

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)
13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)
Энергетические установки транспортных систем
(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему «Взаимосвязь максимального давления горения и ионного тока
в двигателях с искровым зажиганием при использовании альтернативных
топлив»

Студент(ка)

С.С. Хлопоткин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

А.П. Шайкин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель магистерской
программы

д.т.н., профессор А.П. Шайкин

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМиСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Тольятти 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. Состояние вопроса. Цели и задачи исследования.....	6
1.1 Фазы сгорания в двигателях с искровым зажиганием.....	6
1.2 Модель изохорного сгорания.....	11
1.3 Цикл двигателя с искровым зажиганием (расчёт Гриневецкого-Мазинга).....	14
1.4 Полуэмпирические уравнения, характеристики тепловыделения И.И. Вибе	17
1.5 Взаимосвязь эффективности работы двигателя с максимальным давлением сгорания.....	19
1.6 Взаимосвязь максимального давления сгорания с ионным током пламени и токи ионизации.....	25
1.6.1 Оценка индикаторного давления в камере сгорания	36
1.6.2 Исследование взаимозависимостей между максимальным давлением и ионным током химионизации в двигателях с искровым зажиганием.....	43
1.7 Выводы по главе 1 и формулировка задач исследования.....	61
Глава 2. Экспериментальный комплекс.....	63
2.1 Одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85.....	63
2.1.1. Описание установки УИТ-85.....	63
2.1.2. Система регистрации ионного тока.....	65
2.1.3. Система индицирования (измерения давления в камере сгорания).....	67
2.2 Методики проведения и обработка результатов экспериментальных исследований.....	68
2.2.1 Методики проведения и обработка результатов исследования на одноцилиндровой установке УИТ-85.....	68

2.2.2. Обработка результатов испытаний.....	72
Глава 3. Результаты экспериментального определения влияния состава смеси и добавки водорода на промежуток времени достижения максимального давления	74
Глава 4 Анализ изменения максимального давления в зависимости от параметров работы двигателя при добавке водорода в ТВС	85
4.1. Взаимосвязь максимального давления сгорания с величиной тока в двигателях с искровым зажиганием.....	87
4.2. Влияние добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания, при изменении угла зажигания коленчатого вала.....	91
Заключение.....	95
Список сокращений и условных обозначений	97
Список используемых источников.....	98

Введение

В поршневых энергетических установках процесс сгорания углеводородного топлива представляет собой комплексный сложный физико-химический процесс, который протекает при изменении в течение нескольких миллисекунд объема, скорости перемещения топливно-воздушного заряда, масштаба и интенсивности турбулентности, давления, температуре, а также происходит непрерывное изменение ширины зоны сгорания, турбулентной и нормальной скоростей распространения пламени.

Экспериментальные установки - одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85, стенды с автомобильными двигателями – были разработаны и модернизированы для выявления параметров, определяющих основные характеристики сгорания углеводородных топлив.

Для определения эффективности работы двигателей используется или внесение настоящих значений давления сгорания по углу ПКВ, метод И.И. Вибе [2], или величина максимального давления сгорания (P_{zmax}), метод Гриневецкого-Мазинга [1] из существующих методик теплового расчёта. В методике Гриневецкого-Мазинга, в отличие от И.И. Вибе, используются только давление P_{zmax} , а время достижения P_{zmax} , угол опережения зажигания не учитываются.

В последнее время связь между показателями процесса сгорания и характеристиками ионного тока в цилиндрах ДВС была доказана экспериментально и теоретически. Ионный ток мгновенно достигает максимального значения в момент, когда фронт пламени подходит к ионизационному датчику, после чего уменьшается до минимума, что позволяет определить в племени зоны, в которых происходят химические реакции, это было показано в работах Аравина, Иноземцева, Соколика и Семенова.

В ВКР рассматриваются результаты исследования взаимодействия давления P_{zmax} и ионного тока. Эксперимент проходил с добавлением водорода в ТВС по 3% и 5% от объема.

Глава 1. Состояние вопроса. Цели и задачи исследования.

В введении указано, что существующие методики теплового расчёта, разработаны отечественными учёными, Гриневецким-Мазингом и И.И. Вибе. Рассмотрим основы этих методик.

1.1 Модель изохорного сгорания.

Уравнение изохорного сгорания

Это уравнение применяется при упрощённом расчёте рабочего цикла двигателей с внешним смесеобразованием (рис. 1.1).

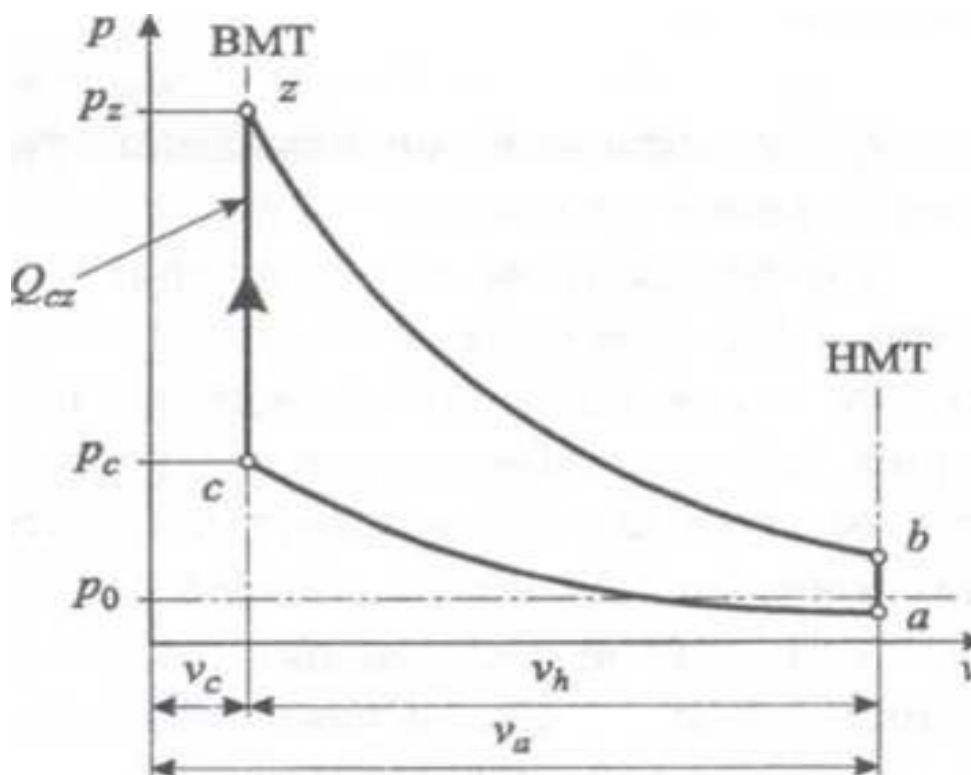


Рисунок 1.1 – Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорным сгоранием

Анализируя диаграмму, можно сказать о том, что горение начинается и завершается в ВМТ, то есть процесс сгорания начинается при положении поршня в ВМТ и протекает мгновенно при неизменном объёме рабочего тела ($V = \text{const}$).

Уравнение сгорания в общем виде можно записать следующим образом:

$$U_c + Q_{cz} = U_z$$

где U_c - внутренняя энергия рабочего тела до сгорания; Q_{cz} - количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в течение процесса сгорания (на участке «с-z» индикаторной диаграммы); U_z - внутренняя энергия рабочего тела после сгорания (в точке z).

Внутренняя энергия рабочего тела до сгорания определяется суммой внутренних энергий свежего заряда U_o и остаточных газов U_r :

$$U_c = U_o + U_r$$

С учётом закона Джоуля

$$U_c = f_i C_{vo} M_o T_c + f_i C_{vr} M_r T_c$$

До значений температуры T_c можно полагать, что

$$C_{vo} \approx C_{vo}^0 \quad C_{vr} \approx C_{vr}^0$$

Такое допущение даёт ошибку не более 0,1 % .

Коэффициентом использования теплоты α учитываются потери теплоты, из-за неполноты сгорания топлива; утраты теплоты в стены, инициированные теплопередачей; расхождение установленной схемы сгорания реальной кинетике хода и неполная разложение товаров сгорания около влиянием больших температур. Для бензиновых двигателей принимают $\alpha = 0,85 \dots 0,92$; для газовых - $0,8 \dots 0,85$.

Тепловой эффект реакции прямо пропорционален составу смеси. При $\alpha > 1$ он будет соответствовать низшей теплоте сгорания.

Низшая теплота сгорания топлива H_u обуславливается числом теплоты, выделяющейся при абсолютном сгорании 1 килограмм горючего не

включая теплоту образования водяных паров. Для бензина, лигроина и керосина $H_u = 44$ МДж/кг; для крекинг-бензина $H_u = 43,1$ МДж/кг.

Если $\alpha < 1$, то тепловой эффект реакции

$$E_{\alpha < 1} = H_u - \Delta H_u$$

где ΔH_u - потеря теплотворности топлива от сгорания части углерода в оксид углерода

$$\Delta H_u = 4,13(1 - \alpha)L'_0$$

Для внутренней энергии рабочего тела в конце сгорания (точка z индикаторной диаграммы, см. рис. 1.2.1) имеем

$$U_z = \mu C_{vz} M_z T_z$$

После соответствующих подстановок уравнение сгорания (5.6) примет вид

$$\mu C_{v0} M_c T_c + \xi_z E = \mu C_{vz} M_z T_z$$

Поделив обе части уравнения на M_c , то есть на число молей рабочего тела в конце процесса сжатия, получим окончательно

$$\mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1 + \gamma)(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T})} = \beta_z \mu C_{vz} T_z$$

Это уравнение получило название уравнений изохорного сгорания (модели изохорного сгорания).

Определение температуры рабочего тела в конце изохорного сгорания

Параметры, которые входят в левую часть уравнения (5.8), известны при определении параметров состояния рабочего тела в процессах впуска и сжатия. Если левую часть уравнения обозначить как S_1 , тогда уравнение примет вид:

$$S_1 = \mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1 + \gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right)}$$

Теплоёмкость газов прямо пропорциональна температуре, увеличивающаяся с ростом температуры по линейному закону. Следовательно, как отмечалось ранее,

$$\mu C_{v0} = A_0 + B_0 T \text{ и } \mu C_{vz} = A_z + B_z T_z$$

где A_0, B_0, A_z, B_z - соответствующие эмпирические коэффициенты, значения которых приведены в разд. 1.2. После подстановки выражения для μC_{vz} в уравнение сгорания имеем

$$\beta (A_z + B_z T_z) T_z = S_1$$

Таким образом, получили квадратное уравнение

$$\beta B_z T_z^2 + \beta A_z T_z - S_1 = 0 \text{ или } T_z^2 + \frac{A_z}{B_z} T_z - \frac{S_1}{\beta B_z} = 0$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2B_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_z}{2B_z}\right)^2 + \frac{S_1}{\beta B_z}}$$

Температура рабочего тела в конце изохорного сгорания примерно равна 2500 ... 2800 K. В этих пределах соответствует режимам полных нагрузок.

Определение давления рабочего тела в конце изохорного сгорания

Определение давления может быть выполнено на основании уравнения состояния газов. Запишем это уравнение для начала (точка c) и конца (точка z) сгорания

$$p_c V_c = R M_c T_c \text{ и } p_z V_z = R M_z T_z$$

откуда

$$p_z = \frac{M_z T_z}{M_c T_c} p_c = \beta \frac{T_z}{T_c} p_c$$

Надо иметь в виду, что $M_c = M_0 + M_r$.

Для двигателей с внешним смесеобразованием $P_z = 3,0 \dots 4,5 \text{ МН/м}^2$.

Максимальное давление рабочего тела оценивается по величине давления рабочего тела в конце изохорного сгорания. Максимальное давление на номинальном режиме принято считать равным $0,85 P_z$ (рис. 1.2).

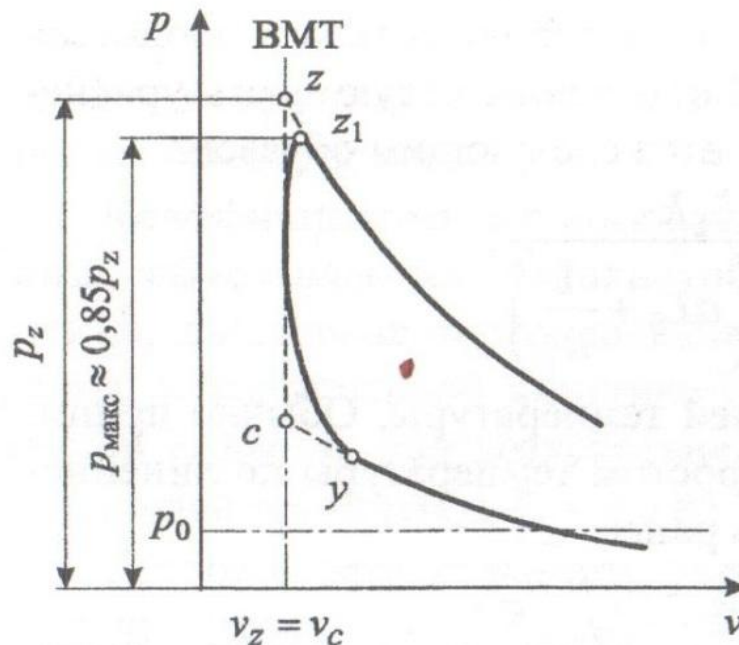


Рисунок 1.2 - Схема округления индикаторной диаграммы на участке изохорного сгорания

1.2 Фазы сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

Основные фазы сгорания в двигателях

Составить качественное заключение о совершенстве процесса сгорания можно по индикаторной диаграмме, если знакома какой обязана являться график при стандартном сгорании, а когда бензодвигатель формирует максимальные мощь и экономность. Так же используют кривую температуры в анализе процесса сгорания. Оценивают качество процесса сгорания 1 и устанавливают условные границы основных фаз сгорания в основном, руководствуясь характером кривых давления и температуры.

Фазы сгорания в двигателях с принудительным воспламенением

Первая фаза I — начального очага пламени образуется от электрической искры и начало турбулентного фронта пламени. Время первой фазы приравнивается времени от момента образования искры между электродами свечи и до начала резкого повышения давления в цилиндре.

Вторая фаза II — основная — фаза быстрого сгорания. Фронт пламени в продолжении второй фазы распространяется и достигает стенок цилиндра. Когда давление в цилиндре доходит до максимального или максимальной температуры, основное сгорание заканчивается. Так как в опытах обычно располагают индикаторной диаграммой, время продолжения фазы чаще устанавливается, когда давление доходит до своего максимума.

Третья-фаза III — догорание. Начало третьей фазы происходит от момента спада давления, а завершается с прекращением горения топлива (точка 4), продолжающееся ещё некоторое время в начале процесса расширения. Происходит рекомбинация молекул в третьей фазе. Равенство скорости выделения теплоты, скорости теплоотдачи в стенки считается одним из признаков окончания горения топлива.

Оценка процесса сгорания по индикаторной диаграмме. В момент, когда давление вырастает до максимума, ДВС формирует максимальную мощность и обладает минимальным потреблением горючего. Частота вращения вала возрастает приблизительно пропорционально скорости фронта пламени, поэтому в градусах поворота коленчатого вала длительность второй фазы изменяется мало, при этом увеличиваются длительность задержки воспламенения и фазы догорания. Для обеспечения нормального протекания процесса и быстрого повышения давления увеличивают угол опережения зажигания.

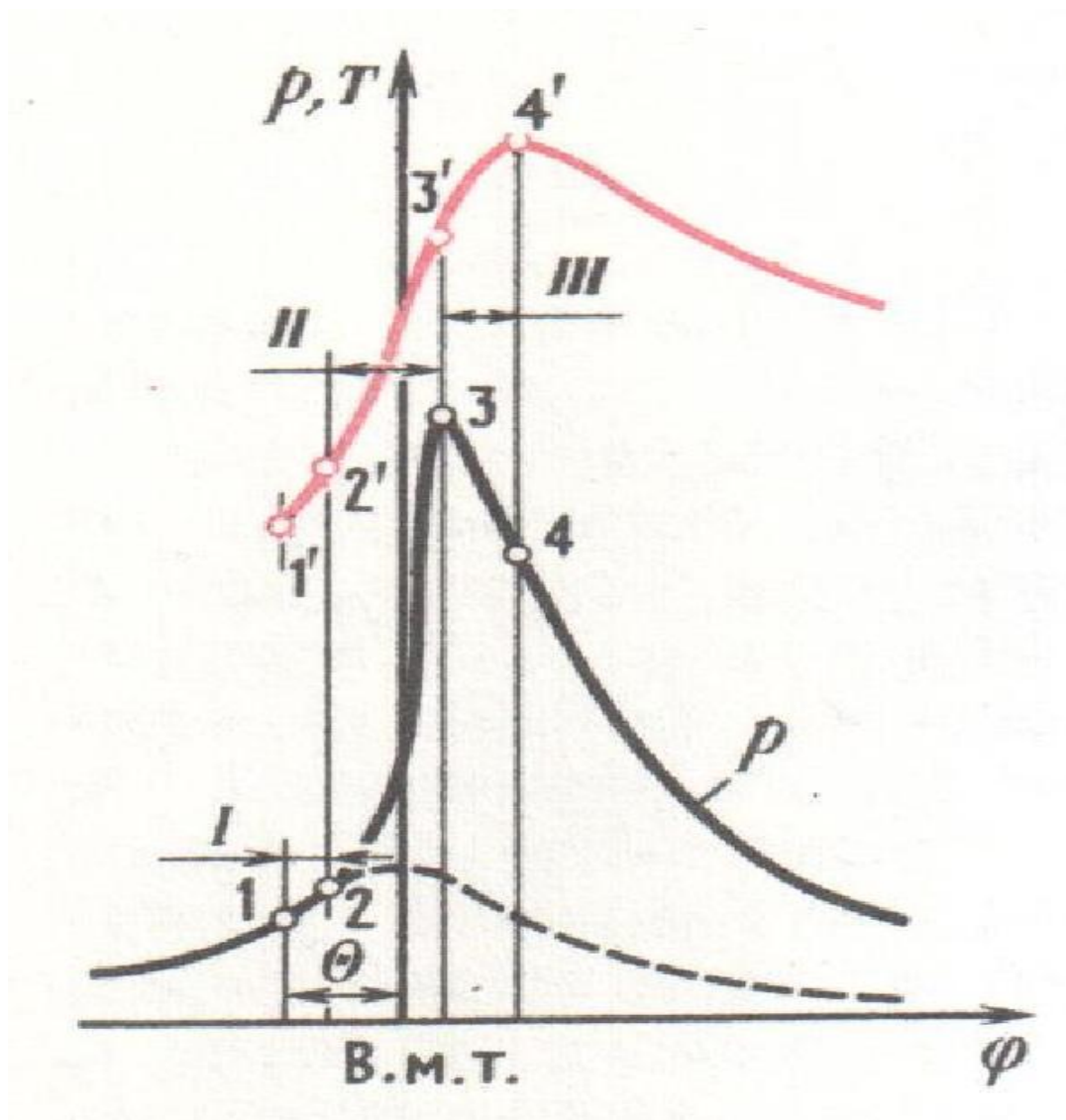
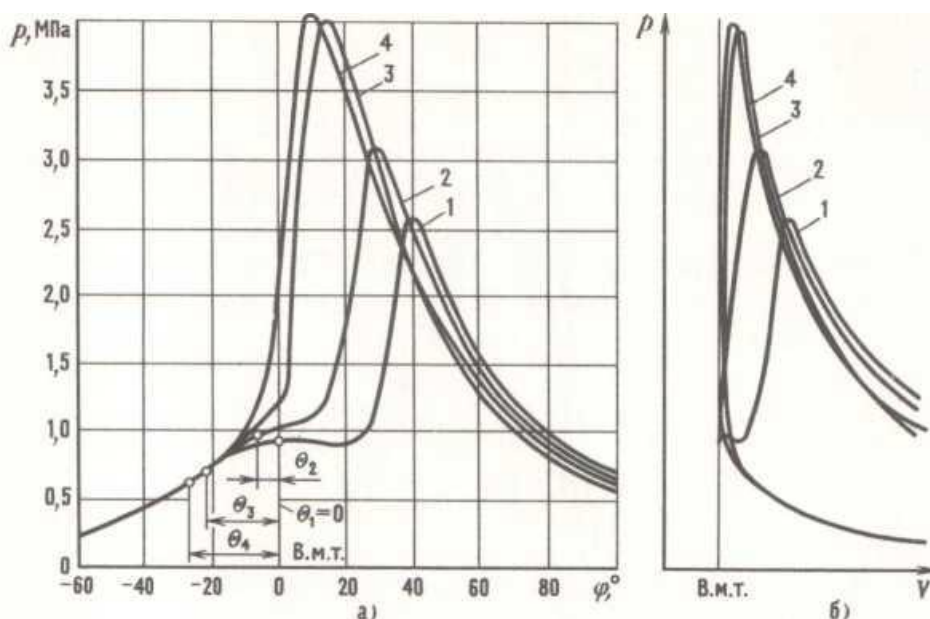


Рисунок 1.2.1 – Индикаторная диаграмма

Рис. 62. Фрагменты индикаторных диаграмм двигателя с принудительным воспламенением при различных значениях угла опережения зажигания θ :
 a — $p\varphi$ — диаграмма; b — Vp — диаграмма; 1 — $\theta_1=0$; 2 — $\theta_2=7^\circ$; 3 — $\theta_3=22^\circ$; 4 — $\theta_4=27^\circ$



Отклонение УОЗ от оптимального в различную сторону дает начало значительной перемене вида индикаторной диаграммы (рис. 62).

Детонацию и калильное зажигание - отклонения от нормального процесса сгорания - можно различить по индикаторной диаграмме. В обоих случаях жесткость работы и шум двигателя возрастают. При калильном зажигании — нарушение процесса проявляется в начале основной (второй) фазы процесса сгорания, а при детонации - в конце.

Длительность задержки воспламенения и фазы догорания возрастают обеднением смеси (рис. 1.2.3), в следствии чего, увеличивается угол опережения зажигания, оптимальный по мощности и экономичности. При этом заметно возрастает время протекания сгорания при работе двигателя на обедненной смеси, относительно в. м. т. происходит сдвиг положения максимума давления на индикаторной диаграмме. При обеднении смеси уменьшение максимального давления цикла сопровождается уменьшением количества теплоты. Поэтому устройства для автоматического регулирования опережения зажигания (в основном по составу смеси и частоте вращения коленчатого вала) устанавливают в системы зажигания двигателей.

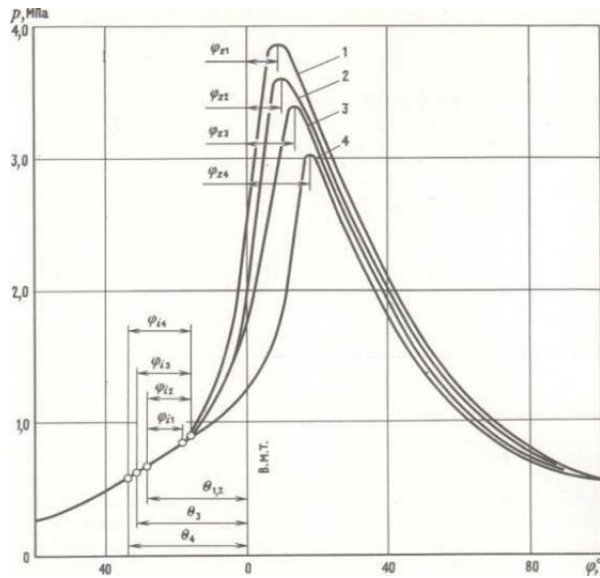


Рисунок 1.2.3 – Зависимости максимального давления от состава смеси.

1.3 Цикл двигателя с искровым зажиганием (расчёт Гриневецкого-Мазинга).

Процесс сгорания происходит вблизи в. м. т. почти во всех двигателях внутреннего сгорания (ДВС). При анализе цикла принимают, что подвод теплоты происходит при постоянном объеме (рис. 1.3.1).

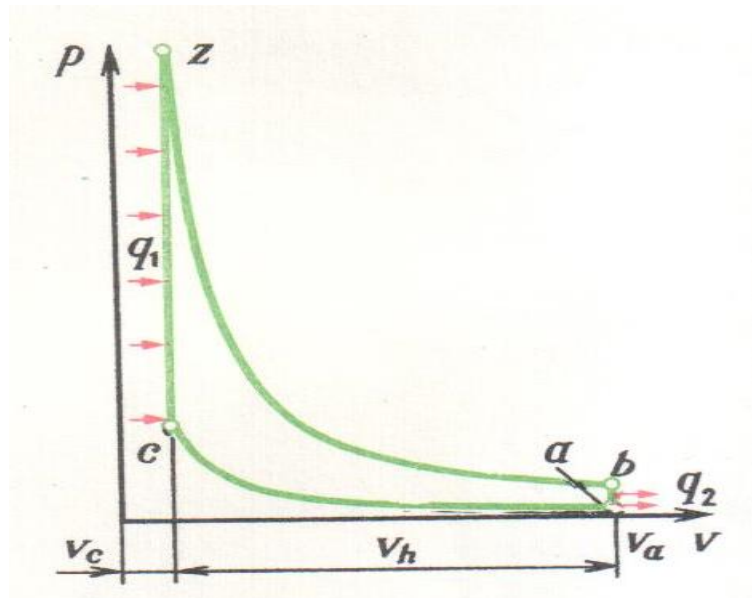


Рисунок 1.3.1 – Общая диаграмма процесса сгорания

Подача и отведение теплоты при непрерывном процессе и при непрерывном давлении, адиабатные движения сжатия ac и расширения zb возможно представить:

Теплота, подведенная к рабочему телу от горячего источника теплоты

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad (1.1)$$

Для идеального газа с постоянной теплоемкостью

$$q_1 = (u_z' - u_c) + (i_z - i_z') = c_v(T_z' - T_c) + c_p(T_z - T_z') \quad (1.2)$$

Преобразуем это выражение, используя уравнения изохоры $T_z'/T_c = p_z'/p_c$ и изобары $T_z/T_z' = v_z/v_z'$, к виду

$$q_1 = c_v T_c \frac{T_z'}{T_c} - 1 + k \frac{T_z'}{T_c} \frac{T_z}{T_z'} - 1 = c_v T_c \lambda - 1 + k \lambda \rho - 1 \quad (1.3)$$

Введем безразмерные параметры:

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

степень повышения давления при сгорании;

$$\rho = \frac{V_z}{V_z'} = \frac{V_z}{V_c}$$

степень предварительного расширения.

По аналогии теплота, отданная холодному источнику,

$$\begin{aligned} q_2 = q_2' + q_2'' &= u_b - u_g + i_g + i_a = c_v T_b - T_g + c_p T_g - T_a = \\ &= c_v T_a \frac{T_g}{T_a} \frac{T_b}{T_g} - 1 + k \frac{T_g}{T_a} - 1 = c_v T_a \varphi \lambda_p - 1 + k \varphi - 1 \end{aligned}$$

Примем следующие безразмерные параметры:

$$\varphi = \frac{T_g}{T_a} = \frac{v_g}{v_a}$$

степень уменьшения объема;

$$\lambda_p = \frac{T_b}{T_g} = \frac{v_b}{v_g}$$

степень снижения давления.

Термический КПД общего цикла двигателя:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1} \frac{\varphi \lambda_p - 1 + k(\varphi - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

Отношение температур

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{v_a}{v_c}\right)^{k-1}$$

выражено из уравнения адиабаты, а отношение объемов

$$\frac{V_c}{V_a} = \varepsilon$$

является степенью сжатия.

В обратимом цикле ДВС с принудительным воспламенением (см. рис.

1.3.1) подача и отведение теплоты происходит при неизменном объеме

$$\rho = 1 \text{ и } \varphi = 1$$

Из (12) получим

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}$$

так как

$$\lambda = \frac{T_z}{T_c} = \lambda_p = \frac{T_b}{T_g}$$

1.4. Полуэмпирические уравнения, характеристики тепловыделения И.И. Вибе.

Полуэмпирические уравнения характеристики тепловыделения

Полуэмпирическое уравнение И. И. Вибе зависимости характеристики тепловыделения от безразмерного времени t/t_z , начинающего с этапа возгорания пламени:

$$x = 1 - \exp \ln(1 - x) \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}$$

Равенство именуют кроме того уравнением сгорания (выгорания горючего), таким образом равно как согласно оценкам $x = g_T/g_{T.ц}$ количественно одинакова общественной доле относительно горевшего топлива.

Взяв вводную с согласно растяжимому периода, приобретаем равенство растяжимой быстроты тепловыделения:

$$\frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = -C \frac{m+1}{\left(\frac{t}{t_z}\right)^m} \exp C \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}$$

Данные уравнения применяют в расчетах характеристик тепловыделения дизелей и двигателей с принудительным воспламенением, потому что они универсальны, так как включают в себя безразмерное время, которое равно безразмерному углу поворота кривошипа и все это при постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала. Показатель характера сгорания T , который определяет положение максимума безразмерной скорости тепловыделения, учитывается в уравнениях процесса сгорания. После всех изменений уравнение имеет вид:

$$\frac{t_M}{t_z} = \left[\frac{m}{-C(m+1)} \right]^{1/(m+1)}$$

От показателя t зависит характеристика тепловыделения и расположение максимума скорости тепловыделения к началу сгорания.

В ДВС с самовоспламенением присутствие сжатия максимально быстро тепловыделения находится существенно поближе к истоку сгорания, нежели в движках с насильственным воспламенением, в соответствии с этим и характеристики в дизелях менее:

	m	φ_z
Дизели	-0,3 ÷ +0,7	60—100
Двигатели с принудительным воспламенением	3,0—4,0	40—60

В некоторых двигателях время сгорания может превышать 100° угла поворота кривошипа.

Используя индикаторную диаграмму, записанную при испытаниях двигателя, определяют показатель характера сгорания T . Применяя методы математической статистики, аппроксимируют действительную характеристику тепловыделения уравнением после двойного логарифмирования.

