газов из картера;

б) начать отсчет времени;

в) начать регистрацию давления;

(все операции начинаются одновременно с приоритетом а-б-в).

3. В момент достижения контрольного давления  $p_k$ :

а) зарегистрировать время процесса  $t_i$ ;

б) зарегистрировать измеренное давление  $p_k$ ;

в) открыть клапан отвода газов из картера;

(все операции выполняются одновременно с приоритетом а-б-в).

4. В момент достижения максимального времени измерений  $t_{max}$ :

а) зарегистрировать измеренное давление  $p_3$ ;

б) зарегистрировать время процесса  $t_{max}$ ;

в) открыть клапан отвода газов из картера;

г) скорость нарастания давления определить по выражению  $\frac{dp}{dt} = \frac{p_3}{t_{max}}$

(операции выполняются одновременно с приоритетом а-б-в-г).

5. Сохранить результаты измерений, дату и время проведения измерений.

6. Снизить частоту вращения двигателя до минимальных оборотов холостого хода.

7. При необходимости заглушить двигатель.

Вместо времени можно контролировать давление в картерном пространстве за контрольное время  $t_k$  после перекрытия отвода газа из картера, как показано на рисунке 5.3. Скорость нарастания давления  $dp/dt$  будет определяться по выражению:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_i}{t_k}, \quad \text{где } p_i \text{— величина увеличения давления в картерном}$$

пространстве за контрольное время  $t_k$  после перекрытия отвода газа из картера.

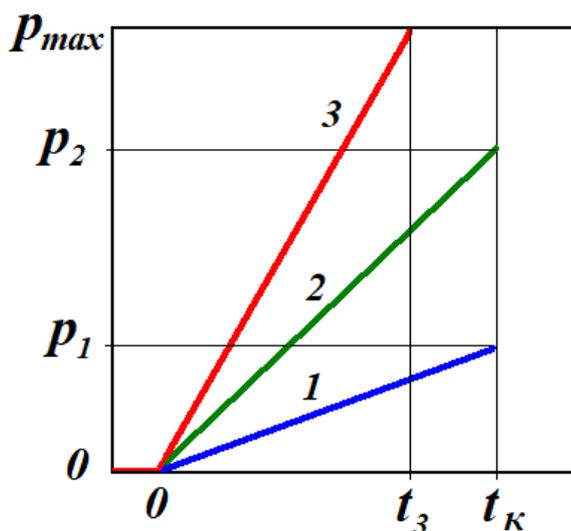


Рисунок 5.3– Оценка состояния ЦПГ по увеличению давления за контрольное время  $t_k$ .

Для технического состояния «1» за контрольное время  $t_k$  давление в картере достигает значения  $p_1$ , а для технического состояния «2» за контрольное время  $t_k$  давление в картере достигает значения  $p_2$ . Соответственно, скорость нарастания давления в первом случае  $(dp/dt)_1 = p_1/t_k$ , и во втором случае –  $(dp/dt)_2 = p_2/t_k$ .

При большом расходе картерных газов (линия «3») давление  $p_3$  за контрольное время  $t_k$  может превысить максимально допустимое давление, что приведет к выходу из строя каких-либо элементов двигателя или

привести к другим нежелательным последствиям. В этом случае необходимо ограничить максимальное давление в процессе измерения  $p_{\max}$ , после которого прекратить процесс.

В качестве контрольного времени может быть выбрано время достижения давления 20 кПа для предельного состояния ЦПГ, например, для двигателя Д-243 (Д-240) при скорости нарастания давления  $(dp/dt)_н = 3,5$  кПа/с это время будет составлять  $t_k \approx 6$  с.

Для случая, когда в процессе измерения было достигнуто максимальное давление  $p_{\max}$  (например 20 кПа), а контрольное время  $t_k$  не было достигнуто, т.е.  $t_i < t_k$  необходимо дать соответствующее сообщение. Необходимость сообщения о таком измерении связана с превышением расхода картерных газов больше допустимого, а состояние ЦПГ находится в критическом состоянии. Эксплуатация двигателя в таком состоянии приводит к увеличению эксплуатационных расходов, сокращает ресурс двигателя, ухудшает экологические характеристики и может привести к внезапному выходу из строя.

На основании изложенного для такого подхода можно составить следующий алгоритм измерения расхода картерных газов по скорости нарастания давления в закрытом картере:

1. В процессе работы двигателя на холостом ходу установить номинальную частоту вращения (можно – максимальных оборотов холостого хода).
2. Запустить процесс регистрации давления:
  - а) перекрыть клапан отвода газов из картера;
  - б) начать отсчет времени;
  - в) начать регистрацию давления;(все операции начинаются одновременно с приоритетом а-б-в).
3. В момент достижения контрольного времени  $t_k$ :
  - а) зарегистрировать измеренное давление  $p_i$ ;
  - б) зарегистрировать время процесса  $t_k$ ;

в) открыть клапан отвода газов из картера;

(все операции выполняются одновременно с приоритетом а-б-в).

4. В момент достижения максимального давления в картере  $p_{\max}$ :

а) зарегистрировать время процесса  $t_3$ ;

б) зарегистрировать измеренное давление  $p_{\max}$ ;

в) открыть клапан отвода газов из картера;

г) скорость нарастания давления определить по выражению  $\frac{dp}{dt} = \frac{p_{\max}}{t_3}$

(операции выполняются одновременно с приоритетом а-б-в-г).

5. Сохранить результаты измерений, дату и время проведения измерений.

6. Снизить частоту вращения двигателя до минимальных оборотов холостого хода.

7. При необходимости заглушить двигатель.

### **5.3 Разработка устройства для реализации алгоритма измерения расхода картерных газов в процессе эксплуатации техники с ДВС**

Задачи, на решение которых направлено техническое решение заключаются в уменьшение трудоемкости процесса измерения, а также проведения оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания в процессе эксплуатации без остановки техники.

Основной задачей предложенного устройства для оценки диагностического параметра, используемого на холостом ходу двигателя при максимальной частоте вращения коленвала, является измерение времени нарастания давления в картере при поступании в него отработавших газов от момента изолирования полости картера от атмосферы до момента достижения заданного уровня давления в нем.

Решение технической задачи достигается тем, что оценка технического состояния цилиндропоршневой группы производится за счёт измерения

времени нарастания давления в картере до 25 кПа в устройстве при закрытии отвода газов из картера с помощью электромагнитного клапана во время эксплуатации тягово-транспортного средства без специальной остановки. А также накопленная база данных результатов измерений в процессе эксплуатации позволяет прогнозировать оставшейся ресурс цилиндропоршневой группы двигателя. При этом в предлагаемом устройстве для обеспечения безопасной работы двигателя внутреннего сгорания предлагаемое устройство оснащено предохранительным клапаном, который открывается при достижении давления картерных газов  $35 \pm 5$  кПа.

На рисунке 5.5 представлена блок-схема устройства измерения расхода картерных газов.

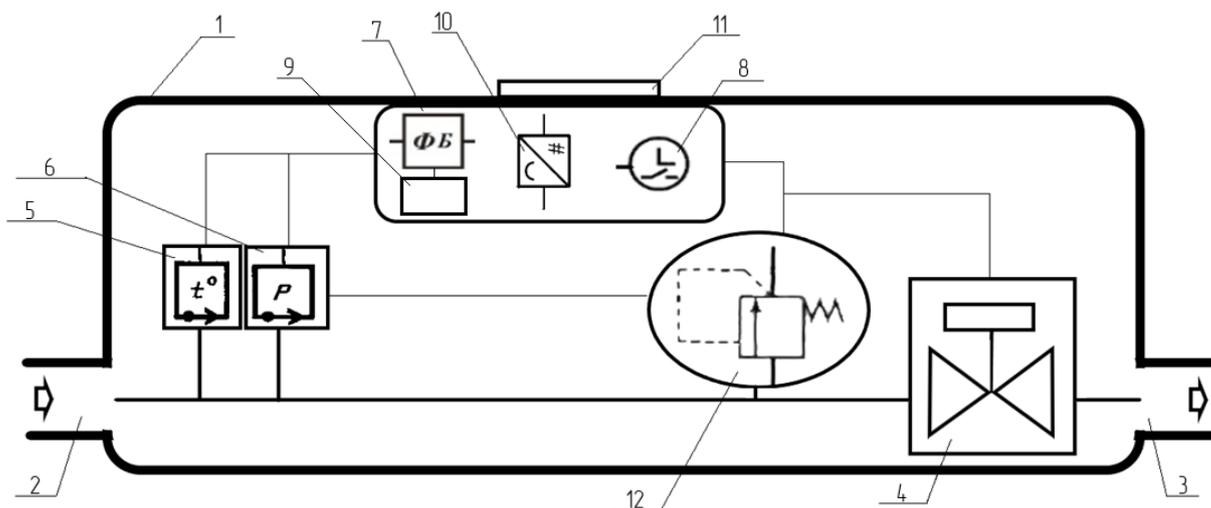


Рисунок 5.5 – Блок-схема устройства измерения расхода картерных газов.

