

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. Состояние вопроса. Цели и задачи исследования.....	5
1.1 Цикл двигателя с искровым зажиганием (метод Гриневецкого-Мазинга).....	5
1.2 Модель изохорного сгорания.....	8
1.3 Фазы сгорания в двигателях с искровым зажиганием.....	14
1.4 Полуэмпирические уравнения, характеристики тепловыделения И.И. Вибе	18
1.5 Взаимосвязь эффективности работы двигателя с максимальным давлением сгорания.....	20
1.6 Взаимосвязь максимального давления сгорания с ионным током пламени и токи ионизации.....	29
1.6.1 Оценка индикаторного давления в камере сгорания	40
1.6.2 Исследование взаимозависимостей между максимальным давлением и ионным током химионизации в двигателях с искровым зажиганием.....	46
Выводы по главе 1 и формулировка задач исследования.....	74
Глава 2. Экспериментальный комплекс.....	76
2.1 Одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85.....	76
2.1.1. Описание установки УИТ-85.....	76
2.1.2. Система мониторинга ионного тока.....	81
2.1.3. Система индицирования (измерения давления в камере сгорания).....	82
2.2 Методики проведения и обработка результатов экспериментальных исследований.....	83
2.2.1 Методики проведения и обработка результатов исследования на одноцилиндровой установке УИТ-85.....	83
2.2.2. Обработка результатов испытаний.....	87

2.2.2. Обработка результатов испытаний.....	87
Глава 3. Результаты экспериментального определения влияния состава смеси и добавки водорода на промежуток времени достижения максимального давления.....	89
Глава 4 Анализ изменения максимального давления в зависимости от параметров работы двигателя при добавке водорода в ТВС	99
4.1. Взаимосвязь максимального давления сгорания с величиной тока в двигателях с искровым зажиганием.....	102
4.2. Влияние добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания.....	108
Заключение.....	111
Список сокращений и условных обозначений	113
Список литературы	114

Введение

В поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) механическая работа перемещения поршня создаётся за счёт преобразования химической энергии топлива при его сгорании в тепловую, которая в свою очередь превращается в энергию давления продуктов сгорания. Работа цикла ДВС, его мощность и крутящий момент оцениваются индикаторным давлением. В существующих методиках теплового расчёта для определения эффективности работы двигателей, разработанных отечественными учёными, используется или величина максимального давления сгорания (P_{zmax}), метод Гриневецкого-Мазинга [1 Орлин], или интегрирование текущих значений давления при сгорании топлива по углу поворота коленчатого вала, метод И.И. Вибе [2 И.И. Вибе 3 Шароглазов]. Следует отметить, что в методике Гриневецкого-Мазинга используются только значения максимального давления сгорания, но не учитываются ни угол опережения зажигания, ни время достижения P_{zmax} . В методике И.И. Вибе длительность процесса сгорания (период тепловыделения) определяется на основании многочисленных экспериментальных данных, полученных при использовании в качестве топлива бензина или дизельного топлива.

Широкая востребованность использования различных видов альтернативных топлив, в том числе композитных с добавкой газообразного водорода, ставит задачу оценки их эффективности по сравнению с традиционными. Наиболее просто и достаточно точно подобное сравнение можно выполнить измерением экспериментальным путём величины P_{zmax} и временем его достижения относительно подачи напряжения на свечу зажигания на различных режимах работы двигателя.

В связи с вышесказанным исследование влияния небольших добавок газообразного водорода на изменение максимального давления сгорания и времени его достижения относительно момента зажигания является актуальным.

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. Цикл двигателя с искровым зажиганием (метод Гриневецкого-Мазинга).

В поршневых и комбинированных двигателях с принудительным воспламенением, бензиновых и газовых, процесс сгорания происходит вблизи в. м. т. При анализе цикла принимают, что подвод теплоты происходит при постоянном объеме (рис. 1).

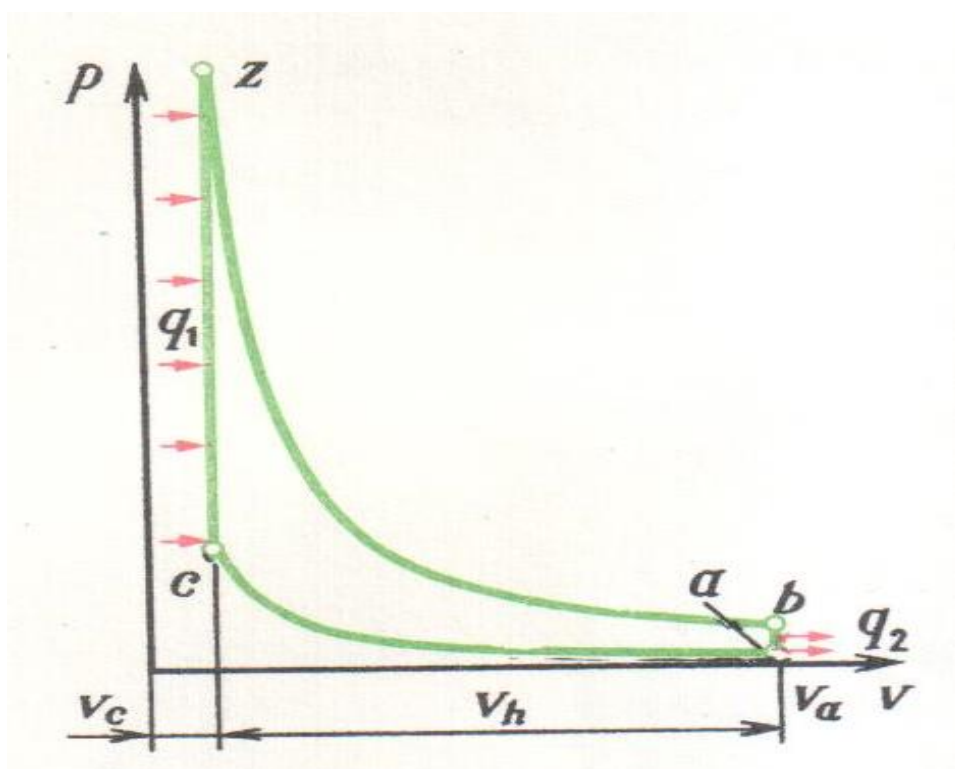


Рис. 1.1.1 Обратимый термодинамический цикл поршневого двигателя с принудительным воспламенением

В двигателях с воспламенением топлива от теплоты сжатия (дизелях) сгорание топлива происходит вначале (вблизи в. м. т.) с высокой скоростью, затем замедляется и часть топлива сгорает в процессе расширения. В

обратимых циклах принимают, что одна часть теплоты подводится при постоянном объеме, а другая часть — при постоянном давлении. Обратимый термодинамический цикл поршневого дизеля состоит, таким образом, из адиабатных процессов сжатия ac (рис. 1.1.1) и расширения zb , изохорного cz' и изобарного $z'z$ процессов подвода теплоты к рабочему телу и изохорного процесса Ba отвода теплоты от рабочего тела холодному источнику. В современных дизелях (поршневых двигателях) сгорание при постоянном давлении не реализуется, поэтому обратимый цикл с изобарным подводом теплоты используют лишь в теоретическом анализе.

Выведем выражение термического КПД для обобщенного обратимого термодинамического цикла, в который входят все основные процессы простых циклов поршневых и газотурбинных двигателей: подвод и отвод теплоты при постоянном объеме и при постоянном давлении, адиабатные процессы сжатия ac и расширения zb .

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 $T_z/T_c = \rho z'/\rho c$ 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:

$$\lambda = p'_z / p_c = p_z / p_c \quad (1.4)$$

степень повышения давления при сгорании;

$$\rho = V_z / V'_z = V_z / V_c \quad (1.5)$$

степень предварительного расширения.

По аналогии теплота, отданная холодному источнику,

$$\begin{aligned}
 q_2 &= q_2' + q_2'' = (u_b - u_g) + (i_g - i_a) = c_v(T_b - T_g) + c_p(T_g - T_a) = \\
 &= c_v T_a \left[\frac{T_g}{T_a} \left(\frac{T_b}{T_g} - 1 \right) + k \left(\frac{T_g}{T_a} - 1 \right) \right] = c_v T_a [\varphi(\lambda_p - 1) + \\
 &+ k(\varphi - 1)]. \quad (1.6)
 \end{aligned}$$

Примем следующие безразмерные параметры:

$$\varphi = T_g/T_a = v_g/v_a \quad (1.7)$$

степень уменьшения объема;

$$\lambda_p = T_b/T_g = p_b/p_g \quad (1.8)$$

степень снижения давления.

После подстановки (1.3) и (1.6) в (1.9) получим выражение термического КПД обобщенного цикла двигателя:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (1.9)$$

Отношение температур

$$T_c/T_a = (v_a/v_c)^{k-1} \quad (1.10)$$

выражено из уравнения адиабаты, а отношение объемов

$$V_a/V_c = \varepsilon \quad (1.11)$$

является степенью сжатия.

В обратимом цикле двигателя с принудительным воспламенением (см. рис. 1.1.1) теплота подводится и отводится при постоянном объеме ($\rho = 1$) и $\varphi = 1$

Из (1.9) получим

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}, \quad (1.12)$$

так как

$$\lambda = T_z/T_c = \lambda_p = T_b/T_g. \quad (1.13)$$

1.2. Модель изохорного сгорания.

Уравнение изохорного сгорания

Это уравнение применяется при упрощённом расчёте рабочего цикла двигателей с внешним смесеобразованием (рис. 1.2.1).

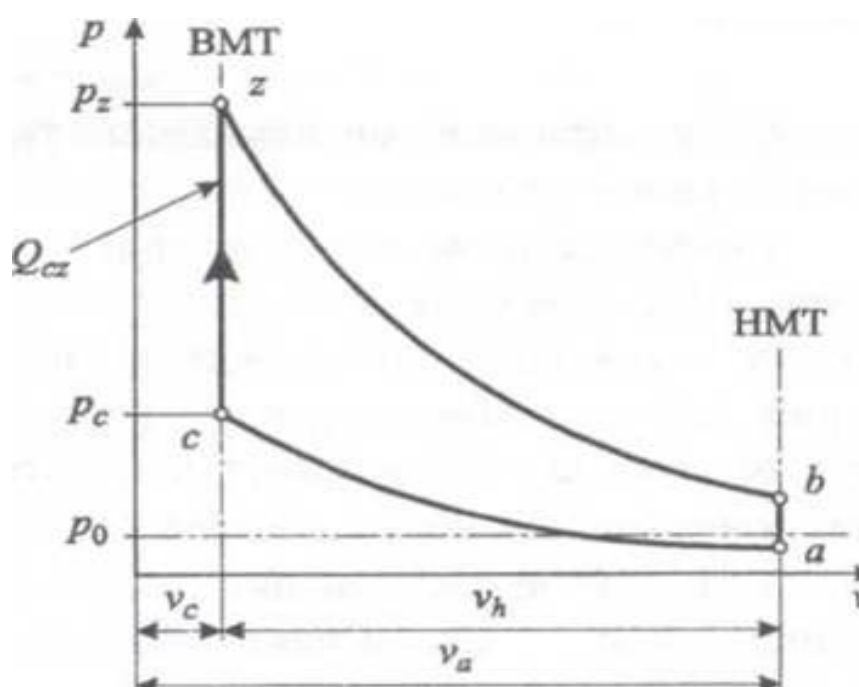


Рис. 1.2.1 Схема индикаторной диаграммы цикла с изохорным сгоранием

При пользовании схемой сгорания с изохорным подводом теплоты допускают, что процесс сгорания начинается при положении поршня в ВМТ и протекает мгновенно при неизменном объёме рабочего тела ($V = \text{const}$), то есть горение начинается и завершается в ВМТ. В отличие от идеального цикла методикой расчёта учитывается зависимость теплоёмкости от химического состава рабочего тела и от температуры, а также тепловые потери. Расчёт ведётся из условия сжигания 1 кг топлива. Уравнение сгорания в общем виде можно записать следующим образом:

$$U_c + Q_a = U_z, \quad (1.14)$$

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_0 и остаточных газов U_r :

$$U_c = U_0 + U_r. \quad (1.15)$$

С учётом закона Джоуля

$$U_c = \mu C_{v0} M_0 T_c + \mu C_{vr} M_r T_c. \quad (1.16)$$

До значений температуры T_c можно полагать, что

$$\mu C_{v0} \approx \mu C_{уг}. \quad (1.17)$$

Такое допущение даёт ошибку не более 0,1 %.

Учитывая это, уравнение (1.15) можно переписать в следующем виде:

$$U_c = \mu C_{v0} (M_0 + M_r) T_c = \mu C_{v0} M_c T_c. \quad (1.18)$$

где M_c - число молей рабочего тела до сгорания (в точке с индикаторной диаграммы):

$$M_c = M_0 + M_r = M_0 + \gamma M_0 = M_0 (1 + \gamma) = \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_r} \right) (1 + \gamma). \quad (1.19)$$

Количество теплоты, сообщаемое рабочему телу в процессе сгорания, можно выразить через тепловой эффект реакции сгорания топлива соотношением

$$Q_{cz} = \xi_r E, \quad (1.20)$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты; E - тепловой эффект реакции сгорания топлива.

Коэффициентом использования теплоты ξ_z учитываются потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива; потери теплоты в стенки, вызванные теплопередачей; несоответствие принятой схемы сгорания действительной кинетике процесса и частичная диссоциация продуктов сгорания под воздействием высоких температур. Для бензиновых двигателей ξ_z принимают $= 0,85 \dots 0,92$; для газовых - $0,8 \dots 0,85$.

Тепловой эффект реакции зависит от состава смеси. Если $\alpha > 1$, то тепловой эффект реакции равен низшей теплоте сгорания топлива.