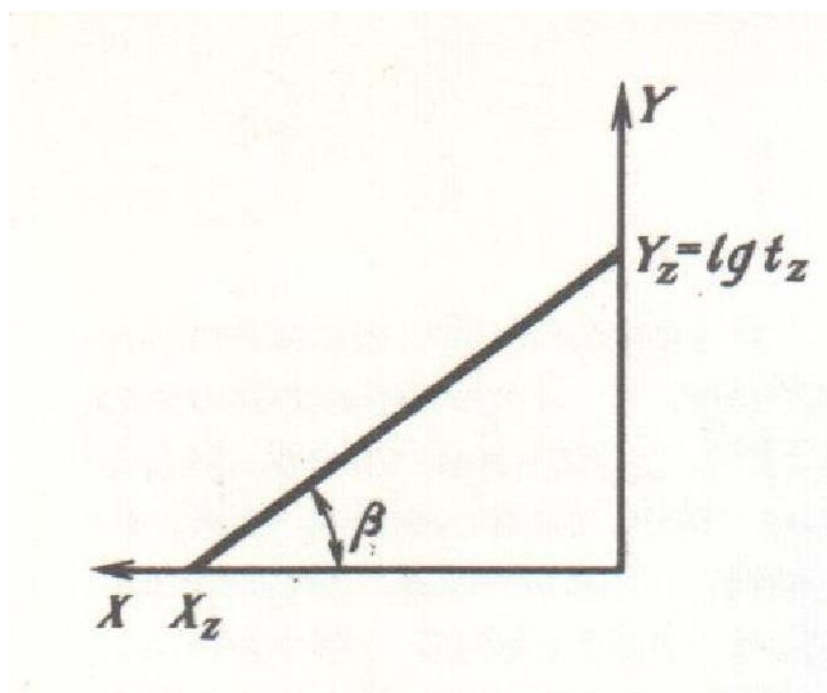


Рисунок 1.4.1 – График логарифмических координат XY

Приобретенное равенство представляет непосредственную черту (рисунок 1.4.1). Обозначим $Y = \lg t$; $Y_z = \lg t_z$; $X = \lg [\ln 1 - x - \lg -C]$ и представим уравнение в виде

$$Y = Y_z + X/(m + 1)$$

Применяя особенности уравнения непосредственного направления, приобретаем явные соответствия

$$\frac{1}{m + 1} = \operatorname{tg} \beta = \frac{Y_z}{X_z} \text{ и } m = \frac{X_z}{Y_z} - 1$$

Данным способом возможно установить кроме того длительность сгорания, получая относительно, то что оно завершается присутствие набирании x определенного значимости xr , который отвечает абсолютно конкретное значимость стабильной C ; в таком случае; тогда $t_z = 10Y_z$

1.5. Взаимосвязь эффективности работы двигателя с максимальным давлением сгорания.

Камеры сгорания

Камеры сгорания, используемые для изучения влияния геометрии камеры на скорость течения и горения, были спроектированы в разрезе и попытке. Для упрощения изменения геометрии кромок поршня использовался встроенный поршень с различными головками. Номинальная степень сжатия для большинства камер была установлена равной 12:1. Это соотношение хорошо соответствует отношению, используемому в современных сверхмощных двигателях с природным газом [1], [2]. Три геометрии были разработаны с более высоким соотношением для изучения эффектов изменения степени сжатия. Очень короткое описание выбранных геометрий будет представлено следующим образом:

Плоская

Простейший тип камеры сгорания использует поршень с плоской головкой. Благодаря этой геометрии поток закручивания, возникающий из спирального входного отверстия, более или менее спокойная во время хода поршня при сжатии и расширении. Следовательно, ожидаемый уровень турбулентности во время сгорания будет низким. Доступная площадь поверхности пламени в этой геометрии будет ограничена на ранней фазе сгорания из-за небольшой высоты между поршнем и головкой цилиндра, близкой к ВМТ (верхней мертвой точки). Пламя должно двигаться близко к двумерному.

Цилиндрическая

Цилиндрическая чаша в головке поршня дает увеличенную угловую скорость закрученного потока, поскольку радиус резко уменьшается при подаче газа в чашу. Эффект сглаживания, возникающий из-за малой высоты зазора между головкой цилиндров и поршнем при ВМТ, также будет способствовать общей картине потока в чаше. Результирующий поток, как полагают, является поворотным комплексным вращением [3]. Ожидается, что сжимающиеся и резкое изменение вихря приведет к росту скорости турбулентности.

Квадратная. Поршневая чаша не должна быть цилиндрической. Квадратное поперечное сечение поршневой чаши было опробовано на дизельном двигателе среднего размера [4]. Квадратное сечение давало более высокую скорость сгорания в дизельном топливе. Возможно, это связано с большим количеством мелкомасштабной турбулентности, которая возникает в результате вихревых разломов в углах квадратного сечения [5]. Площадь поверхности пламени благоприятна для квадратной геометрии, так как большая часть объема близка к свече зажигания.

Крестовидная

Геометрия, близкая к квадратному поперечному сечению, является крестом. Ранее эксперименты с требованиями приводили к поршню с двумя глубокими канавками, изготовленными в поршне. Полученный скрещивание вместе с четырьмя секторами с сжимающей зоной заставляет завихряющееся входное движение разрушаться вблизи ВМТ [6], [8]. Но в реальных опытах основательные канавки преждевременного поршня никак не имели возможность являться применены, таким образом равно как некто потребует значительного дистанции среди верхним поршеньковым перстнем и головкой цилиндра. Подбор интегрированного поршня кроме того предоставил задачу с легкодоступным местом с целью креста с призываемой ступенью сжатия. Поэтому под крестом просверливалась маленькая цилиндрическая чаша. Полученную геометрию можно найти на рисунке 1.5.1. Поток перекрестной камеры сгорания, как ожидается, будет очень сложным. Закрученный входной поток должен каким-то образом разрушаться до меньших вихрей, которые геометрически будут входить в камеру вблизи ВМТ. Площадь поверхности пламени будет благоприятной для камеры, так как большая часть объема расположена вблизи свечи зажигания.

Камера сгорания типа Небула

Ричардо представил специальную конструкцию поршневой головки, которая должна дать благоприятные характеристики для газовых двигателей [9]. Камера сгорания типа Небула предназначена для использования закрученного движения, создаваемого входным отверстием, и близко к ВМТ направляет поток на две струи в поршневой чаше. Затем две струи сталкиваются друг с другом и заставляют структуру крупномасштабного потока разрушаться до мелкомасштабной турбулентности, см. Рисунок 2. Затем должен возникать высокий уровень турбулентности и, следовательно, быстрое и стабильное сгорание. Ричардо обработал камеру Небула в поршне

Volvo TD102 для Lund Inst of Tech. Однако геометрические параметры туманности не были оптимизированы для Volvo. Уже оптимизированная геометрия для Scania DSC11 вместо этого использовалась в качестве основы, и только объем сжатия был изменен для получения номинальной степени сжатия 12:1.

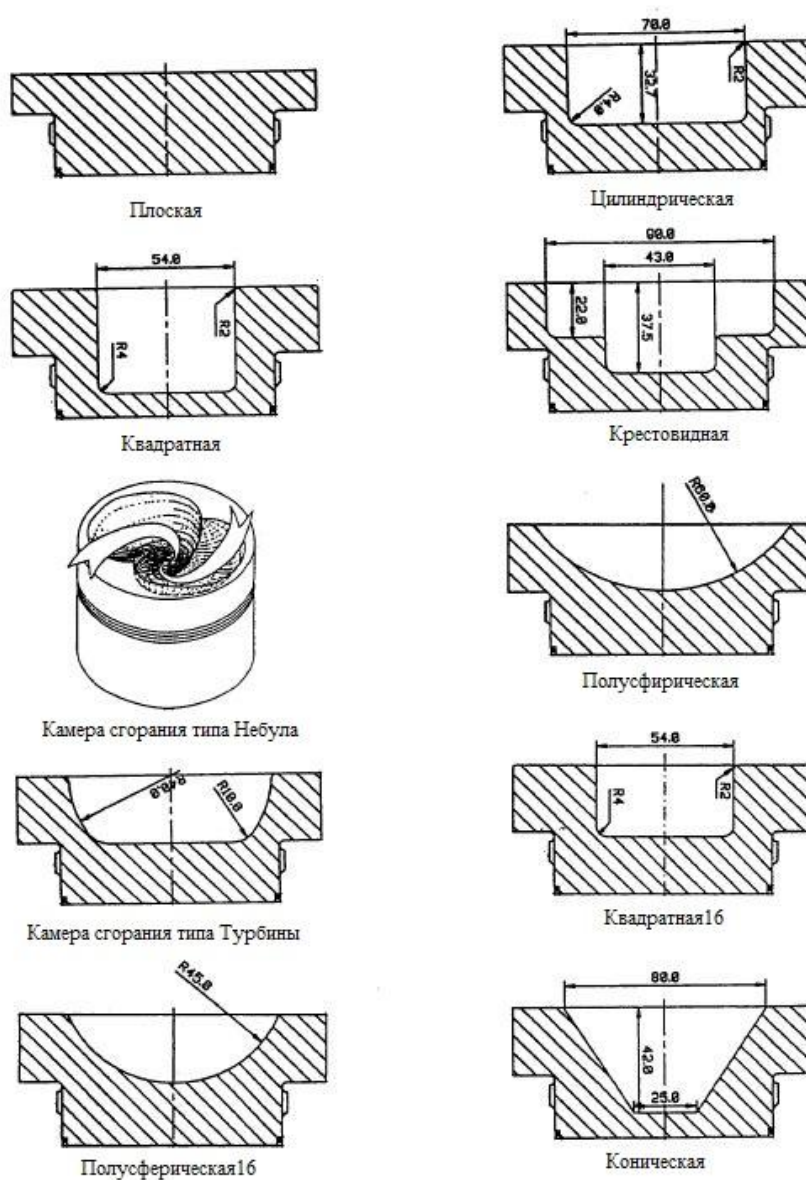


Рисунок 1.5.1 - Геометрия камер сгорания.

В одном важном аспекте камера сгорания типа Небула и другая камера сгорания несравнимы. Из-за требований камеры Небула, нельзя использовать

встроенный поршень. Это означает, что поршень с камерой сгорания типа Небула имеет преимущество в теплопередачи и объемах зазоров. Это, в свою очередь, означает, что объемная и тепловая эффективность и до некоторой степени выбросы несгоревших углеводородов слегка предвзяты.

Площадь поверхности пламени для камеры сгорания типа Небула должна считаться довольно хорошей в начале сгорания, хотя трудно получить точную меру из-за сложной формы камеры.

Полусферическая

Ричардо заявляет в своем продвижении камеры сгорания типа Небула, что быстрое сгорание благоприятно сказывается на эксплуатации газовых двигателей [9]. Однако это мнение не единственное в сообществе газовых двигателей. Юго-западный научно-исследовательский институт (Ю.-З.ИИ) утверждает, что не было обнаружено различий в уровне NOx и тепловой эффективности между камерой быстрого сгорания и единственной с умеренной скоростью горения [11]. Единственное существенное различие у Ю.-З. ИИ, найденное между быстрой цилиндрической геометрией и мелкой полусферической чашей, было лучшим объемным эффектом полусферической геометрии. Эта геометрия дает низкую площадь стенки камеры и минимальные помехи от закрученного потока.

Камера сгорания типа Турбины

Слегка модифицированная версия цилиндрической чаши используется Volvo Aero Turbine в преобразованном природном газе TD102, который находится в коммерческой эксплуатации в Мальме и Гетеборге, Швеция. Такая камера имеет более мелкую чашу и использует большой радиус при переходе от дна к стене чаши. Прохладная область для этой геометрии имеет высоту зазора 1,5 мм по сравнению с 1 мм для остальных геометрий. Согласно Volvo Aero Turbine, это даст преимущество в НС, так как пламягашение в давящей зоне, менее вероятно с большим расстоянием [10].

Площадь поверхности пламени в более ранних частях сгорания будет менее благоприятной для этой геометрии, чем цилиндрическая форма, поскольку она имеет гораздо более глубокую чашу.

Квадратная и Полусферическая с $R_c = 16:1$

Чтобы изучить, как изменение степени сжатия влияет на характеристики различных геометрий камеры, две из вышеперечисленных геометрий были изменены для геометрического коэффициента сжатия 16:1. Квадратная камера продемонстрировала существенно наиболее активное горение, нежели другие, и по этой причине возлюбленная существовала подобрана. Было интересно посмотреть, даст ли более мелкая чаша еще более высокую скорость горения. Чтобы получить аналог площади, также требовалась медленная камера. Геометрия полусферической была признана подходящей, поскольку она имела небольшую область камеры и показала умеренную скорость горения в случае 12:1.

Коническая

Во время работы двигателя с вышеуказанными камерами сгорания в рабочем цехе была изготовлена коническая геометрия для другого проекта. Несмотря на то, что в начале экспериментов не предполагалось включать коническую геометрию, возможность использования конической формы была заманчивой. Номинальная степень сжатия была установлена равной 14:1.

Каждые камеры сгорания по-своему хороши, но также имеют свои недостатки в конструкции, это видно из данного раздела.

Так, например, в конструкциях камер сгорания с квадратным сечением (Square) обеспечивается наименьшее время достижения P_{zmax} , а если степень сжатия 16:1 время достижения P_{zmax} еще быстрее.

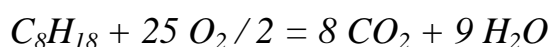
Вывод таков, что изменения степени сжатия и конструкции камеры сгорания оказывают влияние на максимальное давление сгорания, а точнее на её длительность достижения.

Таблица 1 - Геометрии представленных камер сгорания.

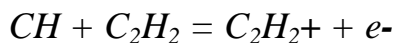
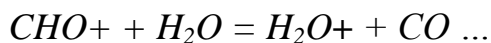
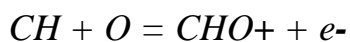
<i>Камеры сгорания</i>	<i>Впуск/ Диаметр отверстия</i>	<i>Площадь/ Диаметр отверстия</i>	<i>Глубина чаши</i>	<i>Диаметр чаши</i>
			мм	мм
Плоский	0	1.3572	“10.7”	-
Цилиндрический	0.66	1.5709	32.7	D=70
Квадратная	0.74	1.7297	42.5	54x54
Крестовидная	0.42	1.7830	22&37	См. рис. 1
Небула	0.25	-	28.5	-
Полусферическая	0.30	1.2631	28.3	R=60
Турбины	0.55	1.4069	25	D=80
Квадратная16	0.74	1.4740	29.1	54x54
Полусферическая16	0.55	1.2257	29	R=45
Коническая	0.55	1.2886	42	D=80, d=25

1.6. Взаимосвязь максимального давления сгорания с ионным током пламени токи ионизации.

В результате идеальной реакции сгорания образуется двуокись углерода и вода:



Процедура сгорания непростой, совершается большое число переходных взаимодействий, в частности, с воспитанием (генерацией) ионов, образцы повергнуты в [15],



Новейшим электрическим способом управления считается определение тока ионизации, что экономически продуктивный, комфортный и что демонстрирует хороший результат в задачу. Большое количество изучений, трудов согласно измерению гетерополярного тока обладают и существовали проложены с целью установления пробелов зажигания, угла опережения зажигания, заблаговременного контролирования, выявления детонации, анализ давления и наибольшего степени давления estimation [6-15], анализ / соответствие горючее невесомой консистенции.

Так называемое «создание» токов ионизации – это сложный процесс, меняющийся от цикла к циклу. На рисунке 1.6.1 показаны зависимости давления в цилиндрах и токов ионизации от углового положения КВ в десяти последовательных циклах. Данные регистрировались при постоянной частоте вращения КВ и постоянной нагрузке.

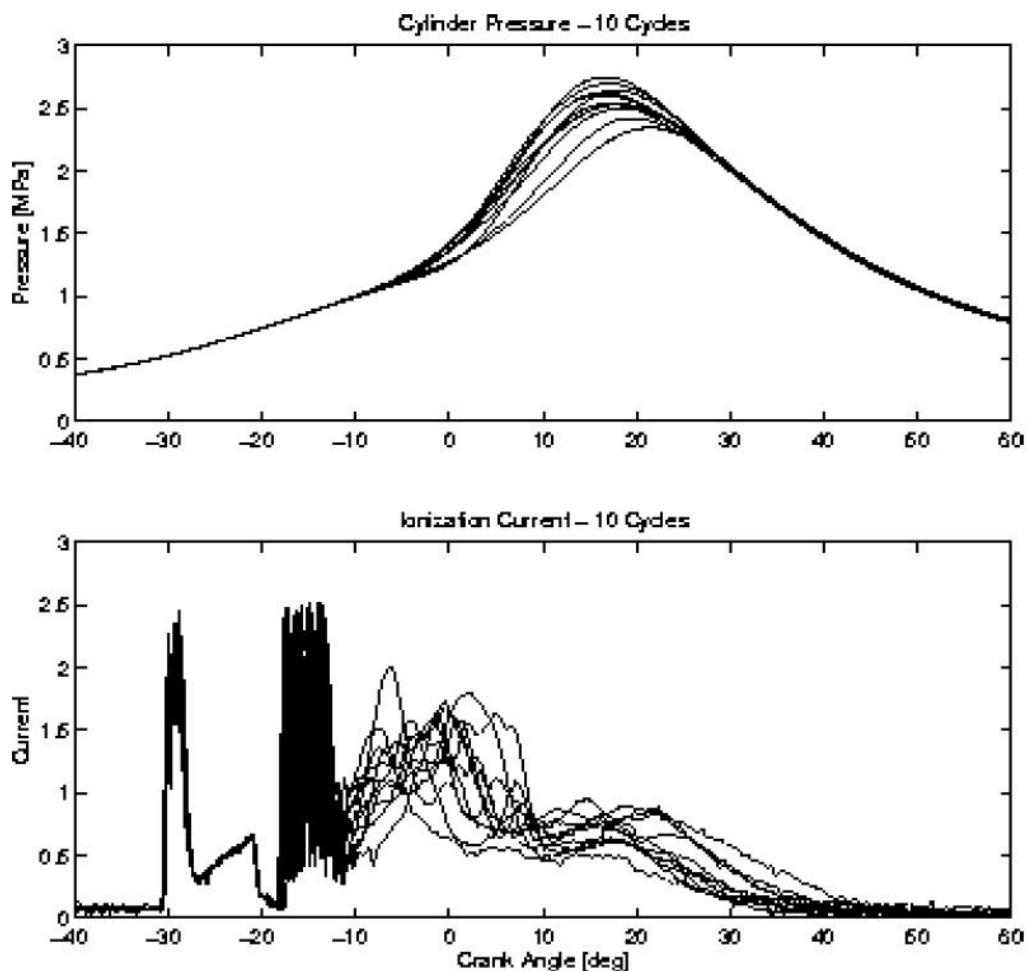


Рисунок 1.6.1 – Изменения давления и токов ионизации по ПКВ.

Данные циклы были сняты при стационарной работе двигателя и являются достоверностью изменений давлений и токов от цикла к циклу.

Межцикловые изменения являются значительными и существенными. Важной частью выпускной квалифицированной работы считается формирование взаимосвязи среди нажимом и токами и вероятность установления данных давления согласно токам ионизации.

Регистрация ионных токов.

Постоянное напряжение крайне необходимо для обнаружения ионных токов к разрядному промежутку свечи. Электрическое поле образуется в зазоре свечи. Происходит генерация движущихся в электрическом поле ионов в электрический ток, связанная с наличием ионов в разрядном

промежутке свечи, как это видно на схеме (рис1.6.2_a). Ещё ранее в производстве двигателей использовалась система измерения токов ионизации, что бы контролировать детонацию по каждому цилиндру, определять фазы газораспределения, пропуски зажигания, качество сгорания ТВС, пределов обеднения ТВС и случаи возгорания ТВС до подачи искры[1]. В работе [16] для обнаружения факта загрязнения разрядного промежутка свечи сообщалось об использовании токов ионизации.

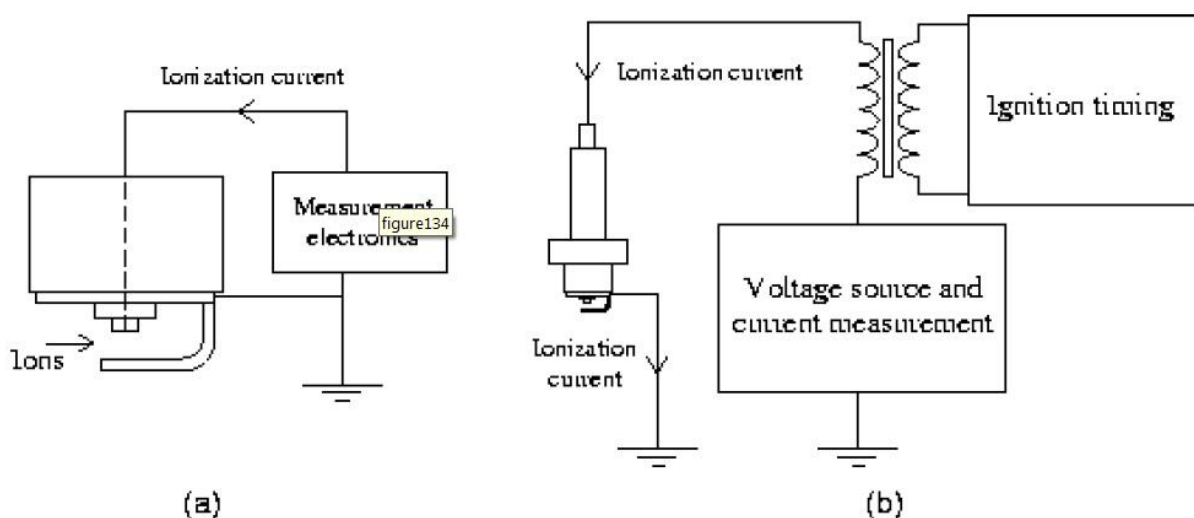


Рисунок 1.6.2 – Измерение токов ионизации

Интереснейшим объектом для изучения параметров двигателя является ток ионизации. Он является результатом процессов сгорания ТВС и содержит о процессе горения целый набор информации. Однако интерпретация ионных токов остается малоизвестным вопросом. Температура, отношение воздух/топливо, собственно время сгорания, состав топлива, нагрузка на двигатель, рециркуляция отработавших газов – эти параметры являются влияющими для тока ионизации.

Классификация токов ионизации.

Обычно ионные токи разделяют на три фазы:

- первая фаза в процессе зажигания,
- вторая фаза, в которой ионы происходят в результате распространения пламени

- третья фаза, в которой идет рост температуры и давления.

Схематично типичные токи трех фаз изображены на рисунке 1.6.3. Различные характеристики имеет каждая из фаз, они перекрываются между собой и ионный ток создает картинку. Ионный ток большой в фазе зажигания и значительно изменяется по величине, поэтому на рисунке они показаны в уменьшенном масштабе. Затухания колебаний в катушке зажигания после искрообразования отчетливо видно из рисунка 1.6.3.

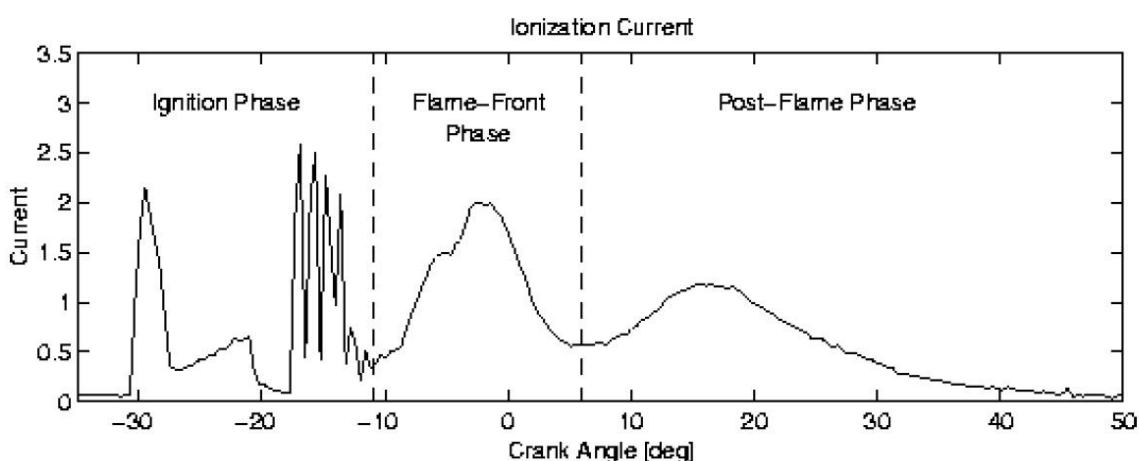


Рисунок 1.6.3 – Три фазы ионных токов.

Анализируя диаграмму, можно сказать о том, что в фазе распространения фронта пламени большое количество ионов связано с химическими реакциями, на что указывают один или несколько характерных пиков на графиках ионного тока. Ионы, образующиеся в процессе распространения пламени (сгорания топливовоздушной смеси), имеют разные скорости рекомбинации. Определенные виды ионов рекомбинируют весьма стремительно, формируя устойчивые промежуточные молекулы, ионы иных видов обладают продолжительное период существования. В следствии автоионный электроток достигает максимума, что снижается с периодом присутствие рекомбинации ионов.

На последнем этапе остаются наиболее стабильные ионы, что приводит к генерации сигнала (ионного тока). Напряжение в процессе измерения тока и температура сгоревших газов определяют величину ионного тока.

Температура соразмерна давлению в ходе сжатия и расширения спаленных газов, если огонь распространилось в стены КС и процедура сгорания топливной установки был окончен. По этой причине ток ионнизации находится в зависимости с давлением.

Моделирование ионных токов.

На основе термодинамики путем моделирования кинетики химических процессов можно изучать ионные токи [17, 18, 19]. Обращая внимание на основную третью фазу, после окончания процесса сгорания топливной сборки было получено аналитическое выражение для ионного тока. В период моделирования были выполнены наиболее совокупные теории о этом, то что газообразное топливо пробками полностью сгорел, претерпевает адиабатическое расширение, находится в термодинамическом равновесии и то, что ионный ток распространяется в газовой среде цилиндр от центрального электрода свечи [20]. Текущее значение тока ионизации I связано с текущим значением давления в цилиндре p следующим образом:

$$\frac{I}{I_m} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_m}\right)^{\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{4} \frac{T-1}{T}}} e^{-\frac{E_i}{kT_m} \left[\left(\frac{p}{p_m}\right)^{-\frac{T-1}{T}} - 1 \right]} \quad (2)$$

где I - ионный ток I_m – максимальный ионный ток , p – давление в цилиндре, p_m – максимальное давление в цилиндре, T_m – максимальная температура, γ – отношение теплоемкостей, k – постоянная Больцмана, E_i – энергия ионизации.

Модель для интерпретации.

Параметрическая функция является основным шагом в предлагаемом способе получения данных о положении пика давления. Две фазы, относящиеся к процессу сгорания топливной сборки, являются сигналом. Эти функции (для этих двух этапов) должны обеспечивать достаточно возможностей для сбора данных о различных изменениях и в то же время

быть достаточно простыми для извлечения необходимой информации. Поэтому в качестве модели используется сумма двух гауссовских функций с шестью параметрами:

$$I(q) = a_1 * \exp(- (q - a_3)^2 / a_2) + b_1 * \exp(- (q - b_3)^2 / b_2) \quad (3)$$

(q – угол, a , b – параметры).

Отметим, что эта модель не основана на физике распространения фронта пламени. Функция для второй фазы выглядит как специально выбранная, эта модель физически мотивирована в [21] в отношении информации о давлении. Фактически измеренные давления использовались для расчета ионных токов по формуле (2), результат этих расчетов показал, что кривые ионных токов близки к гауссовским функциям.

Для интерпретации фактически измеренных ионных токов в описание модели ионного тока должно совпадать с измеренными значениями тока. На рис. 1.6.4 показывает ионные токи в 2 и 3 фазах для 2-х циклов; они также показывают гауссовы компоненты модели. Первый компонент соответствует фазе распространения фронта пламени, второй - фазе изменения давления (и температуры) в конце сгорания.

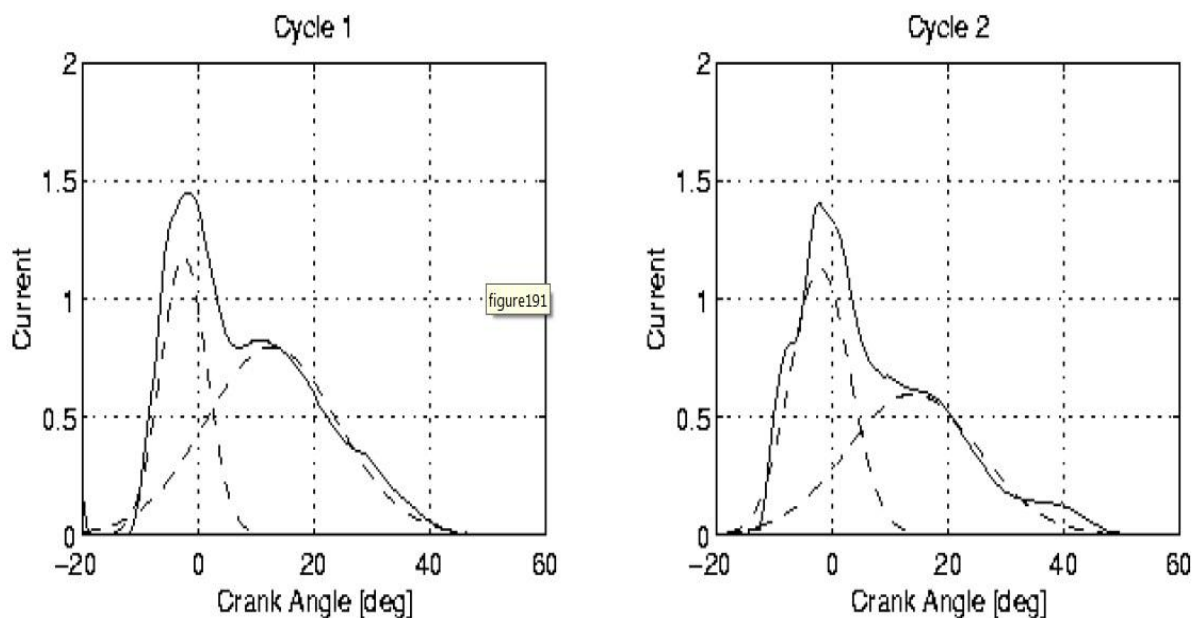


Рисунок 1.6.4 – Модели с реальными значениями ионных токов в двух фазах.

Анализируя диаграммы, можно сказать о том, что вторая фаза с более поздним пиком KV ионного тока связана с повышением температуры и давления в конце процесса сгорания тепловыделяющихборок - основа, которая обоснована путем экспериментов и практики для получения информации по давлению.

Структура и разработка контроллера.

Блок тонкой настройки двигателя, настроенный на двигатель, основанный на внедрении ионных токов, был использован для определения положения максимального давления, для получения данных для анализа (в основном для разделов 2, 3).

Оценка положения максимума давления.

Интерпретация ионных токов представлена более подробно в работе [21]. Феноменологическая модель в соответствии с формулой (3) подставляется в измеренные значения ионных токов, а затем модель a_1 , a_2 , a_3 , b_1 , b_2 , b_3 рассчитывается по модели, соответствующей фазе распространения пламени и фазе после сгорания. топливной сборки. Оценка изменений давления в цилиндре происходит в постпламенной фазе.

Сравнение фактических измерений положений пика давления с положениями пиков давления, оцененные по алгоритму интерпретации ионных токов изображены на рисунке 1.6.5.