Заявленное устройство содержит: корпус 1 выполненный из жесткого пластика, входного 2 и выходного 3 каналы, электромагнитный клапан 4, датчик температуры 5 и датчик давления 6, блок управления 7, таймер 8, блок памяти 9, аналого-цифровой преобразователь 10, разъем питания устройства 11, предохранительный клапан 12.

Принцип работы–устройство корпус 1, которого выполненного из жесткого пластика устанавливается на двигатель в систему вентиляции картера с входным 2 и выходным 3 отверстиями. Картерные газы проходя через устройство, проходят через электромагнитный клапан 4, который по команде перекрывает движение картерных газов. Датчик температуры 5 и

датчик давления 6 регистрируют соответствующие параметры и передают их в блок управления 7 устройства. Когда после закрытия клапана давление картерных газов достигает 25 кПа, блок управления 7 сигнализирует команду «открытие» на электромагнитный клапан 4, а таймер 8 регистрирует время достижения давления в картере 25 кПа. Блок памяти 9 сохраняет результаты измерения от датчика температуры 5, датчика давления 6 и счётчика 8, и передаёт их на блок управления 7, который в свою очередь преобразуется из аналогового в цифровой за счёт преобразователя 10. Устройство работает от бортовой электросети транспортного средства. Для возможности считывания информации внешним прибором устройство имеет разъём 11. Устройство оснащено предохранительным клапаном 12 для обеспечения безопасности работы двигателя, который открывается при достижении давления картерных газов  $35 \pm 5$  кПа.

Расход картерных газов измеряют с помощью датчика давления 6 и датчика температуры 5 за время фиксируемое таймером 8 по времени перекрытия электромагнитным клапаном потока картерных газов, до достижения давления 25 кПа. Процесс диагностирования двигателя происходит на максимальных оборотах холостого хода.

При работе устройства состояние ЦПГ оценивается по времени нарастания давления в картере. Нормальное состояние ЦПГ – если время нарастания давления не менее  $t_{\text{норм}}$ , допустимое состояние – если менее  $t_{\text{норм}}$ , но более  $t_{\text{пр}}$ , и предельное – если время менее  $t_{\text{пр}}$ . как показано на фиг.3 Анализ полученных с помощью заявленного устройства данных и сравнение их с регламентированными заводом-изготовителем ДВС (заложены в блоке памяти устройства для различных моделей двигателей) показателями и позволяют сделать вывод о техническом состоянии ЦПГ двигателя в режиме непрерывной эксплуатации машины без специальной остановки работы машины и демонтажа ее узлов и агрегатов.

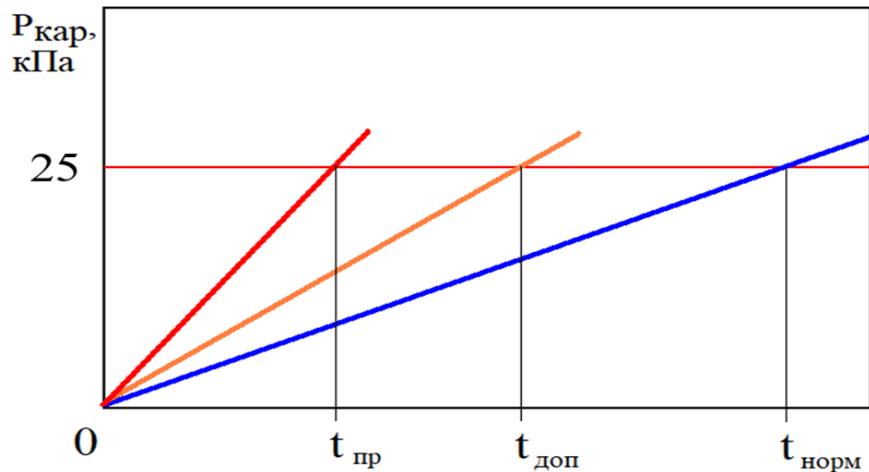


Рисунок 5.6 – Графическое отображение по состоянию за время нарастания давления в картере.

Предлагаемое устройство предполагается устанавливать на двигатель внутреннего сгорания на постоянную основу. Так как устройство работает от бортовой сети тягово-транспортного средства, что обеспечивает процесс диагностирования цилиндропоршневой группы в условиях эксплуатации тягово-транспортного средства без остановки техники.

#### 5.4. Техничко-экономическая оценка эффективности от применения устройства измерения расхода картерных газов

В данном разделе представлен расчет годовой экономии от мероприятий, проведенных в данном исследовании в расчёте на 1 трактор МТЗ-82. Исходные данные для расчета представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные

Показатели	Ед. изм.	Условное обозначение	Значение
Единовременные затраты	руб.	$K$	65000
Численность механизаторов	чел.	$N_B$	1
Численность ремонтных рабочих	чел.	$N_{P.P.}$	2
Численность ИТР	чел.	$N_{ИТР}$	2
Численность вспомогательных рабочих	чел.	$N_{Всп.Р.}$	4
Годовая загрузка трактора [64]	мото·ч.	$L_{Общ}$	1000

Единовременные затраты получаются за счет разработки и установки устройства оценки технического состояния ЦПГ двигателя, которое обеспечивает непрерывную диагностику и контроль без остановки техники. Перечень оборудования представлен в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Перечень оборудования в единичном экземпляре

№	Наименование детали	Количество, шт.	Сумма, руб.
1	Корпус устройства (изготовление и материалы)	1	50000
2	Электромагнитный клапан	1	2000
3	Датчик температуры	1	500
4	Датчик давления	1	700
5	Блок управления устройства	1	9000
6	Предохранительный клапан	1	500
7	Итого	-	62700

Общая стоимость основных компонентов оборудования составит 62700 руб., учитывая электропроводку, и монтаж и настройку системы, примем объем единовременных затрат равным 65 000 руб.

#### 5.4.1 Методика расчета

Методика расчета принимается из работы [82]: т.к. проводимые мероприятия характеризуются стабильностью технико-экономических показателей (объем производства, показателей качества, затрат и результатов и совпадению времени начала производства) по годам расчетного периода, расчет экономического эффекта проводим по формуле:

$$\mathcal{E}_T = \mathcal{Z}_{Г.баз.} - \mathcal{Z}_{Г.проект.} \quad (5.1)$$

где  $\mathcal{Z}_Г$  - неизменные по годам затраты

При модернизации трактора было установлено устройство оценки технического состояния ЦПГ двигателя, использование которой позволяет проводить оценку технического состояния ЦПГ двигателя в процессе эксплуатации машины без ее отрыва от выполняемых работ, что не только снижает эксплуатационные затраты, но и при наличии регистрации результатов диагностирования в процессе эксплуатации позволяет осуществлять прогнозирование технического состояния при обработке результатов регистрации.

На основании произведенных расчетов применения предлагаемого оборудования затраты на ГСМ, за счет повышения снижения холостых пробегов трактора при неисправностях ЦПГ дизельного двигателя, снижаются в среднем на 10%.

Годовые текущие издержки определяем по формуле

$$I_{Г} = \Phi OT + Z_{ГСМ} + Z_{ТОР} + Пр, \quad (5.2)$$

где  $\Phi OT$  – затраты на оплату труда инженеров, механизаторов и ремонтных рабочих, руб.