Низшая теплота сгорания топлива H_u - это то количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 кг топлива за вычетом теплоты 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

$$E_{\alpha < 1} = H_u - \Delta H_u \quad (1.21)$$

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

$$\Delta H_u = 4,13(1 - \alpha)L'_0, \text{ МДж/кг.} \quad (1.22)$$

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

$$U_z = \mu C_{vz} M_z T_z. \quad (1.23)$$

После соответствующих подстановок уравнение сгорания (1.14) примет вид

$$\mu C_{v0} M_c T_c + \xi_z E = \mu C_{vz} M_z T_z. \quad (1.24)$$

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

$$\mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1+\gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right)} = \beta_z \mu C_{vz} T_z, \quad (1.25)$$

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

Определение температуры рабочего тела в конце изохорного сгорания

Величины, входящие в левую часть уравнения (1.25), известны, если выполнено определение параметров состояния рабочего тела в процессах впуска и сжатия. Для упрощения записей обозначим левую часть уравнения сгорания через S_1 . Тогда (5.8) переписется следующим образом:

$$S_1 = \mu C_{v0} T_c + \frac{\xi_z E}{(1+\gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \right)}. \quad (1.26)$$

Теплоёмкость газов является функцией температуры. Обычно принимают, что теплоёмкость увеличивается с ростом температуры по линейному закону. Следовательно, как отмечалось ранее,

$$\mu C_{v0} = A_0 + B_0 T \quad \text{и} \quad \mu C_{vz} = A_z + B_z T_z, \quad (1.27)$$

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

$$\beta (A_z + B_z T_z) T_z = S_1. \quad (1.28)$$

Таким образом, получили квадратное уравнение

$$\beta B_z T_z^2 + \beta A_z T_z - S_1 = 0, \quad (1.29)$$

ИЛИ

$$T_z^2 + \frac{A_z}{B_z} T_z - \frac{S_1}{\beta B_z} = 0. \quad (1.30)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$T_z = -\frac{A_z}{2B_z} \pm \sqrt{\left(\frac{A_z}{2B_z}\right)^2 + \frac{S_1}{\beta_z B_z}}. \quad (1.31)$$

Обычно температура рабочего тела в конце изохорного сгорания находится в пределах 2500...2800 К (применительно к 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 с) и конца (точка z) сгорания

$$p_c V_c = R M_c T_c, \quad (1.32)$$

$$p_z V_z = R M_z T_z, \quad (1.33)$$

откуда

$$p_z = \frac{M_z}{M_c} \frac{T_z}{T_c} p_c = \beta \frac{T_z}{T_c} p_c, \quad (1.34)$$

Надо иметь в виду, что

$$M_c = M_o + M_r. \quad (1.35)$$

Для двигателей с внешним смесеобразованием $P_z \approx 3,0 \dots 4,5$ МН/м².

По величине давления рабочего тела в конце изохорного сгорания оценивают значение максимального давления рабочего тела. Для номинального режима работы двигателя максимальное давление принимают равным $0,85 p_z$ (рис. 1.2.2).

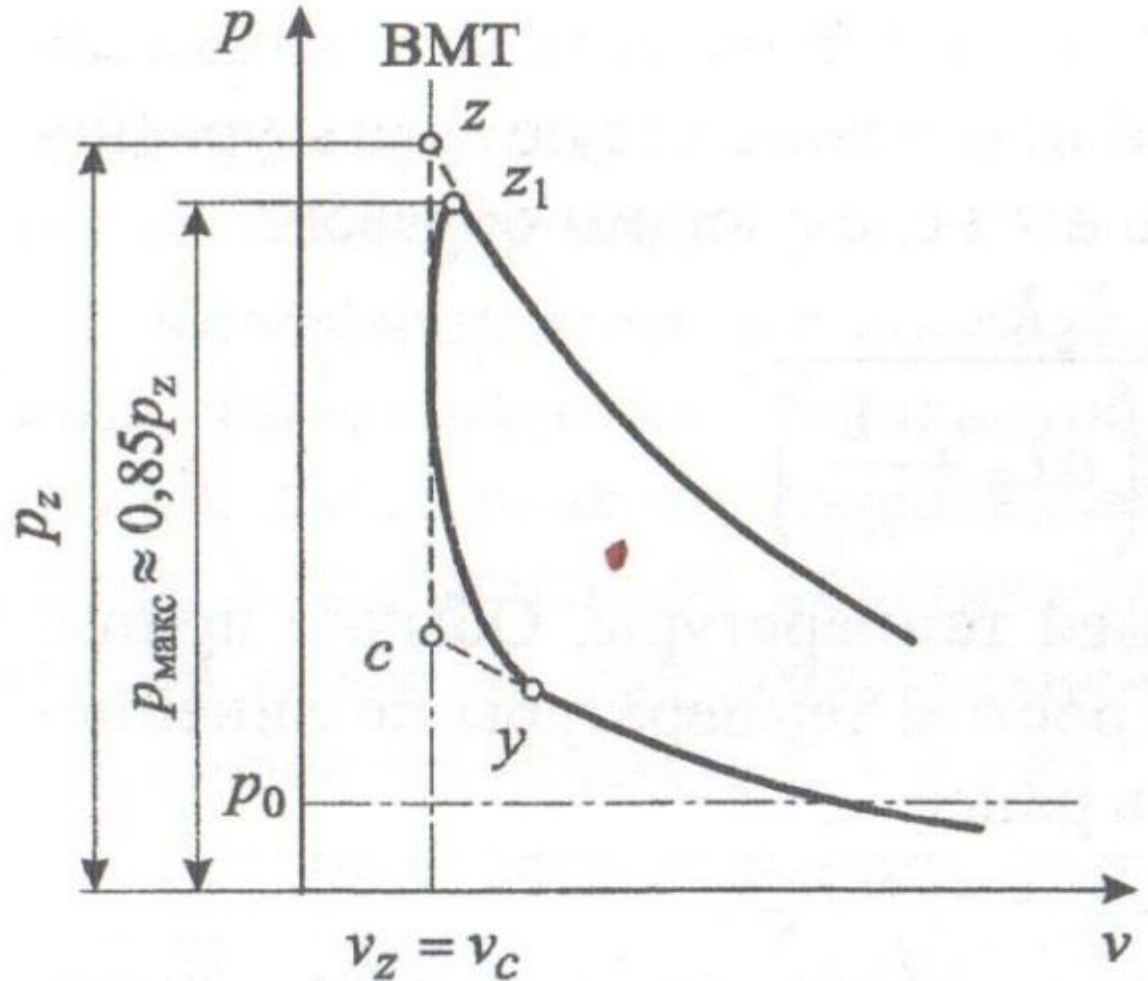


Рис. 1.2.2 Схема округления индикаторной диаграммы на участке изохорного сгорания

Примечание: при вычислениях связанных с использованием уравнения изохорного сгорания и приведённых в раздел эмпирических соотношений для теплоёмкостей рабочего тела, в частности, при определении S_i , необходимо учитывать, что теплотворность топлива H_u и, соответственно, тепловой эффект реакции горения E , должны иметь размерность кДж/кг.

1.3. Фазы сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

Основные фазы сгорания в двигателях

Большой опыт, накопленный в экспериментальных исследованиях процесса сгорания, дает возможность по виду индикаторной диаграммы составить качественное заключение о совершенстве процесса сгорания. Известно, например, какой должна быть диаграмма при нормальном сгорании, когда двигатель развивает наибольшую мощность и экономичность. В анализе процесса сгорания используют кроме экспериментальной индикаторной диаграммы, полученную на ее основании из расчета по уравнению состояния кривую температуры. Руководствуясь характером кривых давления и температуры, устанавливают условные границы основных фаз сгорания и оценивают качество процесса сгорания [45].

Фазы сгорания в двигателях с принудительным воспламенением

Первая фаза I — образование начального очага пламени от электрической искры и развитие турбулентного фронта пламени. Длительность первой фазы принимают равной длительности задержки воспламенения — от момента образования искры между электродами свечи, т. е. от момента зажигания (точка 1 на рис. 61), до начала резкого повышения давления в цилиндре (точка 2), где кривая давления (сплошная линия) при сгорании отрывается от кривой при выключенном зажигании (штриховая линия).

Вторая фаза II — фаза быстрого сгорания — основная. В продолжении второй фазы фронт пламени распространяется в большей части пространства камеры сгорания и достигает стенок цилиндра. Принимают, что основное сгорание заканчивается при достижении максимального давления в цилиндре (точка 3) или максимальной температуры. В опытах обычно располагают индикаторной диаграммой, а кривую температуры не рассчитывают, поэтому длительность фазы чаще устанавливают по максимуму давления.

Третья-фаза III — догорание. Считают, что третья фаза начинается от момента достижения максимального давления, а заканчивается с завершением горения топлива (точка 4), которое продолжается некоторое время в начале процесса расширения. В третьей фазе происходит догорание продуктов неполного окисления топлива за фронтом пламени и в пристенном слое, в зазорах между поршнем и головкой цилиндра, и идет рекомбинация молекул. Одним из признаков окончания горения топлива считают равенство скорости выделения теплоты скорости теплоотдачи в стенки (квазиadiaбатическую точку процесса).

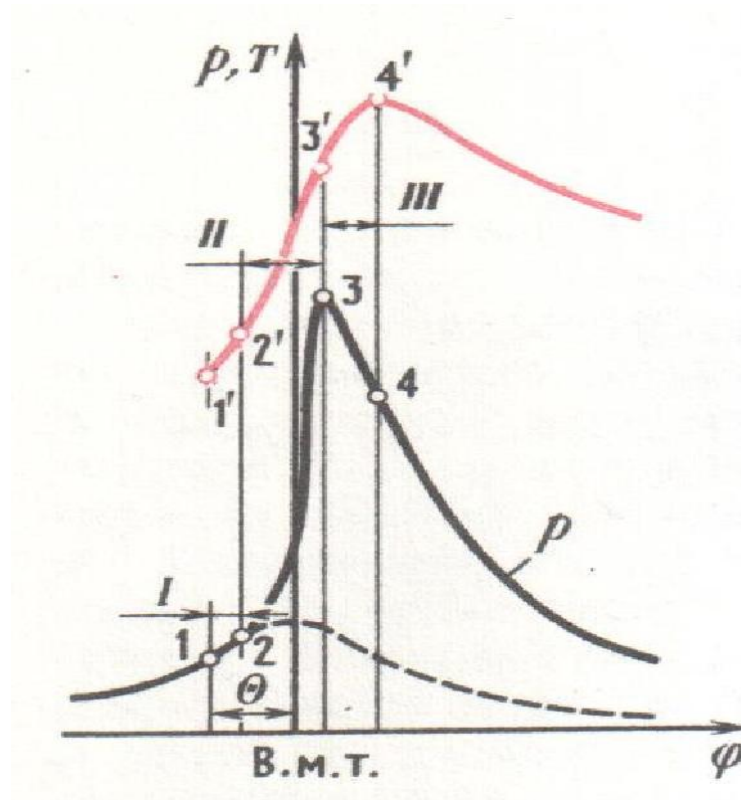


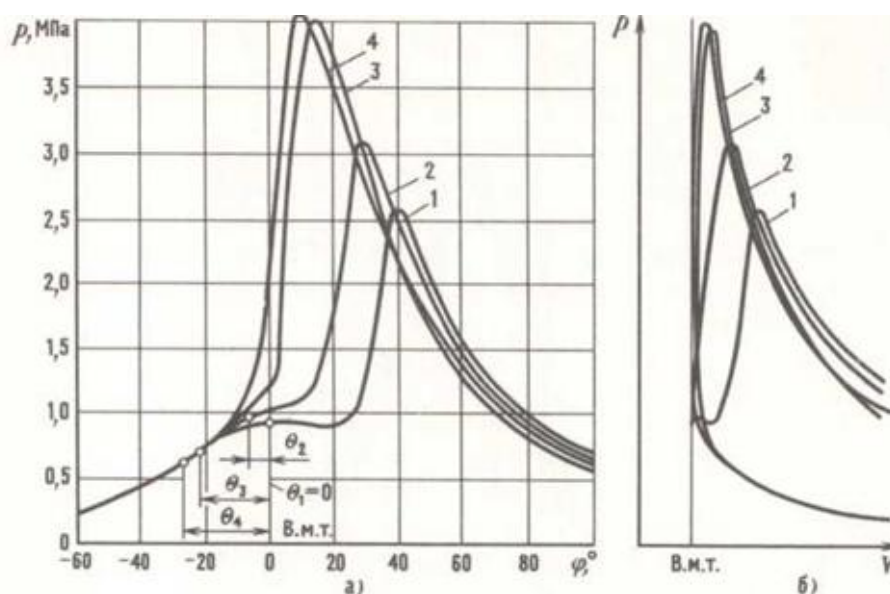
Рис. 1.3.1 Индикаторная диаграмма давления и температуры в цилиндре двигателя с принудительным воспламенением при нормальном сгорании

Оценка процесса сгорания по индикаторной диаграмме. Двигатель развивает наибольшую мощность и имеет наименьший расход топлива, если давление в цилиндре достигает максимума при повороте коленчатого вала на угол $12\text{—}15^\circ$ после в.м.т., а начало быстрого нарастания давления соответствует положению кривошипа за $12\text{—}15^\circ$ до в. м. т. Скорость фронта

пламени возрастает приблизительно пропорционально частоте вращения вала, поэтому длительность второй фазы в градусах поворота коленчатого вала изменяется мало. Но длительность задержки воспламенения и фазы догорания увеличивается. Чтобы обеспечить нормальное протекание процесса и чтобы быстрое повышение давления началось приблизительно при одинаковом положении кривошипа (за $12—15^\circ$ до в. м. т.), увеличивают угол опережения зажигания.

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 угла опережения зажигания от оптимального в любую сторону вызывает существенное изменение вида индикаторной диаграммы (рис. 1.3.2) — уменьшение мощности и увеличение расхода топлива.

По индикаторной диаграмме можно различить отклонения процесса сгорания от нормального: как детонацию, так и калильное зажигание. Напомним, что при детонации нарушение процесса проявляется в конце основной (второй) фазы процесса сгорания, а при калильном зажигании — в начале. В обоих случаях жесткость работы и шум двигателя возрастают.

Скорость распространения турбулентного фронта пламени имеет наибольшую величину при горении богатой смеси ($\alpha=0,8-0,9$). С обеднением смеси возрастает длительность задержки воспламенения (рис. 1.3.3) и фазы догорания, поэтому угол опережения зажигания, оптимальный по мощности

и экономичности, увеличивается. Продолжительность сгорания при работе двигателя на бедной смеси заметно возрастает, положение максимума давления смещается на индикаторной диаграмме дальше от в. м. т. Максимальное давление цикла становится при обеднении смеси ниже главным образом вследствие того, что уменьшается количество теплоты, подведенной к единице массы рабочей смеси газов в цилиндре. Системы зажигания двигателей снабжают устройствами для автоматического регулирования опережения зажигания как минимум по двум параметрам — составу смеси и частоте вращения коленчатого вала.