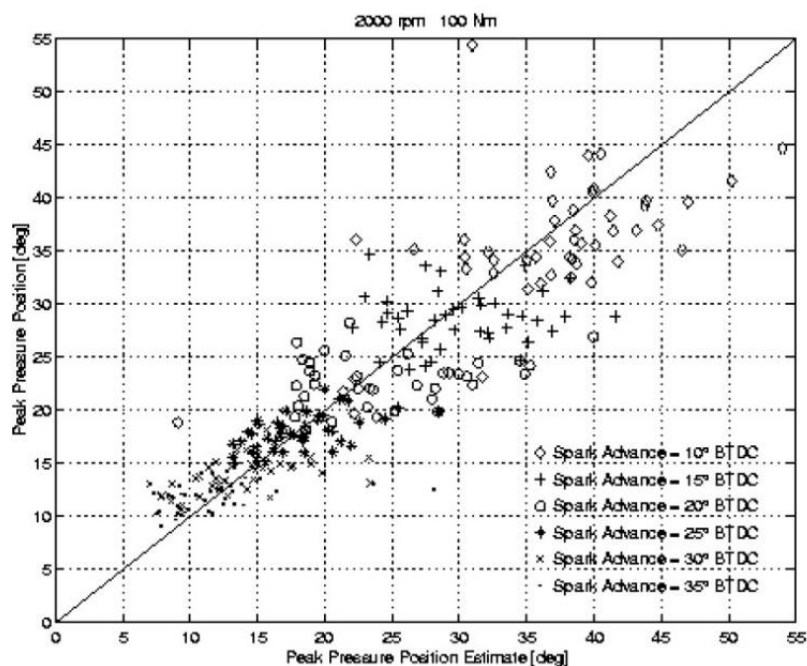


Рисунок 1.6.5 – Положения пиков давления фактических измерений и положения пиков давления, оцененные по алгоритму интерпретации ионных ТОКОВ.

Анализируя диаграмму, можно сказать о том, что скорость вращения двигателя и дроссельной заслонки поддерживались неизменными, а УОЗ было установлено в 6 точках от 35 до 4 градусов до В.М.Т. Положение пиков давления оказалось в диапазоне от 7 до 55 градусов после В.М.Т. Наилучшая корреляция находится вокруг точки оптимального КПД 15 градусов после ВМТ, что является еще одним способом указания увеличения нестабильности в двигателе, когда пик давления перемещается далеко от оптимальной точки 15-17 градусов после ВМТ. Корреляция улучшается за счет дальнейшей фильтрации.

Осуществление с целью извлечения характеристик модификации имеет возможность быть сделана по-разному, но требование для работы в реальном времени должно быть выполнено, так как это вопрос распознавания шаблонов в высокоскоростной петле обратной связи. Алгоритм, используемый для реализации в реальном времени, описан в [22] - оценивает двухрежимную функцию, основанную на прямой дивергенции Кульбаха.

Экспериментальная установка.

Чтобы измерить и подтвердить правильность теории, использовался тдвигатель с искровым зажиганием SAAB, 2,3 л, 16 л. С., 4-х тактный, 4-цил., впрыском в сборе, обычная подача воздуха, промышленного производства, оснащен Trionic система управления двигателем. Система измерения ионизационных токов - промышленное производство, разработанная Mecel AB, которая использовалась в двигателе SAAB. Для подтверждения правильности алгоритма был использован датчик давления с усилителем от AVL [30].

На ПК была реализована схема интерпретации ионного тока, который был подключен к электронному блоку управления двигателем по шине CAN. Образцы данных ионизационного тока и давления брались ПК синхронно с вращением двигателя в кВт, они использовались для расчета новых значений опережения зажигания для следующего цикла и передавались в ЭБУ через ту же шину.

Отклик на новое задание рабочей точки.

На рисунке 1.6.6 проиллюстрирован контроллер, который на основе ионизационного датчика достигает цели по управлению положением пика давления.

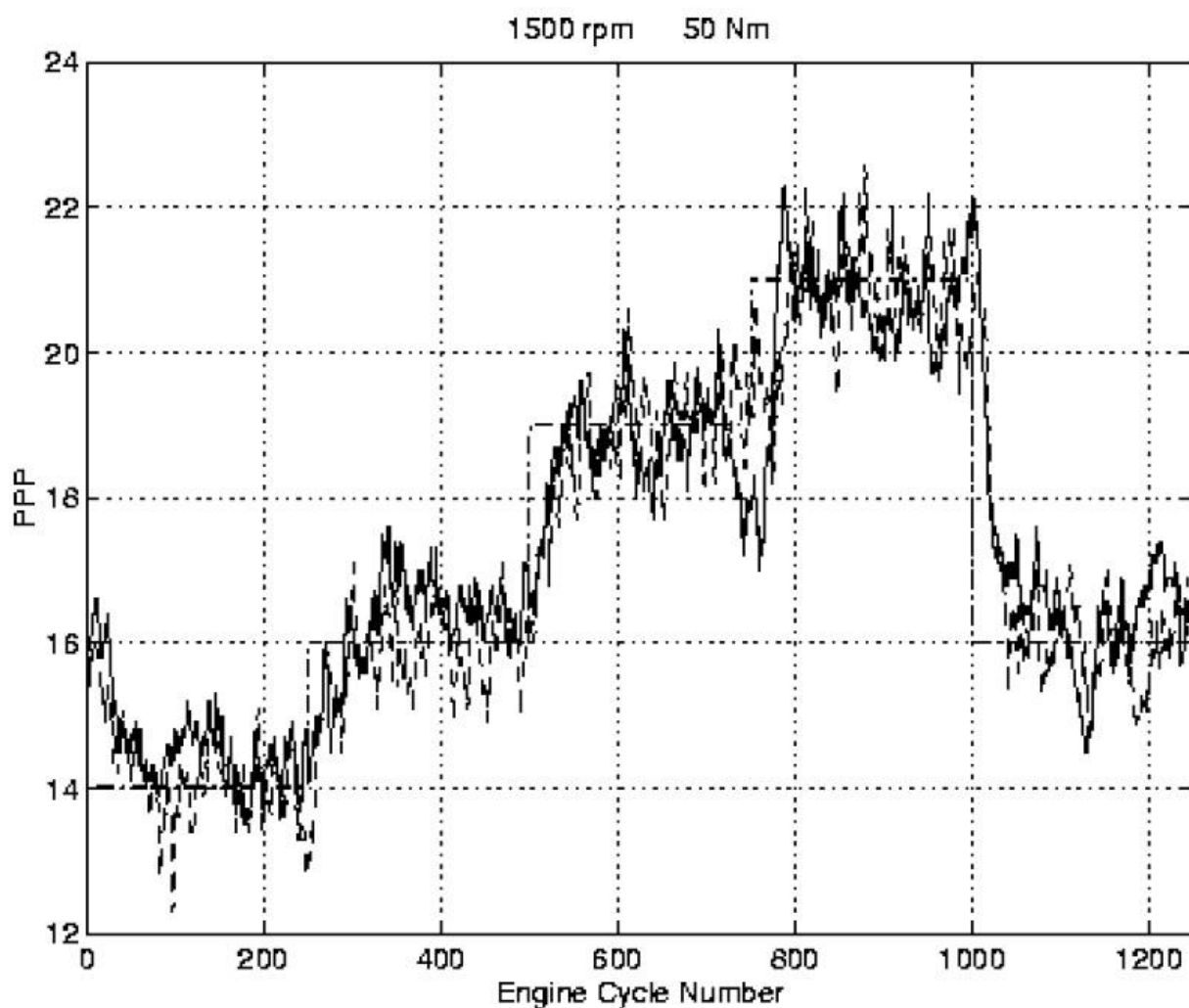


Рисунок 1.6.6 – Управление опережением зажигания

Штрихпунктирная кривая на рисунке 1.6.6 – основной знак – промеренное вспомогательным измерителем давления состояние вершины давления, штриховая – усеченное согласно гетерополярным токам состояние вершины давления.

Основное значение PPP задавалось и менялось посредством каждые 250 циклов мотора, с первоначального 16° вплоть до 14° , затем вновь вплоть до 16° и далее вплоть до 19° , вплоть до 21° , и вновь вплоть до 16° . Среднее значение усеченного согласно гетерополярным токам PPP (пунктирная график) и промеренного измерителем PPP (непрерывная график) рассчитывались с применением низкочастотного фильтра 1-го режима с отдельным коэффициентом увеличения согласно составу [33]:

$$Y(n+1) = 0.9 * Y(n) + 0.1 * u_meas(n).$$

(в оригинале: $y[n + 1] = 0.9 \cdot y[n] + 0.1 \cdot u_measured[n]$)

Результат очень хороший, принимая во внимание, что изменение реального положения пика давления от цикла к циклу и изменение оценки положения пика давления составляет около 10 градусов, и что реальное среднее положение пика давления лежит в зоне +/- 1 градус вблизи указанного значения, это видно из рисунка 14. Все это демонстрирует, что положение пика давления можно контролировать, используя информацию только из ионизационного датчика.

Период ответа контроллера существовало установлено присутствие применения прямоугольной функции в свойстве предопределяемого утверждения вершины давления [23]. В данном РРР период ответа на изменение шага может быть таким же, как состояние изменений среды. Когда контур коррекции прямой связи включен в контур, реакция на ступенчатое изменение задания может быть более быстрой, что требуется при переходных процессах двигателя, когда давление во впускном коллекторе быстро изменяется.

Интенсивность протекания химических реакций горения отражает ионизация пламени, а, следовательно, и максимальную величину давления и скорость его нарастания сгорания. Поэтому предлагается использовать это явление в экспериментальном исследовании и контроле работы ДВС на практике, т.к. оно исследуется достаточно интенсивно [15, 17, 18, 19].

1.6.1. Оценка индикаторного давления в камере сгорания

Имея представления о зависимости индикаторного давления от угла ПКВ с учетом состава смеси, можно определить индикаторные характеристики.

Применение действия ионизации огня считается один с многообещающих способов установления величины приемоиндикаторного давления в цилиндре мотора.

Из работ в этом направлении выделяется экспериментальное исследование [24]. В экспериментах записывались осциллограммы изменения ионного тока и индикаторного давления приведены на рисунке 1.6.1.1.

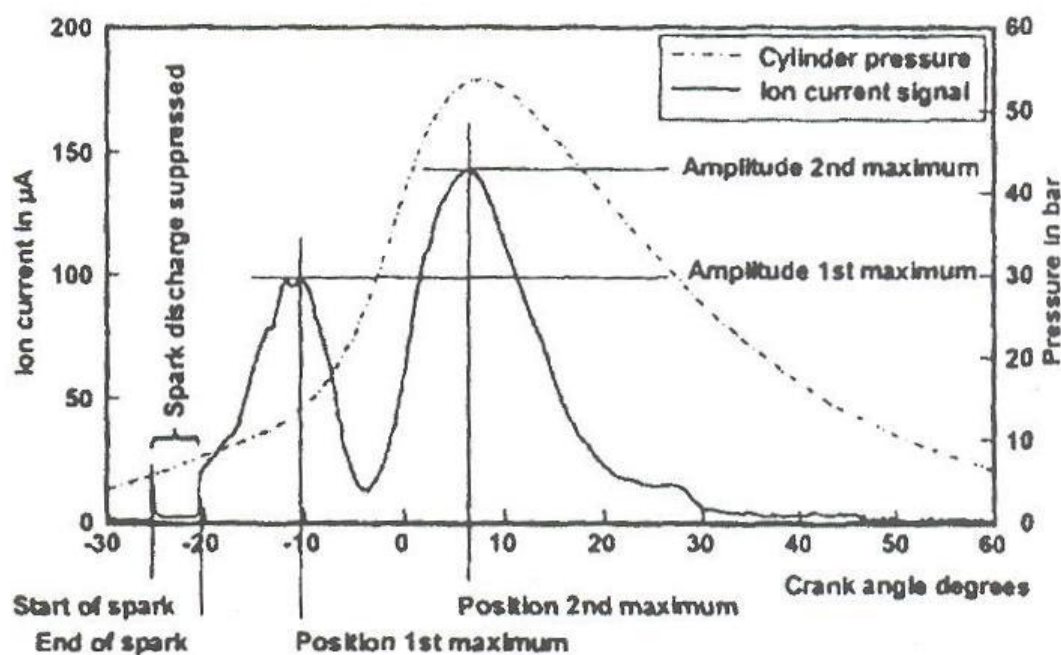


Рисунок 1.6.1.1 – Осциллограммы сигналов с ионизационного датчика и индикаторного давления

Состояние вершины приемоиндикаторного давления согласно углу поворота суставчатого река в правильности отвечает расположению вершины термоионизации. Изменение значений ионного тока термоионизации взаимосвязано с изменением индикаторного давления по углу поворота коленчатого.

Зависимость между величинами пиков давления и ионного тока, позволила получить обработка осциллограмм, аналогичным представленной, которая приведена на рисунке 11.

Связь углов ПКВ, соответствующих максимальному индикаторному давлению в цилиндре и амплитуде ионного тока термоионизации показана на рисунке 1.6.1.3.

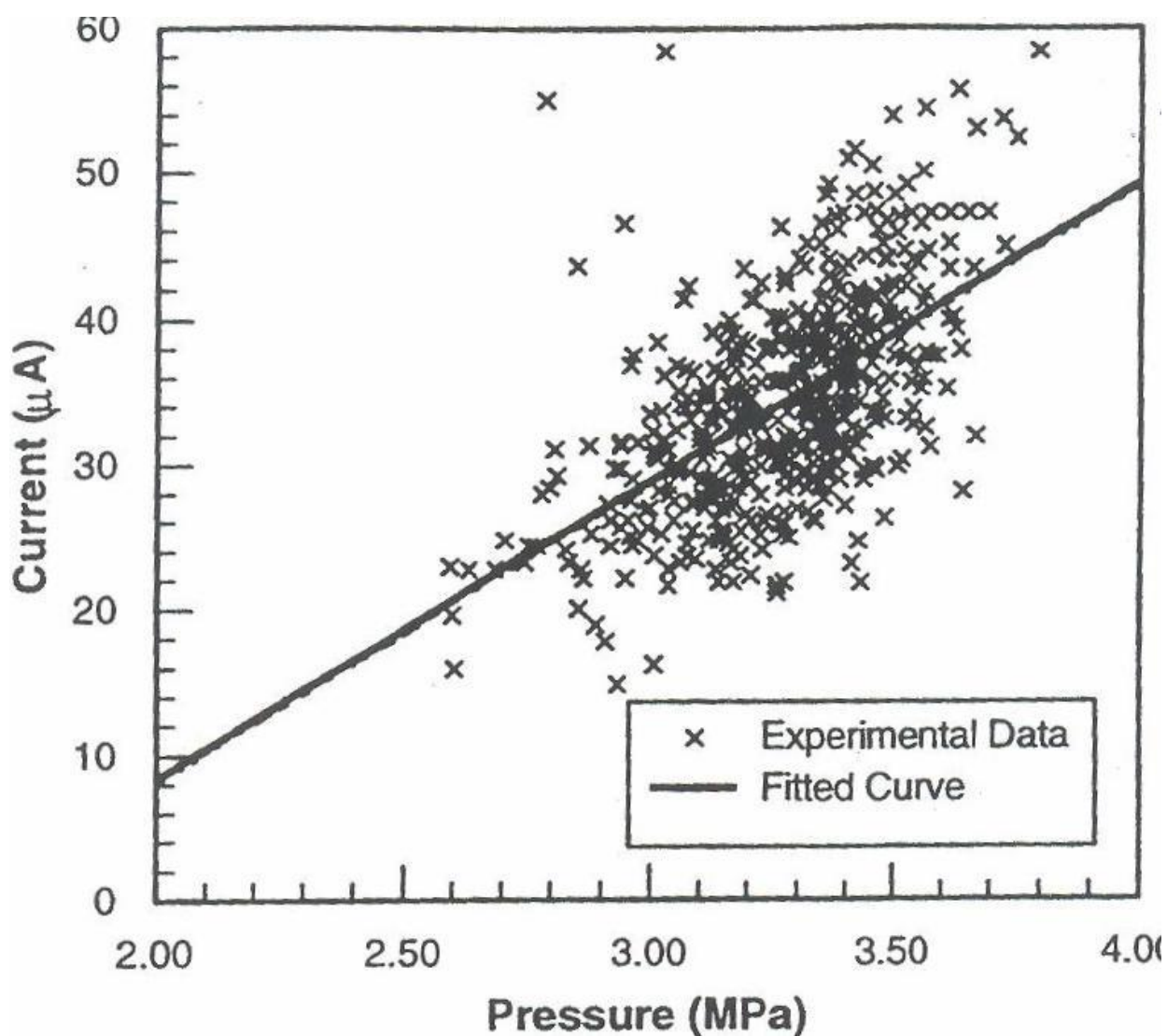


Рисунок 1.6.1.2 – Отношение пиков давления к ионному току

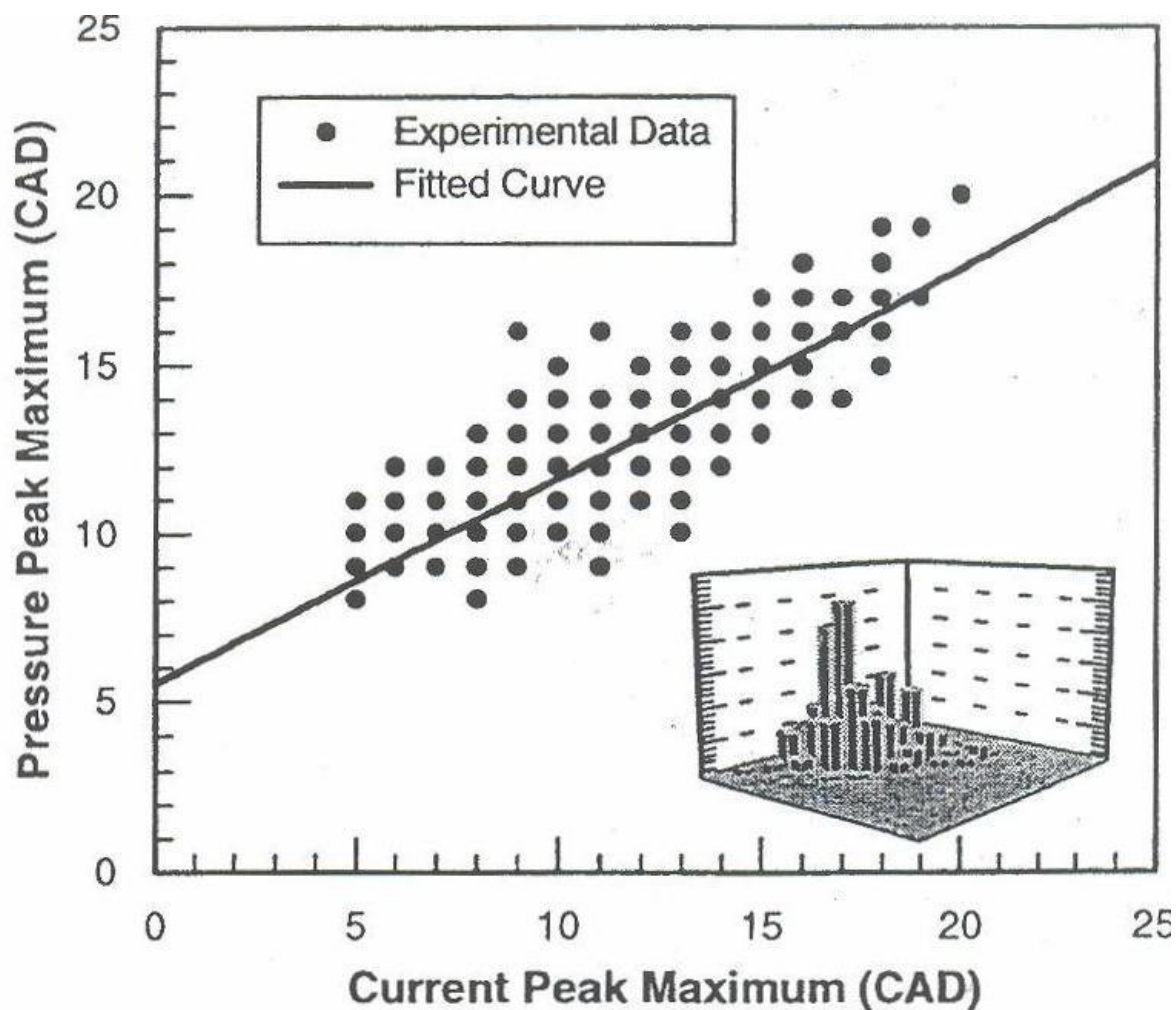


Рисунок 1.6.1.3 – Зависимость давления от ПКВ

Презентованная связь способен являться изображена прямолинейной связью с коэффициентом корреляции, одинаковым 0,8.

Амплитуда гетерополярного тока термоионизации в связи с коэффициента излишка атмосферы присутствие изменении высокоскоростного порядка с 2200 об/мин вплоть до 4000 об/мин и вращающего этапа с 51Нм вплоть до 85 Нм повергнута в рисунке 1.6.1.4.

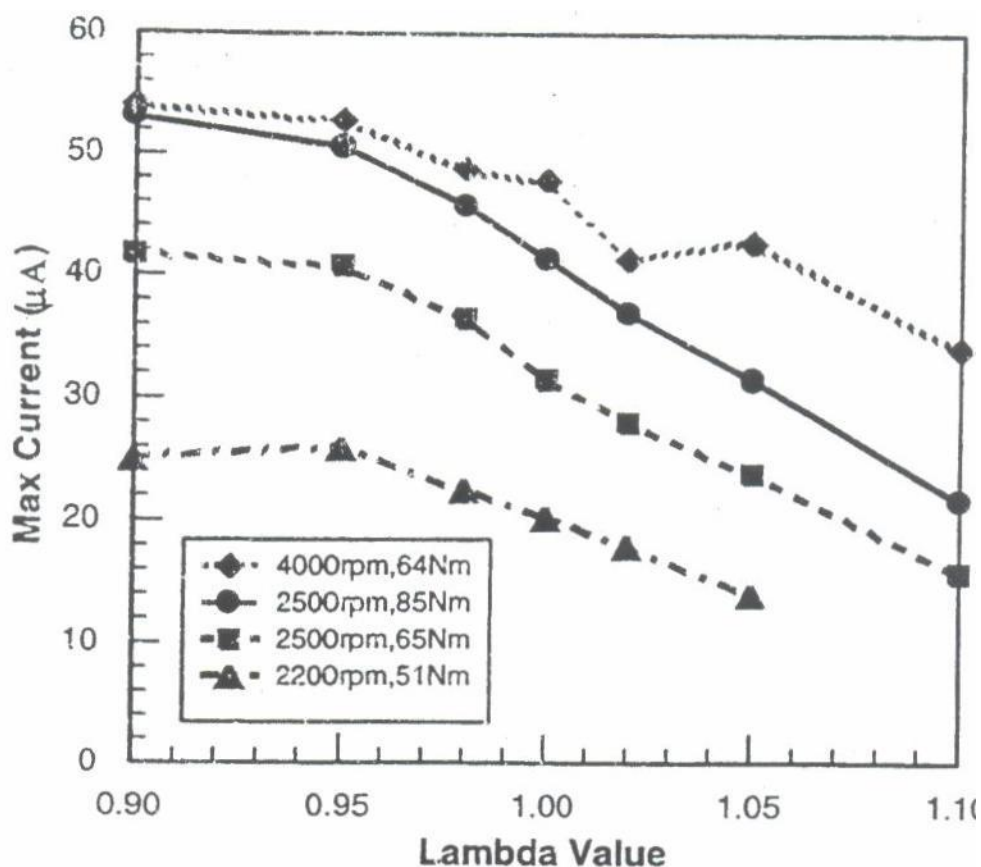


Рисунок 1.6.1.4 – Зависимости ионного тока термоионизации от состава смеси при изменении скоростного режима и крутящего момента

Ионный ток падает с увеличением коэффициента избытка воздуха. Увеличение нагрузки и рост числа оборотов приводит к увеличению ионного тока.

В этой работе ионный ток был термически ионизирован, так как его изменение совпало с изменением давления индикатора. Кроме того, используя хорошо известное уравнение Саха, получаем в виде

$$I = AT^{1/4} \exp\left(-\frac{E_i}{2kT}\right) \overline{\varphi_s/n_{tot}}$$

где φ_s – доля частиц фракции s , E_i – энергия ионизации частиц s , n_{tot} – общая плотность частиц, k – постоянная Больцмана, T – температура продуктов сгорания, A – постоянная, зависящая от вида топлива.

Скоротав несколько переустройств, предусматривающих систему кривошипно-шатунного приспособления, действующий и целый размер цилиндра возможно приобрести взаимозависимость температуры товаров сгорания с величины гетерополярного тока, в варианте

$$T = \frac{E_i}{2k * \ln \frac{B}{I} * \frac{\varphi_s/n_{tot}}{}}$$

где B – постоянная, включающая A и фактор, оценивающий $T^{1/4}$.

В соответствии с уравнением И.И. Вибе можно использовать выражение для определения степени выгорания топлива в виде

$$X_b = 1 - \exp\left(-a\left[\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right]^{m+1}\right)$$

где θ – угол поворота коленчатого вала, θ_0 – угол, соответствующий началу процесса горения, $\Delta\theta$ – угол, соответствующий продолжительности процесса горения, a и m можно принять равными 5 и 2, соответственно.

Давление, соответствующее любому углу поворота КВ, определяется в виде

$$p_n = 1 - X_b * p_{n-1} * \frac{V_{ini}}{V}^\gamma + X_b n_{tot} kT$$

где V_{ini} – общий объем цилиндра при положении поршня в нижней мертвой точке, V – текущий объем, γ – показатель политропы.

Данные уравнения позволяют определить величины ионного тока термической ионизации и индикатора давления от угла поворота коленчатого вала. Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей представлено на рисунках 1.6.1.5 и 1.6.1.6.

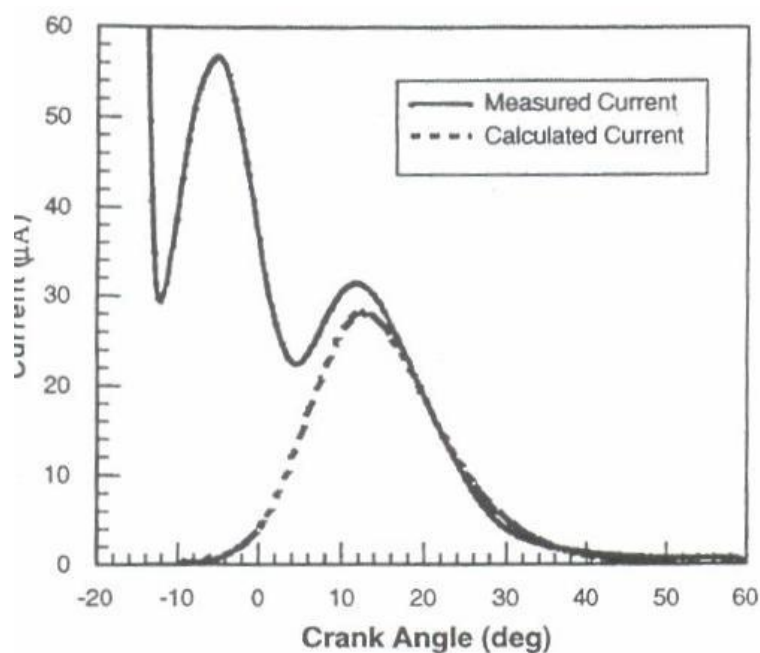


Рисунок 1.6.1.5 – Зависимости ионного тока по углу ПКВ

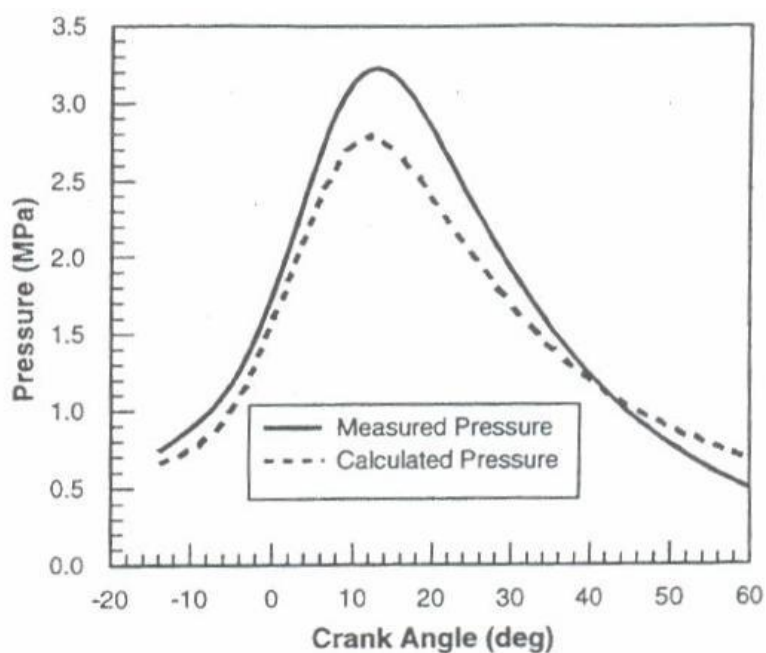


Рисунок 1.6.1.6 – Зависимости давления по углу ПКВ

Хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных показывают представленные результаты, соответственно, для оценки энергетических показателей сгорания в ДВС подходит использование ионизационного зонда. Но обнаружены задачи, сопряженные с воздействием

в знак гетерополярного тока неидентичности циклов горения, активизирующей значительную уровень разброса сигналов.

1.6.2. Исследование взаимозависимостей между максимальным давлением и ионным током химионизации в двигателях с искровым зажиганием.

С ростом проблем нехватки топлива и выбросами выхлопных газов, много усилий было сосредоточено на различные методы электронного управления искровым зажиганием. Измерение ионизирующего тока - это новый метод электронного управления, который является экономически эффективным, удобным и отличным вариантом. Таким образом, была проведена большая исследовательская работа по измерению ионного тока для обнаружения пропусков зажигания, обнаружения детонации, предварительного контроля времени зажигания, оценки соотношения воздух / топливо, оценки давления и оценки положения максимального давления.

Максимальное давление сгорания считается один с более значимых характеристик в целях оценки производительности ДВС, и многочисленные отличительные характеристики, которые связаны с сгоранием, обычно выбираются для лучшей корреляции максимального давления. Litak и другие [1] исследовали взаимозависимость между циклическим пиковым давлением и колебаниями угла пикового давления и обнаружили, что подробный анализ взаимозависимости может предоставить дополнительную полезную информацию о динамике горения. Они также предположили, что скорость медленных и / или быстрых фаз индивидуального горения имеет отношение к медленному и быстрому выделению тепла. Lee и др. [2] использовали параметры горения, такие как указанное среднее эффективное давление (IMEP), сжигаемая массовая фракция, тепловыделение и продолжительность сгорания для оценки максимального давления и нашли удовлетворительную

зависимость между вышеуказанными параметрами и максимальным давлением. Однако все параметры рассчитываются на основе измеренных данных давления в цилиндре. Наблюдение процесса распространения пламени - хороший способ лучше понять максимальное давление; однако его стоимость очень высока, даже недоступна для многих исследователей. Таким образом, стало ключевой проблемой, как экономично и удобно получить максимальное давление цилиндра.