$Z_{ГСМ}$  – затраты на горюче-смазочные материалы, руб.

$Z_{ТОР}$  – затраты на ТО и ремонт подвижного состава, руб.

$Пр$  – прочие затраты, принимаем равными 5% от суммы всех затрат, руб.

#### 5.4.2 Расчет оплаты труда

Расчет заработной платы механизаторов

Дневную заработную плату вычисляем по формуле:

$$ЗП = ЗП_{О} + ЗП_{Д} + (ЗП_{О} + ЗП_{Д}) \cdot 0,3, \quad (5.3)$$

где  $ЗП_{О}$  – основная заработная плата водителя, руб.;

$ЗП_{Д}$  – дополнительная заработная плата, учитывает надбавки и доплаты, принимаем равной 25% от основной заработной платы, согласно методике [81, 82], руб.;

0,3 – коэффициент, учитывающий затраты на социальное страхование.

Основную зарплату за смену рассчитываем по формуле:

$$ЗП = (T_{Н} + T_{ЗП} + T_{МЕД}) \cdot C_{Ч} + П, \quad (5.4)$$

где  $T_{Н}$  – нормативное время на установленное сменное задание, ч,  $T_{Н} = 8$  ч;

$T_{ЗП}$  – подготовительно-заключительное время на смену,  $T_{ЗП} = 0,3$  ч;

$T_{МЕД}$  – время предрейсового медосмотра,  $T_{МЕД} = 5$  мин = 0,083 ч;

$C_{Ч}$  – средняя часовая тарифная ставка механизатора,  $C_{Ч} = 245$  руб., по статистическим данным агентства Работа.ру;

$\Pi$  – премия за выполнение нормированных заданий и других установленных показателей премирования, составляет 30%, руб.,

Заработная плата и фонд оплаты труда механизаторов после установки системы наддува остались прежними и составляют:

$$ЗП_O = [(8 + 0,3 + 0,083) \cdot 245] \cdot 1,30 = 2670 \text{ руб.}$$

$$ЗП_D = 2670 \cdot 0,25 = 668 \text{ руб.}$$

$$ЗП_{CM} = 2670 + 668 + (2670 + 668) \cdot 0,3 = 4340 \text{ руб.}$$

Годовой фонд оплаты труда механизаторов определим из соотношения:

$$\Phi OT_{\text{мех}} = ЗП_{CM} \cdot D_p \cdot N_B, \quad (5.5)$$

где  $D_p$  – дней работы в году на 1 механизатора,  $D_p = 247$  дней [82];

$N_B$  – численность механизаторов,  $N_B = 1$  человек.

Подставив значения в формулу (5.6), получим годовой фонд оплаты труда

$$\Phi OT_{\text{мех}} = 4340 \cdot 247 \cdot 1 = 1071980 \text{ руб.}$$

#### Расчет заработной платы ремонтных рабочих

Дневную заработную плату ремонтных рабочих вычисляем по формуле (5.4). Основную заработную плату за смену рассчитываем по формуле:

$$ЗП_O = C_{\text{ч}} \cdot T_H, \quad (5.6)$$

где  $T_H$  – нормативное время на установленное сменное задание, ч,  $T_H = 7$  ч;

$C_{\text{ч}}$  – часовая тарифная ставка ремонтного рабочего VI разряда,  $C_{\text{ч}} = 230$  руб. по статистическим данным агентства Работа.ру в московской области;

Заработная плата и фонд оплаты труда ремонтных рабочих после реконструкции остались прежними и составляют:

$$ЗП_O = 230 \cdot 7 = 1610 \text{ руб.}$$

$$ЗП_D = 1610 \cdot 0,25 = 403 \text{ руб.}$$

$$ЗП_{CM} = 1610 + 403 + (1610 + 403) \cdot 0,3 = 2617 \text{ руб.}$$

Годовой фонд оплаты труда ремонтников определим из выражения:

$$\Phi OT_{p.p.} = 3\Pi_{CM} \cdot D_p \cdot N_{p.p.}, \quad (5.7)$$

где  $D_p$  – дней работы в году на 1 ремонтного рабочего,  $D_p = 247$  дней;

$N_{p.p.}$  – численность ремонтных рабочих,

$N_{p.p.}^{баз} = 2$  человек;

$$\Phi OT_{p.p.} = 2617 \cdot 247 \cdot 2 = 1292798 \text{ руб.}$$

Расчет заработной платы инженерно-технических работников и вспомогательного персонала.

Дневную заработную плату вычисляем по формуле (5.3). Основную заработную плату за смену рассчитываем по формуле (5.6), часовую тарифную ставку принимаем равной 290 руб по статистическим данным агентства Работа.ру в московской области в сельском хозяйстве.

Заработная плата и фонд оплаты труда ИТР составляют:

$$3\Pi_o = 290 \cdot 7 = 2030 \text{ руб.}$$

$$3\Pi_d = 2030 \cdot 0,25 = 508 \text{ руб.}$$

$$3\Pi_{CM} = 2030 + 508 + (2030 + 508) \cdot 0,3 = 3300 \text{ руб.}$$

Годовой фонд оплаты труда ИТР определим из выражения (5.7), численность ИТР и вспомогательный персонал составляет  $N_{ИТР} = 6$  человек;

$$\Phi OT_{ИТР} = 3300 \cdot 247 \cdot 6 = 4890600 \text{ руб.}$$

### 5.4.3 Затраты на ГСМ

#### Затраты на топливо

Затраты на топливо зависят от мото-часов тракторов. Потребность в топливе рассчитываем по формуле:

$$Q_{Ti} = \frac{Q_i \cdot n_{li}}{W}, \quad (5.8)$$

где  $Q_i$  – мото-часы  $i$ -й группы транспортных средств;

$n_{li}$  – норма часового расхода топлива  $i$ -ой марки тракторов, л/час.

Для тракторов МТЗ-82 согласно данным источника [10, 109] составляет 13,3/л/час.

$W$  – удельная часовая производительность трактора, га/час;  $W = 0,7$  га/час, согласно источнику [78]

Подставив данные в формулу (5.9), получаем:

$$Q_T = \frac{1000 \cdot 13,3}{0,7} = 19500 \text{ л.}$$

Затраты на топливо определим по формуле:

$$Z_T = Q_T \cdot C_T, \quad (5.9)$$

где  $C_T$  – цена топлива за 1 литр:  $C_{ДТ} = 59,9$  руб. по данным Лукойл.

$$Z_T^{\text{баз}} = 59,9 \cdot 19500 = 1168050 \text{ руб.}$$

Согласно исследованию [76] исправное техническое состояние ЦПГ дизеля позволяет не перерасходовать ГСМ, а автономный контроль за его техническим состоянием позволяет снизить расход топлива при выполнении диагностических работ, так как количество отказов на ЦПГ приходится около 20% от общего количества неисправностей. Затраты на топливо в проектируемом варианте уменьшаться на 10 % за счет применения устройства оценки технического состояния ЦПГ двигателя, использование которой позволяет проводить оценку технического состояния ЦПГ двигателя в процессе эксплуатации машины без ее отрыва от выполняемых работ и составят:

$$Z_T^{\text{проект}} = 1168050 \cdot 0,9 = 1051245 \text{ руб.}$$

Затраты на моторные масла.

Затраты на моторное масло принимаем равными 10 % от затрат на топливо[82]:

$$Z_{CM} = 0,1 \cdot Z_T, \quad (5.10)$$

$$Z_{CM}^{\text{баз}} = 1168050 \cdot 0,1 = 116805 \text{ руб.}$$

$$Z_{CM}^{\text{проект}} = 1051245 \cdot 0,1 = 105125 \text{ руб.}$$

Затраты на другие виды смазочных материалов включаем в статью прочие расходы.

#### 5.4.4 Затраты на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава

Затраты труда и продолжительность простоев на ТО определяются с учетом нормативов трудоемкости ТО и норм времени простоя [64, 71] по видам ТО и для тракторов МТЗ-82.