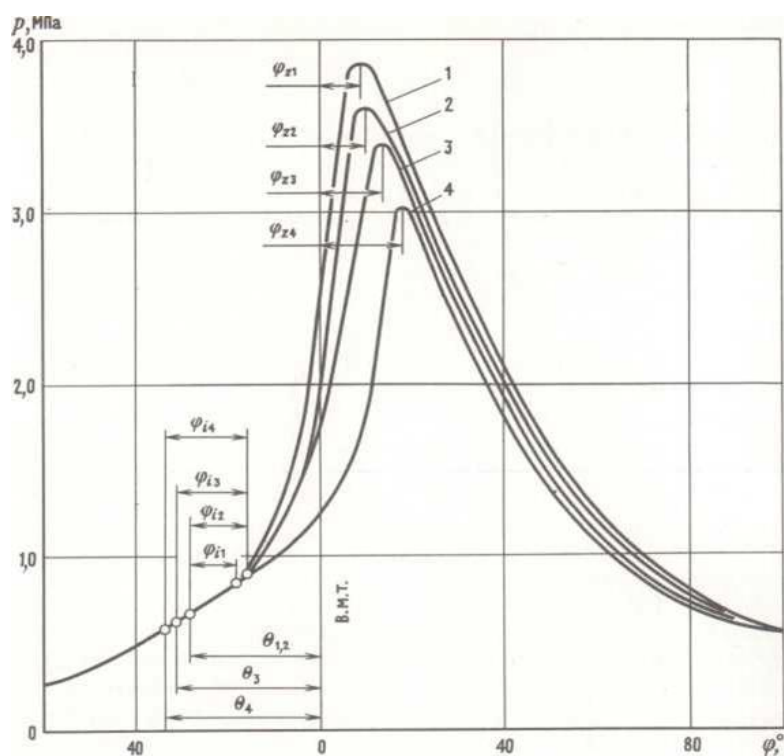


Рис. 1.3.3 Индикаторные диаграммы двигателя с принудительным воспламенением при работе на смесях, отличающихся избытком воздуха:

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

На основе качественных представлений о скорости цепных реакций И.И. Вибе получил следующее полуэмпирическое уравнение характеристики тепловыделения в зависимости от безразмерного времени t/t_z , отсчитываемого от момента воспламенения:

$$x = 1 - \exp \ln(1 - x_z) (t/t_z)^{m+1}. \quad (1.36)$$

Уравнение называют также уравнением сгорания (выгорания топлива), так как по характеристика $x = g_T/g_{T.ц}$ численно равна массовой доле условно сгоревшего топлива.

Взяв производную от по безразмерному времени, получим уравнение безразмерной скорости тепловыделения:

$$\frac{dx}{d(t/t_z)} = -C(m+1)(t/t_z)^m \exp C(t/t_z)^{m+1}. \quad (1.37)$$

В уравнениях безразмерное время, равное безразмерному углу поворота кривошипа при постоянной угловой скорости вращения коленчатого вала. Эти уравнения универсальны; их применяют в расчетах характеристик тепловыделения как дизелей, так и двигателей с принудительным воспламенением. Особенности процесса сгорания учитывают в уравнениях показателем характера сгорания T , однозначно определяющим положение максимума безразмерной скорости тепловыделения. Найдем координату максимума, приравняв нулю производную относительной скорости тепловыделения по времени. После преобразований получим

$$\frac{t_M}{t_z} = \left[\frac{m}{-C(m+1)} \right]^{1/(m+1)} \quad (1.38)$$

Чем меньше показатель T , тем круче характеристика тепловыделения и тем ближе расположен максимум скорости тепловыделения к началу сгорания.

В двигателях с самовоспламенением при сжатии максимум скорости тепловыделения расположен значительно ближе к началу сгорания, чем в двигателях с принудительным воспламенением, соответственно и показатели τ в дизелях меньше:

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

В комбинированных двигателях продолжительность сгорания может превышать 100° угла поворота кривошипа.

Показатель характера сгорания τ определяют, используя индикаторную диаграмму, записанную при испытаниях двигателя. Расчетным методом по индикаторной диаграмме находят относительную характеристику тепловыделения и строят график этой функции в логарифмических координатах. Действительную характеристику тепловыделения аппроксимируют, применяя методы математической статистики, уравнением после двойного логарифмирования.

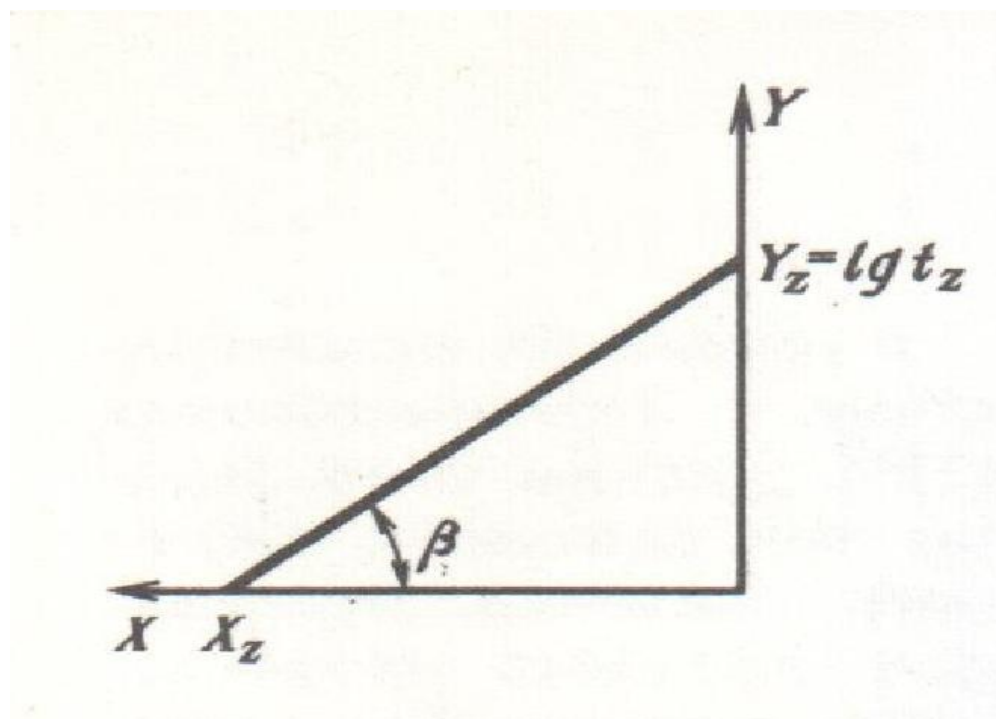


Рис. 1.4.1 График, построенный в логарифмических координатах XY

Полученное уравнение описывает прямую линию (рис. 1.4.1). Обозначим $Y = \lg t$; $Y_z = \lg t_z$; $X = \lg [\ln(1-x) - \lg(-C)]$ и представим уравнение в виде

$$Y = Y_z + X/(m + 1). \quad (1.39)$$

Используя свойства уравнения прямой линии, получим очевидные соотношения

$$1/(m + 1) = \operatorname{tg} \beta = Y_z/X_z \text{ и } m = X_z/Y_z - 1. \quad (1.40)$$

Этим методом можно определить также продолжительность сгорания, принимая условно, что оно заканчивается при достижении x некоторого значения x_g , которому соответствует вполне определенное значение постоянной C ; тогда $t_z = 10^{Y_z}$.

1.5. Взаимосвязь эффективности работы двигателя с максимальным давлением сгорания.

Виды камер сгорания

Различные камеры сгорания используются для изучения влияния геометрии камеры на поток и процесс горения, камеры были разработаны в разрезе и была использована модель построения [4 SAE 950469, 5 SAE 950517, 6, 7]. Для упрощения изменения геометрии поршня, делали поршни с различными коронками, использовали номинальную степень сжатия, для большинства камер она была установлена на 12:1. Это соотношение хорошо соответствует о используемых сейчас бензиновых двигателях большой мощности. Три геометрии были разработаны с более высоким отношением для изучения влияния изменения степени сжатия.

Краткое описание выбранных геометрий представлена следующим образом:

Flat-

Плоская простейшего типа камера сгорания использует поршень с плоской короной.

С этой геометрией закрученный поток, из-за спирального впускного отверстия, более спокойный при сжатии и расширении импульсов. Полученный уровень турбулентности при горении низкий. Площадь поверхности пламени в этой геометрии ограничена в ранней фазе горения из-за малой высоты между поршнем и головкой цилиндра и близка к ВМТ. Пламя распространяется близко к двумерной модели.

Cylinder-

Цилиндрическая чаша в головке поршня дает повышенную угловую скорость закрученному потоку, радиус резко снижается, когда газ нагнетается в чашу. Squish – (вытеснение ТВС из части камеры сгорания) эффективность в результате небольшой высоты между головкой цилиндра и поршня в верхней мертвой точке также будет способствовать общей структуре потока в чаше цилиндра. Результирующий поток, как предполагается будет тороидальным в комплексе вращения. Вытеснение ТВС из части камеры сгорания и резкое изменение завихрения ожидаемо приводят к высокому уровню турбулентности. Площадь поверхности пламени в начале сгорания значительно улучшается, по сравнению с плоской геометрией большей части камеры сгорания и расположена близко к свече зажигания.

Square-

Квадратная чаша поршня не может быть цилиндрической. Квадратное сечение камеры сгорания было опробовано на дизеле среднего размера. Квадратное сечение, дало высокую скорость сгорания в дизельном топливе. Это стало возможно из-за большого количества малых масштабов турбулентности, в результате вихревых разрушений в углах сечения квадрата [8].

Площадь поверхностного пламени благоприятна для квадратной геометрии, так как большинство объема смеси наиболее близко к свече зажигания.

Cross-

Крестообразная геометрия. Ранее эксперименты требовали оптического доступа через двигатель в двух ортогональных направлениях, в сочетании с высокой степенью сжатия, в результате получали поршень с двумя глубокими канавками. Результирующие потоки пересекаются вместе с четырьмя секторами в плоской зоне и закручивают движение впуска, чтобы сломать поток близко к ВМТ [9], [10].

Поршня с глубокими канавками, не представляется возможным использовать в настоящем эксперименте, так как это требует большого расстояния между верхним поршневым кольцом и головкой блока цилиндров. Выбор встроенного поршня также дал задачу с доступным пространством для креста с желаемой степенью сжатия. Следовательно небольшая цилиндрической чаша была пробурена ниже креста. Полученную геометрию можно найти на рисунке 1.

Форма камеры сгорания как ожидается очень сложная. Закрученный поток на входе ломает мелкие вихри, которые геометрически вписываются в камеру близко к ВМТ. Площадь поверхности пламени благоприятна для камеры в значительной части объема и расположена близко к свече зажигания.

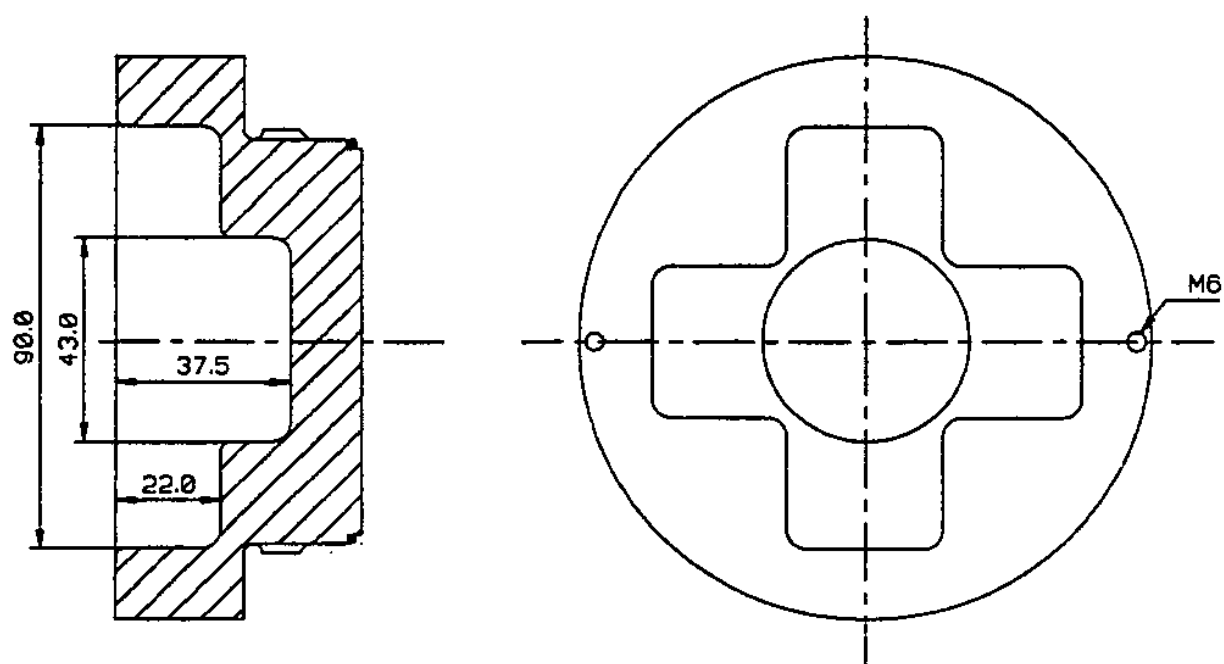


Рисунок 1.5.1 Геометрия поперечного сгорания.