Недавно некоторые исследователи обнаружили, что метод ионного тока с использованием свечи зажигания в качестве датчика может удобно оценивать параметры, связанные с максимальным давлением. Wickstrom и др. [4] оценили положение пикового давления (ППД) с использованием метода ионного тока. Hellring and Holmberg [5] исследовали оценку ППД с использованием циклонов, основанный на методе ионного тока, и установили алгоритмы пикового поиска для обратной связи ППД с онлайн-контроллером. Rivaга и др. [3] использовали ионизационный ток в качестве сигнала для управления цилиндром ППД, и они описали схему на основе нейронной сети (НС) для управления ППД по искровой синхронизации в бензиновом двигателе внутреннего сгорания. Однако ионный ток является локальным параметром вокруг электродов, и на ионный токовый сигнал легко влияют соотношение воздух / топливо, температура и расход газа вокруг электродов, что скажется на взаимозависимости между параметрами ионного тока и давления. Было сделано много усилий, чтобы лучше изучить факторы, влияющие на ионный ток. Yoshiyama и др. [7] обнаружили, что в ионном токе преобладает площадь контакта между пламенем и стенкой камеры сгорания. Wu и др. [8] использовали ионно-токовые электроды, расположенные в разных положениях в бомбе с постоянным объемом, и обнаружили, что контакт между пламенем и стенкой является важным фактором для формы тока ионного тока. С вышеприведенного изучения установлено, то что связь среди огнем и электродом считается значимым

условием повышения гетерополярного тока; по этой причине определенные ученые установили ионные токовые датчики в разных местах, чтобы получить дополнительную информацию о распространении пламени, и установили связь между ионным током для разных местоположений и параметрами давления. Witze [9] разработал несколько электродов, установленных в прокладке головки цилиндров, чтобы получить локальная информация о распространении пламени. В дальнейшем, Yoshiyama и др. [10] создали измерители гетерополярного тока в кольцевой конфигурации, определенные в прокладке головки цилиндров, для того чтобы приобрести сведения о распространении огня, и выявили, то что предельная синхронизирование гетерополярного тока согласуется с предельным периодом давления и что сильная корреляция между ИМЕР и пиковым временем давления. Кроме того, Yoshiyama и др. [11] разработали несколько ионных датчиков для получения ионного тока в двигателе с искровым зажиганием и обнаружил, что пиковое расположение ионного тока близко к пиковому расположению тепловыделения, рассчитанному по измеренному давлению цилиндра при всех работающих двигателях режимы. Кроме того, Badawy и др. [12] представили экспериментальные данные и анализ ионного тока, создаваемого в одноцилиндровом дизельном двигателе, оснащенном электронно управляемой системой впрыска Common-Rail с использованием доступного блока управления двигателем, а коэффициенты корреляции между параметрами горения и ионный ток. Но последующие изучения согласно-старому нужны, для того чтобы отыскать наиболее четкий метеопараметр с целью корреляции данных давления.

В этом исследовании ионизационный ток, генерируемый в бензиновом двигателе с искровым зажиганием, измеряли с использованием восьми датчиков в прокладке головки цилиндров. Во-первых, была исследована взаимозависимость между временем начала отсчета и временем синхронизации пика или времени окончания, в котором начальный момент

времени был выбран в качестве параметра оценки максимального давления горения. Во-вторых, была проанализирована взаимозависимость между максимальным давлением и начальными таймингами, обнаруженными на разных проницаемых ионных датчиках. Наконец, средние начальные тайминги для некоторых прокладочных ионных датчиков использовались для соотношения максимального давления во время сгорания для различных условий эксплуатации. Предполагается, то что в данном изыскании станет внедрен оптимальный метеопараметр гетерополярного тока с целью балла наибольшего давления и представлены надлежащие утверждения с целью конструкции ионно-токовых измерителей.

В исследовании используется четырехцилиндровый двигатель СИ, работающий на бензине. Характеристики испытательного двигателя приведены в таблице 1. На рисунке 1.6.2.1 показана схема двигателя, с установленным в него датчиком ионного тока.

Входное давление топлива контролировалось с помощью манометра в системе питания компонентов двигателя, а время зажигания и соотношение избыточного воздуха можно регулировать с помощью электронного блока управления ЭБУ.

Давление в цилиндре во время процесса горения было получено с использованием пьезоэлектрического преобразователя абсолютного давления. В одном цилиндре была установлена система измерения ионного тока, а сигнал давления в цилиндре вместе с данными о ионном токе был записан с использованием системы сбора данных Yokogawa.

Эксперименты проводились со скоростью двигателя 1500 об / мин, а сигнал давления и ионного тока был получен для каждого 0,5 угла поворота (УП). Давление и ионный ток регистрировали в 68 последовательных циклах в стабильно рабочем состоянии для анализа взаимозависимости между давлением и ионным током.

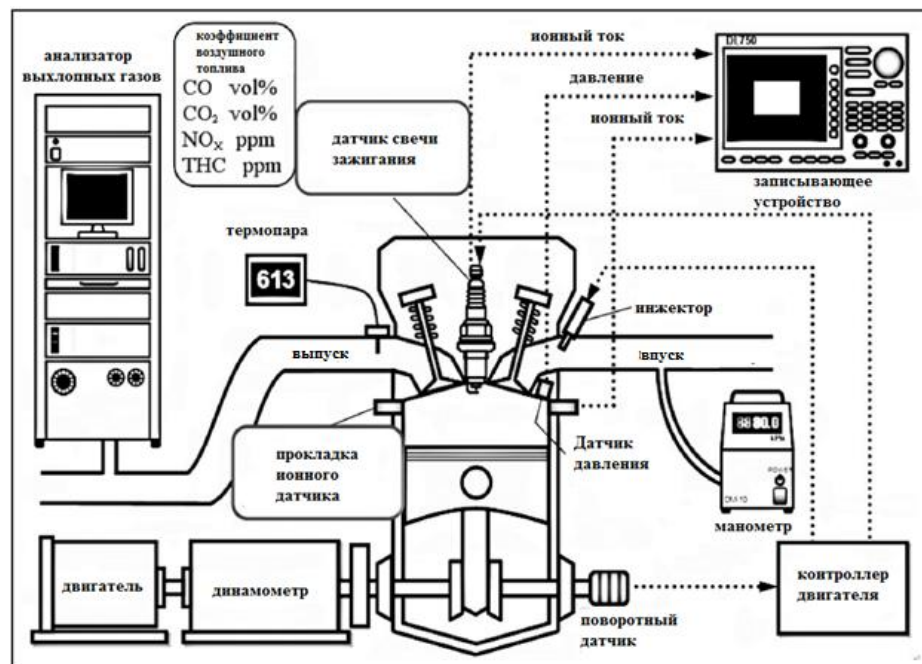


Рисунок 1.6.2.1 – Принципиальная схема настройки эксперимента

Ионный датчик и схема измерения тока ионного тока показаны на рисунке 2.

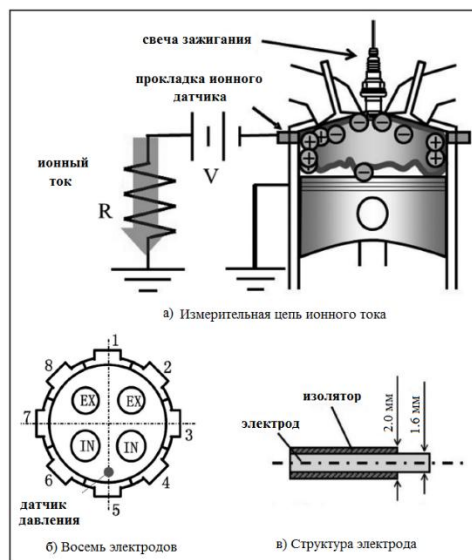


Рисунок 1.6.2.2 – Ионная измерительная система

На рисунке 1.6.2.2 (а) показан продольный разрез цилиндра и прокладка ионного датчика. Ионный датчик был подключен к источнику постоянного тока (12 В) и резистору R (100 кО). На рисунке 1.6.2.2 (б)

показано горизонтальное поперечное сечение прокладки вместе с формой восьми ионных датчиков. Видно, что восемь металлических датчиков одинакового размера симметрично определены около цилиндра и то что повторяющееся размещение восьми ионных датчиков гарантирует, что ионный ток может быть обнаружен со всех сторон в цилиндре. Кроме того, «EX» и «IN» на рисунке 1.6.2.2 (б) представляют соответственно выпускной клапан и впускной клапан. На рисунке 1.6.2.2 (в) представлен геометрический объем гетерополярных измерителей и прокладки головки. Единая слой прокладки головки является 2 миллиметров, а слой электрода и изолятора в прокладке головки является 1,6 миллиметров и 0,4 миллиметров в соответствии с этим.

Механизм ионного тока представляет собой электрическое поле, обеспечиваемое мощностью постоянного тока: многие заряженные частицы, образующиеся во время процесса горения, будут двигаться в фиксированном направлении, а затем генерируется ток, называемый «ионным током», и может быть полученный из резистора. Для корреляции характерных параметров ионного тока и давления используется коэффициент корреляции (R), который может отражать взаимозависимость между любыми двумя переменными.

R можно вычислить из

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$$

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i$$

$$SD_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N}}$$

$$SD_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{N}}$$

$$R(x, y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) / (SD_x \cdot SD_y)$$

где x_i и y_i представляют конкретные значения образцов x и y в цикле сгорания. N - общее число циклов. \bar{x} и \bar{y} - средние значения, SD_x и SD_y - стандартные отклонения. Взаимозависимость между выборками x и y оценивается коэффициентом R .

На рисунке 1.6.2.3 показаны типичные формы ионного тока, полученные от нескольких ионных датчиков, сумма ионного тока для восьми датчиков прокладки, давления и тепловыделения. Выделение тепла рассчитывали на основе давления отдельного цикла с помощью программы обработки данных Matlab.

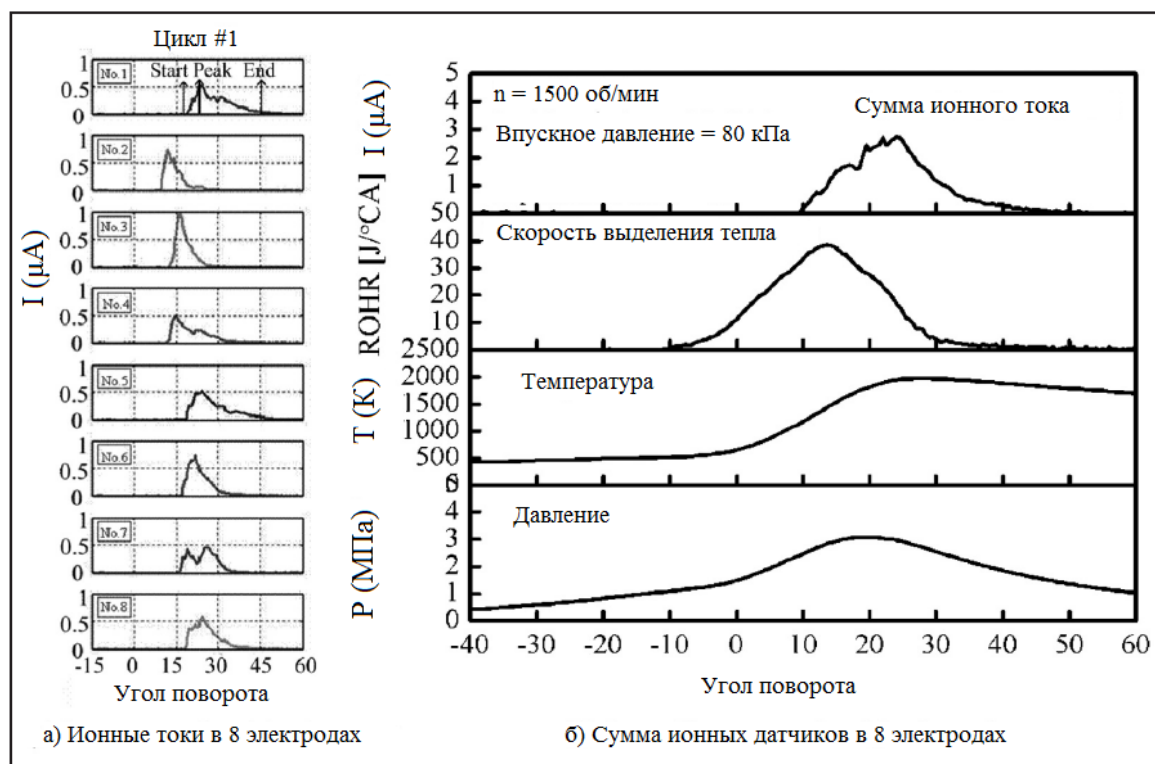


Рисунок 1.6.2.3 – Ионный ток в первом цилиндре

Хорошо известно, что радикальные ионы, такие как CH_3^+ , CHO^+ , C_3H_3^+ и H_3O^+ , получают химическими реакциями в зоне распространения пламени, а доминирующим ионом является H_3O^+ . Главный механизм можно проиллюстрировать следующим образом: $\text{CH} + \text{O} \rightarrow \text{CHO}^+ + \text{e}^-$, последующий перенос заряда $\text{CHO}^+ + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_3\text{O}^+ + \text{CO}$ приводит к H_3O^+ . Пламя распространяется от центра зажигания к стенке цилиндра, поэтому ионный ток происходит сразу после пламя попадает в измеритель тока, а внезапное повышение тока обуславливается равно как старое, как показано на рисунке 1.6.2.3 (а). При увеличении площади контакта между пламенем и стенкой ионный ток увеличивается до максимального значения, а затем ток уменьшается до тех пор, пока сгорание не будет закончено. Расположение пикового тока определяется как $\Theta_{\text{пик}}$, а место, где ионный ток исчезает, определяется как $\Theta_{\text{конеч}}$ на рисунке 1.6.2.3 (а). Три тайминга каждого ионного тока включают информацию о контакте между пламенем и стенкой цилиндра. На рисунке 1.6.2.3 (б) показана сумма восьми ионных токов, тепловыделения и профилей давления. Видно, что расположение пиков по трем параметрам различно, т. е. максимальная сумма ионного тока возникает при угле поворота 25° после верхней мертвой точки (ПВМТ), пиковое тепловыделение происходит при 15° ПВМТ, а максимальное давление составляет 25° ПВМТ.

На рисунке 1.6.2.4 показаны $\Theta_{\text{нач}}$, $\Theta_{\text{пик}}$ и $\Theta_{\text{конеч}}$ для восьми датчиков прокладки в радарной форме. Восемь координат - это углы поворотов, а три тайминга для восьми датчиков прокладки образуют три замкнутые кривые; таким образом, информация о распространении пламени вокруг восьми датчиков может быть легко сравнена. Из рисунка 1.6.2.4 видно, что профили трех замкнутых кривых аналогичны; это отражает то, что $\Theta_{\text{нач}}$, $\Theta_{\text{пик}}$ и $\Theta_{\text{конеч}}$ имеют отношение друг к другу. Другая информация состоит в том, что

восемь значений $\Theta_{\text{нач}}$, $\Theta_{\text{пик}}$ и $\Theta_{\text{конеч}}$ не равны, что показывает, что распространение пламени не симметрично в восьми направлениях.

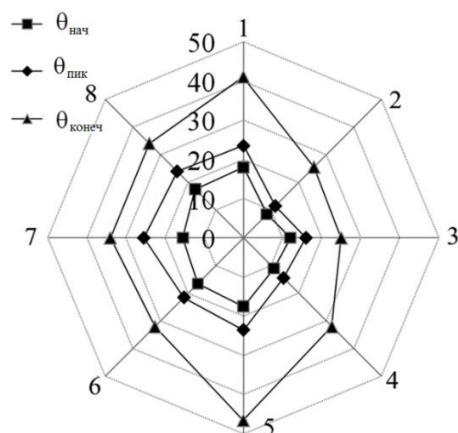


Рисунок 1.6.2.4 – Соответствующий угол поворота для начала, пика и конца тока ионизации в цикле 1

3 Связь между средним временем начала ионного тока и максимальным давлением

Чтобы исключить локальное ограничение $\Theta_{\text{нач}}$ для одной прокладки и найти подходящий параметр для корреляции с максимальным давлением (P_{max}), были приняты средние значения времени запуска (среднее время запуска (СВЗ)) ионного тока для разных ионных датчиков прокладки, а коэффициент корреляции между P_{max} и СВЗ R анализировали, как показано на рисунке 1.6.2.6, где (mn.k) после СВЗ означает датчик прокладки m , n и k , тогда как (mn) после СВЗ означает датчик прокладки m к датчику прокладки n .

На рисунке 1.6.2.6 показано, что R (СВЗ (1.2), P_{max}) больше взаимозависимости между $\Theta_{\text{нач}}$ для одиночной прокладки 1 или прокладки 2 и P_{max} на рисунке 1.6.2.5 соответственно. R (СВЗ (5.6), P_{max}) на рисунке 1.6.2.6 также больше, чем взаимозависимость между давлением и $\Theta_{\text{нач}}$ для

одиночной прокладки 5 или прокладки 6 на рисунке 1.6.2.5 соответственно. Так как R (СВЗ (5.6), P_{\max}) больше R (СВЗ (1.2), P_{\max}), СВЗ (5.6) выбирается для анализа. На рисунке 1.6.2.6 R (СВЗ (4-6), P_{\max}) больше R (СВЗ (5.6), P_{\max}), R (СВЗ (4-7), P_{\max}) аналогично R (СВЗ (3-6), P_{\max}), оба они больше R (СВЗ (4-6), P_{\max}), а R (СВЗ (3-7), P_{\max}) больше R (СВЗ (4-7), P_{\max}). Это указывает на то, что R (СВЗ, P_{\max}) увеличивается с количеством датчиков прокладки. Однако R (СВЗ (3-8), P_{\max}) меньше R (СВЗ (3-7), P_{\max}), а R (СВЗ (1-8), P_{\max}), также меньше R (СВЗ (3-7), P_{\max}). R (СВЗ, P_{\max}) уменьшается с количеством датчиков прокладки, когда количество датчиков прокладки больше пяти. Это указывает на то, что СВЗ (3-7) является наилучшим параметром для оценки P_{\max} .

Для подтверждения наилучших датчиков прокладки R (СВЗ, P_{\max}) для разных прокладочных ионных датчиков сравнивается с R (СВЗ (3-7), P_{\max}). На рисунке 1.6.2.7 показаны R (СВЗ, P_{\max}) для некоторых прочных ионных датчиков с неправильным порядком.

При таком же количестве прокладочных ионных датчиков R (СВЗ, P_{\max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 5 и 6, является большим, а R (СВЗ, P_{\max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 8, мала. Это подтверждает, что для датчиков прокладки вокруг стороны впускного клапана лучше использовать $\Theta_{\text{нач}}$ для оценки P_{\max} . Для всех случаев на рисунке 1.6.2.7 R ($\Theta_{\text{нач}}$, P_{\max}) для СВЗ (3-7) также является наибольшим. Это указывает на то, что лучшим параметром оценки для P_{\max} является СВЗ (3-7).

Рисунок 1.6.2.8 дает СВЗ (3-7) и P_{\max} для 68 циклов. Ось $\Theta_{\text{нач}}$ была инвертирована на рисунке 8, так как СВЗ (3-7) отличается от скорости пламени. На рисунке 1.6.2.8 видно, что СВЗ (3-7) показывает аналогичные тенденции с P_{\max} для 68 циклов. Это указывает на то, что P_{\max} связан с распространением пламени при тех же условиях эксплуатации. Поэтому СВЗ (3-7) выбирается для оценки P_{\max} в этой работе.

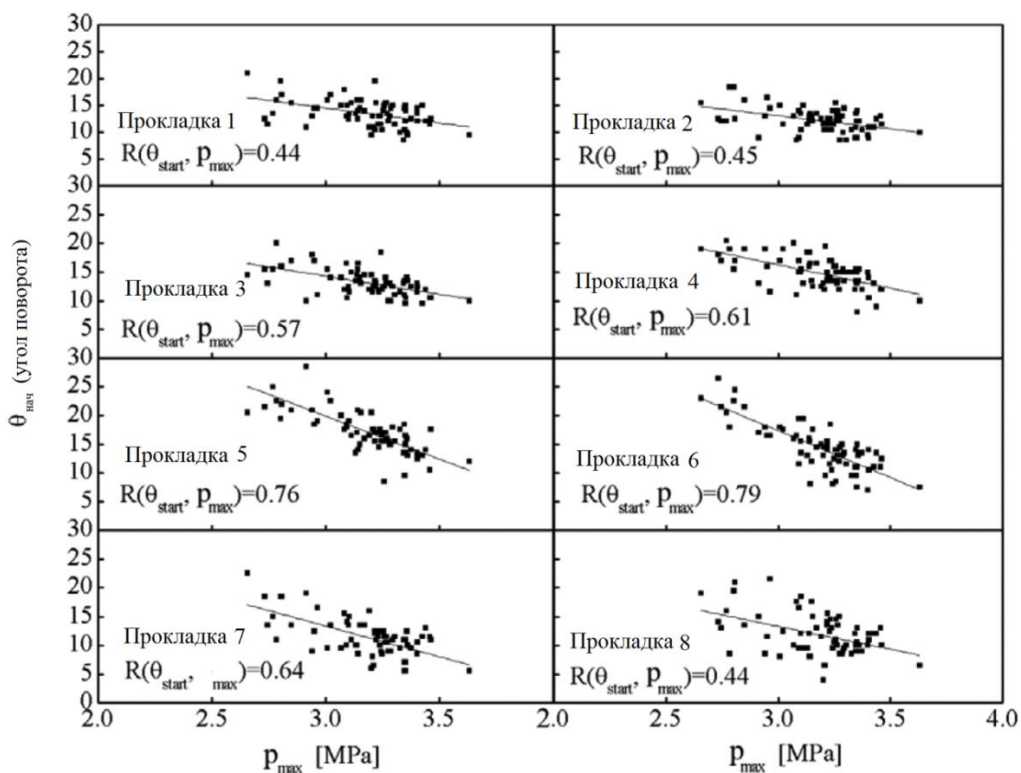


Рисунок 1.6.2.5 – Взаимозависимость между $\Theta_{\text{нач}}$ и P_{max}

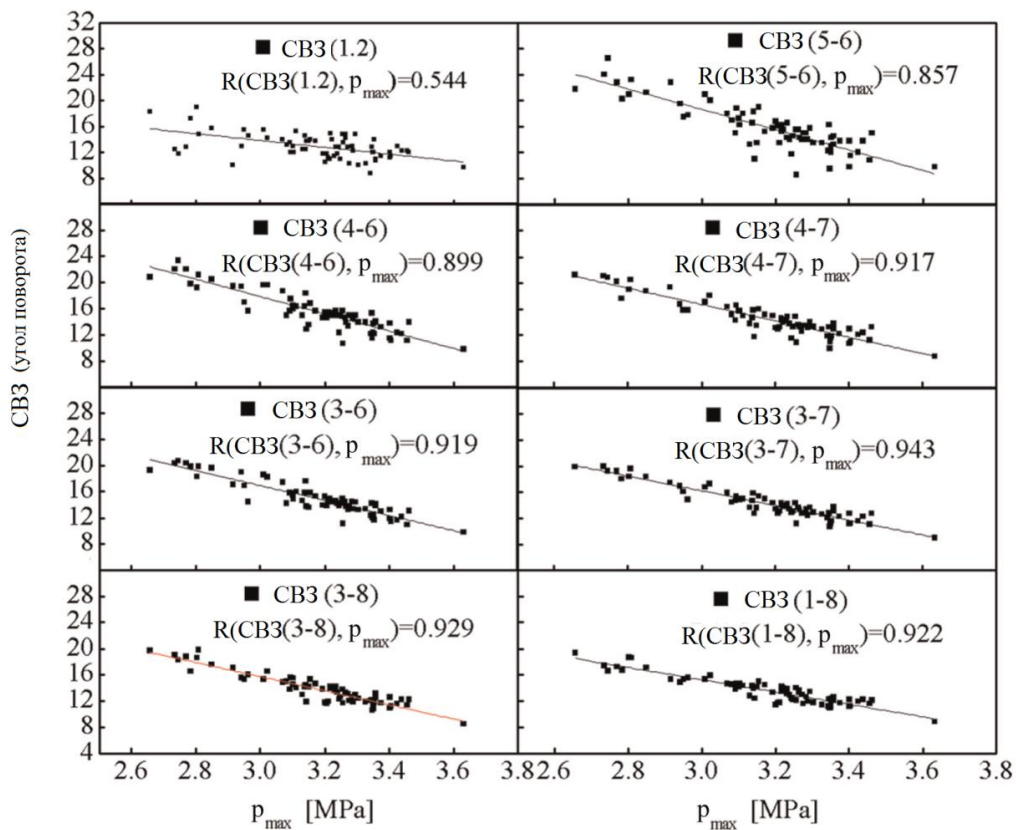


Рисунок 1.6.2.6 – Взаимозависимость между CB3 и P_{max}

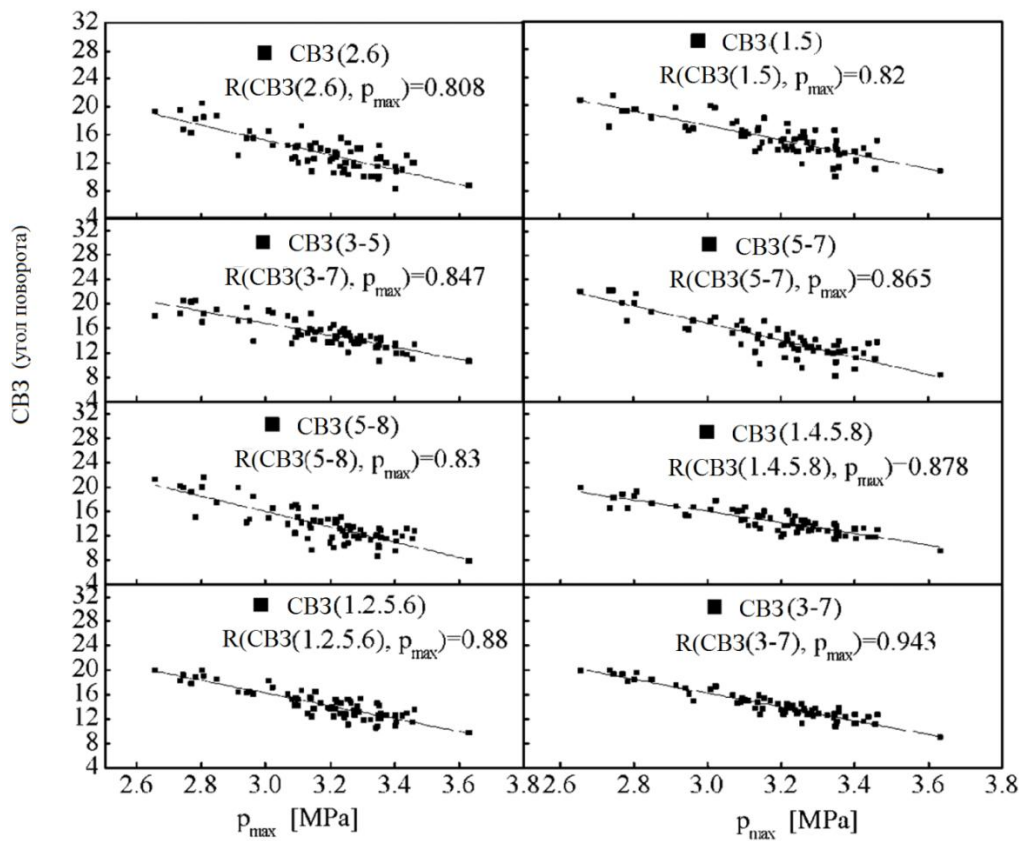


Рисунок 1.6.2.7 – Взаимозависимость между СВЗ и P_{\max}

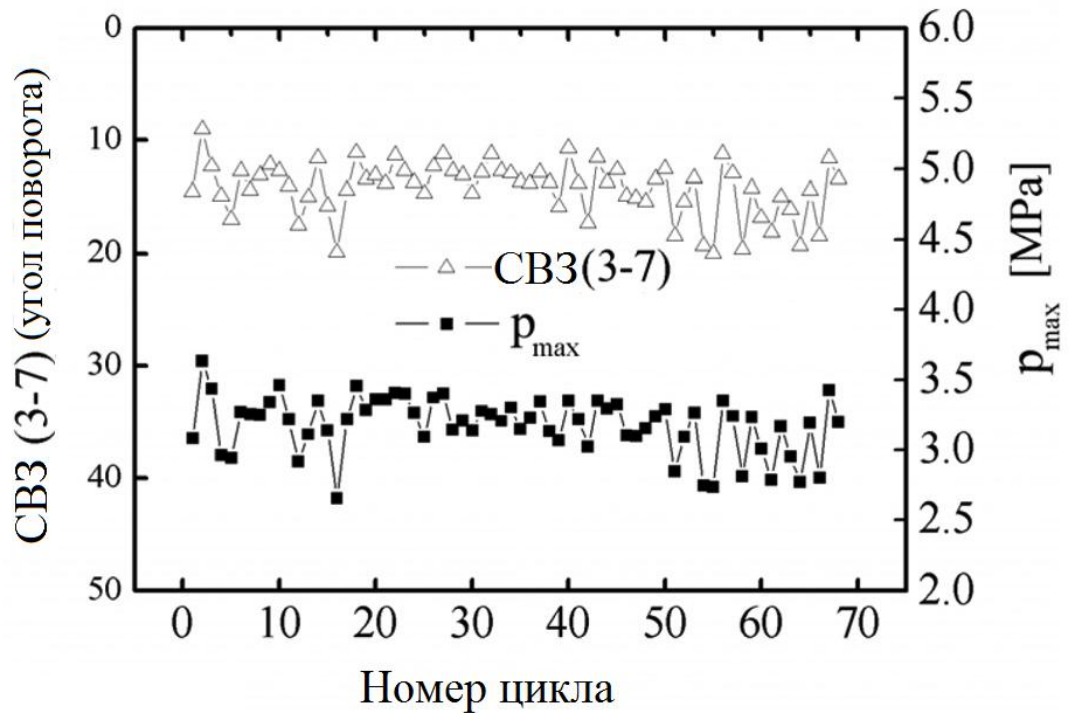


Рисунок 1.6.2.8 – СВЗ (3-7) и P_{\max} для 68 циклов.