Расчет затрат труда и продолжительности простоев по наработке марки тракторов для аналитического способа производится по формуле:

$$Z_{\text{Тоб}} = \sum n_{\text{ТО-1}} \cdot Z_{\text{ТО-1}} + \sum n_{\text{ТО-2}} \cdot Z_{\text{ТО-2}} + \sum n_{\text{ТО-3}} \cdot Z_{\text{ТО-3}} + \sum n_{\text{СТО}} \cdot Z_{\text{СТО}} \quad (5.11)$$

$$t_{\text{об}} = \sum n_{\text{ТО-1}} \cdot t_{\text{ТО-1}} + \sum n_{\text{ТО-2}} \cdot t_{\text{ТО-2}} + \sum n_{\text{ТО-3}} \cdot t_{\text{ТО-3}} + \sum n_{\text{СТО}} \cdot t_{\text{СТО}} \quad (5.12)$$

где  $Z_{\text{Тоб}}$  – общая трудоемкость ТО, чел-час;

$t_{\text{об}}$  – общие затраты времени простоя тракторов на ТО, ч.;

$n_{\text{ТО-1}}; n_{\text{ТО-2}}; n_{\text{ТО-3}}; n_{\text{СТО}}$  – количество разных видов ТО соответственно по маркам тракторов, шт.; Для самоходных машин предусмотрен трехмерный график обслуживания. Его еще называют номерным: ТО-1 – через каждые 60 часов работы; ТО-2 – через каждые 240 часов работы; ТО-3 – через каждые 960 часов работы.

$Z_{\text{ТО-1}}; Z_{\text{ТО-2}}; Z_{\text{ТО-3}}; Z_{\text{СТО}}$  – трудоемкость разных видов ТО соответственно по маркам тракторов, чел-час, для трактора МТЗ-82: ТО-1 = 0,4 чел-час; ТО-2 = 2,7 чел-час; ТО-3 = 6,9 чел-час; СТО = 19,8 чел-час.

$t_{\text{ТО-1}}; t_{\text{ТО-2}}; t_{\text{ТО-3}}; t_{\text{СТО}}$  – продолжительность простоя на разных видах ТО соответственно по маркам тракторов, чел-час, для трактора МТЗ-82: ТО-1 = 0,3 час; ТО-2 = 1,3 час; ТО-3 = 3,4 час; СТО = 3,5 час.

Тогда для базового варианта:

$$Z_{\text{Тоб}}^{\text{баз}} = 60 \cdot 0,4 + 4 \cdot 2,7 + 1 \cdot 6,9 + 1 \cdot 19,8 = 61,5 \text{ чел-час.}$$

$$t_{\text{об}}^{\text{баз}} = 60 \cdot 0,3 + 4 \cdot 1,3 + 1 \cdot 3,4 + 1 \cdot 3,5 = 30,1 \text{ час.}$$

В предлагаемом варианте за счёт снижение трудоемкости разборочно-сборочных работ двигателя Д-243 на 0,40 чел-час и снижению времени выполнения диагностических работ на 0,10 ч., исключая такие операции как

подключения диагностического оборудования и получение оценки технического состояния ЦПГ ДВС) получается:

$$Z_{\text{Тоб}}^{\text{проект}} = 60 \cdot 0,4 + 4 \cdot 2,3 + 1 \cdot 6,5 + 1 \cdot 19,4 = 59,1 \text{ чел-час.}$$

$$t_{\text{об}}^{\text{проект}} = 60 \cdot 0,3 + 4 \cdot 1,2 + 1 \cdot 3,3 + 1 \cdot 3,4 = 29,5 \text{ час.}$$

Трудоемкость полевого ремонта можно принять в пределах 25...36% от  $Z_{\text{Тоб}}$  и для расчёта примем среднее значение:

$$Z_{\text{Тпр}} = (0,25 \dots 0,36) \cdot Z_{\text{Тоб}} \quad (5.13)$$

Для базового варианта:

$$Z_{\text{Тпр}}^{\text{баз}} = 0,30 \cdot 61,5 = 18,5 \text{ , чел-ч;}$$

Для предлагаемого:

$$Z_{\text{Тпр}}^{\text{проект}} = 0,30 \cdot 59,1 = 17,7 \text{ , чел-ч;}$$

а продолжительность простоев соответственно 30...50% от  $t_{\text{об}}$ :

$$t_{\text{пр}} = (0,3 \dots 0,5) \cdot t_{\text{об}} \quad (5.14)$$

Для базового варианта:

$$t_{\text{пр}}^{\text{баз}} = 0,4 \cdot 30,1 = 12 \text{ , ч.}$$

Для предлагаемого:

$$t_{\text{пр}}^{\text{проект}} = 0,4 \cdot 29,5 = 11,8 \text{ , ч.}$$

Таким образом, трудоемкость и продолжительность периодических ТО и полевых ремонтов тракторов на планируемый период равны:

$$Z_{\text{ТР}} = Z_{\text{Тоб}} + Z_{\text{Тпр}} \quad (5.15)$$

$$t_{\text{Р}} = t_{\text{пр}} + t_{\text{об}} \quad (5.16)$$

Для базового варианта:

$$Z_{\text{ТР}}^{\text{баз}} = 61,5 + 18,5 = 80 \text{ , чел-ч;}$$

$$t_{\text{Р}}^{\text{баз}} = 30,1 + 12 = 42,1 \text{ , ч.}$$

Для предлагаемого:

$$Z_{\text{ТР}}^{\text{проект}} = 59,1 + 17,7 = 76,8 \text{ , чел-ч;}$$

$$t_{\text{Р}}^{\text{проект}} = 29,5 + 11,8 = 41,3 \text{ , ч.}$$

Данные расчетов количества и видов ТО и ремонтов, трудоемкостей и продолжительности простоев на период проведения ТО и ремонтов представлены в таблице 5.3

Таблица 5.3 – Расчетные данные о планировании ТО тракторов МТЗ-82

Вариант	Трудоемкость ТО и Р, чел-ч	Продолжительность простоя, ч
Базовый	80	42,1
Предлагаемый	76,8	41,3

Затраты на ТО и ремонт рассчитываем по формуле

$$Z_{ТОР} = \frac{H_{ТОР} \cdot L_{ОБ}}{1000}, \quad (5.17)$$

где  $H_{ТОР}$  – удельная величина затрат на техническое обслуживание и ремонт, руб./1000 км;

$L_{ОБ}$  – общая загрузка трактора, мото-часы.

Анализируя статистические данные технического обслуживания тракторов МТЗ-82, можно узнать, что величина  $H_{ТОР}$  без учета затрат на запасные части равняется 5500 руб./1000 мото-часов [79], примем ее для базового варианта. В проектном варианте можно ожидать 10% снижения затрат на ТО и ремонт за счёт встроенных диагностических датчиков и установленного ЭБУ до величины 4950 руб./1000 мото-часов.

Подставив значения, получим затраты на ТО и ремонт:

$$Z_{ТОР}^{проект} = \frac{5500 \cdot 10000}{1000} = 55000 \text{ руб.}$$

Затраты на техническое обслуживание и ремонт в базовом варианте составляют  $Z_{ТОР}^{баз} = 49500$  руб.