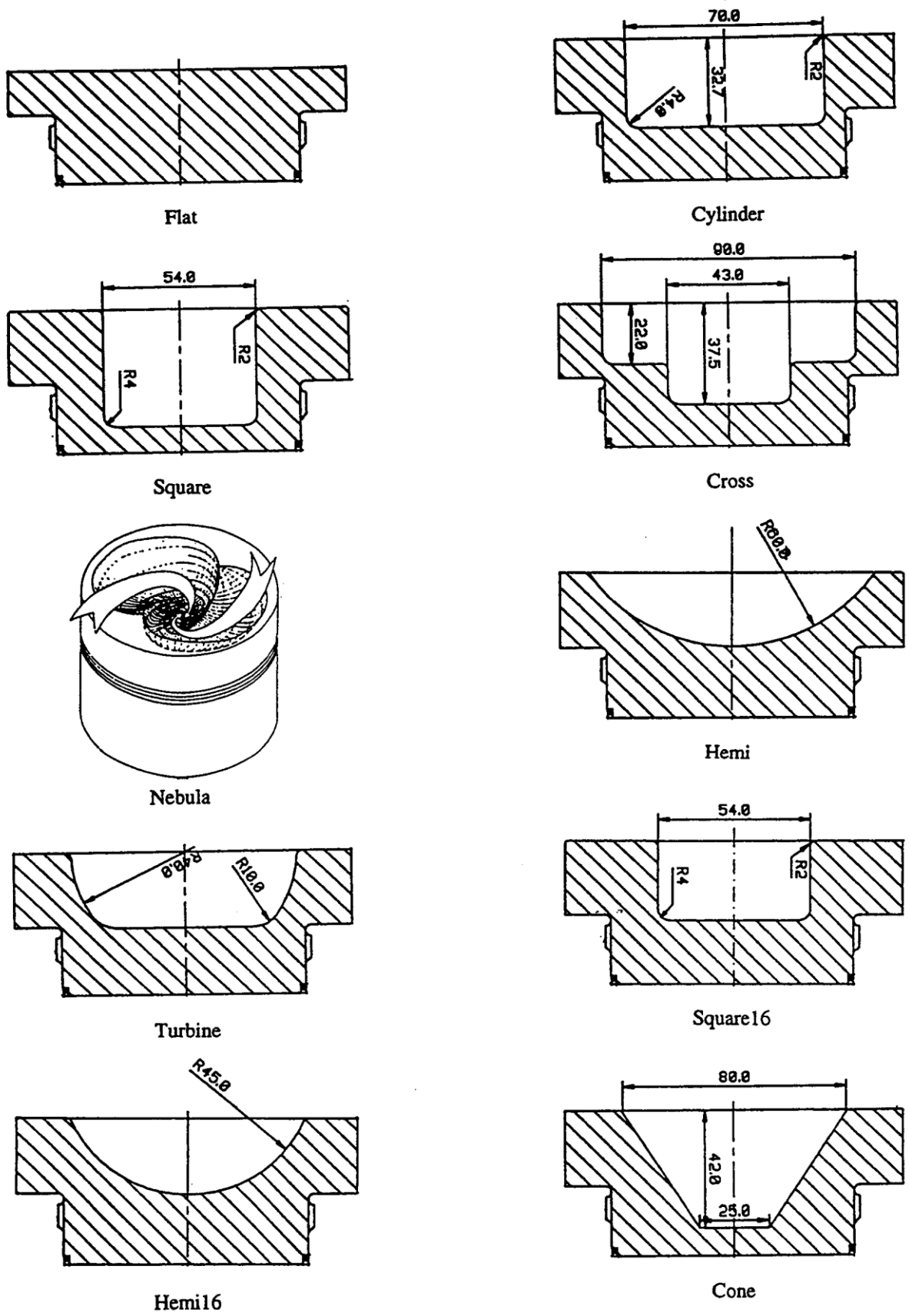


Рисунок 1.5.2 Геометрии используемых камер сгорания.

Nebula-

Рикардо представил специальную конструкцию из поршня, который должен дать благоприятные характеристики для газовых двигателей [11]. Nebula (Шнековая) предназначена для использования вихревого движения, образует входное отверстие, и близко к ВМТ разделяет поток на две струи в чаше поршня. Две струи затем сталкиваются друг с другом и вызывают крупномасштабный поток мелкомасштабных турбулентностей, см Рисунок 2. Высокий уровень турбулентности приводит к быстрому и стабильному горению.

Ricardo сделала камеру Nebula в Volvo TD102 поршень для LundInst из Tech. геометрические параметры шнековой камеры были, однако, не оптимизированы для Volvo. Однако уже оптимизированная геометрия для Scania DSC11 была другой, вместо используемой в качестве основы, чтобы объем сжатия был изменен и получился номинальный коэффициент сжатия 12:1. В одном важном аспекте Nebula и другие камеры сгорания несравнимы. Из-за требования Nebula камеры, встроенный поршень не может быть использован. Это означает, что шнековая камера сгорания поршня имеет преимущество в передаче тепла и запасу объема. И это означает, что объемный и термический КПД и некоторая протяженность выбросов несгоревших углеводородов слегка смещены.

Площадь поверхности пламени для Nebula считается вполне хорошей в первой половине сгорания, хотя трудно получить точное измерение из-за сложной формы камеры.

Hemi-

Рикардо утверждает, что в их развитии из камеры сгорания Nebula, более быстрое сгорание благоприятно при постоянной эксплуатации бензиновых двигателей [12]. Это мнение, однако, не единственное в сообществе бензиновых двигателей. Юго-Западный научно-исследовательский институт (SwRI) утверждает, что никаких различий не было обнаружено в уровне NOx и тепловом коэффициенте полезного действия между быстрой камерой сгорания *bum* и умеренной скорости горения [13]. Единственной существенной разницей между быстрой цилиндрической геометрией и маленькой полусферической чашей, у полусферической геометрии был лучше объемный КПД. Чтобы проверить концепцию SwRI была изготовлена камера с полусферической чашей. Эта геометрия дает область низкой стенки камеры и минимальное вмешательство в закрученном потоке.

Turbine-

Слегка модифицированная версия цилиндрической чаши используется в VolvoAero турбо и работает на природном газе TD102 который находится в коммерческом использовании в Мальме и Гетеборге, Швеция. Эта камера имеет меньше чашку и использует большой радиус при переходе от дна к стенке чашки. Площадь (*squish*) для этой геометрии имеет габаритную высоту 1,5 мм по сравнению с 1 мм для остальной геометрии. Согласно Volvo AREO турбо это дает преимущество HC, а пламя закали в плоской зоне, менее вероятно с большого расстояния [14]. Площадь поверхности пламени в начальной части горения менее благоприятно для этой геометрии, чем в цилиндре и имеет гораздо более глубокое чашку.

Square and Hemi with Rc=16:1-

Для изучения, как изменение степени сжатия на которое влияет выполнение различных камерных геометрий, две из вышеуказанных геометрии были изменены для геометрической степени сжатия от 16:1. Квадратного сечения камера (square) показала значительно более быстрое сгорание чем остальные, и поэтому была выбрана. Это интересный эксперимент, еще мельче чаша придает еще большую скорость горения.

Для Hemi геометрии подходит небольшая площадь камеры и показывает умеренную скорость горения в случае степени сжатия 12: 1.

Cone-

Коническая геометрия. В процессе работы для двигателя с вышеизложенной камерой сгорания конической геометрии были изготовлены в мастерской для другого проекта.

Даже если это не было предназначено на старте эксперименты включать коническую геометрию, то возможность использовать конус заманчиво. Номинальный коэффициент сжатия был установлен на 14:1.

Обобщением характеристик рассмотренных конструкций камер сгорания является графические зависимости продолжительности сгорания от момента зажигания до достижения 90% сгорания ТВС (окончание основной фазы сгорания), представленные на рисунке 1.5.3.

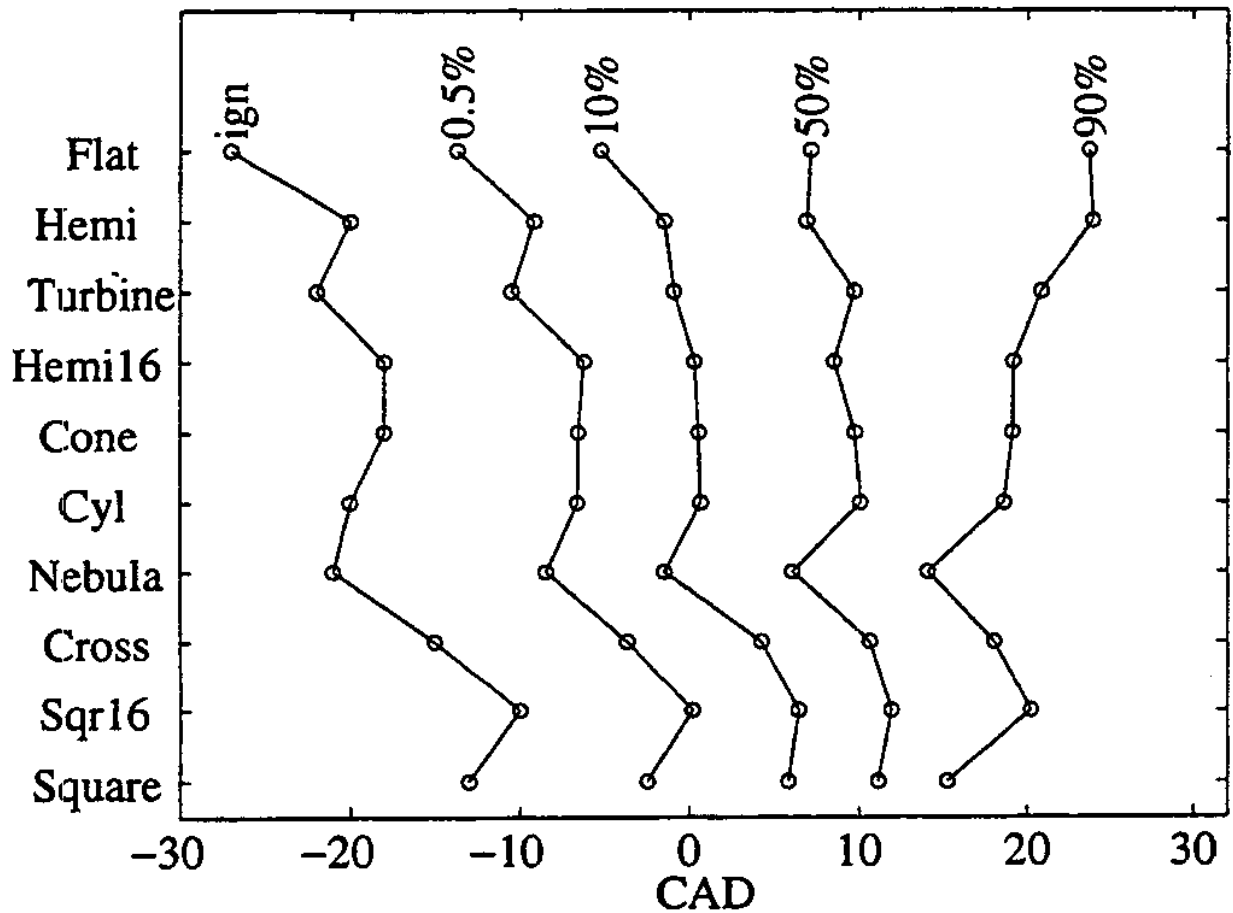


Рисунок 1.5.3 Положение угла поворота коленчатого вала и опережения зажигания при различных процентах тепла, выделяющегося при использовании различных камер сгорания. Двигатель работает при 1200 оборотов, $L = 1,5$.

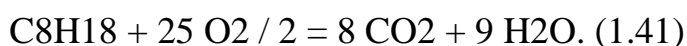
Как видно из раздела, различные камеры сгорания имеют как свои преимущества, так и недостатки конструкции.

Представленные результаты показывают, что наименьшее время достижения P_{zmax} обеспечивается в конструкции камеры сгорания с квадратным сечением (Square). Также стоит отметить, что при степени сжатия 16:1 для камеры с квадратным сечением время достижения P_{zmax} еще быстрее.

Отсюда можно сделать вывод, что изменение конструкции камеры сгорания, а также изменение степени сжатия, оказывает влияние на длительность достижения максимального давления сгорания.

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

В идеальной реакции сгорания углеводородов в результате получается только двуокись углерода и вода:



Процесс сгорания – сложный, происходит множество промежуточных реакций, в частности, с образованием (генерацией) ионов, примеры приведены в,



Здесь e^- – электрон. Эти ионы и множество других образуются в процессе химических реакций во фронте пламени. Кроме того, ионы генерируются при увеличении температуры, связанном с ростом давления [15].

Измерение тока ионизации является новым электронным методом управления, который является экономически эффективным, удобным и который показывает отличный ответ на проблему. Таким образом, много исследований, работ по измерению ионного тока имеют и были проведены для определения пропусков зажигания, обнаружения детонации, угла опережения зажигания, предварительного контроля, оценка / соотношение топливо воздушной смеси, оценка давления и максимальное уровня давления (estimation 6-15).

«Создание» токов ионизации – сложный процесс, который также варьируется от цикла к циклу. На рис. 1.6.1 показаны графики давления в

цилиндрах в зависимости от углового положения КВ (верхний график) в 10 последовательных циклах и графики токов ионизации в этих же циклах, тоже в зависимости от углового положения КВ. Графики получены при постоянной частоте вращения КВ и постоянной нагрузке.