Связь между средним временем начала ионного тока и максимальным давлением между средним начала отсчета времени ионного тока и P_{max} .

Чтобы исключить локальное ограничение $\Theta_{нач}$ для одной прокладки и найти подходящий параметр для корреляции с максимальным давлением (P_{max}), были приняты средние значения времени запуска (среднее время запуска (СВЗ)) ионного тока для разных ионных датчиков прокладки, а коэффициент корреляции между P_{max} и СВЗ R анализировали, как показано на рисунке 1.6.2.6, где (mn.k) после СВЗ означает датчик прокладки m , n и k , тогда как (mn) после СВЗ означает датчик прокладки m к датчику прокладки n .

На рисунке 1.6.2.6 показано, что R (СВЗ (1.2), P_{max}) больше взаимозависимости между $\Theta_{нач}$ для одиночной прокладки 1 или прокладки 2 и P_{max} на рисунке 1.6.2.5 соответственно. R (СВЗ (5.6), P_{max}) на рисунке 1.6.2.6 также больше, чем взаимозависимость между давлением и $\Theta_{нач}$ для одиночной прокладки 5 или прокладки 6 на рисунке 1.6.2.5 соответственно. Так как R (СВЗ (5.6), P_{max}) больше R (СВЗ (1.2), P_{max}), СВЗ (5.6) выбирается для анализа. На рисунке 6 R (СВЗ (4-6), P_{max}) больше R (СВЗ (5.6), P_{max}), R (СВЗ (4-7), P_{max}) аналогично R (СВЗ (3-6), P_{max}), оба они больше R (СВЗ (4-6), P_{max}), а R (СВЗ (3-7), P_{max}) больше R (СВЗ (4-7), P_{max}). Это указывает на то, что R (СВЗ, P_{max}) увеличивается с количеством датчиков прокладки. Однако R (СВЗ (3-8), P_{max}) меньше R (СВЗ (3-7), P_{max}), а R (СВЗ (1-8), P_{max}), также меньше R (СВЗ (3-7), P_{max}). R (СВЗ, P_{max}) уменьшается с количеством датчиков прокладки, когда количество датчиков прокладки больше пяти. Это указывает на то, что СВЗ (3-7) является наилучшим параметром для оценки P_{max} .

Для подтверждения наилучших датчиков прокладки R (СВЗ, P_{max}) для разных прокладочных ионных датчиков сравнивается с R (СВЗ (3-7), P_{max}).

На рисунке 1.6.2.7 показаны R (СВЗ, P_{\max}) для некоторых прочных ионных датчиков с неправильным порядком.

При таком же количестве прокладочных ионных датчиков R (СВЗ, P_{\max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 5 и 6, является большим, а R (СВЗ, P_{\max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 8, мала. Это подтверждает, что для датчиков прокладки вокруг стороны впускного клапана лучше использовать $\Theta_{\text{нач}}$ для оценки P_{\max} . Для всех случаев на рисунке 1.6.2.7 R ($\Theta_{\text{нач}}$, P_{\max}) для СВЗ (3-7) также является наибольшим. Это указывает на то, что лучшим параметром оценки для P_{\max} является СВЗ (3-7).

Рисунок 1.6.2.8 дает СВЗ (3-7) и P_{\max} для 68 циклов. Ось $\Theta_{\text{нач}}$ была инвертирована на рисунке 8, так как СВЗ (3-7) отличается от скорости пламени. На рисунке 1.6.2.8 видно, что СВЗ (3-7) показывает аналогичные тенденции с P_{\max} для 68 циклов. Это указывает на то, что P_{\max} связан с распространением пламени при тех же условиях эксплуатации. Поэтому СВЗ (3-7) выбирается для оценки P_{\max} в этой работе.

Горение диагностики с помощью ионного тока.

В практике требование деятельности мотора, подобные равно как возжигание, синхронизирование, воздушное пространство / горючее и влияние в входе, различаются, и пролетарое положение проявляет существенное воздействие в условия r_{\max} ; Подобным способом, следует исследовать связь среди r_{\max} и АС (3-7) присутствие разных обстоятельствах эксплуатации.

На рисунке 1.6.2.12 показана взаимосвязь между r_{\max} и АС (3-7) в разные моменты зажигания. Рабочие условия таковы, что коэффициент избытка воздуха (1) составляет 0,8, а давление на входе составляет 80 кПа.

Итоги демонстрируют, что R (AU (3-7), P_{max}) более 0,93 присутствие абсолютно всех углах опережения зажигания. Данное доказывает, то что p_{max} очень находится в зависимости с формирования посредственного огня возле прокладки измерителя 3 воспринимающей планки 7. В рисунке 1.6.2.12 кроме того представлено, то что усовершенствование утверждения угла опережения зажигания повышает P_{max} и снижается (3-7). Данное показывает неплохую взаимосвязь среди распространением огня и наибольшим нажимом.

На рисунке 1.6.2.13 показано соотношение между p_{max} и AS (3-7) при различных давлениях всасывания, которые варьировались от 70 кПа до 100 кПа. Рабочее состояние: $l = 1,0$ и время зажигания $25^{\circ}CA$ до верхней мертвой точки (TDC). Хорошая взаимозависимость между R_{MAN} и AS (3-7) присутствует при различных давлениях всасывания.

Данное показывает в таком случае, то что значимости P_{max} очень находятся в зависимости с AS (3-7). Изображение 1.6.2.14 демонстрирует AS (3-7) и p_{max} согласно сопоставлению с нажимом на входе. Заметно, то что повышение давления на входе повышает P_{max} и в таком случае ведь период снижается (3-7). Данное свидетельствует о том, что наиболее стремительные итоги распространения огня больше присутствие наибольшем давлении.

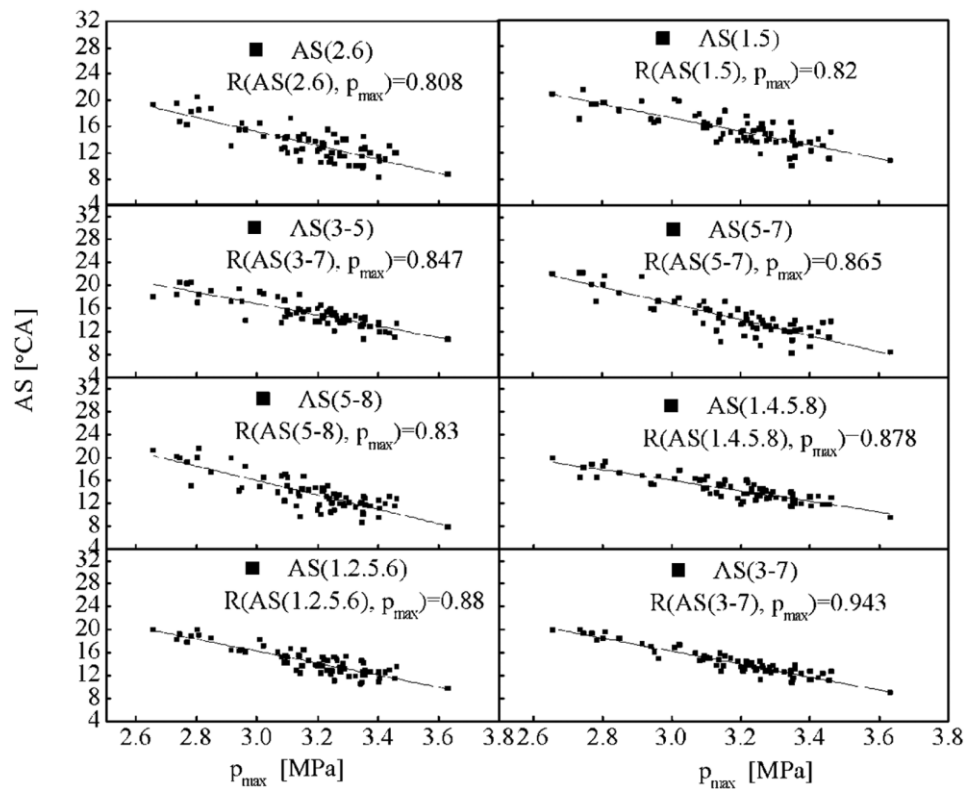


Рисунок 1.6.2.10 – Взаимозависимость между AS и Pmax.

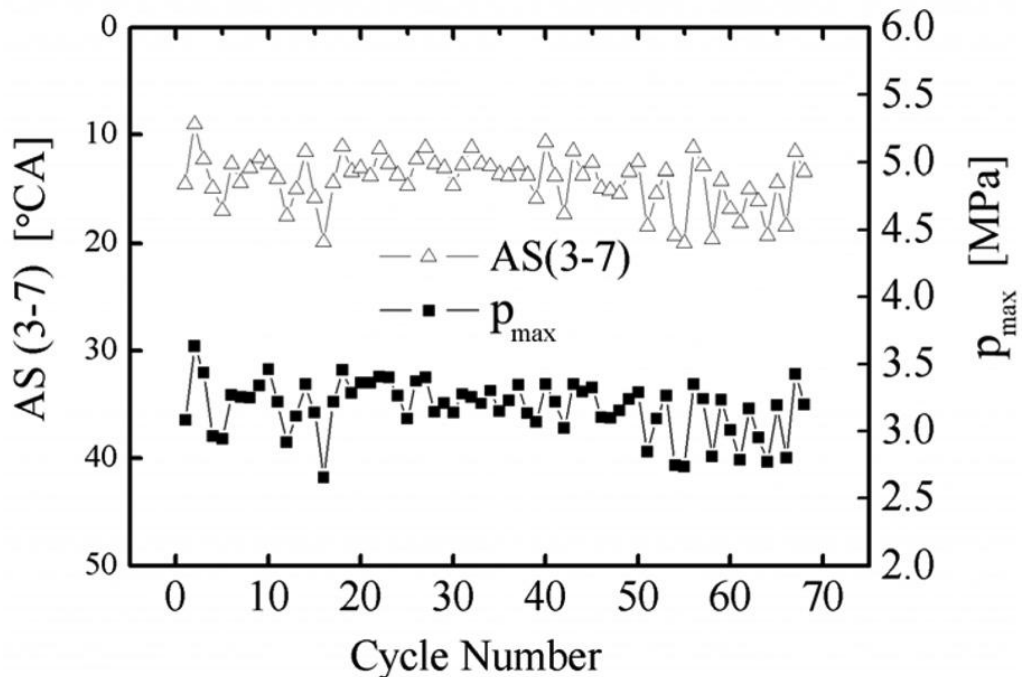


Рисунок 1.6.2.11 – AS (3-7) и pmax в течение 68 циклов.

Проведено исследование характеристик тока ионизации в двигателе с искровым зажиганием, работающем на природном газе, отходах природного

газа и водорода и бензине. Основные результаты суммируются следующим образом:

1. Первичный сигнал ионизации, измеренный в цилиндре, не может извлечь ступень зажигания и переднюю фазу пламени, создаваемого разрядом. Послание пламени не мешает серьезно.

2. Реальный ток ионизации содержит переднее пламя и стадию постпламени. Временной момент пикового тока на переднем пламени близок к ВМТ, а время пикового тока на этапе постплана соответствует времени максимального давления.

3. Появление переднего пламени и постпламени (включая два пика), заправленных природным газом, откладывается по сравнению с топливом с бензином, и они продвигаются, когда водород добавляется в природный газ. Амплитуды ионизационного тока как в переднем пламени, так и после пламени (включая два пика) дают более низкие значения, заправленные природным газом, по сравнению с топливом с бензином, и они увеличиваются с добавлением водорода.

4. Хорошая корреляция между сроками максимального постпламенного тока и временем максимального давления в цилиндре представлена независимо от используемого топлива.

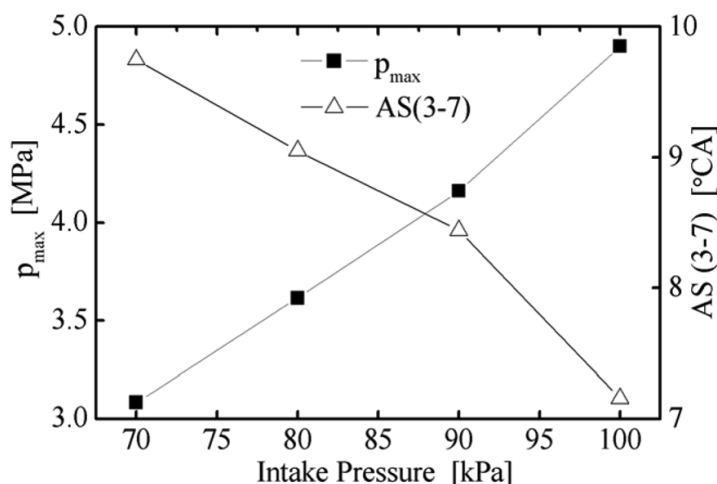


Рисунок 1.6.2.12 – $AS(3-7)$ и p_{max} при различных давлениях всасывания.

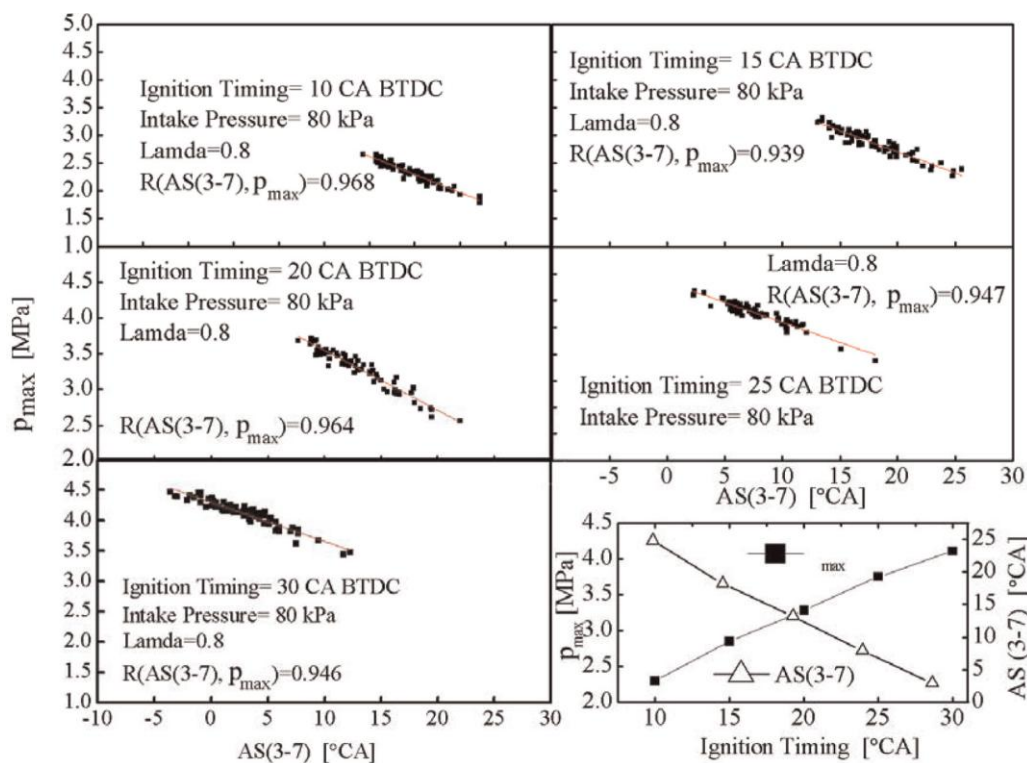


Рисунок 1.6.2.13 – Зависимость между AS (3-7) и p_{max} в разные моменты времени зажигания.

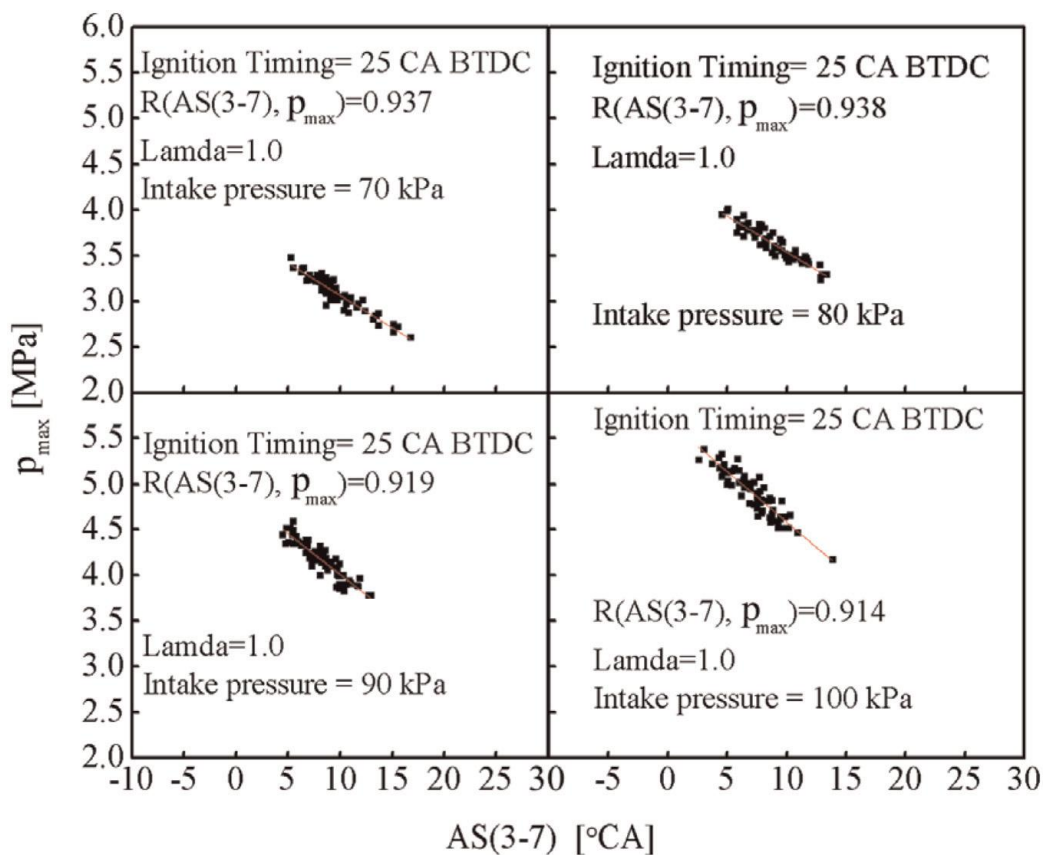


Рисунок 1.6.2.14 – $R(AS(3-7), P_{max})$ при различных давлениях всасывания.

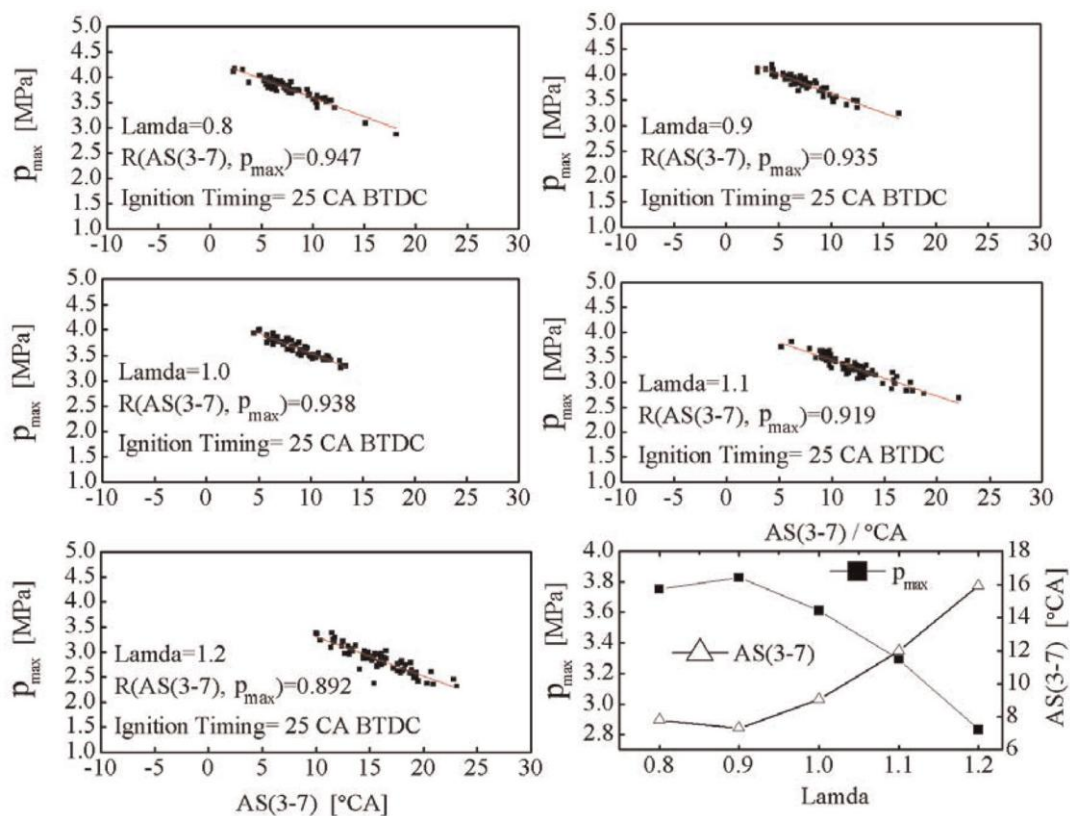


Рисунок 1.6.2.15 – Зависимость между AS (3-7) и p_{max} при различных соотношениях α (воздух/топливо).

1.7 Выводы по главе 1 и формулировка задач исследования

Как вывод по анализу видно, что по ионному току можно оценивать изменение давления сгорания в цилиндре двигателя путем термоионизации или хемионизации. Использование хемионизации ближе всего подходит под задачи ВКР, так как проявляется при любом составе смеси, поэтому и была использована. А процесс термоионизации проявляется исключительно при высоких температурах, соответственно и обогащённому составу смеси или стехиометрии.

Ионный ток падает с увеличением коэффициента избытка воздуха. Увеличение нагрузки и рост числа оборотов приводит к увеличению ионного тока.

Заметна хорошая корреляция между временем максимального тока и временем максимального давления в цилиндре представлена независимо от используемого топлива.

Исследования по выявлению взаимосвязи ионного тока и давления сгорания при использовании добавки газообразных топлив ограничены, что говорит о более углублённом изучении.

Анализируя данные, можно сформулировать следующие задачи исследования при добавке водорода в ТВС:

1. Экспериментально определить зависимость давления сгорания и ионного тока от состава смеси, количества водорода добавляемого в ТВС и скоростного режима работы.

2. Определить взаимосвязь протяженности времени достижения максимума давления и средней скорости распространения пламени.

3. Определить зависимость изменения максимального давления сгорания от величины ионного тока.

4. Показать особенности добавки водорода на воздействия эффективности работы двигателя.

Глава 2. Экспериментальное оборудование

В поршневых энергетических установках процесс сгорания углеводородного топлива представляет собой комплексный сложный физико-химический процесс, который протекает при изменении в течение нескольких миллисекунд объема, скорости перемещения топливно-воздушного заряда, масштаба и интенсивности турбулентности, давления, температуре, а также происходит непрерывное изменение ширины зоны сгорания, турбулентной и нормальной скоростей распространения пламени [64].

Экспериментальные установки - одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85, стенды с автомобильными двигателями – были разработаны и модернизированы для выявления параметров, определяющих основные характеристики сгорания углеводородных топлив [64].

2.1 Одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85

2.1.1. Описание установки УИТ-85

В этой работе была использована специальная установка для изучения октановых чисел топливных топлив УИТ-85 (рис. 2.1.1.1) для изучения основных характеристик процесса сгорания и их взаимосвязи с токсичностью выхлопных газов [1].

Полные характеристики экспериментальной установки и экспериментального оборудования для определения исследуемых параметров представлены в кандидатской диссертации Дерячева А.Д. [2].

Эти конструктивные особенности значительно снижают неоднородность тепловыделяющих сборок в циклическом режиме, и, что наиболее важно, при изучении процесса сгорания уменьшается межцикловая нестабильность работы двигателя.



Рисунок 2.1.1.1 – Внешний вид установки УИТ-85

В данной работе эта конструкция была применена в качестве модификации действительного ДВС. В основе лежал просмотр популярных исследований хода сгорания в цилиндре ДВС с применением ионизационных датчиков и особенностей УИТ-85. В камеру сгорания были установлены экспериментальные измерители взамен магнитострикционного измерителя детонации. В соотношение с заданиями НИР, это измеритель давления тензометрический и ионизационные зонды разных систем [64].

Схема экспериментальной установки на базе УИТ-85 показана на рисунке 2.1.1.2.

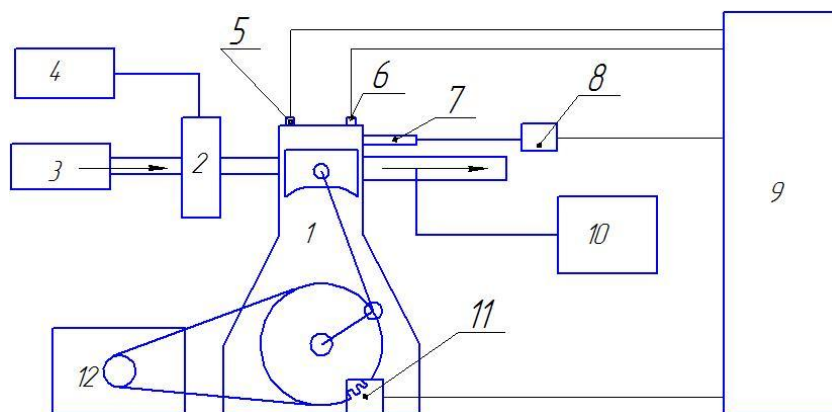


Рисунок 2.1.1.2 – Схема экспериментальной установки: 1 - одноцилиндровая установка УИТ-85; 2 – карбюратор; 3 - система подачи и измерения расхода воздуха; 4 - система топливоподачи и измерения расхода топлива; 5 - датчик давления в камере сгорания; 6 - ионизационный зонд; 7 - свеча зажигания; 8 - система регистрации искрового разряда; 9 - система сбора данных; 10 – газоанализатор; 11 - датчик положения коленчатого вала; 12 - электропровод коленчатого вала.

2.1.2. Система регистрации ионного тока

Два ИД, представленные на рисунках 2.1.2.8 и 2.1.2.9, были использованы для мониторинга ионного тока. Он представляет собой электрод (ИЗ), изолированный от корпуса двигателя керамическим изолятором.

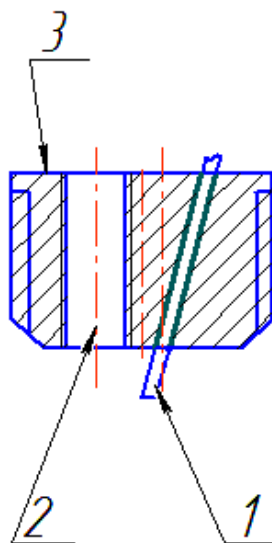


Рисунок 2.1.2.1 – Схема ИД у свечи зажигания: 1 – ИЗ; 2 – отверстие под свечу зажигания; 3 – корпус ИД.

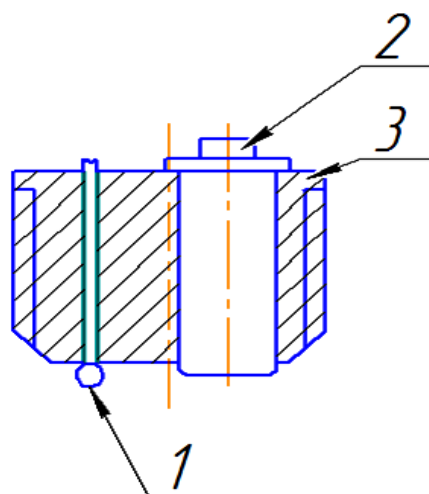


Рисунок 2.1.2.2 – ИД и датчик давления: 1 – ИЗ; 2 – датчик давления; 3 – корпус ИД.

Электрическая цепь, в которой импульс ионного тока возникает из-за электрической проводимости углеводородного пламени, закрывает фронт пламени, омывая электрод и корпус двигателя. Расположение идентификатора показано на рисунке 5. Как видно, один датчик был расположен на максимальном расстоянии от свечи зажигания, т.е. на расстоянии 85 мм, а другой - непосредственно в свече зажигания, на расстоянии 7 мм от его электрода [64].

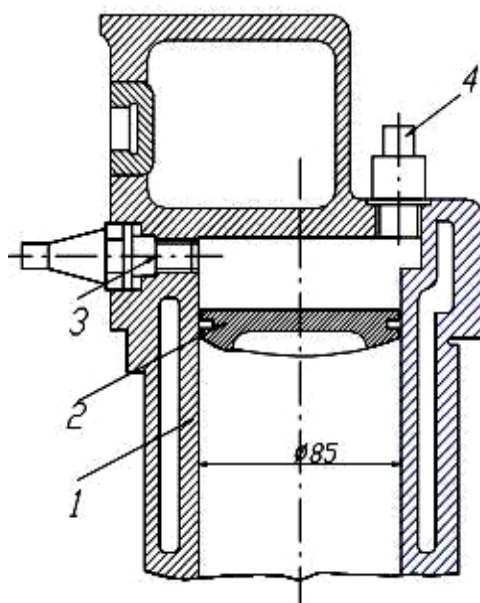


Рисунок 2.1.10 – Расположение ИД в КС двигателя: 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – свеча зажигания с ИД 1; 4 – ИД 2 с датчиком давления

Временем замыкания цепи, т.е. временем нахождения пламени в зоне датчика, устанавливается продолжительность сигнала. По результатам измерений промежутка времени (t) от подачи искрового разряда до возникновения импульса напряжения ионного тока, определено среднее значение скорости распространения пламени (U) по формуле:

$$U = \frac{L}{t}, \quad (2.1)$$

где L – расстояние от свечи зажигания до ИЗ, м.

2.1.3. Система индицирования (измерения давления в камере сгорания)

Система индексации предназначена для анализа энергетических характеристик процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания, состоящая из следующих основных элементов: система регистрации данных датчика давления; усилитель сигнала датчика давления; система определения положения коленчатого вала.

Регистрация изменения давления в камере сгорания осуществлялась пьезоэлектрическим датчиком давления фирмы Kistler.

При проведении экспериментов проводились записи осциллограмм ионного тока и индикаторного давления в зависимости от времени при изменении исследуемых параметров. Изменялись состав ТВС (α) при различных добавках водорода в ТВС (g_{H_2}) и степеней сжатия (ϵ).

Добавка водорода осуществлялась для изменения времени распространения пламени и сокращения процесса сгорания.

Влияние этих параметров оценивались на двух частотах вращения коленчатого вала (n), то есть при двух различных уровнях турбулентности рабочего тела в камере сгорания.

2.2 Методики проведения и обработка результатов экспериментальных исследований

Методики и планы проведения экспериментальных исследований разработаны на основе результатов раздела аналитического анализа и выбора оптимального варианта направления исследований.