Подставив все рассчитанные данные в формулу (5.2), получаем годовые издержки:

$$I_G^{баз} = (2854378 + 1284900 + 55000) \cdot 1,05 = 4403992 \text{ руб.}$$

$$I_G^{проект} = (2854378 + 1156370 + 49500) \cdot 1,05 = 4263261 \text{ руб.}$$

Общие затраты составят: В базовом варианте единовременные затраты отсутствуют, поэтому затраты будут равны издержкам:

$$Z_G^{баз} = 4403992 \text{ руб.}$$

А в проектном составят:

$$Z_G^{проект} = 4263261 + 65000 = 4328261 \text{ руб.}$$

Подставив все рассчитанные данные в формулу (5.3), получаем годовые издержки:

$$I_G^{баз} = (2854378 + 1284900 + 55000) \cdot 1,05 = 4403992 \text{ руб.}$$

$$I_G^{проект} = (2854378 + 1156370 + 49500) \cdot 1,05 = 4263261 \text{ руб.}$$

Общие затраты составят: В базовом варианте единовременные затраты отсутствуют, поэтому затраты будут равны издержкам:

$$Z_G^{баз} = 4403992 \text{ руб.}$$

А в проектном составят:

$$Z_G^{проект} = 4263261 + 65000 = 4328261 \text{ руб.}$$

#### 5.4.5 Расчет годовой экономии

Подставив полученные значения в формулу 5.1, получим следующую годовую экономию от проведенных мероприятий [82]:

$$\mathcal{E}_T = 4403992 - 4328261 = 75732 \text{ руб.}$$

Большую роль при выполнении сельскохозяйственных работ играет наличие сельскохозяйственной техники в хозяйстве и средний парк тракторов МТЗ-82 в хозяйствах РФ составляет 20-25 единиц техники [75,100] и если на них установить предлагаемое устройство, то экономический эффект получится:

$$\mathcal{E}_T^{парк} = 25 \cdot 75732 = 1893300 \text{ руб.}$$

#### 5.4.6 Расчет срока окупаемости

Срок окупаемости определим по формуле [81, 82, 111]:

$$T_o = \frac{K}{\mathcal{E}_T}, \quad (5.18)$$

где  $\mathcal{E}_T$  – экономический эффект от проведенных мероприятий, руб.

Подставим значения в формулу и получаем:

$$T_o = \frac{65000}{75732} = 0,9 \text{ года, следовательно, наши единовременные затраты}$$

вполне оправданы. Полученные результаты расчётов сведены в таблицу 5.4.

Таблица 5.4 – Результаты экономического расчёта

№	Наименование показателя	Значение	
		Базовый вариант	Проектируемый вариант
1	Единовременные затраты, руб.	-	65 000
3	Фонд оплаты труда механизаторов, руб.	1071980	1071980
4	Фонд оплаты труда ремонтных рабочих, руб.	1292798	1292798
5	Фонд оплаты труда инженерно-технических работников и вспомогательного персонала, руб.	489600	489600
6	Затраты на топливо, руб.	116850	1051245
7	Затраты на смазочные материалы, руб.	11685	105125
8	Затраты на техническое обслуживание и ремонт трактора, руб.	55000	49500
9	Издержки годовые, руб.	4 403 992	4 263 261
10	Общие затраты, руб.	4 403 992	4 328 261
11	Годовая экономия с одного трактора, руб.	-	75 732
12	Годовая экономия с парка тракторов, руб.	-	1 893 300
13	Срок окупаемости, лет	-	0,9

Из расчета экономической эффективности видно, что целесообразно провести модернизацию рассматриваемого трактора. Трудоемкость ТО и Р, снижается с 80 до 76,8 чел-ч, т.е. на 3,2 чел-ч . а продолжительность простоев на период проведения ТО и ремонтов снижается с 42,1 до 41.3 ч., т.е. на 0,8 ч.

Годовая экономия на среднестатистический парк тракторов МТЗ-82 в хозяйствах составит 1 893 300 руб., а срок окупаемости единовременных затрат составит 0,9 года.

## Выводы по пятой главе

1. Предложена модернизация системы вентиляции картера двигателя установкой дополнительного устройства, которое позволяет диагностировать ЦПГ ДВС в процессе эксплуатации по исследованному методу.
2. Задачи, решаемые предложенным устройством, заключаются в своевременном перекрытии и открытии канала отвода газов из картера, измерения давления газов в закрытом картерном пространстве и регистрации времени выполняемых процессов.
3. Предложены два способа управления разработанным устройством и для каждого разработаны алгоритмы управления.
4. Разработана конструкция устройства управления потоком картерного газа и контроля давления газов в картере, позволяющая использовать его на любом двигателе, имеющем свободный доступ к каналу отвода картерных газов. Устройство позволяет модернизировать систему вентиляции картера уже эксплуатируемых двигателей или может быть встроена в конструкцию вновь разрабатываемых двигателей.
5. Предложен алгоритм процесса измерения расхода картерных газов при эксплуатации, который может быть автоматизирован и выполняться ежедневно в конце прекращения работ, а зарегистрированные данные храниться в памяти системы управления машины для контроля изменения состояния ЦПГ в процессе эксплуатации и своевременно провести операции обслуживания.
6. Из расчета экономической эффективности видно, что целесообразно провести модернизацию рассматриваемого трактора. Срок окупаемости единовременных затрат составит 0,9 года.

## Заключение

1. Анализ известных способов оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя на возможность их использования для непрерывного контроля в процессе эксплуатации показал целесообразность использования в качестве диагностического параметра расход картерных газов.

2. Разработан комплекс методик расчёта и программа проведения расчётных исследований в среде Excel, позволяющие:

- рассчитывать утечки газа из цилиндра ДВС с учетом основных параметров рабочего цикла и режима работы двигателя;

- расчётным и экспериментальным методами определить влияние движения поршней многоцилиндрового ДВС на амплитуду колебаний давления в картере;

- рассчитать изменение давления газов в замкнутом пространстве картера от прорвавшихся из цилиндров газов при работе многоцилиндрового двигателя.

3. Результаты расчета двигателя Д-243 на разных режимах работы и с различным износом ЦПГ показали:

- увеличение нагрузки и частоты вращения приводит к увеличению расхода картерных газов, и при увеличении нагрузки от 0 до 100% расход увеличивается на 25%, а при увеличении частоты вращения от 800 до 2400 мин<sup>-1</sup> расход увеличивается в 1,8 раза при нормальном износе, в 2,4 раза при допустимом износе и в 2,6 раза при предельном износе;

- для диагностирования состояния ЦПГ лучше использовать режим холостого хода при номинальной или максимальной частоте вращения, который может быть проще реализован на двигателе в процессе эксплуатации и имеет больше чувствительность к техническому состоянию ЦПГ;

- характер изменения давления газов в закрытом картере за цикл имеет ярко выраженный колебательный характер с постепенным повышением среднего значения давления, причем амплитуда колебаний давления от насосного хода поршней в 5...21 раз больше, чем от утечек газа через неплотности из цилиндра;

- время достижения давления в картере двигателя во время его работы на режиме холостого хода при частоте вращения  $2200 \text{ мин}^{-1}$ , с момента перекрытия отвода газов, достигает давления 120 кПа при нормальном износе через  $18 \pm 0,55 \text{ с}$ , при допустимом износе –  $7 \pm 0,25 \text{ с}$  и при предельном износе –  $4 \pm 0,38 \text{ с}$ . Каждый следующий качественный показатель (время нарастания давления до 120 кПа) отличается от ближайшего почти в 1,5 раза и более при возможной погрешности менее  $\pm 10\%$ , что позволяет делать оценку технического состояния с хорошей достоверностью.

4. Проведенные на созданной установке экспериментальные исследования двигателей типа Д-243 с различной степенью износа ЦПГ на разных режимах их работы показали:

- правомерность использования разработанной методики и программы расчета для оценки расхода картерных газов для двигателей с разным износом ЦПГ;

- в качестве диагностического режима лучше использовать режим холостого хода при номинальной частоте вращения или максимальных оборотов холостого хода, которые могут быть получены на машине с работающим двигателем без специальных приспособлений;

- разработанная методика оценки расхода картерных газов по изменению давления в картере при перекрытии отвода газа достоверно описывает изменение давления в картере и позволяет прогнозировать расход картерных газов с погрешностью не более 10%;

- скорость нарастания давления может быть использована в качестве диагностического параметра оценки технического состояния ЦПГ для

двигателей типа Д-243, при этом граничные значения скорости нарастания давления составляют для нормального состояния ЦПГ 1,1 кПа/с; для допустимого состояния ЦПГ 2,5 кПа/с и для предельного состояния ЦПГ 3,5 кПа/с.

5. Разработанная методика определения объема картерного пространства позволяет определять объем картера двигателей типа Д-243 с вероятностью 95% и погрешностью  $\pm 1\%$  при расходе подаваемого воздуха с расходом не менее 40 л/мин.