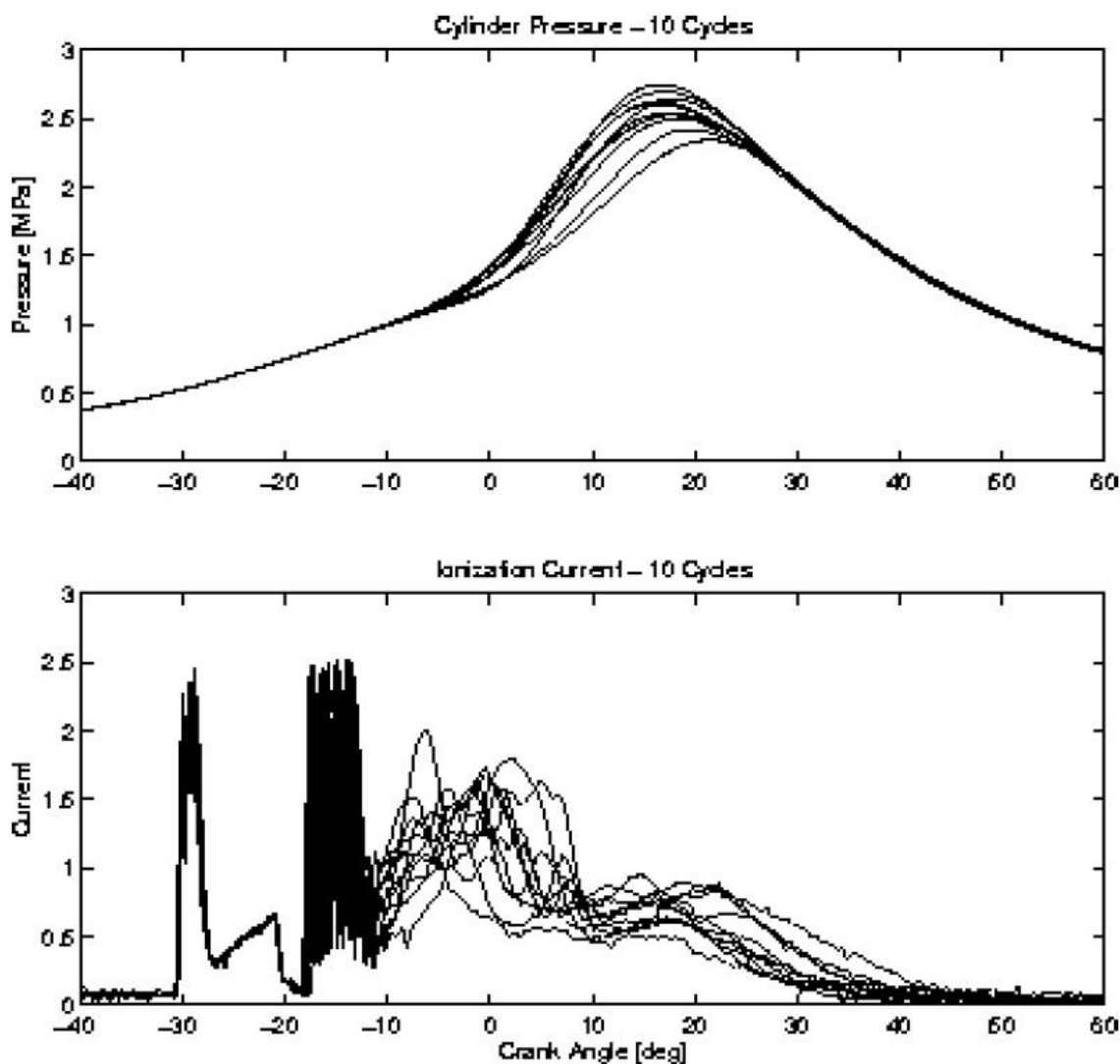


Рис. 1.6.1 Межцикловые изменения давления и токов ионизации всегда присутствуют при сгорании ТВС.

Графики показывают последовательные циклы при стационарной работе двигателя и являются доказательством факта изменений давлений и токов от цикла к циклу.

Из приведенных графиков видно, что межцикловые изменения являются значительными, существенными. Важной частью этого проекта является

установление связи между давлением и токами и возможность определения характеристик давления по токам ионизации.

Регистрация ионных токов.

Для обнаружения ионных токов к разрядному промежутку свечи прикладывается постоянное напряжение, в зазоре свечи образуется электрическое поле. Ионы движутся в электрическом поле и генерируется электрический ток, связанный с наличием ионов в разрядном промежутке свечи. На рис. 1.6.2 (а) для иллюстрации приведена схема. Ток измеряется на низковольтной стороне катушки зажигания, поэтому не требуется защита от высоковольтных импульсов напряжения, см. рис. 1.6.2 (b). Система измерения токов ионизации использовалась ранее в производстве двигателей [52] для: - контроля детонации индивидуально по цилиндрам; - определения фаз газораспределения; - определения случаев возгорания ТВС до подачи искры; - определения пропусков зажигания, качества сгорания ТВС, пределов обеднения ТВС. Кроме этого в работе [16] сообщалось об использовании токов ионизации для обнаружения факта загрязнения разрядного промежутка свечи.

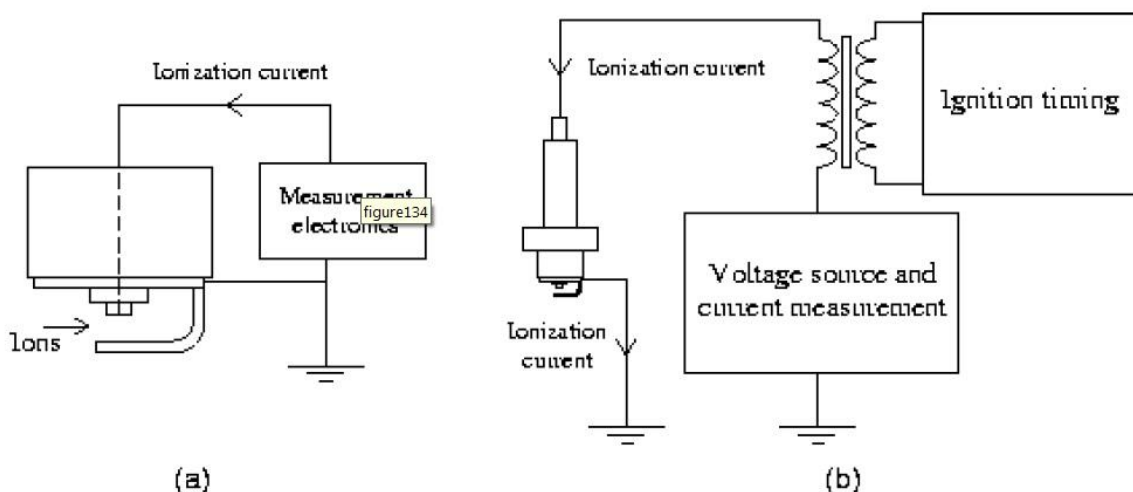


Рис.1.6.2. Измерение токов ионизации: а) – использование зазора свечи в качестве датчика, б) – измерения выполняются на низковольтной стороне катушки зажигания.

Ток ионизации является интереснейшим объектом для изучения параметров двигателя. Он является прямым следствием, результатом процессов сгорания ТВС и содержит набор информации о процессе горения. Тем не менее до сегодняшнего дня остается множество задач по интерпретации ионных токов. Параметрами, влияющими на токи ионизации, являются: температура, отношение воздух/топливо, собственно время сгорания, рециркуляция отработавших газов, состав топлива, нагрузка на двигатель и многое другое.

Классификация токов ионизации.

Обычно различают три фазы ионных токов: фаза в процессе зажигания, фаза, связанная с возникновением ионов в процессе развития пламени и его распространения по камере сгорания и фаза, связанная со значительным повышением температуры и давления. На рисунке 1.6.3 схематично изображены типичные токи трех фаз. Каждая из фаз имеет различные характеристики, фазы перекрываются между собой и ионный ток создает картинку, сложную для интерпретации. В фазе зажигания ионный ток большой и периодически значительно изменяется по величине. В связи с большой величиной токов в этой фазе, на рисунке они показаны в уменьшенном масштабе. Из рисунка 1.6.3 видно, как затухают колебания в катушке зажигания после искрообразования.

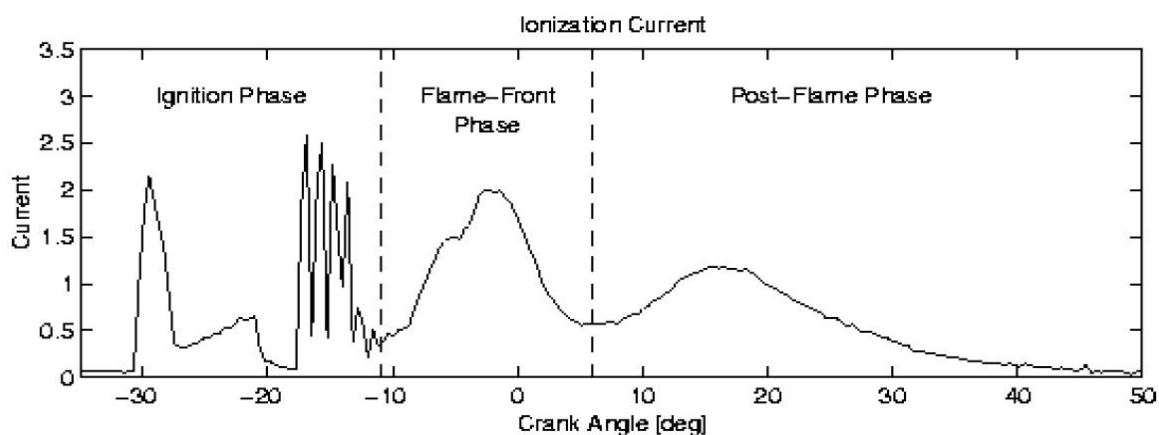


Рис. 1.6.3 Ток ионизации явно показывает три фазы процесса: зажигание, распространение фронта пламени и фазу после сгорания ТВС.

В фазе распространения фронта пламени возникновение большого количества ионов связано с химическими реакциями и на графиках ионных токов это отображается одним или несколькими характерными пиками. Ионы, генерируемые в процессе распространения пламени (горения топливно-воздушной смеси) имеют различную скорость рекомбинации. Некоторые типы ионов рекомбинируют очень быстро (узкие пики), создавая устойчивые нейтральные молекулы, ионы других типов имеют продолжительное время жизни. В результате ионный ток достигает максимума, который через некоторое время спадает по мере рекомбинации ионов.

В последней фазе остаются наиболее устойчивые ионы (с большим временем жизни), приводящие к генерации сигнала (ионного тока), форма которого зависит от давления в цилиндре вследствие изменений температуры и концентрации молекул. Величина ионного тока в третьей фазе определяется приложенным напряжением в процессе измерения тока и температурой сгоревших газов. Температура практически пропорциональна давлению в процессе сжатия и расширения сгоревших газов, когда пламя распространилось до стенок КС и процесс сгорания ТВС завершился. Поэтому ионный ток зависит от давления.

Моделирование ионных токов.

Ионные токи можно изучать на основе термодинамики моделированием кинетики химических процессов [17, 18, 19]. Уделяя внимание в основном третьей фазе, после окончания процесса сгорания ТВС, было получено аналитическое выражение для ионного тока. При моделировании были сделаны самые общие предположения о том, что газ в зазоре свечи: а) полностью сгорел, б) находится в термодинамическом равновесии, в) подвергается адиабатическому расширению и г) то что ионный ток

распространяется в газовой среде цилиндра от центрального электрода свечи [20].

Модель для интерпретации.

Ключевым шагом в предлагаемом методе для извлечения данных о положении пика давления является использование параметрической функции, основанной на феноменологическом описании ионного тока. Сигнал представлен состоящим из двух фаз, относящихся к процессу сгорания ТВС. Эти функции (для этих двух фаз) должны давать достаточно возможностей для сбора данных о различных изменениях, и быть в то же время достаточно простыми, чтобы можно было извлечь нужную информацию. Параметрическая функция используется для разделения соседних, перекрывающихся фаз ионного тока и получения оценки давления. Поэтому в качестве модели используется сумма двух гауссовых функций с шестью параметрами:

$$I(q) = a_1 * \exp(- (q - a_3)^2 / a_2) + b_1 * \exp(- (q - b_3)^2 / b_2). \quad (1.45)$$

(q – угол, a , b – параметры). Заметим, что эта модель никак не основана на физике процесса сгорания в отношении второй фазы – фазы распространения фронта пламени. И хотя выбранная функция для второй фазы выглядит поэтому как специально подобранная, эта модель физически мотивирована в работе [21] в отношении информации о давлении. Реально измеренные давления использовались для вычисления ионных токов по формуле (1.45), результат этих вычислений показал, что кривые ионных токов близки к гауссовым функциям.

Для интерпретации реально измеренных ионных токов параметры модели тока подгоняются так, чтобы модельное описание ионного тока совпало с измеренными значениями тока. На рис. 1.6.4 показаны ионные токи второй и третьей фаз, для двух циклов; на них же показаны гауссовы компоненты модели. Первая компонента соответствует фазе распространения

фронта пламени, вторая – фазе изменений давления (и температуры) по окончании горения.

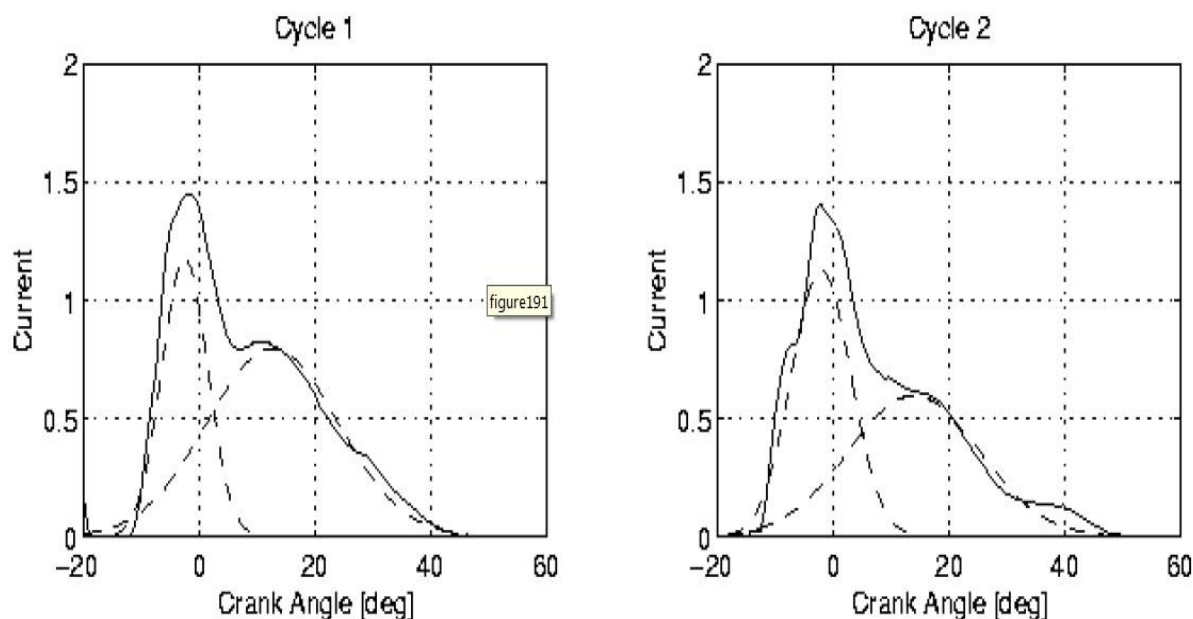


Рис.1.6.4 Компоненты модели (по уравнению 3), наилучшим образом соответствующие реальным ионным токам в двух фазах.