2.2.1 Методика проведения и обработка результатов исследования на одноцилиндровой установке УИТ-85

Предварительный анализ сигналов ионного тока

Проводилась параллельная запись сигналов с ИД, искрой зажигания, датчиком положения коленвала и запись сигналов с использованием многоканального аналого-цифрового преобразователя L-Card в память персонального компьютера [3]. Это было целью эксперимента. На рис. 2.2.1.1 показана схема записи сигналов в цепи ИЗ.

При добавке водорода происходит рост максимального давления в области состава смеси, обеднённой относительно стехиометрии. Причём с обеднением смеси происходит и абсолютное и относительное увеличение максимального давления сгорания. Аналогичные результаты получены и для частоты вращения коленчатого вала 600 мин^{-1} [12].

Увеличение максимального давления P_z при добавке водорода связано с изменением характеристик сгорания.

Перед началом эксперимента схема была проверена на линейность зависимости выходного сигнала от напряжения источника питания. Как видно из рисунка 2.2.1.2, напряжение измерительной цепи не находится в области тока насыщения.

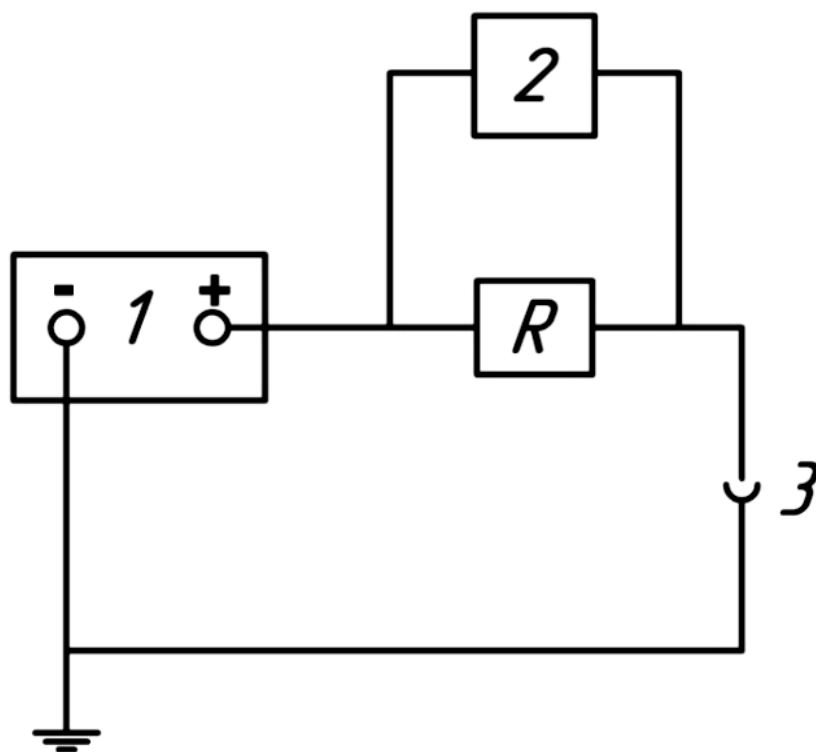


Рисунок 2.2.1.1 – Схема системы регистрации ионного тока: 1 – источник питания; 2 – осциллограф; 3 – ИЗ.

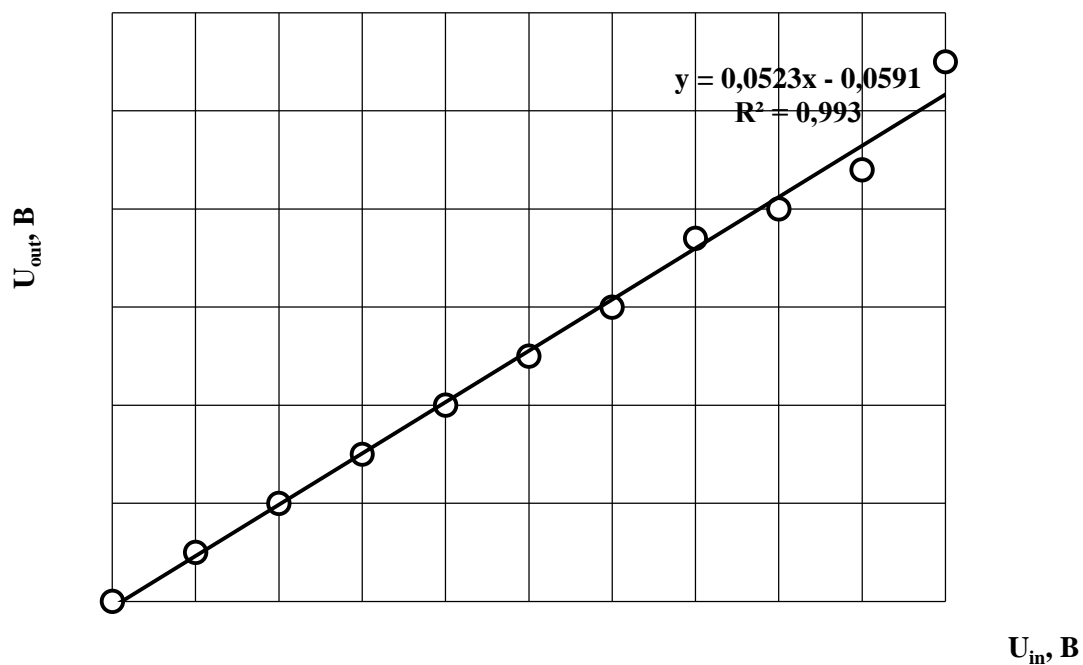


Рисунок 2.2.1.2 – Характеристика измерительной цепи.

В результате испытаний были получены серии сигналов для каждого режима испытаний. Усредненный сигнал оценивался по следующим параметрам:

1) интервал времени от начала зажигания до появления импульса ионного тока на ИД, расположенном на свече зажигания (t_1) и на удаленном от него ИД (t_2);

2) амплитуда сигнала ионного тока на ИД, расположенном на свече зажигания (I_1) и на удаленном от него ИД (I_2);

3) длительность импульсных сигналов ионного тока на ИД, расположенном на свече зажигания (t_{c1}), и на ИД, расположенном в зоне КС (t_{c2}), наиболее удаленной от свечи зажигания;

4) время появления максимума давления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (t_{Pmax});

5) максимальное давление в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (P_z) [64].

Одним из основных факторов был состав топлива ($\alpha = 0,7 \dots 1,6$) и доля водорода, добавляемого в топливо, которая составляла 3% и 5% (по объему). Работу агрегата УИТ-85 выполняли с коэффициентом сжатия 5,9, на скоростях 600 и 900 об / мин и с углом опережения зажигания (УОЗ), равным 13 [3]. С изменением коэффициентов тип усредненного импульса изменился [64]. Представление «усредненной» формы сигнала показано на рисунке 2.2.1.3.

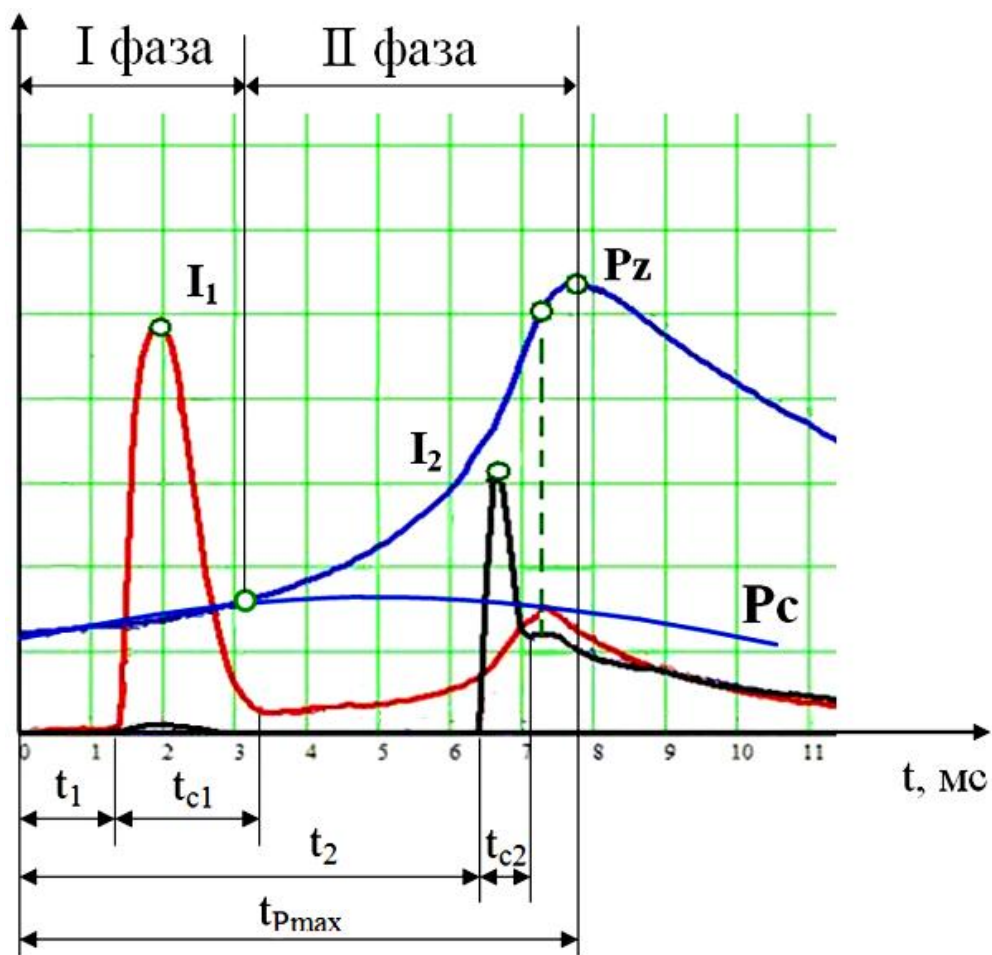


Рисунок 2.2.1.3– Осредненная осциллограмма импульсов ионного тока и давления: t_1, t_2 – промежутки времени от начала зажигания до появления ионного тока на ИД, расположенного у свечи зажигания и до появления ионного тока на ИД, расположенного в самой удаленной от свечи зажигания зоне КС, соответственно; I_1, I_2 – исходный сигнал с ИД, расположенного у свечи зажигания и с ИД, расположенного в самой удаленной от свечи зажигания зоне КС, соответственно; t_{c1}, t_{c2} – длительность сигналов импульса ионного тока на ИД, расположенного у свечи зажигания и на ИД, расположенного в самой удаленной от свечи зажигания зоне КС, соответственно; t_{Pmax} – время возникновения в цилиндре ДВС максимума давления; Pz – пик давления в цилиндре ДВС; Pc – линия сжатия.

При анализе осциллограмм ионного тока (рис. 8), определялись следующие параметры протекания ионного тока: Pz' – изменение

индикаторного давления, τ_{Pz} – время появления максимального давления, IC_1 , IC_2 – ионные токи в первом и втором зондах соответственно, τ_1 , τ_2 – время появления тока в цепи $ИЗ_1$, $ИЗ_2$.

Пример осциллограммы с записью параметров экспериментов показан на рис. 2, где 1 – отметчик искры, Pz' – изменение индикаторного давления, τ_{Pz} – время появления максимального давления, IC_1 , IC_2 – ионные токи в первом и втором зондах соответственно, τ_1 , τ_2 – время появления тока в цепи $ИЗ_1$, $ИЗ_2$.

2.2.2. Обработка результатов испытаний

Было принято порядка 4-х десятков последовательных циклов. После обработки параметров по ГОСТ 8.207-76 «Прямые измерения с многократными наблюдениями. «Методы обработки результатов наблюдений» для оценки погрешностей экспериментальных данных и определения среднего значения результатов наблюдений.

Как показал предварительный анализ сигналов (рисунок 2.2.2.1), из наличия межкадрового разброса значений амплитуды и времени появления сигналов можно сделать вывод, что существует нормальное распределение вероятностей. Результаты погрешностей представлены в таблице 2.2.2.1.

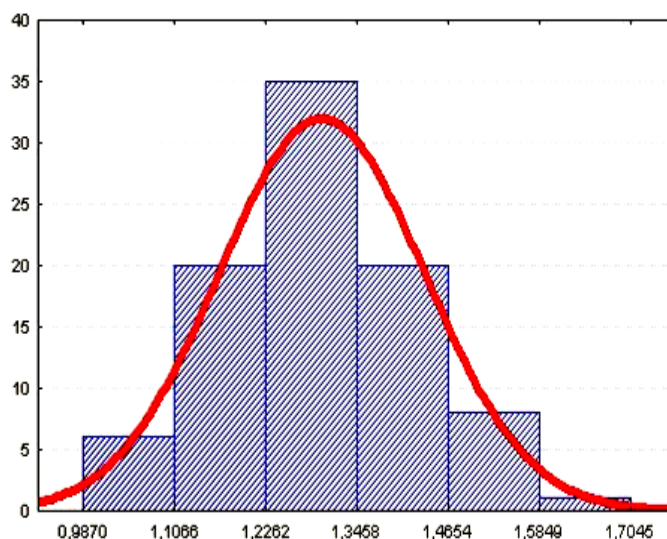


Рисунок 2.2.2.1 – Гистограмма частот.

Таблица 2.2.2.1. Результаты погрешностей

Критерий	%
Амплитуда сигнала	6
Время от искрового разряда до максимального возникновения давления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания и сигнала ИД	3
Коэффициент избытка воздуха	3
Доля добавленного водорода в топливной сборке	4
Концентрация СН в выхлопных газах	5

Глава 3. Результаты экспериментального определения влияния состава смеси и добавки водорода на промежуток времени достижения максимального давления.

Для изменения времени распространения пламени и сокращения процесса сгорания осуществлялась добавка водорода. Влияние этих параметров оценивались на двух частотах вращения коленчатого вала (n), то есть при двух различных уровнях турбулентности рабочего тела в камере сгорания.

Продолжительность сигнала устанавливается временем замыкания цепи, то есть временем нахождения пламени в зоне датчика (Δt).

По результатам регистрации ионного тока и времени протекания рабочего процесса определялись основные характеристики сгорания и их связь с максимальным давлением.

Режимы, на которых проводились испытания: скоростные режимы, $n=600$ об/мин и 900 об/мин, степень сжатия $\varepsilon=5,9$ и $7,0$, УОЗ - 16° до В.М.Т.

Изменение максимального давления P_z и давления сгорания в момент появления ионного тока P_{ion} в зависимости от состава смеси, при различных добавках водорода в ТВС, 3% и 5% от массы топлива на скоростном режиме 900 об/мин и степени сжатия, $\varepsilon=5,9$, показано на рисунке 3.1.

При добавке водорода происходит рост максимального давления в области состава смеси, обеднённой относительно стехиометрии. Причём с обеднением смеси происходит и абсолютное и относительное увеличение максимального давления сгорания. Аналогичные результаты получены и для частоты вращения коленчатого вала 600 мин⁻¹ [12].

P_{ion} – это давление в момент появления ионного тока датчика I_{c1} . Оно фиксируется при сгорании ТВС, масса которой составляет приблизительно 50-60%. Этот параметр, качественно, достаточно точно отражает изменение максимального давления сгорания по составу смеси.

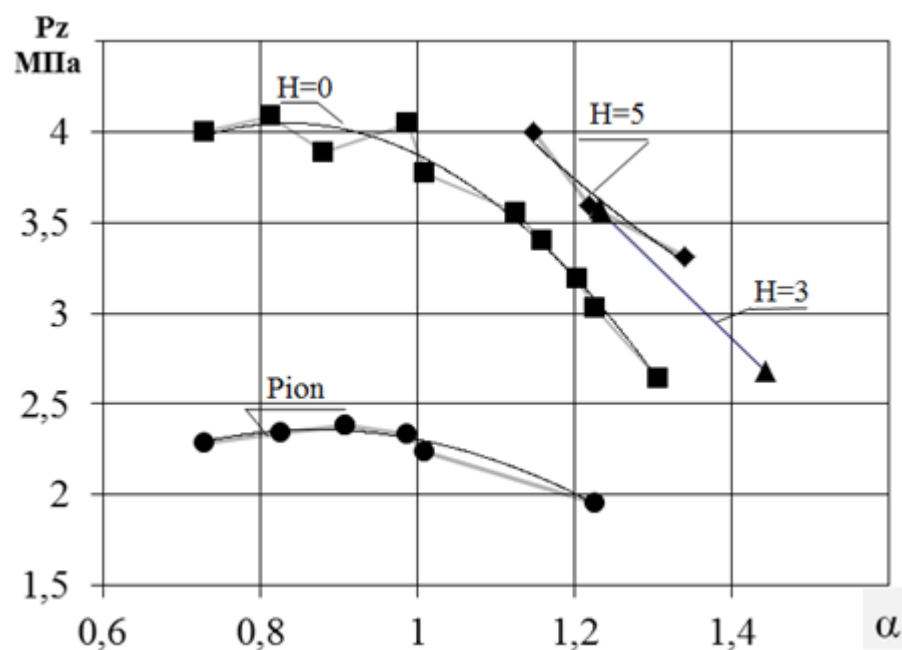


Рисунок 3.1 – Зависимость P_z и P_{ion} в зависимости от состава смеси, при различных добавках водорода

P_{ion} – это давление в момент появления ионного тока датчика I_{c1} . Оно фиксируется при сгорании ТВС, масса которой составляет приблизительно 50-60%. Этот параметр, качественно, достаточно точно отражает изменение максимального давления сгорания по составу смеси.

Увеличение максимального давления P_z и P_{ion} в зависимости от состава смеси качественно протекает одинаково. Таким образом ионный электроток, фиксируемый по ИД, определенному в дальней от свечи зажигания области, отображает равно как свойства распространения огня, таким образом и переменна наибольшего давления в камере сгорания [64].

В результате проведенных экспериментов были получены временные интервалы на двух электродах ИД1 и ИД2, расположенные в зоне камеры сгорания, удаленной от свечи зажигания.

Изменение времени от искрового разряда до появления импульса ионного тока с различными частотой вращения коленчатого вала, коэффициентами избытка воздуха и добавкой водорода в ТВС приведено на рисунках 3.2 и 3.3.

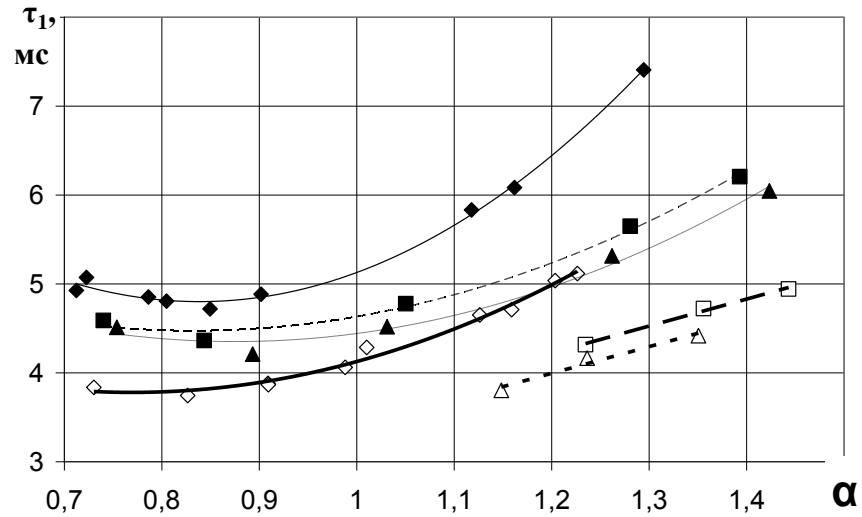


Рисунок 3.2 – Зависимость времени возникновения сигнала на первом электроде ИД от состава ТВС: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

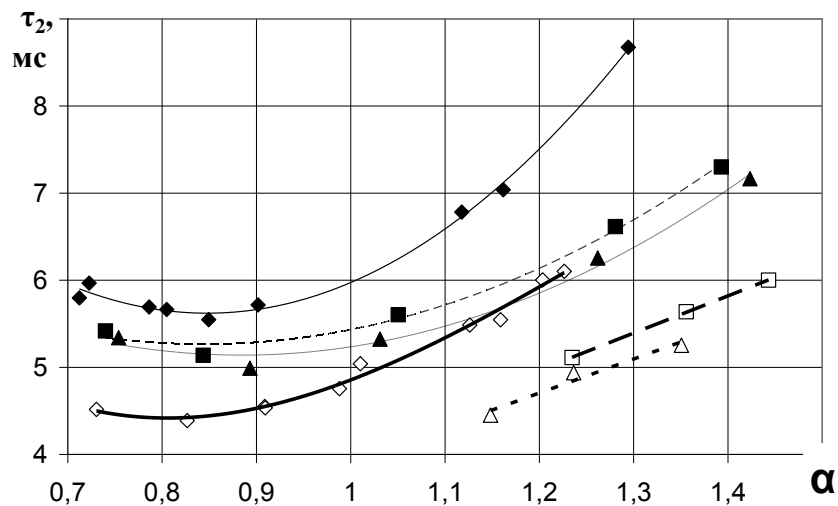


Рисунок 3.3 – Зависимость времени возникновения сигнала на втором электроде ИД от состава ТВС: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

Анализируя зависимости, можно сказать о том, что при $\alpha=0,85$ наблюдается минимальное время появления сигнала ионного тока. Добавка водорода и частота вращения КВ при таком условии не имеют значения. При изменении α в обе стороны можно увидеть рост времени.

При соблюдении стехиометрии ($\alpha=1$) время достижения ИД при частоте вращения КВ $n=600$ меньше примерно на 18 %, чем при $n = 900$.

Причиной такого изменения можно считать добавку водорода в ТВС, так как водород ускоряет процесс сгорания.

Можно сделать вывод о том, что время достижения до ионизационного датчика напрямую зависит частоты вращения коленчатого вала и от состава ТВС. При обеднении смеси заметно увеличивается время появления ионного тока у электродов датчика ионизации.

Как видно из рисунков 3.2 и 3.3, изменение ионного тока в точности повторяет изменение максимального давления сгорания по углу поворота коленчатого вала во всем диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха.

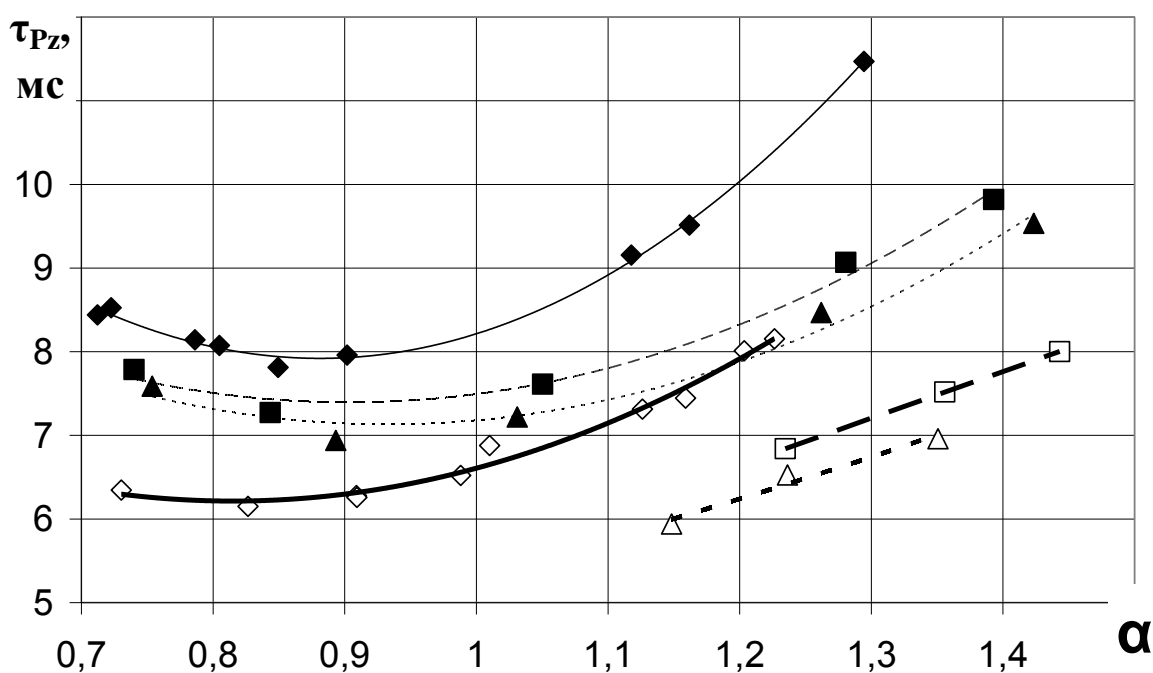


Рисунок 3.4 – Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от состава ТВС: $n=600$ мин⁻¹, g_{H_2} : ◆-0%, ■-3%, ▲-5%; $n=900$ мин⁻¹, g_{H_2} : ◇-0%, □-3%, △-5%

Полученные результаты показали наличие минимума времени τ_{Pz} при составе ТВС, близком к $\alpha=0,85-0,9$ и сохранение своего характера протекания при изменении состава ТВС. С обеднением смеси длительность промежутка времени основной фазы сгорания монотонно возрастает. Изменение характеристик сгорания при добавке водорода в ТВС приводит к уменьшению τ_{Pz} .

На скоростном режиме 600об/мин при стехиометрическом соотношении, $\alpha=1,0$, добавка водорода 3% приводит к уменьшению промежутка времени τ_{Pz} на 10%, при $\alpha=1,3$ уменьшение τ_{Pz} составляет 29%. Добавка водорода 5% вызывает сокращение промежутка времени достижения максимального давления P_z на 14 и 36%, соответственно.

При увеличении числа оборотов с 600 до 900 об/мин длительность промежутка времени достижения максимального давления P_z уменьшилась, что обусловлено ростом турбулентной скорости распространения пламени из-за увеличения турбулентных пульсаций скоростей рабочего тела. Для плоских камер сгорания изменение турбулентности рабочего тела пропорционально скоростному режиму. Добавка водорода на время τ_{Pz} оказывает такое же влияние, что и для скоростного режима 600об/мин. Для $\alpha=1,25$ при 3% уменьшение τ_{Pz} составило 17%, при 5% - 27% [64].

Следует заметить, что добавка водорода оказывает комплексное влияние на изменение процесса распространения пламени. С одной стороны происходит рост нормальной составляющей турбулентной скорости распространения пламени за счёт увеличения количества водорода в ТВС. С другой стороны при сокращении времени сгорания изменяются условия для турбулентной составляющей скорости распространения пламени.

Давление, объём и температура характеризуют совершенство рабочего процесса и КПД любой термодинамической системы.

Уравнение состояния идеального газа, уравнение Клаперона-Менделеева, справедливо для каждой точки термодинамического цикла. Оно связывает давление, объём и температуру:

$$pV = mRT,$$

где p – давление смеси; V – объём смеси; m – масса смеси; R – универсальная газовая постоянная рабочей смеси; T – температура смеси.

Зависимости максимального давления и объёма смеси обратно пропорциональны с учетом равных условий, и это видно из рисунков 3.1 и 3.5. Повышение быстроты распространения огня приводит к уменьшению периода в процедура сгорания в огромной уровня, нежели период сгорания главной фазы. Сокращение наибольшего давления считается результатом этого, то что увеличивается колебание верчения КВ. Возлюбленная приводит к утратам теплоты в концепцию остывания.

Общеизвестно, то что, если структура консистенции является $\alpha = 0,85$, достигает предельного давления, и основной этап сгорания заканчивается с минимальной величиной. Более энергии акцентируется в мех. форме, и утраты тепла в концепции остывания и с выхлопными газами уменьшаются [2]. Это возможно оценивать, проанализировав итоги нашего опыта. Присутствие добавки водорода в ТВС прослеживается небольшой прогресс в набирании максимального давления и наименьшего размера присутствие сгорании основной массы ТВС, таким образом равно как избавляется воздух и снижается показатель заполнения. В этом составе ТВС присутствие повышении скорости распространения пламени в цилиндре ДВС добивается наиболее значительная температура ОГ.

Проанализировав перемены наибольшего давления сравнительно объёма смеси в окончании главной фазы сгорания, возможно оценивать согласно изменению температуры, завоеванной в окончании главной фазы сгорания. Диаграмма данной связи изображена на рисунке 3.6..