6. Показан вариант модернизации системы вентиляции картера двигателя установкой дополнительного устройства, которое позволяет диагностировать ЦПГ ДВС в процессе эксплуатации по исследованному методу, предложены два способа управления разработанным устройством и разработаны соответствующие алгоритмы управления, которые позволяют производить оценку технического состояния ЦПГ двигателя без отрыва машины от эксплуатации. Экономическая оценка показала целесообразность такого подхода и срок окупаемости устройства составит менее одного года.

## Список использованной литературы

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1969. 824 с.
2. Автомобильные двигатели: учебник для вузов / Шатров М. Г., Морозов К. А., Алексеев И. В. [и др.] ; ред. Шатров М. Г. - 2-е изд., испр. - М. : Академия, 2011. - 461 с.
3. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.Б. Грановский. - Москва: Наука, 1976. - 280 с.
4. Аллилуев, В.А. К определению износа сопряжения поршень-гильза на основе вибрационных характеристик и бестормозных режимов/ В.А. Аллилуев // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. - 1967. - Т.108. - Вып. 2. - С. 208-211.
5. Ананьин, А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин/ А.Д. Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов и др. - Москва: Издательский центр «Академия», 2008. - 432 с.
6. Ананьин, А.Д. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник для студ. учреждений высш. образования/ А.Д. Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Издательский центр «Академия», 2015. - 416 с.
7. Арженовский, А.Г. Совершенствование методики и средств диагностирования дизельных двигателей: монография / А.Г. Арженовский, И.И. Чичиланов. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. – 176 с.
8. Арженовский, А.Г. Совершенствование методики и средств определения энергетических параметров двигателей тракторов в эксплуатационных условиях: автореф. дис. . канд. техн. наук./Арженовский Алексей Григорьевич. - Зерноград, 2004. - 118 с.

9. Асатурян, С.В. Совершенствование методики и средств диагностирования тракторных двигателей с турбонаддувом: автореф. дис. ... канд. техн. наук./Асатурян Сергей Вартанович. - зерноград, 2010. - 171 с.
10. Беларус 82.1 БЕЛАРУС 80 1 82 1 820 80 0000010Б РЭ / Руководство по эксплуатации / Минск: 2015, – 140 с.
11. Бельских, В.И. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов / В.И. Бельских. - Москва: «Колос». - 1973. - 495 с.
12. Бельских, В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники / В.И. Бельских. - Москва: «Колос». - 1980. - 575 с.
13. Бельских, В.И. Справочник по техническому обслуживанию и диагностированию тракторов/ В.И. Бельских. - Москва: Россельхозиздат, 1986. -399 с.
14. Богатырев А.В., Лехтер В.Р.: Тракторы и автомобили. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2021. - 425 с.
15. Болтинский, В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1959. - № 2. - С. 3-8.
16. Болтинский, В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение/ В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1959. - № 4. - С. 13-16.
17. Болтинский, В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. - Москва: Сельхозгиз, 1949. - 54 с.
18. Болтинский, В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей/ В.Н. Болтинский. - Москва: Сельхозгиздат, 1962. - 391 с.
19. Большев, Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.В. Смирнов. - Москва: Наука, 1983. - 416 с.

20. Бурак П.И., Голубев И.Г., Федоренко В.Ф., Мишуров Н.П., Гольдяпин В.Я. Состояние и перспективы обновления парка сельскохозяйственной техники: науч. аналит. обзор. – М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2019. – 152 с.
21. Бухгольц, Н.Н. Основной курс теоретической механики. Ч. 2 Динамика системы материальных точек / Н.Н. Бухгольц. - Москва: Наука, 1969. - 332 с.
22. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей /Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. 720 с.
23. Веденяпин, Г.В. Безразборная проверка технического состояния тракторов / Г.В. Веденяпин. - Волгоград: Нижне-Волжское кн. изд-во, 1967.
24. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г.В. Веденяпин. - Москва: Колос, 1973. - 195с.
25. Веденяпин, Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка/ Г.В. Веденяпин, Ю.К. Киртбая, М.П. Сергеев. - Москва: Колос, 1968. - 341с.
26. Вентцель, А. Д. Курс теории случайных процессов / А. Д. Вентцель. - Москва: Наука, 1975.- 320 с.
27. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей: учебник для втузов /Е.С.Вентцель.- 2- е изд., перераб. и доп.- Москва: Физматгиз, 1962.- 564 с.
28. Вольф, В.Г. Статистическая обработка опытных данных/ В.Г. Вольф. - Москва: Колос, 1966.- 254 с.
29. Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984г. – 384 с.
30. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие для втузов/ В.Е. Гмурман.- 5-е изд., перераб. и доп.- Москва: Высш. школа, 1977.- 479 с.

31. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб.пособие – Изд. 2-е, испр. и доп. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2014. – 142 с.

32. Грановский, Ю.В. Основы планирования экстремального эксперимента для оптимизации многофакторных технологических процессов: учебное пособие/ Ю.В. Грановский. - Москва: Изд-во Москов. ин-та народ.хоз-ва им. Г.В. Плеханова, 1971.- 72 с.

33. Гузалов А.С., Дидманидзе О.Н., Девянин С.Н. / Повышение эффективности использования энергетических средств путем применения комбинированной системы наддува // Международный технико-экономический журнал. 2020. № 5. С. 59-68.

34. Гурский, Е.И. Теория вероятностей с элементами математической статистики / Е.И. Гурский. - Москва: Высш. Школа. - 1971. - 328 с.

35. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн.2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов/В.Н.Луканин, И.В. Алексеев, М.Г.Шатров и др. – М.: Высш. шк., 2005. – 400 с.

36. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента/ Н. Джонсон, Ф. Лион. - Москва: Мир, 1981. - 516 с.

37. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник для студ. учреждений высш. образования / А.Д.Ананьин, В.М. Михлин, И.И. Габитов [и др.]. – М. :«Академия», 2015. – 416 с.

38. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник для студ. учреждений высш. образования / А. Д.Ананьин, В. М. Михлин, И. И. Габитов [и др.]. - М.:«Академия», 2015. - 416 с.

39. Диагностирование и регулировка топливоподающей аппаратуры тепловозного дизеля по критериям характеристик индикаторного тепловыделения: диссертация ... кандидата технических наук : 2.9.3. / Трунов Антон Игоревич; [Место защиты: ФГБОУ ВО «Дальневосточный

государственный университет путей сообщения»]. - Хабаровск, 2022. - 163 с.  
: ил.

40. Диагностирование дизелей / Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. — М.: Машиностроение, 1987 — 224 с.

41. Дидманидзе О.Н., Девянин С.Н., Гузалов А.С. / Способы повышения мощности двигателей тракторов. В сборнике: Чтения академика В. Н. Болтинского. //семинар : сборник статей. 2020. С. 233-239.

42. Дидманидзе О.Н., Девянин С.Н., Парлюк Е.П. / Трактор сельскохозяйственный: вчера, сегодня, завтра // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2020. Т. 21. № 1. С. 74-85.

43. Дидманидзе, О.Н. Основы работоспособности и надежность технических систем / О.Н. Дидманидзе, Е.П. Парлюк, Н.Н. Пуляев. – Москва : Учебно-методический центр "Триада", 2020. – 232 с.

44. Дидманидзе, О.Н. Перспективы развития технического уровня отечественных тракторов / О.Н. Дидманидзе, А.С. Гузалов, Н.А. Большаков // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 1. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Сам Полиграфист", 2022. – С. 83-88.

45. Дидманидзе, О.Н. Способы оценки технического состояния ЦПГ двигателя / О.Н. Дидманидзе, С.Н. Девянин, А.И. Сучков // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 2. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 7-19.

46. Дидманидзе, О.Н. Способы повышения мощности двигателей тракторов / О.Н. Дидманидзе, С.Н. Девянин, А.С. Гузалов // Чтения академика В. Н. Болтинского : семинар : сборник статей, Москва, 22–24 января 2020 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью "Мегаполис", 2020. – С. 233-239.

47. Дизель Д–243 и его модификации. Руководство по эксплуатации, 243 – 0000100 РЭ, –Минск 2022. - 90 с.