Эта вторая фаза с более поздним по углу КВ пиком ионного тока связана с ростом температуры и давления по окончании процесса сгорания ТВС - является базисом, который обоснован экспериментально и физически для получения данных о давлении.

Структура и разработка контроллера.

Разработанный блок тонкой настройки двигателя (engine-fine-tuner) на основе интерпретации ионных токов использовался для получения оценок положения максимума давления (PPP), для получения данных для анализа.

Оценка положения максимума давления.

Метод интерпретации ионных токов представлен отчасти более детально в [21]. Феноменологическая модель по формуле (3) подставляется в измеренные значения ионных токов и далее из модели вычисляются

параметры модели a_1 , a_2 , a_3 , b_1 , b_2 , b_3 , соответствующие фазе распространения пламени и фазе после сгорания ТВС. Фаза после сгорания ТВС (post-flame phase) используется для оценки изменений давления в цилиндре.

На рис.1.6.5 положения пиков давления PPP, оцененные по алгоритму интерпретации ионных токов, сравниваются с реально измеренными положениями пиков давления.

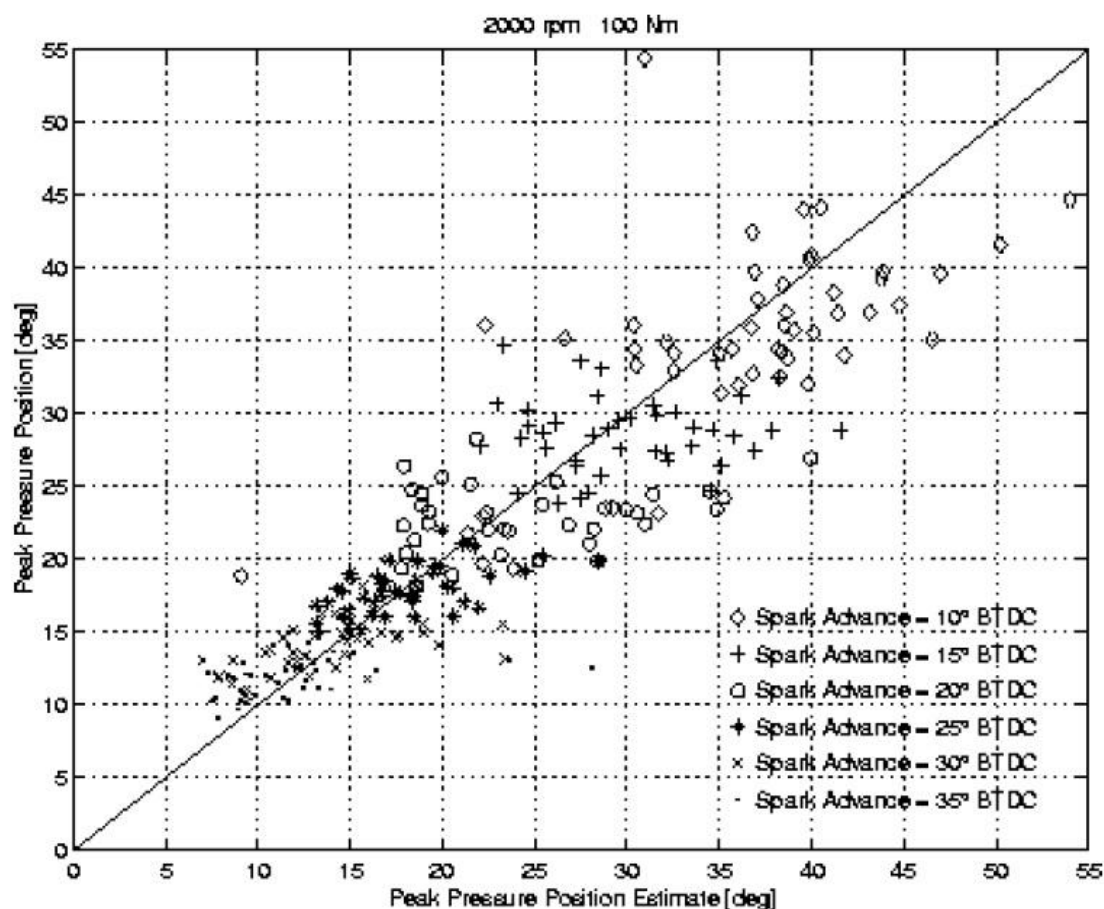


Рис. 1.6.5 Положения пиков давления PPP, оцененные по токам ионизации, в сравнении с измеренными.

Каждая точка соответствует оцененному и истинному PPP для одного цикла. На рисунке отображено около 500 циклов. Прямой линией обозначено соответствие один к одному.

В экспериментах, показанных на рисунке, частота вращения КВ двигателя и дроссельная заслонка удерживались постоянными, а опережение

зажигания задавалось в шести точках от 35 до 4 град до ВМТ. Положение пиков давления получились в диапазоне от 7 до 55 град после ВМТ. Оценки положений пиков достаточно хорошо согласуются с непосредственно измеренными положениями пиков давления. Наиболее хорошая корреляция – вокруг точки оптимальной эффективности 15 град после ВМТ, что является еще одним способом, указывающим на увеличение нестабильности в работе двигателя, когда пик давления смещается далеко от оптимальной точки 15-17 град после ВМТ. Корреляция улучшается дальнейшей фильтрацией, которая обсуждается в разделе 4.3.

Реализация для получения параметров модели может быть выполнена разными способами, но требование работы в реальном времени должно выполняться, поскольку речь идет о распознавании образов в быстродействующей петле обратной связи. Алгоритм, использовавшийся для реализации в реальном времени описан в [22] – оценивает двухмодовую функцию на основе прямой расходимости Кульбаха.

Экспериментальная установка.

Для измерений и подтверждения правильности теории использовался двигатель с искровым зажиганием SAAB, 2.3 л, 16 клап., 4-х тактн., 4-х цили., с впрыском ТВС, обычной подачей воздуха, промышленного производства, оснащенный системой управления двигателем типа Trionic. Система измерения токов ионизации – промышленного производства, разработанная Mecel AB [48], которая использовалась в двигателе SAAB. Датчик давления с усилителем для измерения внутрицилиндрового давления – от AVL, использовался для подтверждения правильности алгоритма.

Схема интерпретации ионных токов реализована в ПК, который шиной CAN подключался к электронному блоку управления двигателем. Выборки тока ионизации и данных о давлении выполнялись ПК синхронно с вращением КВ двигателя, по ним вычислялись новые значения опережения зажигания для следующего цикла и они передавались к ECU по той же шине.

Отклик на новое задание рабочей точки.

На рис. 1.6.6 показано, что контроллер на основе ионных токов достигает цели по управлению положением пика давления в заданной позиции.

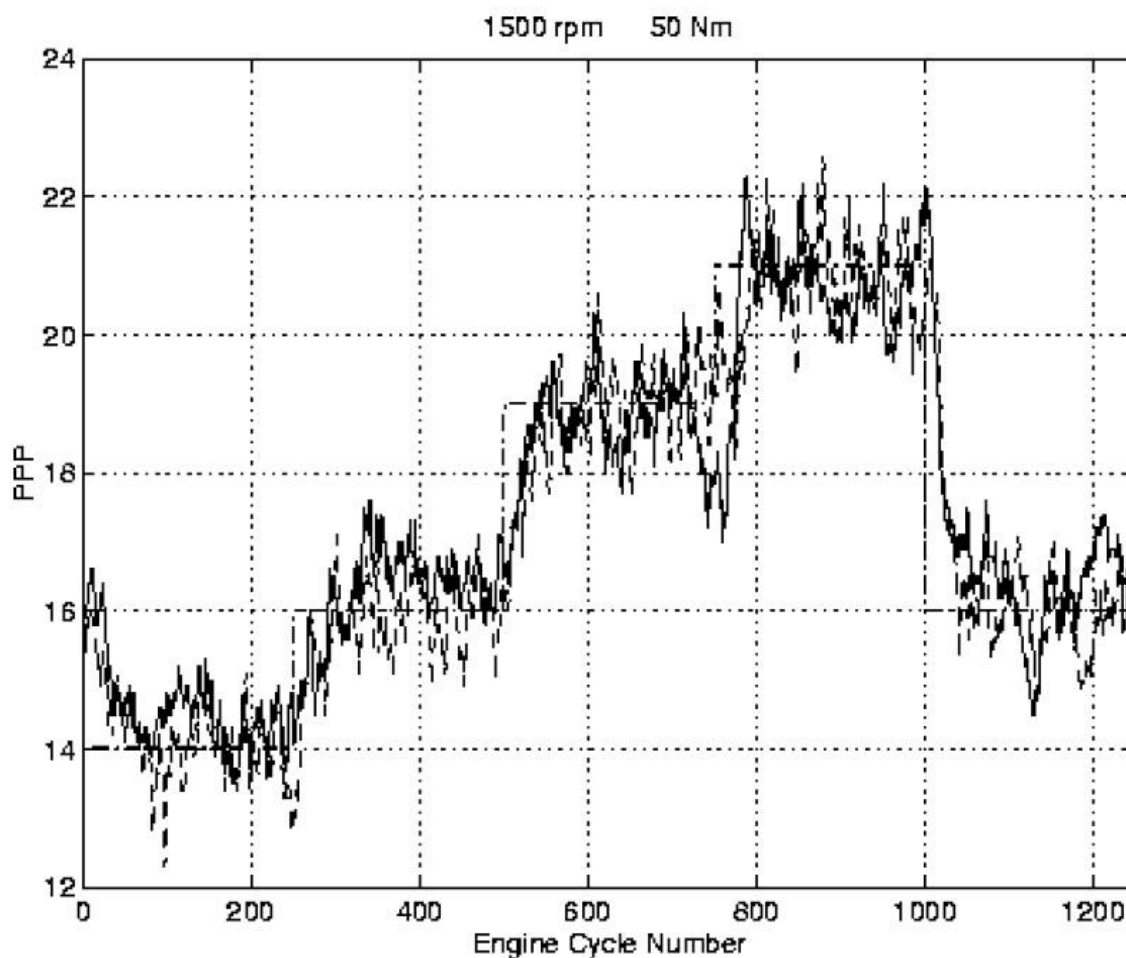


Рис.1.6.6 Управление опережением зажигания с замкнутой петлей обратной связи в зависимости от задаваемого положения пика давления, показывает, что положение пика можно реально размещать в желаемой позиции.

Штрихпунктирная кривая – опорный сигнал, сплошная – измеренное дополнительным датчиком давления положение пика давления, штриховая – оцененное по ионным токам положение пика давления.

Опорное значение РРР задавалось и изменялось через каждые 250 циклов двигателя, от начального 16 град до 14, потом опять до 16 град, потом до 19, до 21, и опять до 16 град. Среднее значение оцененного по ионным токам РРР (пунктирная кривая) и измеренного датчиком РРР (сплошная кривая) вычислялись с использованием низкочастотного фильтра первого порядка с единичным коэффициентом усиления по формуле:

$$Y(n+1) = 0.9 * Y(n) + 0.1 * u_{meas}(n). \quad (1.46)$$

Результат является очень хорошим, принимая во внимание, что изменения реального положения пика давления от цикла к циклу и изменения оценки положения пика давления – порядка 10 град и что реальное среднее положение пика давления лежит в полосе +/- 1 град около заданного значения, это видно из рис. 14. Все это демонстрирует, что положением пика давления можно управлять, используя сведения только из сигнала ионного тока.

Время отклика контроллера было определено при использовании прямоугольной функции в качестве задаваемого положения пика давления, время отклика на ступенчатое изменение примерно 30 циклов, без компенсации схемой предсказания [23]. Это время отклика на ступенчатое изменение задаваемого РРР может быть таким же и при изменении состояния окружающей среды. При включении в петлю схемы поправок feed forward отклик на ступенчатое изменение задания может быть более быстрым, что требуется в переходных режимах двигателя, когда давления во входном коллекторе изменяются быстро.

Ионизация пламени отражает интенсивность протекания химических реакций горения и, следовательно, скорость нарастания давления сгорания и его максимальную величину. Данное явление исследуется достаточно интенсивно [15, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23] и его предлагается использовать как при экспериментальном исследовании эффективности работы ДВС в различных условиях так и при контроле работы ДВС на практике.

1.6.1. Оценка индикаторного давления в камере сгорания

Индикаторные характеристики работы двигателя можно определить, зная зависимость индикаторного давления от угла поворота коленчатого вала с учетом коэффициента избытка воздуха.

Одним из перспективных методов определения величины индикаторного давления в цилиндре двигателя является использование явления ионизации пламени.

1. Из работ в этом направлении выделяется экспериментальное исследование [24 A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo, SAE 970857]. Эксперименты проведены на 2-х типах двигателей: Flint 3800 V6 фирмы GM и Opel, объемом 1600см^3 , 16 – и клапанный, 4 – х цилиндровый, устанавливаемый на автомобиль Opel Astra. При проведении испытаний параметры работы двигателя менялись в следующих диапазонах:

- скоростной режим от 1300 до 4000 об/мин;
- открытие дроссельной заслонки от 16,9 до 37,6%;
- крутящий момент от 19,1 до 85 Нм (максимальный крутящий момент 150 Нм при 3800 об/мин;
- угол опережения зажигания между -24^0 и -14^0 до верхней мертвой точки (МВТ);
- коэффициент избытка воздуха, $\alpha(\lambda)$, менялся от 0,9 до 1,1.

Положительный электрод ионизационного датчика (центральный электрод свечи зажигания) имел диаметр 1,1мм и 1,5 мм. На ионизационный датчик подавалось напряжение величиной 80 В.

В экспериментах записывались осциллограммы изменения ионного тока и индикаторного давления, см. рис. 1.6.7.