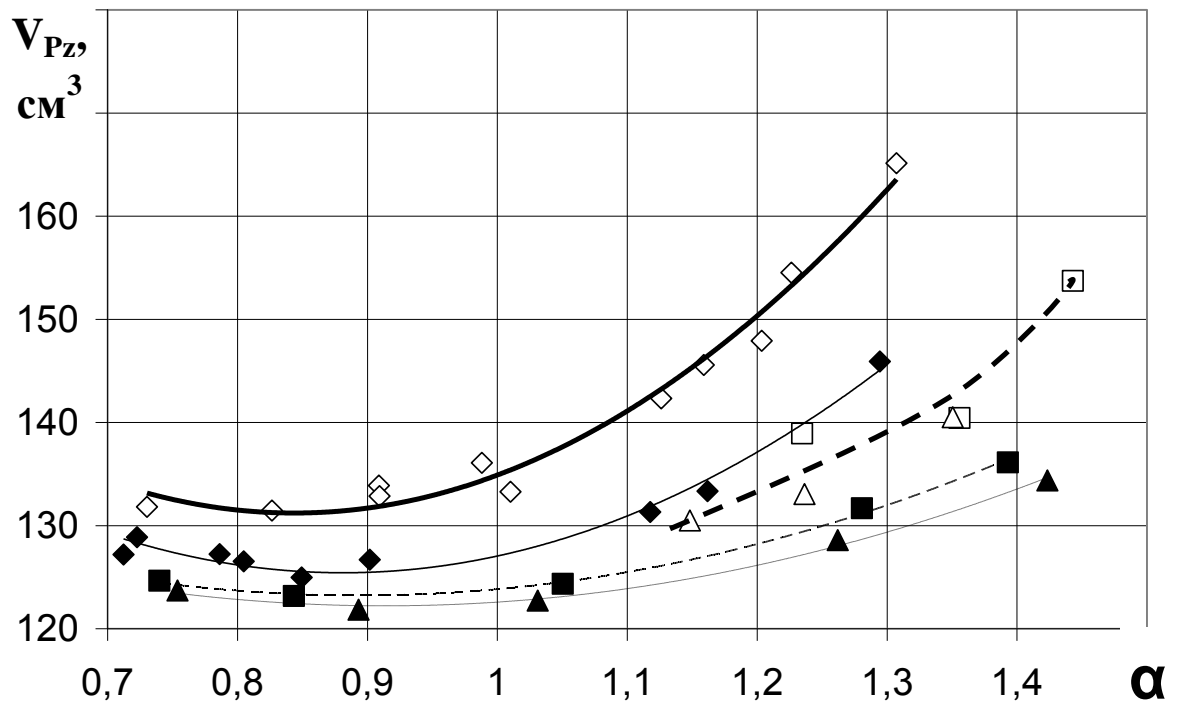


Рисунок 3.5 – Зависимость объёма смеси при завершении основной фазы сгорания от состава ТВС: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

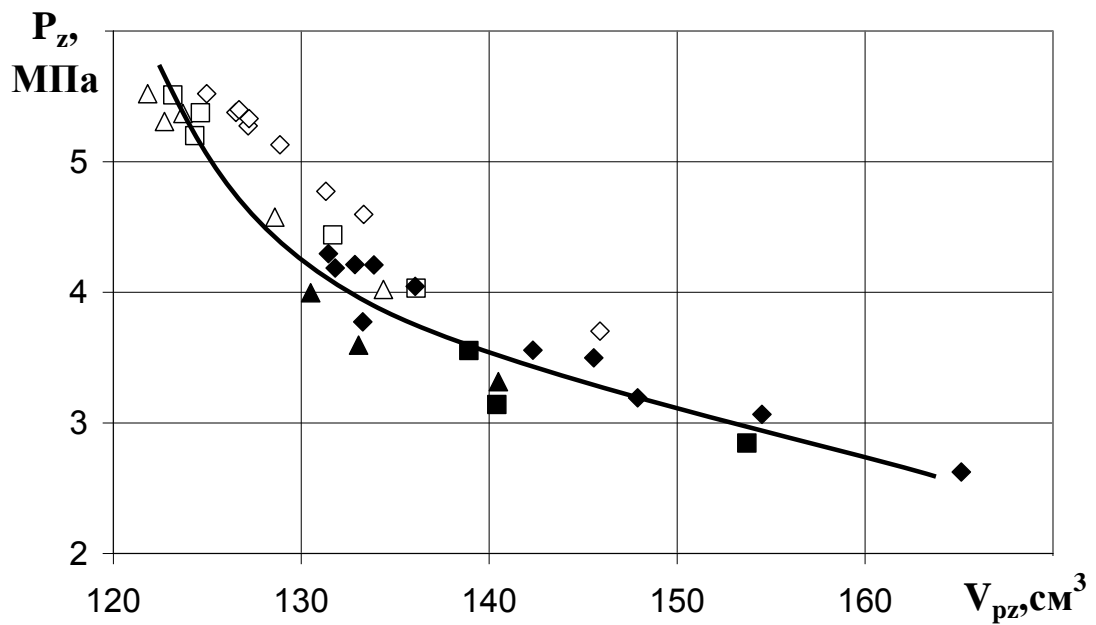


Рисунок 3.6 – Зависимость максимального давления от объёма смеси при максимальном давлении: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

Полученная зависимость показывает рост давления P_z при уменьшении объёма завершения сгорания. При этом изменение скоростного режима и количество добавляемого газообразного водорода не оказывают влияние на характер этой зависимости. В соответствии с зависимостями времени сгорания τ_{Pz} , представленными на рисунке 3.6, объём завершения сгорания определяется скоростью распространения пламени, зависящей от скоростного режима и количества добавляемого газообразного водорода.

Следовательно, обобщение результатов по изменению максимального давления сгорания в зависимости от скоростного режима работы двигателя и физико-химического состава смеси наиболее адекватным будет при использовании одной из основных характеристик распространения пламени.

Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от средней скорости распространения пламени представлена на рисунке 3.7.

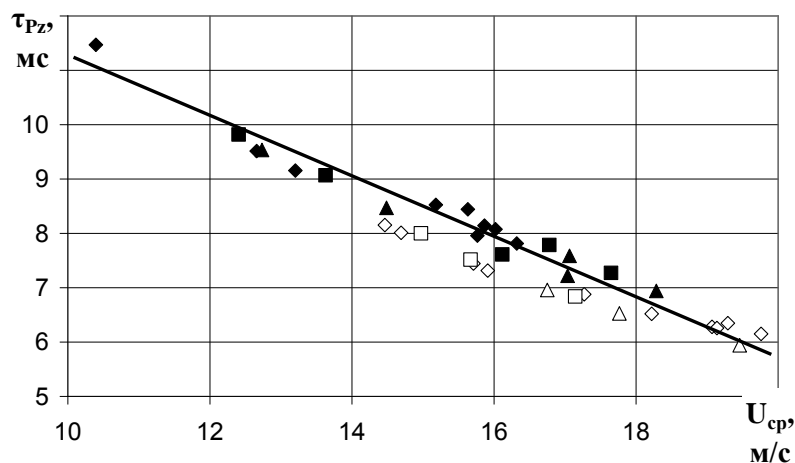


График 3.7 – Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от средней скорости распространения пламени: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

Продолжительность основной фазы сгорания линейно зависит от средней скорости распространения пламени, при этом все экспериментальные точки ложатся на одну прямую независимо от добавок водорода в ТВС и частоты вращения КВ.

На рисунке 3.8 показан массив точек, описывающий изменение максимального давления сгорания и давления при регистрации ионного тока в зависимости от величины ионного тока для скоростных режимов 900 (темные значки) и 600 (светлые значки) об/мин и степени сжатия $\epsilon = 5,9$ и 7 [64].

Изменение P_z и P_{ion} в зависимости от величины ионного тока имеет одинаковый характер: при возрастании ионного тока со 150 до 380 мкА P_z и P_{ion} увеличиваются на 20-22% независимо от скоростного режима и добавки водорода.

P_{ion} – это давление в момент появления ионного тока в удаленном датчике ИД 2, τ_2 . Оно фиксируется при сгорании ТВС, масса которой составляет приблизительно 50-60%.

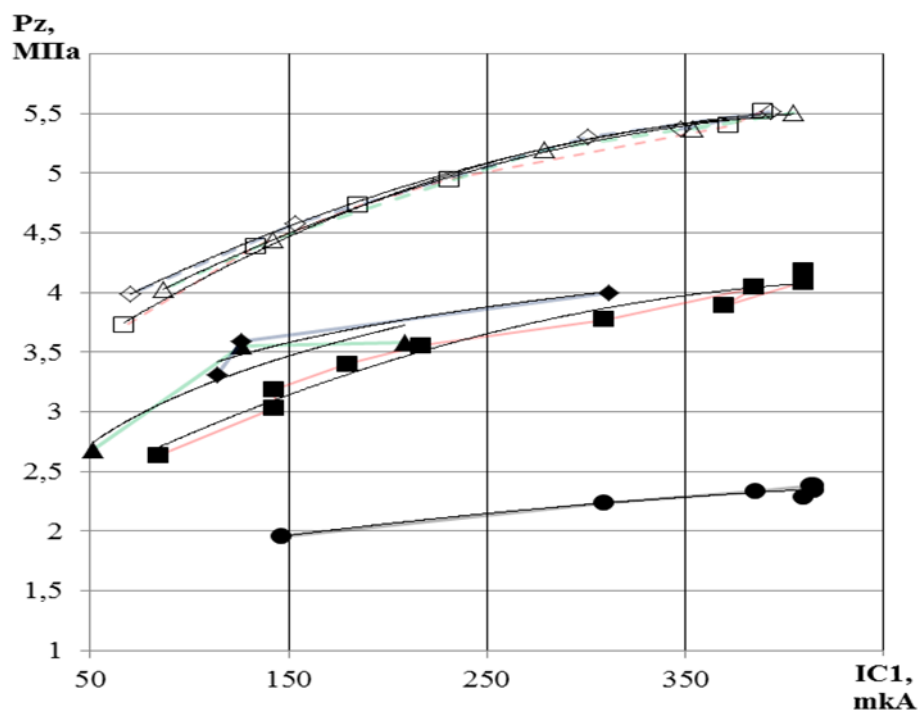


Рисунок 3.8 – Изменение максимального давления сгорания и P_{ion} в зависимости от добавок водорода при работе установки в режиме 900 и 600 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$ (\square - $H=0\%$, Δ - $H=3\%$, \diamond - $H=5\%$, \circ - P_{ion})

Расслоение кривых при скоростных режимах 600 и 900 об/мин происходит из-за увеличения объёма сгорания при росте угла ПКВ, соответствующего окончанию процесса сгорания при увеличении частоты вращения коленчатого вала.

График зависимости времени основной фазы сгорания от ионного тока, возникающего у первого электрода датчика ионизации при разной доле добавляемого водорода и частоте вращения коленчатого вала приведен на рисунке 3.9.

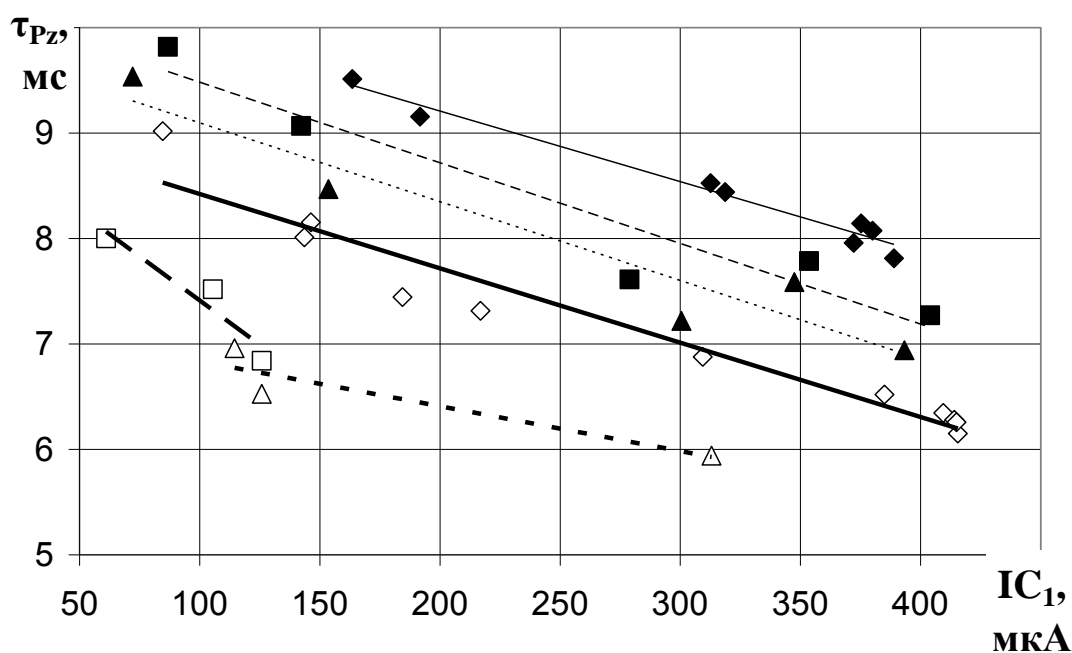


График 3.9 - Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от ионного тока у первого электрода ИД: $n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, Δ -5%

С повышением ионного тока период главной фазы сгорания линейно снижается, и данная характер длится с частью дополненного водорода в топливной сборке и разной быстротой вращения КВ. Принимая во внимание

данное соответствие, возможно сделать заключение, то что насыщенность хим. взаимодействий горения проявляет значительное воздействие в длительность главной фазы горения, так как отклонение ионного тока в большей степени определяет насыщенность хим. взаимодействий.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- время достижения пламени до ионизационного датчика напрямую зависит частоты вращения коленчатого вала и от состава ТВС. При обеднении смеси заметно увеличивается время появления ионного тока у электродов датчика ионизации.

- значение максимального давления сгорания имеет непосредственную связь с током хемоионизации, зарегистрированного во второй половине протекания основной зоны сгорания. Это значит, что можно контролировать максимальное давления, используя ионизационные датчики, установленные в удаленной от свечи зажигания зоне камеры сгорания;

- в качестве инструмента для диагностики процесса горения можно использовать зондовый метод, основанный на электропроводности пламени;

- скорость распространения пламени в значительной степени характеризует продолжительность основной фазы горения, следовательно, и ширину турбулентной зоны горения и интенсивность химических реакций горения.

Глава 4 Анализ изменения максимального давления в зависимости от параметров работы двигателя при добавке водорода в ТВС.

Эффективное снижение несгоревших углеводородов (СН) наблюдается при обеднении ТВС до $\alpha=1,3$ и добавке водорода с концентрацией 3 - 5% к составу ТВС, при стехиометрическом составе топлива [33], [34], [35], [36].

Выше были приведены результаты экспериментов и анализ параметров, влияющих на эффективность сгорания топливовоздушной смеси (ТВС) с добавкой водорода, которая оценивалась по изменению индикаторного давления.

Режимы, на которых проводились испытания: частота вращения КВ $n = 600$ об/мин и $n = 900$ об/мин, степень сжатия $\epsilon=5,9$ и $7,0$, угол опережения зажигания (УОЗ) 16° до ВМТ. Результаты экспериментальных исследований приведены в виде графических зависимостей 4.1 и 4.2.

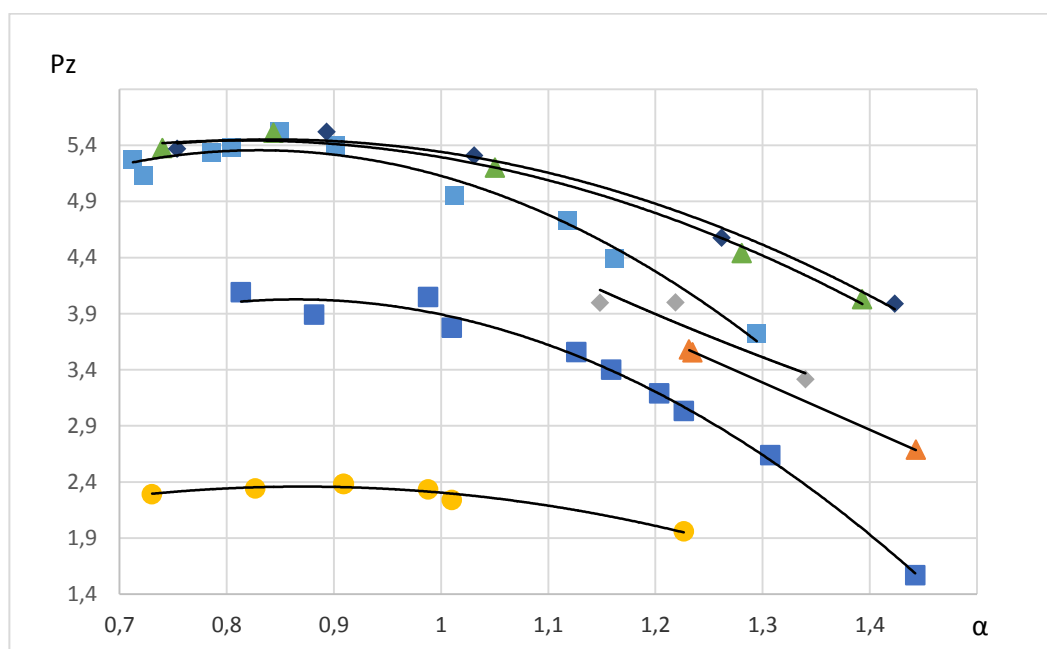


Рисунок 4.1 – Зависимость максимального давления сгорания и P_{ion} от состава смеси при различном уровне добавки водорода, УОЗ= 16° , $n=900$ (темные значки) и $n=600$ (светлые значки) об/мин и степени сжатия $\epsilon = 5,9$

(□, ■ - $H=0\%$, Δ , \blacktriangle - $H=3\%$, \diamond , \blacklozenge - $H=5\%$, \bullet - P_{ion}).

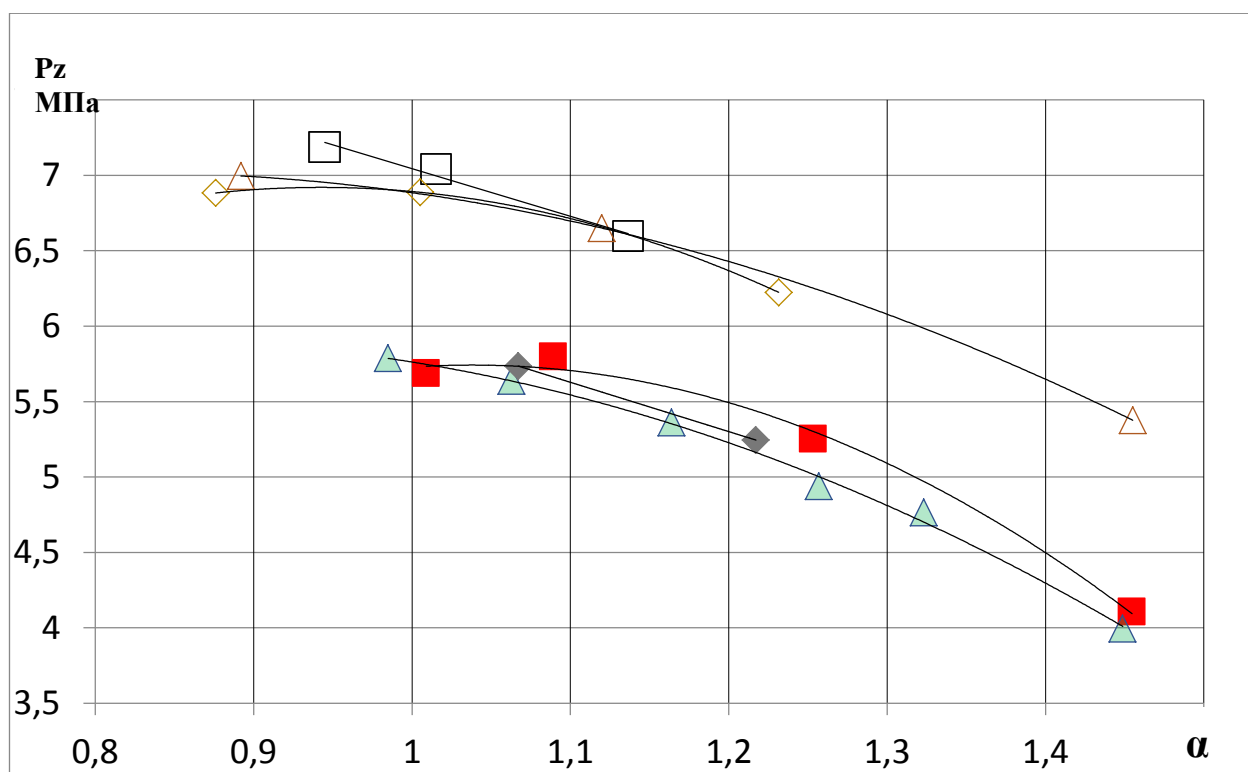


Рисунок 4.2 – Зависимость максимального давления сгорания от состава смеси при различном уровне добавки водорода, УОЗ=16⁰, n=900 (темные значки) и n=600 (светлые значки) об/мин и степени сжатия ε =7 (□, ■- Н=0%, Δ, ▲ - Н=3%, ◇, ◆ - Н=5%).

Анализируя диаграммы, можно сказать о том, что заметно повышение давления сгорания при добавке водорода относительно бензо-воздушной смеси. При обеднении смеси это явление ещё более заметно наблюдается.

Как на рисунке 4.1, так и на рисунке 4.2 прослеживается подобное увеличение давления сгорания при $\alpha > 1$. Отсюда можно сделать вывод, что эффективность добавки водорода на процесс сгорания возрастает от с увеличением числа оборотов КВ и не зависит от степени сжатия.

Таким образом, представлено и опытным путем и на теоретическом уровне, то что присутствие водорода в ТВС результативность сгорания увеличивается с повышением высокоскоростного порядка и никак не находится в зависимости с уровнем сжатия.

4.1. Взаимосвязь максимального давления сгорания с величиной тока в двигателях с искровым зажиганием.

Индикаторные характеристики показывают эффективность рабочего процесса. Характеристика преобразования химической энергии топливовоздушной смеси при ее сжигании в тепловую энергию и ее преобразования в энергию расширения газов. Таким образом, индикаторные характеристики непосредственно связаны с характеристиками сгорания и тепловыделения в цилиндрах ДВС.

Выбранный метод, который основан на химической ионизации и термической ионизации, содержит в себе непрерывность, отсутствие инерционности согласно периоду. Некто дает возможность проследить локальные перемены данных сгорания. Кроме того считается применимым с целью применения концепций замера данных трудового хода в ДВС.

В этом разделе описываются результаты исследования возможной взаимосвязи между ионным током и максимальным давлением сгорания в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания. В ходе экспериментов в воздушно-топливную смесь добавляли водород, представляющий собой смесь природного газа (с содержанием метана > 95%) и воздуха, в количестве 3% и 5% смеси. В качестве экспериментальной установки использовался УИТ-85, в котором был установлен датчик давления, а датчик ионизации был установлен в зоне камеры сгорания, наиболее удаленной от свечи.

Режимы, на которых проводились эксперименты, имеют следующие характеристики: $n=600$ об/мин и 900 об/мин, степень сжатия $\varepsilon = 5,9$ и $7,0$, УОЗ - 16° до ВМТ.

На рисунках 4.1.1 и 4.1.2 проиллюстрирован массив точек, который описывает изменение давления P_{Zmax} от ионного тока при частоте КВ 900 (темные значки) и 600 (светлые значки) об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$ и 7 .

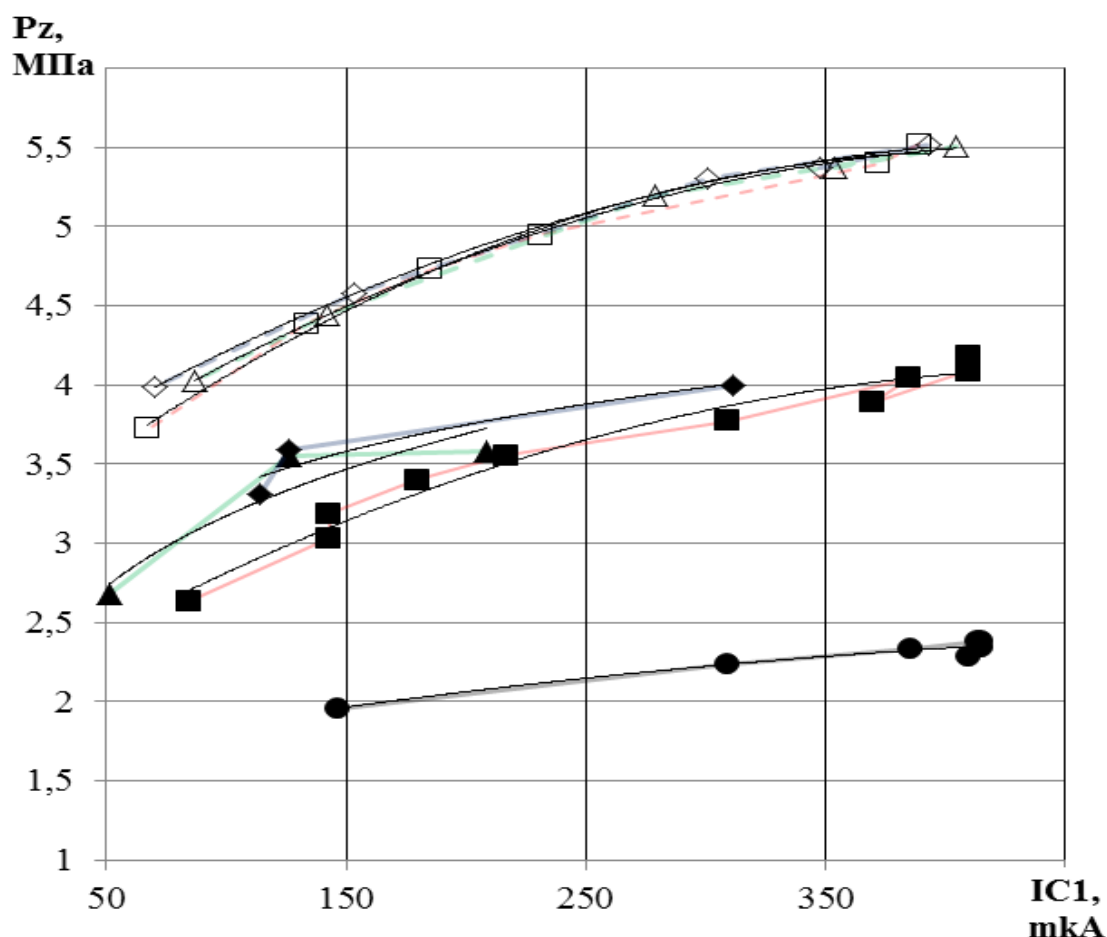


Рисунок 4.1.1 – Изменение максимального давления сгорания в зависимости от различных добавок водорода по ионному току при работе установки в режиме 900 (темные значки) и 600 (светлые значки) об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$ (\square, \blacksquare - $H=0\%$, $\triangle, \blacktriangle$ - $H=3\%$, \diamond, \blacklozenge - $H=5\%$, \bullet - P_{ion}).

Оценка максимального давления сгорания по величине ионного тока показывает, что его величина независимо от изменения физико-химических свойств ТВС (за счёт добавки водорода) определяется скоростью протекания химических реакций горения, отражаемых величиной ионного тока.

Расслоение кривых при $n=600$ и $n=900$ об/мин происходит за счёт того, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала возрастает турбулентность ТВС, уменьшается время, отводимое на сгорание, и максимальное давление достигается при большем объёме завершения основной фазы.

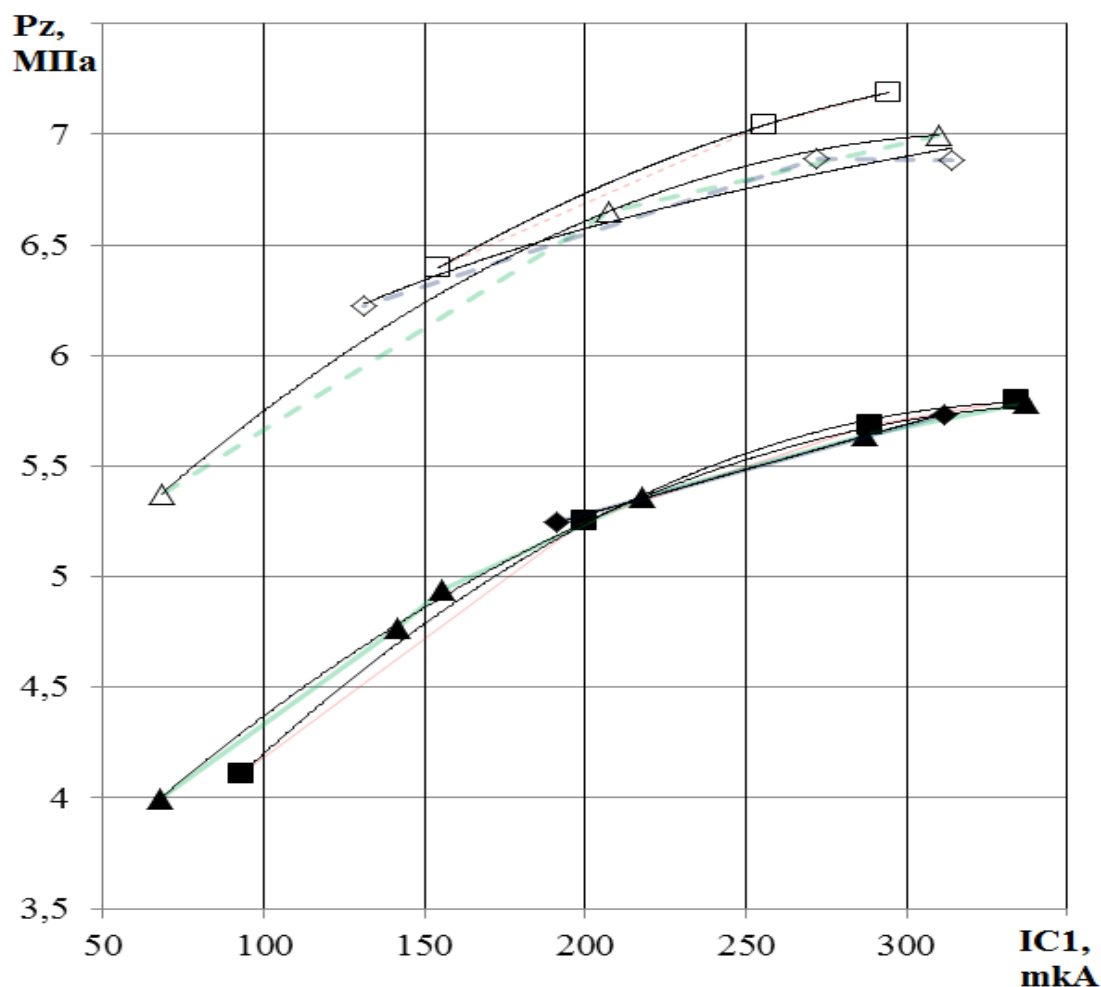


Рисунок 4.1.2 – Изменение максимального давления сгорания в зависимости от различных добавок водорода по ионному току при работе установки в режиме 900 (темные значки) и 600 (светлые значки) об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 7$ (\square, \blacksquare - $H=0\%$, Δ, \blacktriangle - $H=3\%$, \diamond, \blacklozenge - $H=5\%$).

Данное расслоение определяется для условий эксперимента выражением

$$P_{600} = P_{900} + \left(\frac{900}{600}\right)^{0.85}$$

Зависимость расслоения значений максимального давления ΔP_z при $n=600$ и $n=900$ от тока в этих точках показана на рисунке 3(а,б).

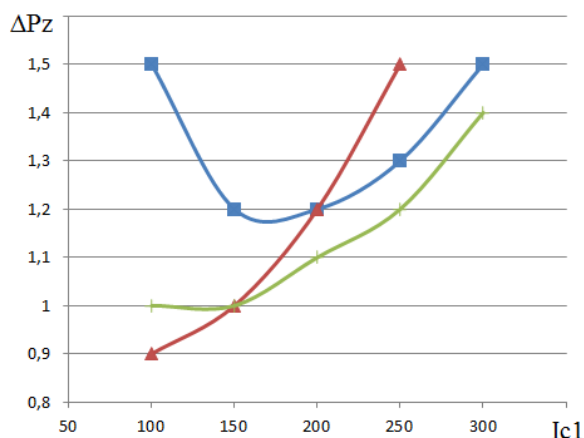


Рисунок 3 (а) - Зависимость разности $\Delta P_z = P_{z600} - P_{z900}$ значений максимального давления при $n=600$ и $n=900$ от тока в этих точках, при $E=5,9$ (\square - $H=0\%$, Δ - $H=3\%$, $+$ - $H=5\%$)

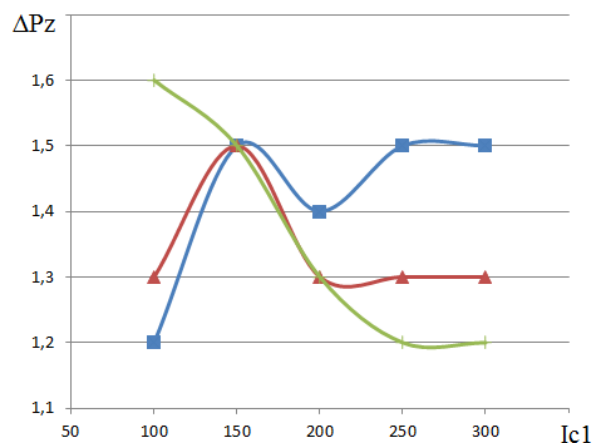


Рисунок 3 (б) - Зависимость разности $\Delta P_z = P_{z600} - P_{z900}$ значений максимального давления при $n=600$ и $n=900$ от тока в этих точках, при $E=7$ (\square - $H=0\%$, Δ - $H=3\%$, $+$ - $H=5\%$)

Рисунок 4.1.3 – Зависимости разности значений максимального давления ΔP_z при $n=600$ и $n=900$ от тока в этих точках.