48. Длин, А.М. Математическая статистика в технике/ А.М. Длин. - Москва: Советская наука, 1958.- 466 с.
49. Дулов В.Г., Лукьянов Г.А. Газодинамика процессов истечения. - Новосибирск: Наука, 1984. - 234 с.
50. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник/В.Г. Дьяченко - Харьков: ХНАДУ, 2009. - 500 с.
51. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания и система бестормозных характеристик автотракторных карбюраторных двигателей/ Н.С. Ждановский // Сборник науч. работ Ленингр. с.-х. ин-та. - 1953. - Т. 9. - С. 127-147.
52. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей / Н.С. Ждановский. - Ленинград: Машиностроение, 1966. - 177 с.
53. Ждановский, Н.С. Диагностика автотракторных двигателей/ Н.С. Ждановский, В.А. Аллилуев. А.В. Николаенко, Б.А. Улитовский. - Ленинград: Колос, 1977. - 264 с.
54. Ждановский, Н.С. Диагностика дизелей автотракторного типа/ Н.С. Ждановский, Б.А. Улитовский, В.А. Аллилуев. - Ленинград: Колос, 1970. - 191 с.
55. Ждановский, Н.С. К определению механических потерь автотракторных двигателей способом выключения цилиндров / Н.С. Ждановский // Автомобильная и тракторная промышленность. - 1952. - № 6. - С. 5-6.
56. Золотов С.С. Газовая динамика. Постановка задачи и одномерное течение. - Л.: ЛКИ, 1982 - 107с.
57. Ивченко Г.И., Медведев Ю.И. Математическая статистика: Учебник. — М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2014 — 352 с.
58. Киртбая, Ю.К. Организация использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. - Москва: Колос, 1974. - 288 с.
59. Киртбая, Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка/ Ю.К. Киртбая. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Колос, 1982. - 319с.

60. Колпаков, В.Е. Диагностика автотракторных двигателей с использованием инфракрасной термографии / В.Е. Колчин, Л.В. Тишкин // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. - 2012. - №33. - С. 369-372.
61. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М: Высшая школа, 2008. – 496с.
62. Колчин, А.В. Технологическое руководство по контролю и регулировке тракторных и комбайновых дизелей при эксплуатации / А.В. Колчин, Б.Ш. Каргиев, Д.В. Доронин. - Москва: ФГНУ «Росинформагротех», 2005. - 136 с
63. Красовский, Г.И. Планирование эксперимента/ Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. - Минск: Изд-во БГУ, 1982. - 302 с.
64. Ксенович И.П., Тарасик В.П. / Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов [Текст] // - Москва: Машиностроение, 1979. - 280 с. : ил.; 22 см.
65. Кулаков, А.Т. Контроль давления картерных газов дизельного двигателя при испытаниях и в эксплуатации для встроенной системы диагностирования / А.Т. Кулаков, Д.И. Нуретдинов, Ф.Л. Назаров // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – 2019. – № 3(82). – С. 36-42.
66. Лебедев, А.Н. Моделирование в научно-технических исследованиях / А.Н. Лебедев. - Москва: Радио и связь, 1989. - 224 с.
67. Лившиц, В.М. Экспериментальное определение приведенного момента инерции тракторных двигателей/ В.М. Лившиц, В.А. Змановский // Вопросы диагностики и обслуживания машин. - Новосибирск, 1968.
68. Лихачев, В.С. Испытания тракторов: учебное пособие для вузов / В.С. Лихачев. - Москва: Машиностроение, 1974. - 288 с.
69. Магнитский, Ю.А. Метод непосредственного среднего индикаторного давления в цилиндре поршневого двигателя/ Ю.А.

Магнитский, В.Д. Карминский// Автомобильная промышленность. - 1963. - № 10. - С. 6-8.

70. Манометры показывающие ММП-60. Государственный реестр № 4030-74. – 3 с.

71. Межотраслевые укрупненные нормы времени на ремонт тракторов (гусеничных, колесных) с тяговым усилием от 0,6 тс (6 кН) до 2 тс (20 кН) / Центральное бюро нормативов по труду // - Москва: Министерство труда Российской Федерации, 1996. – 233 с.

72. Мелешик, Н.Н. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов путем оптимизации инерционных вращающихся масс двигателя: диссертация кандидата технических наук. - зерноград, 1995. - 221 с.

73. Мельников, С.В. Методика испытаний машин с применением математической теории планирования экспериментов/ С.В. Мельников, П.М. Рошин // Новое в методах испытаний тракторов и сельскохозяйственных машин. - Москва, 1970.- Вып. 6, разд. 2.- С.196-204.

74. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников. - Ленинград: Колос, 1980. - 168 с.

75. Методика определения сроков и стоимости реализации инновационного проекта / В.И. Нечаев, О.Н. Дидманидзе, Е.П. Парлюк, А.Л. Эйдис. – Москва : ООО "Издательство "Триада", 2012. – 20 с.

76. Мигаль В.Д. Техническая диагностика автомобильных двигателей: учебное пособие в 3-х томах. Т.2. Неисправности, параметры и средства диагностики. – Харьков: Майдан, 2014. – 403 с.

77. Методы диагностирования неисправностей тракторных дизелей / В.А. Чечет, В.С. Визир, А.В. Куриленко // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 2. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 268-272.

78. Минимизация энергозатрат при использовании машинно-тракторных агрегатов / С.Ю. Журавлев; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2014. – 256 с.

79. Обоснование ресурсного обеспечения предприятий технического сервиса АПК: учеб. пособие / М.И. Чеботарев, С.А. Дмитриев, М.Р. Кадыров. – Краснодар : КубГАУ, 2017. – 97 с.

80. Оценка состояния ЦПГ двигателя по давлению газов в картере / О.Н. Дидманидзе, А.И. Сучков, С.Н. Девянин, А.В. Бугаев, А.С. Гузалов // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета имени П.А. Костычева. 2023.Т15, № 3 С...

81. Парлюк, Е.П. Менеджмент техники и технологии / Е.П. Парлюк. – Москва : Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2017. – 248 с.

82. Парлюк, Е.П. Экономическое обоснование и оценка проектных решений по эксплуатации и ремонту транспортно-технологических машин и комплексов / Е. П. Парлюк. – Москва : Редакция журнала "Механизация и электрификация сельского хозяйства", 2019. – 144 с.

83. Патент № 2698596 С2 Российская Федерация, МПК G01F 23/04, F01M 11/12. способ определения объема масла, доливаемого в картер двигателя внутреннего сгорания, при техническом обслуживании автотранспортного средства : № 2017136777 : заявл. 18.10.2017 : опубл. 28.08.2019 / А. В. Хабардина ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского».

84. Патент на полезную модель № 108141 U1 Российская Федерация, МПК G01L 13/00. Устройство для определения технического состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов : № 2011105455/28 : заявл. 16.02.2011 : опубл. 10.09.2011 / В.И. Черноиванов, Е.М. Филиппова, Е.В. Николаев [и др.] ; заявитель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-

исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка Российской академии сельскохозяйственных наук (ГНУ ГОСНИТИ РОССЕЛЬХОЗАКАДЕМИИ).

85. Патент на полезную модель № 194297 U1 Российская Федерация, МПК G01M 15/04. Устройство оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания : № 2019115172 : заявл. 17.05.2019 : опубл. 05.12.2019 / Д.В. Варнаков, В.В. Варнаков, Д.Н. Яшин [и др.] ; заявитель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский государственный университет».

86. Патент на полезную модель № 95829 U1 Российская Федерация, МПК G01F 1/36. расходомер картерных газов двигателя внутреннего сгорания : № 2010103307/22 : заявл. 01.02.2010 : опубл. 10.07.2010 / В.П. Шлапак, В.Н. Буйлов, А.И. Пичугин [и др.] ; заявитель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова».

87. Повх И.Л. Теоретическая гидромеханика / И. Л. Повх / – М.: Машиностроение, 1976. 502 с.

88. Прогнозирование остаточного ресурса мобильных энергетических средств: учебное пособие / Д.А. Жданко, В.Е. Тарасенко, Т.А. Непарко. –Минск : БГАТУ, 2022. – 280 с.

89. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. - М.: Высшая школа, 1975. - 162 с.

90. Сафонов А.В. «Поиск метода измерения расхода картерных газов», руководитель: Д.М. Воронин. Материалы ежегодной научно-практической конференции студентов и аспирантов Инженерного института (Новосибирск, 12 апреля 2011 г.): в 2 ч. / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. Ин-т. – Новосибирск, 2011. – Ч.1. – 82 с.

91. Совершенствование методики и средств диагностирования дизельных двигателей: диссертация ... кандидата технических наук : 05.20.03 / Чичиланов Илья Иванович; [Место защиты: Дон. гос. аграр. ун-т]. - зерноград, 2016. - 211 с. : ил.
92. Сучков, А.И. Моделирование контроля технического состояния ЦПГ ДВС в эксплуатации / А. И. Сучков, О. Н. Дидманидзе, С.Н. Девянин // Чтения академика В.Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2023 года. Том 2. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2023. – С. 10-19.
93. Счетчик газа объемный диафрагменный NPM (G1,6; G2,5; G4). Паспорт ГЮНК 407260.004 ПС. –ЗАО «ГАЗДЕВАЙС», 2021. – 6 с.
94. Теплотехника. Техническая термодинамика: учебное пособие / И.Н. Полина, С.Г. Ефимова, Н.А. Корычев ; Сыкт. лесн. ин-т. – Сыктывкар : СЛИ, 2012. – 188 с.
95. Теплотехника: Учебник для втузов/А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.
96. Техническая диагностика тракторов / В.А. Чечет, В.В. Егоров, Н.А. Майстренко [и др.]. – Москва: Редакция журнала "Механизация и электрификация сельского хозяйства", 2018. – 100 с.
97. Техническая термодинамика / под ред. В. И. Крутова. – М.: Высшая школа, 1981. 472 с.
98. Трубников Г.И. Практикум по автотракторным двигателям. Учебное пособие. — М.: Колос, 1975. — 192 с.
99. Трухачев В.И., Дидманидзе О.Н., Девянин С.Н. Какие сельскохозяйственные тракторы нужны завтра России? В сборнике: чтения академика В.Н. Болтинского. семинар: сборник статей. 2020. С. 11-19.
100. Формирование инновационного тракторного парка в сельском хозяйстве Красноярского края: научно-практические рекомендации / Н.И. Селиванов; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2020. – 54 с.

101. Хрусталеv Б.М. Техническая термодинамика. Ч. 1, Б.М.Хрусталеv, А.П. Несенчук, В.Н. Романюк и др, – Мн.: УП «Технопринт». 2004 – 487 с.
102. Черный Г.Г. Газовая динамика: Учебник для университетов и вузов.– М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.—424 с.
103. Чумаков В.Л., Девянин С.Н / Снижение выбросов оксидов при управлении процессом сгорания в дизельном двигателе. // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021. Т. 15. № 1. С. 48-56.
104. Шеффе, Г. Дисперсионный анализ/ Г. Шеффе; пер. с англ. - Москва: Физматгиз, 1963.- 625с.
105. Шпилько, А.В. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / А.В. Шпилько. - Москва, 1998. - 219 с.
106. Шубин, В.М. Исследование способов выключения цилиндров и измерения расхода топлива в условиях бестормозных режимов тракторных двигателей / В.М. Шубин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1959. - С. 112-118.
107. Щетинин, Н.В. Методика и результаты определения углового ускорения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания/ Н.В. Щетинин, А.Г. Арженовский // Технологии и средства механизации полеводства. - зерноград, 2002. - С. 168-172.
108. Щетинин, Н.В. Методика и результаты определения углового ускорения коленчатого вала двигателя на холостом ходу/ Н.В. Щетинин, А.Г. Арженовский // Разработка технического оснащения агроинженерной сферы растениеводства. - зерноград, 2002. - С. 190-193.
109. Эйдис, А.Л. Управление процессом создания технических систем для АПК : Учебник / А.Л. Эйдис, Е.П. Парлюк. – Москва : Общество с ограниченной ответственностью «Научно-издательский центр ИНФРА-М», 2016. – 188 с.

110. Экспериментальные исследования расхода картерных газов двигателя типа Д-243 с разной степенью износа ЦПГ/ А.И. Сучков, О.Н. Дидманидзе, С.Н. Девянин, А.С. Гузалов, А.В. Бугаев // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 4. – С.
111. Энергоэффективность и ресурсосбережение автотракторной техники / О. Н. Дидманидзе, Е.П. Парлюк, Н.Н. Пуляев, Н.А. Большаков // Известия Международной академии аграрного образования. – 2023. – № 67. – С. 38-43.
112. Ashley, S. Testing vehicle inertia/ S. Ashley //Mechanical Engineering. - 1995. - №117.- С.17-19.
113. Averbukh M., Rivin B.D., Vinogradov J.A. / On-board battery condition diagnostics based on mathematical modeling of an engine starting system. // SAE Technical Papers. 2007№2007(724).
114. Barelli L, Bidini G, Buratti C, Mariani R. Diagnosis of internal combustion engine through vibration and acoustic pressure non-intrusive measurements. ApplThermEng 2009;P. 29 S.:1707–13.
115. Bay ÖF, Bayir R.A. fault diagnosis of engine starting system via starter motors using fuzzy logic algorithm. Gazi University Journal of Science. 2011. P. 24(3)/S.437–449.
116. Bayir R, Bay Ö.F. Serial wound starter motor faults diagnosis using artificial neural network. Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics2004. ICM'04. 2004, P.2. S194–199.
117. Caban J., Drożdziel P., Ignaciuk P., Kordos P. Analysis of the effect of the fuel dose on selected parameters of the diesel engine start-up process. Transportation Research Procedia. 2019. P 40. S. 647–654.
118. Delvecchio S., Bonfiglio P., Pompoli F. Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques. Mechanical Systems and Signal Processing. 2018. P.99. S. 661–683.
119. Fiac air compressors. Operating manual for direct and belt drive compressors. STRATOS50. – 23 p.

120. Freescale Semiconductor. Integrated Silicon Pressure Sensor On-Chip Signal Conditioned, Temperature Compensated and Calibrated. © FreescaleSemiconductor, Inc., 2007-2010. – 18 p.
121. Grajales JA, Quintero HF, López JF, Romero CA, Henao E, Cardona O. Engine diagnosis based on vibration analysis using different fuel blends. *Diagnostyka*. 2017; P. 18(4) S.27–36.
122. Hecker, F., Hahn H. Mathematical Modeling and Parameter Identification of a Planar Servo-Pneumatic Test Facility / F. Hecker, H. Hahn // *Nonlinear Dynamics*. - 1997. - №14, - C. 269-277.
123. Hudec J., Šarkan B., Czodörová R. Examination of the results of the vehicles technical inspections in relation to the average age of vehicles in selected EU states. *Transportation Research Procedia*. 2021. P.55. S. 2–9.
124. Kim H-W, Lee S-K. Diagnosis of engine misfiring based on the adaptive line enhancer. *IFAC Proceedings Volumes*. IFAC; 2008; P.41 S.:85–89.
125. Mani M.V., Chandramohan G., Rudramoorthy R., Senthil K.M., Ashok K.L. Experimental analysis of faults of automobile starting. *Journal of Advances in Vehicle Engineering*. 2016;№2(2). S:124–132.
126. Pszczółkowski J. Multidimensional engine starting characteristics. *Journal of KONES Powertrain and Transport*. 2010;P. 17(3). S. 385–92.
127. Robertson DC, Camps OI, Mayer JS, Gish WB. Wavelets and electromagnetic power system transients. *IEEE Trans Power Delivery* 1996;P. 11 S.:1050–8.
128. Wu J.D, Liu C.H. An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network. *Expert SystAppl* 2009; P.36 S.:4278–4286.
129. Xiao G.F., Qiao X.Q., Huang Z., Chen Z.P. Improvement of startability of direct-injection diesel engines by oxygen-enriched intake air. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2007; P. 221(11) S.:1453–1465.