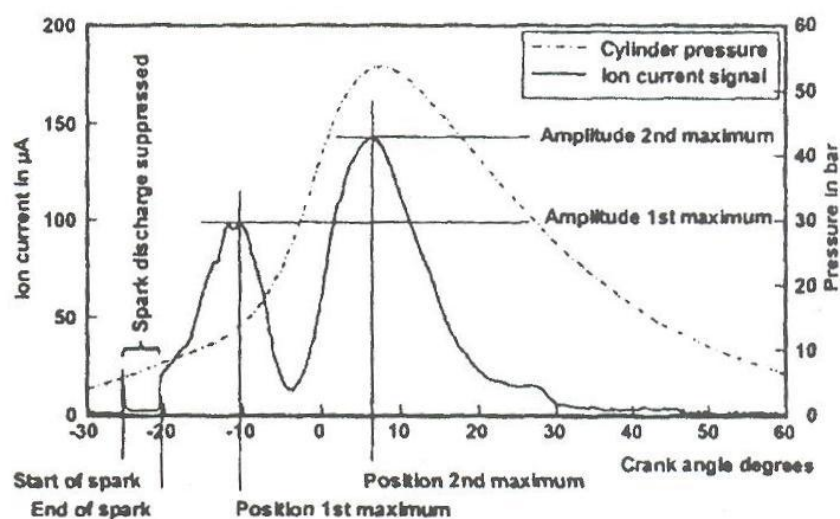


Рисунок 1.6.7 Осциллограммы изменения ионного тока и индикаторного давления.

Положение пика термоионизации по углу поворота коленчатого вала в точности соответствует положению пика индикаторного давления. Более того изменение значений индикаторного давления по углу поворота коленчатого взаимосвязано с изменением ионного тока термоионизации.

Обработка осциллограмм, аналогичным представленной, позволило получить зависимость между величинами пиков давления и ионного тока, приведенную на рисунке 1.6.8.

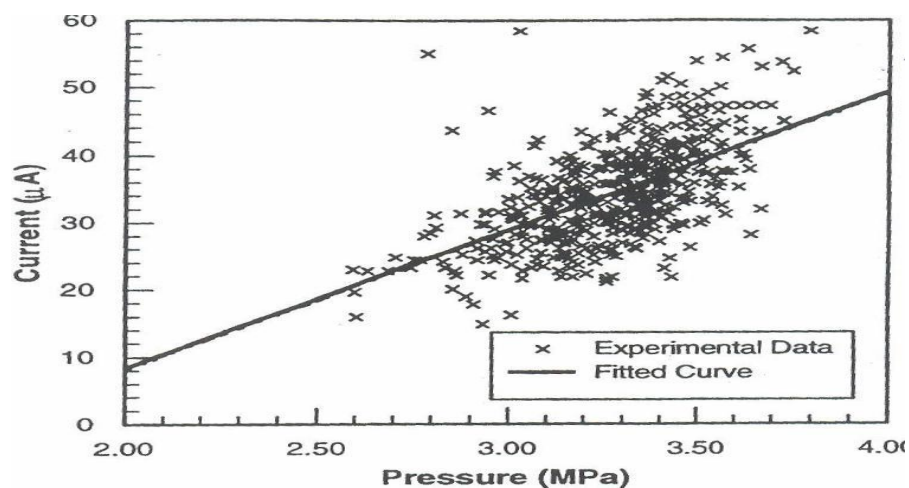


Рисунок 1.6.8 Зависимость между величинами пиков давления и ионного тока

Экспериментальные данные авторы аппроксимировали прямой линией с коэффициентом корреляции, равным 0,6.

На рисунке 1.6.9 показана взаимосвязь углов поворота коленчатого вала, соответствующих максимальному индикаторному давлению в цилиндре и амплитуде ионного тока термоионизации.

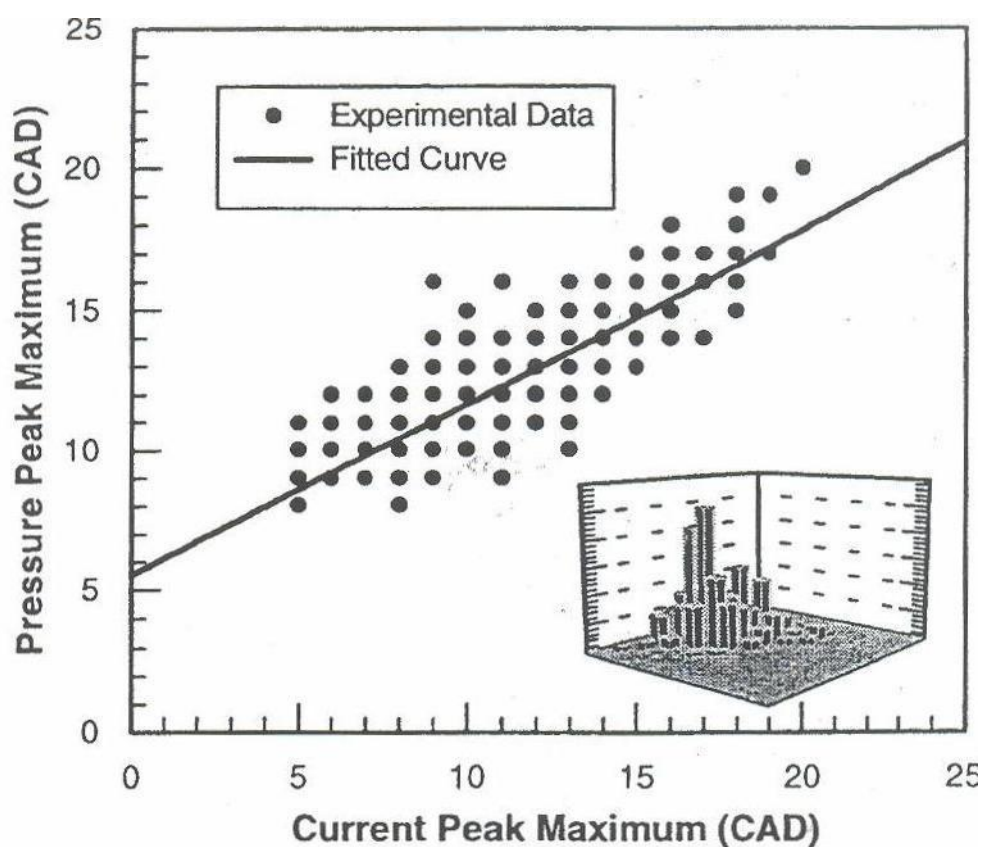


Рисунок 1.6.9 Взаимосвязь углов поворота коленчатого вала, соответствующих максимальному индикаторному давлению в цилиндре и амплитуде ионного тока термоионизации

Представленная взаимосвязь может быть описана линейной зависимостью с коэффициентом корреляции, равным 0,8.

Амплитуда ионного тока термоионизации в зависимости от коэффициента избытка воздуха при изменении скоростного режима от 2200 об/мин до 4000 об/мин и крутящего момента от 51Нм до 85 Нм приведена на рисунке 1.6.10.

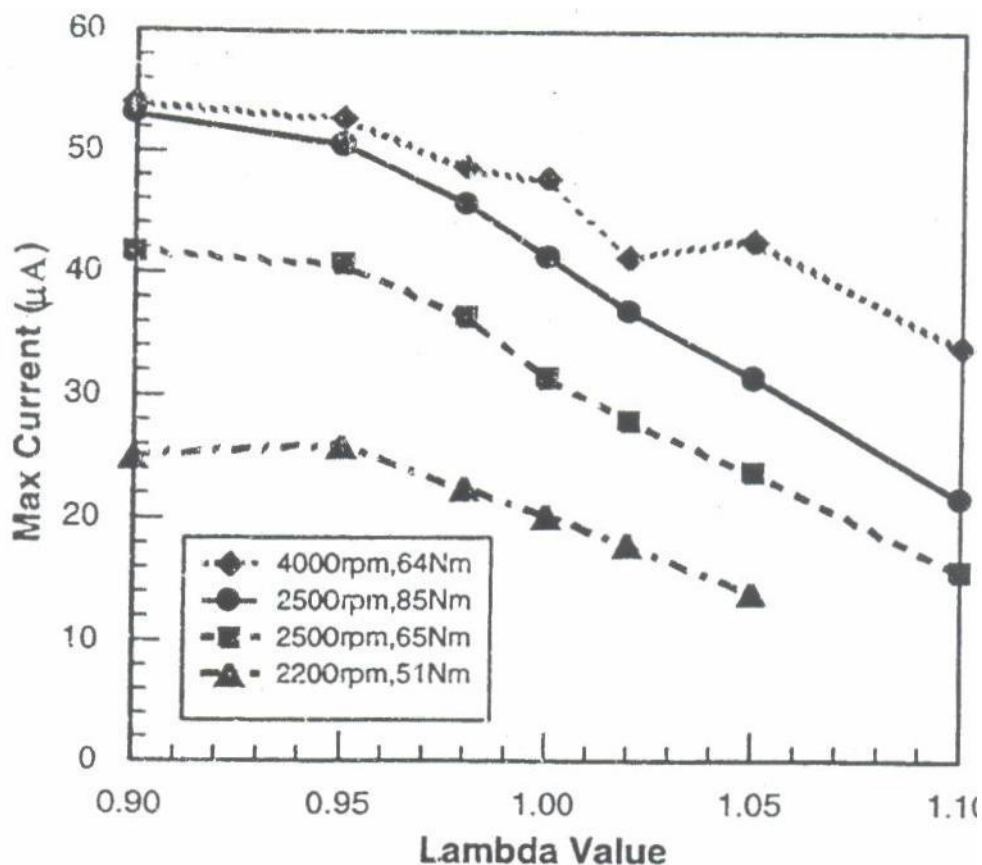


Рисунок 1.6.10 Амплитуда ионного тока термоионизации в зависимости от коэффициента избытка воздуха при изменении скоростного режима от 2200 об/мин до 4000 об/мин и крутящего момента от 51Нм до 85 Нм.

С увеличением коэффициента избытка воздуха ионный ток падает. Рост числа оборотов и увеличение нагрузки приводит к увеличению ионного тока.

В данной работе основной обработке подвергался ионный ток термоионизации, так как его изменение совпадало с изменением индикаторного давления. Кроме этого, используя известное уравнение Саха, можно получить зависимость ионного тока в виде

$$I = A T^{1/4} \exp(-E_i/2kT) \sqrt{(\varphi_s/n_{tot})}, \quad (1.47)$$

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.

Проведя ряд преобразований, учитывающих конструкцию кривошипно-шатунного механизма, рабочий и полный объем цилиндра, можно получить зависимость температуры продуктов сгорания от величины ионного тока в виде

$$T = E_i / 2k * \text{Ln}(B/I^*) * \sqrt{(\varphi_s/n_{tot})}, \quad (1.48)$$

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

Используя выражение для определения степени выгорания топлива в соответствии с уравнением И.И. Вибе в виде

$$X_b = 1 - \exp(-a [(\theta - \theta_0)/\Delta\theta]^{m+1}), \quad (1.49)$$

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.

Совместно с выражением (12) давление, соответствующее любому углу поворота коленчатого вала определится в виде

$$p_n = (1 - X_b) * p_{n-1} * (V_{ini}/V)^{\gamma} + X_b n_{tot} kT, \quad (1.50)$$

где V_{ini} – общий объем цилиндра при положении поршня в нижней мертвой точке;

V – текущий объем;

γ – показатель политропы.

Уравнения (1.47) и (1.50) позволяют определить расчетные зависимости для определения величины ионного тока термоионизации и индикаторного давления по углу поворота коленчатого вала. Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей представлено на рисунках 1.6.11 и 1.6.12.

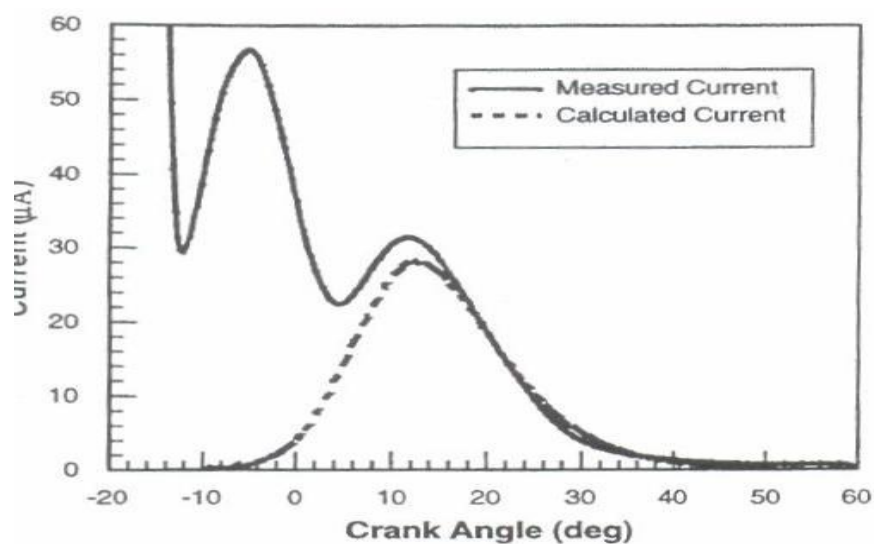


Рисунок 1.6.11 – Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей ионного тока по углу поворота коленчатого вала.

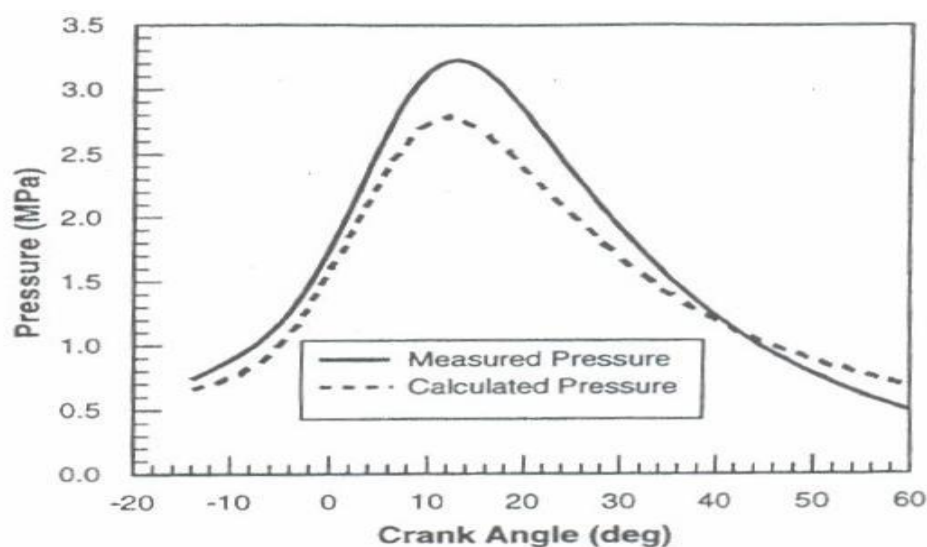


Рисунок 1.6.12 - Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей давления по углу поворота коленчатого вала.