На рисунке 4.1.3 видно, что кривая без добавки водорода до 150 мкА отличается от кривых с добавкой. Это нужно перепроверить, т.к. такого сильного расслоения не должно быть. Зато после 200 мкА заметна приближенность кривых, а где $\varepsilon=7$, кривые повторяют друг друга, а значит количество смеси близкое, но расслоение по качеству.

На рисунке 4 (а,б,в,г) можно увидеть зависимость максимального давления P_z при различных силах тока от коэффициента избытка воздуха.

Результаты представленных экспериментов показывают, что о величине максимального давления сгорания можно судить по ионному току пламени (отражение явления химической ионизации), что открывает возможность осуществлять контроль наибольшее влияние, применяя ионизационные измерители, определенные в далёкой с свечки зажигания области камеры сгорания.

Выведена эмпирическая зависимость для определения величины максимального давления сгорания при изменении скоростного режима работы двигателя.

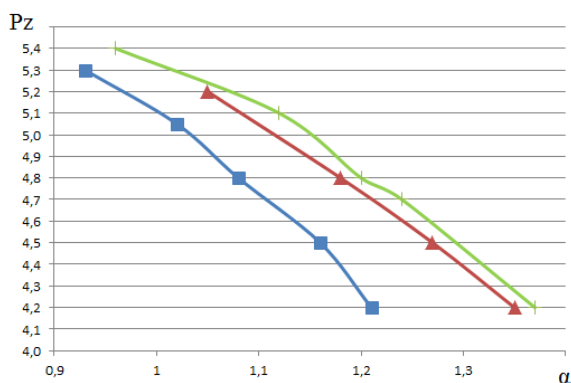


Рисунок 4 (а) - Зависимость максимального давления P_z при различных силах тока от коэффициента избытка воздуха. При $n=600$, $E=5,9$

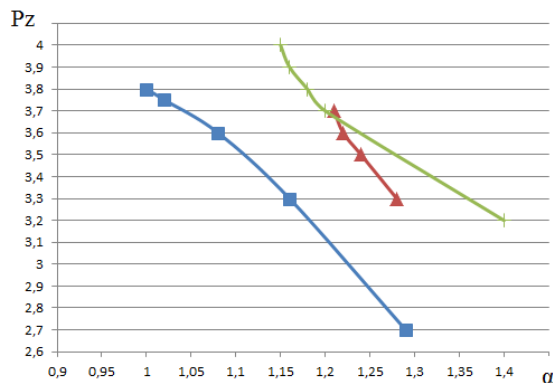


Рисунок 4 (б) - Зависимость максимального давления P_z при различных силах тока от коэффициента избытка воздуха. При $n=900$, $E=5,9$

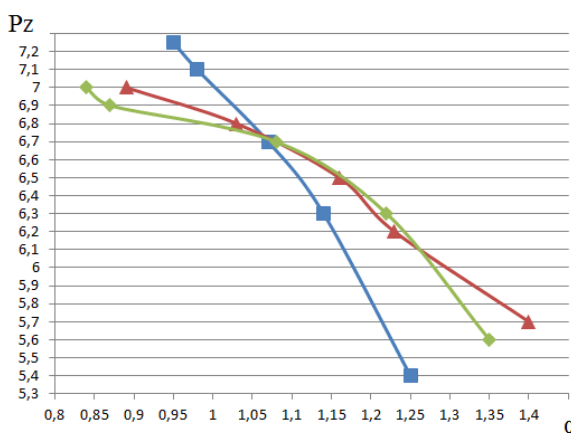


Рисунок 4 (в) - Зависимость максимального давления P_z при различных силах тока от коэффициента избытка воздуха. При $n=600$, $E=5,9$

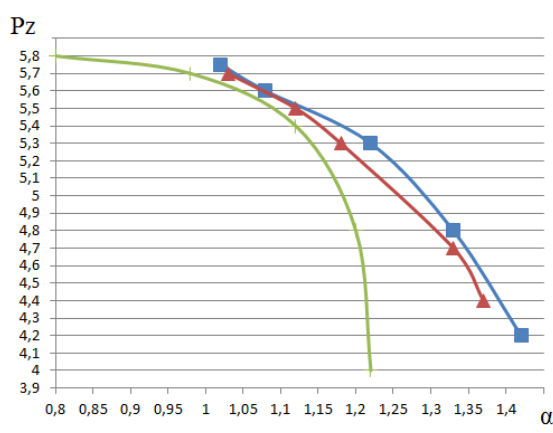


Рисунок 4 (г) - Зависимость максимального давления P_z при различных силах тока от коэффициента избытка воздуха. При $n=600$, $E=5,9$

Рисунок 4.1.4 – Зависимости P_z при различных силах тока от состава топлива с добавками водорода.

4.2. Влияние добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания, при изменении угла зажигания коленчатого вала.

В данном разделе приведены результаты экспериментов добавки водорода в ТВС. Эффективность работы двигателя определяется индикаторными характеристиками [2].

С распространением пламени и тепловыделением напрямую связаны индикаторные характеристики. Увеличение скорости сгорания в цилиндре рекомендуется для улучшения эффективности сгорания и повышения индикаторных показателей двигателя. Одним из способов изменения характеристик сгорания в цилиндре ДВС являются обеспечение подогрева смеси, изменение вида КС, применение нескольких источников воспламенения и повышения степени сжатия. Также для изменения характеристик горения можно использовать изменение состава топливовоздушной смеси.

Обычно для добавки в ТВС используется водород. Много работ было написано о его влиянии на процесс горения, что добавки водорода способны увеличивать пределы сгорания топлива, снижать токсичность отработавших газов, увеличивать степень полноты сгорания.

Этот пункт представляет итоги изучения воздействия присадок водорода в топливовоздушную состав в прямоиндикаторное влияние сгорания.

При проведении исследований в топливовоздушную состав дополнялся тритий в числе 3% и 5% с размера консистенции.

На рисунке 4.2.1 показано изменение давления сгорания P_{Zmax} по углу ПКВ при различных добавках водорода при частоте оборотов КВ равной 600 об/мин и степени сжатия $\epsilon = 5,9$. Числовые значимости у экспериментальных точек указывают на долю добавленного водорода и роль состава смеси.

Анализируя график, можно сказать, что добавка водорода позволяет быстрее достигнуть максимального давления при меньшем повороте коленчатого вала.

Так, например, при $\alpha=0.85$ без добавки водорода значение ПКВ равно 14 градусов, при добавке 3% - 10.5, а при 5% - 9 градусов.

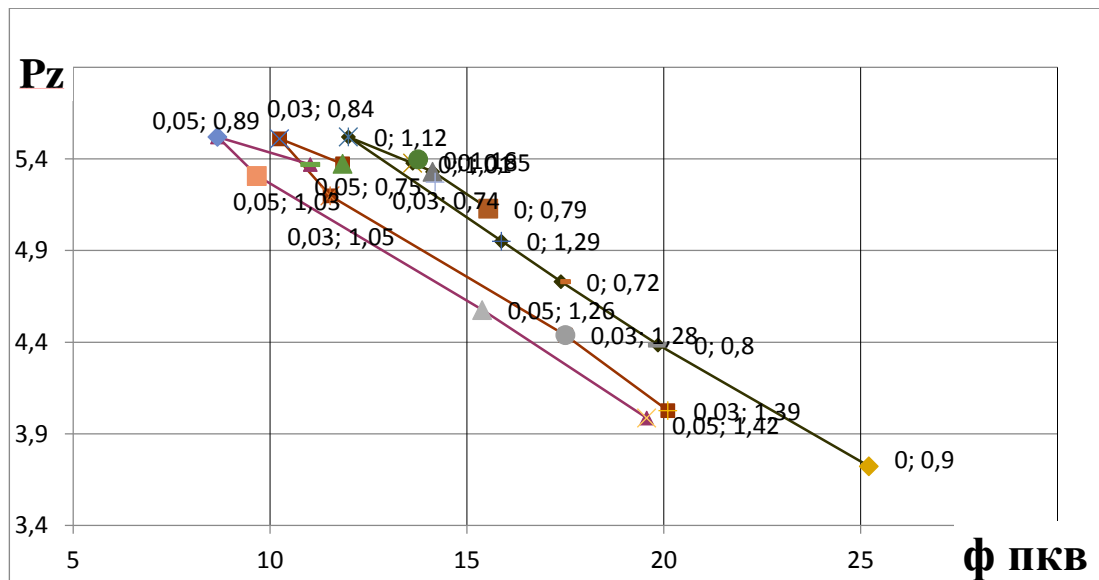


Рисунок 4.2.1 — Изменение времени достижения максимального давления сгорания по углу поворота коленчатого вала, 600 об/мин, $\varepsilon = 5,9$.

Аналогичная картина наблюдается в режиме 900 об / мин, $\varepsilon = 7$. Было отмечено, что добавление водорода в количестве 3% смещало время для достижения Pz_{max} ближе к ВМТ на величину от 2,36 градуса ПКВ (для композиции $\sim 0,97-0,98$), до 9,4 градуса ПКВ (для $\alpha \sim 1,45$).

На рисунке 4.2.2 показано изменение максимального давления в зависимости от коэффициента α при различных добавках водорода, частота оборотов КВ была равной 600 об/мин, степень сжатия $\varepsilon = 5,9$.

Здесь мы видим, что добавление водорода позволяет достичь более высокого максимального давления сгорания при сохранении значений избытка воздуха в смеси. Аналогичная картина наблюдается при работе на 900 об / мин, степень сжатия составляет 7.

При уменьшении α менее 0,85-0,9 давление P_{Zmax} начинает снижаться. Его положение относительно В.М.Т. будет смещаться в направлении увеличения угла поворота коленчатого вала. Это связано с падением скорости распространения пламени в этом диапазоне смесей.

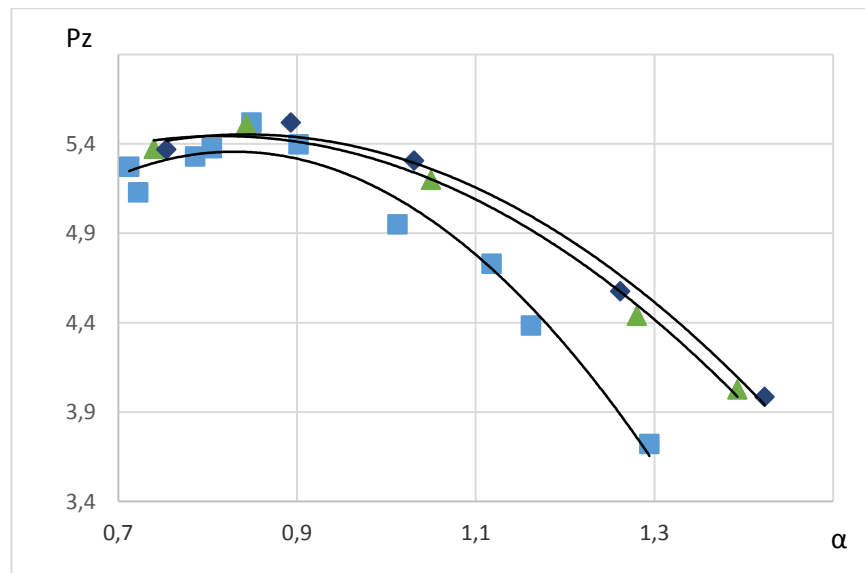


Рисунок 4.2.2 — Изменение максимального давления сгорания по составу смеси, 900 об/мин, $\varepsilon = 5,9$.

Итак, экспериментально было доказано, что добавки водорода в ТВС при неизменном составе смеси приводят к заметному смещению момента достижения максимального давления сгорания ближе к ВМТ. При этом также увеличивается значение максимального давления сгорания, особенно это просматривается, когда двигатель работает на обедненной смеси.

Заключение

По результатам проведенной работы можно сделать вывод о том, что время достижения до ионизационного датчика напрямую зависит от состава ТВС и частоты вращения коленчатого вала. При обеднении смеси заметно увеличивается время появления ионного тока у электродов датчика ионизации.

Экспериментально и теоретически была доказана связь между показателями процесса сгорания и характеристиками ионного тока в цилиндрах ДВС.

Результаты работы показывают, что о величине максимального давления сгорания можно судить по ионному току пламени. Данный факт открывает возможность контроля максимального давления при помощи ионизационных датчиков, которые установлены в удаленной от свечи зажигания зоне КС. Увеличение ионного тока приводит к уменьшению времени основной фазы сгорания. Данная тенденция сохраняется при доле добавляемого водорода в ТВС и разной частоте вращения коленчатого вала. Анализируя вышесказанное, можно сказать о значительном влиянии интенсивности химических реакций горения на продолжительность основной фазы сгорания. Амплитуда ионного тока в большей мере характеризует интенсивность химических реакций.

В качестве инструмента для диагностики процесса горения можно использовать зондовый метод, основанный на электропроводности пламени.

Скорость распространения пламени в значительной степени характеризует продолжительность основной фазы горения, следовательно и, ширину турбулентной зоны горения и интенсивность химических реакций горения.

Было показано и экспериментально и теоретически, что при добавке водорода в ТВС качество сгорания растёт с увеличением частоты КВ и не зависит от степени сжатия, а также при неизменном составе смеси приводит

к заметному смещению момента достижения максимального давления сгорания ближе к ВМТ, увеличивается значение максимального давления сгорания, особенно это просматривается, когда двигатель работает на обедненной смеси.

Предложена эмпирическая зависимость для определения величины максимального давления сгорания при изменении скоростного режима работы двигателя.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВМТ – верхняя мертвая точка

УОЗ – угол опережения зажигания

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

ИД – ионизационный датчик

КС – камера сгорания

ОГ – отработавшие газы

ПС – продукты сгорания

ТВС – топливовоздушная смесь

СН – несгоревшие углеводороды

Список используемых источников

1. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Изд. 4-е / Орлин А.С., Круглов М.Г. // М.: Машиностроение, - 1990. – 289 с.
2. Виббе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя // М-Л. Машгиз. – 1962. – 271 с.
3. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов. / Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Климентьев В.В.// Челябинск, 2006. -382с.
4. Bengt J. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion / Bengt J., Krister O. // SAE Paper 950469
5. Krister O. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part 2: Combustion and Emissions / Krister O., Bengt J. // SAE Paper 950517
6. T. Naganuma, M. Iko, T. Sakonji, F. Shoji: “Basic Research on Combustion Chambers for Lean Burn Gas Engines”, 1992 Int. Gas Research Conf.
7. W.R. Dietrich, W. Grundmann, G. Langeloth: “Pollutant Reduction on Stationary S.I. Engines from Motoren-Werke Mannheim for Operation on Natural Gas Applying the Lean-Burn Principle”, MTZ, Motortechnische Zeitschrift 47(1986) 3 pp83-87
8. C. Arcoumanis, A.F. Biecen, J.H. Whitelaw: “Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines”, ASME Trans.,J. Fluids Engng, vol 105, pp. 105-112, 1983.
9. T. Kato, K. Tsujimura, M. Shintani, T. Minami, I. Yamaguchi: “Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection”, SAE890265
10. T.D. Fansler: “Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in-Piston Engines”, SAE930479
11. B. Johansson: “Influence of the Velocity Near the Spark Plug on Early Flame Development”, SAE930481

12. B. Johansson: "Correlation Between Velocity Parameters Measured with Cycle-Resolved 2-D LDV and Early Combustion in a Spark Ignition Engine", Licenciate Thesis, ISRN LUTMDN/ TMVK7012SE, Dept. of Heat&Power Enggr, Lund Inst. Of Techn. 1993

13. M.G. Kingston Jones, M.D. Heaton: "Nebula Combustion System for Lean Burn Spark Ignited Gas Engines", SAE890211 Figure 14: Rate of heat release in the interval 0.5-10% HR as a function of turbulence- $0.18 \cdot V$ mean velocity. Figure 15: Correlation between heat release rate in the interval 0-5-10% HR and turbulence- $0.18 \cdot V$ mean velocity 12

14. Yuichi Shimasaki, Masaki Kanehiro, Shigeki Baba, Shigeru Maruyama, Takashi Hisaki, and Shigeru Miyata. Spark plug voltage analysis for monitoring combustion in an internal combustion engine. (SAE paper No. 930461), 1993.H.

15. L. Eriksson. Spark-Advance Control by Ion-Sensing and Interpretation, Nov 25, Sweden, 1998

E.C. Kienzle, P.F. Cassidy, A. Wells, J.J. Cole, C. Meyer: "Lean Burn Combustion for Low Emission Medium and Heavy Duty Natural Gas Vehicle Engines", 1992 Int. Gas Research Conf.

16 Larsson, L.JTMnsson, L. Karlsson, P-M. Einang: "Volvo THG103 – A Low Emission CNG Engine", The 3.rd Biennial Int. Conf & Exhib. on Natural Gas Engines, Sep 22-25, pp. 332-351, Gothenburg, 1992

17 André Saitzkoff, Raymond Reinmann, and Fabian Mauss. In cylinder pressure measurements using the spark plug as an ionization sensor. SAE paper No. 970857, (SAE SP-1263):187-197, 1997.

18 A. Saitzkoff, R. Reinmann, T. Berglind, and M. Glavmo. An ionization equilibrium analysis of the spark plug as an ionization sensor. (SAE paper No. 960337), 1996.

19 Nick Collings, Steve Dinsdale, and Tim Hands. Plug fouling investigations on a running engine - an application of a novel multi-purpose diagnostic system based on the spark plug. (SAE paper No. 912318), 1991.

20 Raymond Reinmann, André Saitzkoff, and Fabian Mauss. Local air-fuel ratio measurements using the spark plug as an ionization sensor. SAE paper No. 970856, (SAE SP-1263):175-185, 1997.

21 Lars Eriksson and Lars Nielsen. Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines. IFAC Control Engineering Practice, Issue 8, Volume 5:p.1107-1113, August 1997.

22 A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In-Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857

23 J. D. Powell. Engine control using cylinder pressure: Past, present, and future. Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, 115:343-350, June 1993.

24. Lars Eriksson. Closed-loop spark-advance control using the spark plug as ion probe. Technical report, 1997. LiU-TEK-LIC-1997:14, Thesis No. 613.

25. List, H. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine [Текст] / C Hans List. – Wien : Verlag von Julius Springer, 1939. – 123 p.

26. A Simple Model for Cyclic Variations in a Spark–Ignition Engine [Текст] / C.S. Daw [и др.] // SAE Technical Paper. – 1996. – 962086.

27. Tahtouh, T. Les effets combinés de l’hydrogène et de la dilution dans un moteur à allumage commandé [Текст] : Ph. D Thesis : / Toni Tahtouh ; Université d’Orléans. – d’Orléans, 2010. – 250 p.

28. Siokos, K Low–Pressure EGR in Spark–Ignition Engines: Combustion Effects, System Optimization, Transients & Estimation Algorithms [Текст] : Ph. D Thesis : / Konstantinos Siokos ; Clemson University. – Clemson, 2017. – 243 p.

29. Tatemura, T Cycle–to–cycle Variation Analysis of Combustion in a Lean Burn Gasoline Engine [Текст] / Toshiki Tatemura // 27th Internal Combustion Engine Symposium. – 2016. – Paper № 5. – Tokyo, 2016.

30. Брозе, Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях [Текст] / Д.Д. Брозе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.

31. Wildhaber, S.N. Impact of combustion phasing on energy and availability distributions of an internal combustion engine [Текст] : Ph. D Thesis : / Shawn Nicholas Wildhaber ; Missouri university. – Missouri, 2011. – 125 p.

32. Heywood, J.B. Improving the Spark–Ignition Engine [Electronic resource] / John B. Heywood // Symposium University of Madison. – 2005. – Режим доступа : <https://www.erc.wisc.edu/documents/symp05–Heywood.pdf>. – Загл. с экрана.

33. Heywood, J.B. Improving Engines and Fuels, Together [Electronic resource] / John B. Heywood // 11th Concauwe Symposium. – Brussels, 2015. – Режим доступа : https://www.concauwe.eu/wp-content/uploads/2017/01/ConcauweSymposium_Prof.–Heywood_Improving–Engines–and–Fuels.pdf. – Загл. с экрана.

34. Kato, S The Influence of Port Fuel Injection on Combustion Stability [Electronic resource] / Shoichi Kato, Takanori Hayashida, Minoru Iida // Yamaha motor technical review. – 2008. – Yamaha Motor Co., Ltd., 2019. – Режим доступа : https://global.yamaha-motor.com/about/technical_review/pdf/browse/44gr03e.pdf. – Загл. с экрана.

35. Аравин Г.С. Ионизация пламени и пламенных газов в условиях бомбы и двигателя, диссертация к.т.н., ИХФ АН СССР, Москва, 1951.

36. Степанов Е.М., Дьячков Б.Г., Ионизация в пламени и электрическое поле. М., Metallurgy, 1968.

37. Калькот, Г. Процессы образования ионов в пламенах // Вопросы ракетной техники №4, 1958.

38. Гайдон А.Г., Вольфгард Х.Г. Пламя, его структура, излучение и температура. М.: Metallurgizdat, 1959.

39. Иноземцев Н.Н. // Известия АН СССР. Энергетика и автоматика. 1960. N 2. С. 59–66.

40. Zhongquan G., Xiaomin W., Zuohua H., Sadami Y., Eiji T., Kazuki Y., Taro H. The interdependency between the maximal pressure and ion current in a spark-ignition engine. 2012, SAGE

41. Clerk, D. The Theory of the Gas Engine (1882) [Текст] / D. Clerk. – Whitefish : Kessinger Publishing, LLC, 2010. – 178 p.

42. Mickelsen, W. R. Growth rates of turbulent free flames. Fourth international Symposium on Combustion [Текст] / W. R. Mickelsen, N. E. Ernstein // J. Chem. Phys. – 1956. – Volume 25, Issue 3. – P. 325–333.

43. Peters, B. D. Cyclic Variations and Average Burning Rate in a S. I. Engine [Electronic resource] / B. D. Peters, G.L. Borman // SAE Technical Paper 700064. – 1970– . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

44. Johansson, B. On Cycle-to-Cycle Variations in Spark Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / B. Johansson ; Lund Institute of Technology. – Lund, 1995. – p.

45. A review of deterministic effects in cyclic variability of internal combustion engines [Electronic resource] / C.E.A. Finney [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2015. – P. 366–378 – ORNL, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.ornl.gov/publication/review-deterministic-effects-cyclic-variability-internal-combustion-engines>. – Загл. с экрана.

46. Dai, W. Modeling of cyclic variations in spark-ignition engines [Electronic resource] / W. Dai, N. Trigui, Y. Lu // SAE Technical Paper 2000-01-2036. – 2000. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

47. Belmont, M. Statistical aspects of cyclic variability [Electronic resource] / M. Belmont, M. Hancock, D. Buckingham // SAE Technical Paper 860324. – 1986. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

48. Splitter, D. A Historical Analysis of the Co-evolution of Gasoline Octane Number and Spark-Ignition Engines [Electronic resource] / D. Splitter, A.

Pawlowski, R. Wagner // *Frontiers in Mechanical Engineering*. – 2016. – Vol. 1, Issues 16. – P. 16. – ResearchGate., 2019 – . – Режим доступа : <https://www.researchgate.net>. – Загл. с экрана.

49. Thermodynamic sweet spot for high–efficiency, dilute, boosted gasoline engines [Текст] / G. A. Lavoie [et al.] // *International Journal of Engine Research*. – 2013. – Vol. 14(3). – P. 260–278.

50. Ball, J. K. Cycle–by–cycle variation in spark ignition internal combustion engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Jeffrey K. Ball ; University of Oxford. – Oxford, 1998. – 248 p.

51. v. Basshuysen, R. *Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven* [Текст] / R. v. Basshuysen, F. Schäfer. – Wiesbaden : Springer–Verlag, 2015. – 1176 p.

52. Bates, S. Flame Imaging Studies of Cycle–by–cycle Combustion Variation in a SI Four–Stroke Engine [Electronic resource] / S. Bates // *SAE Technical Paper 892086*. – 1989. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана

53. Одноцилиндровая универсальная установка УИТ-85 для определения октановых чисел топлив./ Техническое описание и инструкция по эксплуатации.

54. Иноземцев, Н. В. Процессы сгорания в двигателях / Н. В. Иноземцев, В. К. Кошкин. – М. : Машгиз, 1949.

55. 1. Шайкин А.П., Ивашин П.В., Семченко В.В. Влияние добавки водорода на токсичность и экономичность ДВС с искровым зажиганием (статья). Журнал: Инженер, технолог, рабочий №3(3, М, 2001 с.22...24).

56. 2. Шайкин А.П., Ивашин П.В., Семченко В.В., Русаков М.М, Прусов П.М. Механизм снижения несгоревших углеводородов и повышение эффективности работы при добавке водорода в топливно-воздушную смесь ДВС (статья). Журнал: НАУКА производству, М, 2001, № 9, с.4...6

57. 3. Шайкин А.П., Ивашин П.В., Семченко В.В., Русаков М.М., Прусов П.М. Механизм снижения концентрации несгоревших углеводородов и

повышение эффективности работы при добавке водорода в топливно-воздушную смесь ДВС (статья). Материалы международной научно-технической конференции, посвященной памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники, академика Н.Д. Кузнецова, 21-22 июня 2001г., г. Самара, с.91-97

58. 4. Шайкин А.П., Ивашин П.В., Галиев И.Р. Расчёт концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах ДВС. Учебное пособие, Самара, 2014г.

59. Судоргин Н.И., Шайкин А.П., Ивашин П.В. Добавление добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания в двигатели с искровым зажиганием. ФГБОУ ВПО Тольяттинский государственный университет, 2014, с. 136-139

60. Судоргин Н.И., Шайкин А.П., Ивашин П.В., Дурманов А.И. Взаимосвязь максимального давления сгорания с величиной ионного тока в двигателях с искровым зажиганием. ФГБОУ ВПО Тольяттинский государственный университет, 2014, с. 112-115

61. Семченко В.В., Шайкин А.П. Влияние добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания. ФГБОУ ВПО Тольяттинский государственный университет, 2014, с. 401-404

62. Гайдот А.Г., Вольфгард Х.Г. Пламя, его структура, изучение и температура. М. Металлургиздат, 1959.

63. Дерячев А.Д. Эмпирическая модель оценки концентрации оксидов азота при добавке водорода в ТВС двигателей с искровым зажиганием. Кандидатская диссертация, Тольятти, 2015

64. Хлопоткин С.С., Егоров К.С., Шайкин А.П. Максимальное давление сгорания и величина ионного тока в пламени двигателей с искровым зажиганием. Тольятти, 2018

65. Калькот, Г. Процессы образования ионов в пламенах // вопросы ракетной техники №4, 1958.

66. Степанов Е.М., Дьячков Б.Г., Ионизация в пламени и электрическое поле. М., Металлургия, 1968.

67. Иноземцев Н.Н. // Известия АН СССР. Энергетика и автоматика. 1960. №2. С. 59-66.

68. Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. – М.:АН СССР, 1960.

69. Stepowski D., Cottureau M.J. // Arch Combust. 1981. V. 1. P. 147.

70. Шатров, Е.В. Исследование мощностных, экономических и токсических характеристик двигателя, работающего на бензоводородных смесях [Текст] / Е.В. Шатров, А.Ю. Раменский, В.М. Кузнецов // Автомобильная промышленность. – 1979. – №11. – С. 3–5.

71. Аннушкин, Ю.М. Эффективность горения водородокеросинового топлива в прямоточном канале [Текст] / Ю.М. Аннушкин // Физика горения и взрыва. – 1985. – Т. 21, №3. – С. 30–32.

72. Басевич, В.Я. Промотирование горения [Текст] / В.Я. Басевич, С.М. Когарко // Физика горения и взрыва. – 1969. – Т.5, №1. – С. 99–105.

73. Галышев, Ю. В. Конвертирование рабочего процесса транспортных ДВС на природный газ и водород [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02/ Юрий Витальевич Галышев ; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – СПб., 2010. – 34 с.

74. Гумеров, И.Ф. Повышение экономичности двигателя за счет использования добавок водорода к бензину [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Ирек Флорович Гумеров; Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана.– М., 1987. – 21с.

75. Лернер, М.О. Химические регуляторы горения моторных топлив [Текст] / М.О. Лернер. – М. : Химия, 1979. – С. 173–177.

76. Разветвленные цепные реакции в процессах промотирования и ингибирования горения водорода [Текст] / О.П. Коробейничев [и др.] // Физика горения и взрыва. – 2010. – Т.46, №2. – С. 26–35.

77. Ричардс (G.A. Richards). Скорость распространения пламени в факеле топлива при добавлении водорода [Текст] / Ричардс (G.A. Richards), Сойка (P.E. Sojka), Лефевр (A.H. Lefebvre) // Современное машиностроение, серия А. – 1989, №8. – С. 63–70.

78. Williams, F.A. Combustion Theory. The Fundamental Theory of Chemically Reacting Flow Systems [Текст] / Forman A. Williams. – San Francisco : Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc., 1985. – 665 p.

79. Lipatnikov, A. Fundamentals of Premixed Turbulent Combustion [Текст] / Andrei Lipatnikov. – Taylor & Francis Group, LLC., 2013. – 518 p.

80. Improvement of Lean Hydrocarbon Mixtures Combustion Performance by Hydrogen Addition and Its Mechanisms [Electronic resource] / Hiroyuki Kido [et al.] // JSAE Review. – 1994. – Vol. 15, Issue 2. – P. 165–170. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

81. Shuofeng Wang, S. Cyclic variation in a hydrogen-enriched spark-ignition gasoline engine under various operating conditions [Electronic resource] / Wang Shuofeng, Ji Changwei // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, Issue 1. – P. 1112–1119. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

82. Бортников, Л.Н. Современные аспекты применения водорода в автомобильных двигателях [Текст] / Л. Н. Бортников. – Самара : Изд-во СамНЦ РАН, 2015. – 158 с.

83. Вяткин Д.В. Устройство для регулирования состава горючей смеси в двигателях: [Электронный ресурс] URL: <http://314159.ru/vyatkin/vyatkin1.htm>
(дата обращения - 20.08.2014)