Представленные результаты показывают хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных, что говорит о перспективности использования ионизационного зонда для оценки энергетических показателей сгорания в ДВС. Однако выявлены проблемы, связанные с влиянием на сигнал ионного тока не идентичности циклов горения, вызывающей высокую степень рассеивания сигналов.

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

Многочисленные исследования ионизации пламени выявили аномально высокую концентрацию заряженных частиц во фронте пламени углеводородных топлив [25, 26, 27 Аравин Г.С. Степанов Е.М., Дьячков Б.Г., Иноземцев Н.Н.]. Т.е. аномально высокая, для данной температуры (т.е. температуры сгорания в промышленных устройствах сжигания, включая ДВС) ионизация во фронте пламени, присуща углеводородным топливам. В

исследованиях [28, 29 Гайдон А.Г., Вольфгард Х.Г., Калькот, Г.] по изучению ионизации в различных зонах горения, показано, что максимум ионизации не соответствует максимуму температуры. Данный факт объясняется так называемой Chemi-ионизацией во фронте пламени, т.е. выделением значительного количества электронов при образовании промежуточных продуктов горения углеводородного топлива.

Экспериментальное исследование по взаимозависимостей между максимальным давлением и ионным током химионизации в двигателях с искровым зажиганием. [30]

Двигатель был переделан для данной работы. Восемь ионных датчиков тока были расположены центрально-симметрично в прокладке между блоком цилиндров и его головкой. Измерения ионного тока и времени начала, пика времени и конечного времени ионного тока сравнивались и оптимизирована, была исследована взаимозависимость между максимальным давлением и характеристического параметра ионного тока. Экспериментальные результаты показывают, что пик времени и конечный выбор времени ионного тока сильно зависят от начала отсчета времени ионного тока для каждого датчика ионов. От датчиков обнаружено, что взаимозависимость между максимальным давлением и началом отсчета времени вблизи впускного канала лучше, чем у выпускного канала.

Кроме того, были найдены Взаимозависимость между максимальным давлением и средним отсчетом времени от датчиков 3 до 7 дает наивысшую производительность независимо от условий испытаний двигателя. Было обнаружено максимальное давление и средние время старта, обратно коррелируется с увеличением давления всасывания, угла опережения зажигания и избытка воздуха топлива.

С ростом озабоченностью нехваткой топлива и количества выбросов выхлопных газов, много усилий было сосредоточено на различных методах электронного управления искровым зажиганием (SI) двигателей.

Максимальное давление в цилиндре является одним из наиболее важными параметров для оценки производительности двигателя и многие характерные параметры, связанные со сгоранием обычно выбирают для лучшей корреляции максимального давления Litak и др. Исследовав взаимосвязи между циклическим пиком давления и пиком угла давления колебания, мы обнаружили, что подробный анализ взаимосвязей может обеспечить дополнительную полезную информацию о динамике внутреннего сгорания [70, 72].

Они также предположили, что скорость медленно и / или быстро в отдельные фазы горения имеют отношение к медленному и быстрому выделению тепла. Параметры использовали продукты сгорания и например, как показывает среднее эффективное давление (IMEP), массовая доля сжигается с выделением тепла и скорость сгорания для оценки максимального давления, и находит удовлетворительное соотношение между предыдущими параметрами и максимальным давлением. Однако все параметры рассчитывается из измеренного цилиндра с данными о давлении. Наблюдая за распространением пламени в процессе, является хорошим способом, чтобы лучше понять максимальное давление; Тем не менее, ее стоимость очень высока, даже не по карману, для многих. Таким образом, это стала ключевая проблема в том, как получить максимум давления в цилиндре при этом экономически целесообразно и удобно.

В последнее время некоторые исследователи обнаружили, что ионный ток методом с использованием свечи зажигания в качестве датчика очень удобен для оценки параметров, связанных с максимальным давлением. Викстром и др. оценили пиковое давление позиции (PPP) с использованием текущего ионного метода. Хеллринг и Holmberg исследовали оценку в цилиндре PPP на основе текущего ионного метода и установленные алгоритмы пика для обратной связи из PPP к онлайн-контроллеру [64, 75,]. Использовался ток ионизации в качестве сигнала для управления цилиндром

PPR, и они описали нейросетевую (NN) основу схемы для управления PPR путем момента зажигания в бензиновом двигателе внутреннего сгорания. Тем не менее, ионный ток является локальным параметром вокруг электродов, и сигнал тока ионов легко зависит от соотношения воздух / топливо, температуры и газового потока вокруг электродов, которые будут влиять на взаимозависимость между ионным током и параметрами давления. Много усилий было сделано, чтобы лучше понять факторы, которые будут влиять на ионный ток. Франке и др. обнаружили ионный ток с помощью диска, установленного на электродах в постоянном объеме сгорания судна, и показали, что пики тока появились сразу после того, как пламя прошло диск. Yoshiyama и др. обнаружили, что от ионного тока преобладали зоны контакта между пламенем и стенками камеры сгорания. В работе используются электроды ионного тока, расположенные на разных позициях в постоянном объеме взрыва, и обнаружили, что контакт между пламенем и стеной, является важным фактором для ионного сигнала тока. Из приведенных выше исследований известно, что контакт между пламенем и электродом является важным фактором для увеличения ионного тока.

Таким образом, некоторые исследователи установили, что ионный ток и датчики в разных местах, помогают получить более подробную информацию о распространении пламени, и они установили взаимосвязь между ионным током для разных мест и параметров давления, было разработано множество электродов, установленных в прокладки головки цилиндра, чтобы получить местную информацию о распространении пламени.

Впоследствии, Yoshiyama и др. разработали датчики ионного тока в круглой конфигурации оборудования, установленных в прокладке головки блока цилиндров, чтобы получить информацию о распространении пламени, и обнаружили, что пиковое время ионного тока согласуется с пиком времени давления и что существует сильная корреляция между КПКО и пиком выбора времени давления. Дополнительно, Yoshiyama и др. разработали

несколько ионных датчиков, регистрирующий ионный ток в двигателе SI, и обнаружили, что пиковое расположение ионного тока близко к пику расположения тепловыделения и рассчитывается из измеренного давления в цилиндре при всех режимах работы двигателя [61].

Кроме того, Бадави и др. представили экспериментальные данные и анализ ионного тока, полученного в одноцилиндровом дизельном двигателе, оснащённом электронной системой управления с общей топливной магистралью впрыском топлива, используя доступный блок управления двигателем, также были исследованы коэффициенты корреляции между параметрами горения и ионного тока [55]. Тем не менее, дальнейшие исследования по-прежнему необходимы, чтобы найти более точный параметр давления характеристики корреляции.

В этом исследовании, ток ионизации, генерируемый в СИ бензиновом двигателе был измерен с помощью восьми датчиков в прокладке головки блока цилиндров. Во-первых, взаимозависимость между началом времени и пиковой синхронизации или конечного времени было исследовании, в котором время старта был выбран в качестве параметра для оценки максимального давления сгорания.

Во-вторых, взаимозависимость между максимальным давлением и начальном времени обнаружения из разных прокладок, были проанализированы ионными датчиками. И наконец среднее начальное время для некоторых датчиков ионных прокладок использовались для корреляции при максимальном давлении в процессе сгорания для различных условий эксплуатации. Это исследование, как ожидается может ввести оптимизированный параметр ионного тока для оценки максимального давления и показать соответствующие позиции для установки ионных датчиков тока.

Экспериментальные характеристики СИ двигателя с четырьмя цилиндрами, работающих на бензине используются в исследовании. На рисунке 1.6.13 показана схема двигателя, с установленными ионными датчиками ионов тока.

Давление на впуске топлива контролируется с помощью манометра в системе подачи компонентов двигателя, угла опережения зажигания и коэффициента избытка воздуха может регулироваться с помощью системы ECU (электронный блок управления).

Давление в цилиндре в процессе сгорания было получено с помощью пьезоэлектрического преобразователя абсолютного давления. Система измерения ионного тока установленная на одном цилиндре, в то время как сигнал давления в цилиндре, вместе с данными сигнала тока ионов, были зарегистрированы с использованием системы сбора данных Yokogawa.

Эксперименты проводились при частоте вращения двигателя 1500 об / мин, а сигнал высокого давления и ионного тока были сняты через за каждые 0,5 поворота угла кривошипа (CA).

Давление и ионный ток 68 последовательных циклов, каждое стабильное рабочее состояние было записано для анализа взаимозависимости между давлением и текущего ионного тока.

Датчик ионного тока и цепь измерения ионов в сборке на рисунке 1.6.13 (а) показывает продольный разрез датчика ионного цилиндра и прокладку.

Датчик ионного тока был подключен к источнику постоянного тока (12 В) и R резистору (100 кОм).

Технические характеристики:

Диаметр цилиндра (мм): 87,5

Ход штока (мм): 83,1

Объем двигателя (куб.см): 1998,8

Степень сжатия: 9.1

Топливо: бензин

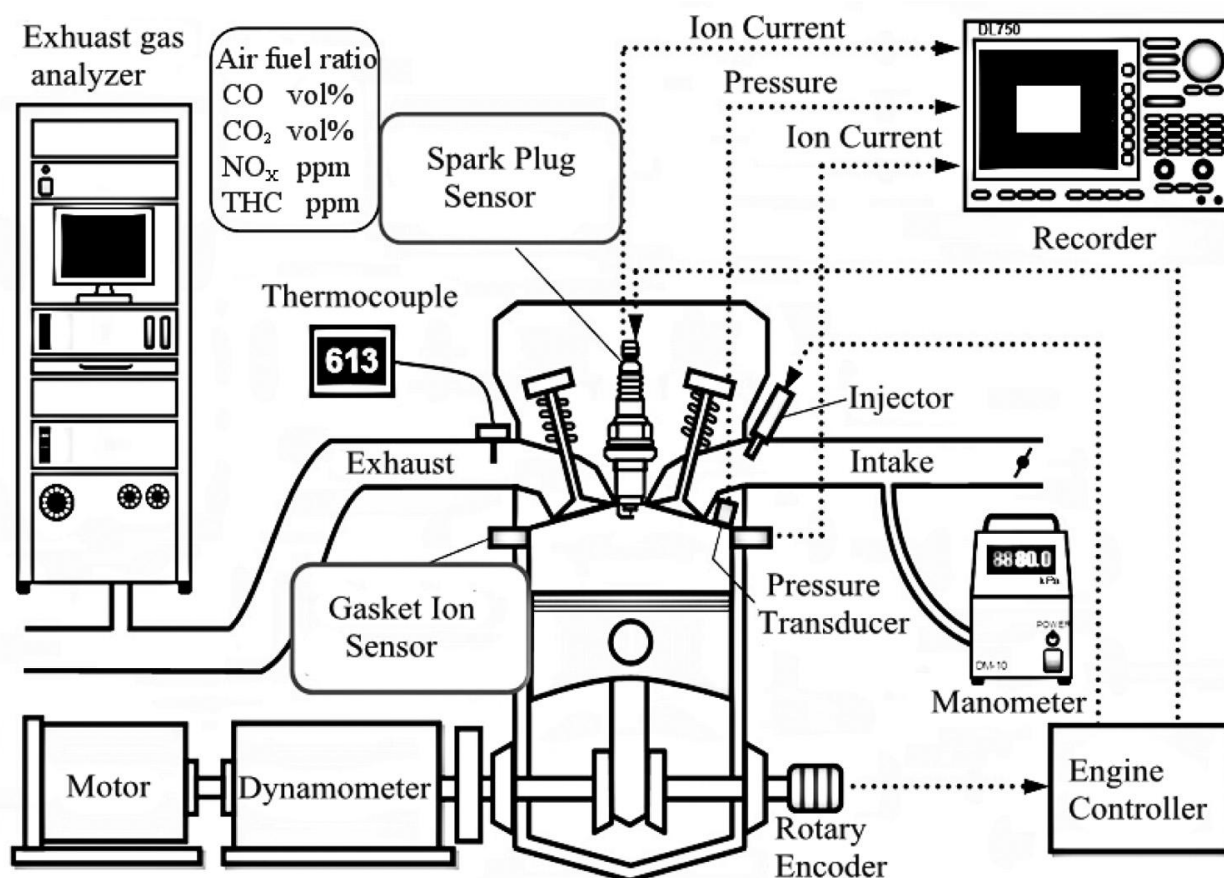


Рисунок 1.6.13 Принципиальная схема экспериментальной установки эксперимента.

Exhaust gas analyzer-Анализатор отработавших газов

Air fuel ratio-Соотношение воздуха и топлива

Spark Plug Sensor-Свеча зажигания сенсор

Thermocouple-Термопара

Ion Current-Ионный ток

Pressure Transducer-Датчик давления

Recorder-Регистратор

Injector-Форсунка

Intake-Впуск

Gasket Ion sensor-Ионный датчик

Exhaust-Выпуск

Motor-Мотор

Dynamometer-Динамометр

Rotary Encoder-Энкодер

Manometer-Манометр

Engine Controller-Контроллер ДВС

Поперечное сечение прокладки, вместе с формой датчиков восьми ионов. Видно, что восемь металлических ионных датчиков одного размера симметрично установлены вокруг цилиндра, и что циклическое расположение датчиков восьми ионов гарантирует, что ионный ток может быть обнаружен во всех направлениях в цилиндре. К тому же, «ЕХ» и «В» на рисунке 1.6.14 (b) представляют выпускной клапан и впускной клапан, соответственно. На рисунке 1.6.14 (c) показывается геометрический размер ионных датчиков и прокладки головки.

Общая толщина прокладки головки составляет 2 мм, а толщина электрода и диэлектрика в прокладке головки цилиндра являются 1.6mm и 0.4mm соответственно.

Механизмом ионного тока является то, что электрическое поле обеспечивается мощностью постоянного тока: многие из заряженных частиц, образующиеся в процессе горения будут двигаться в фиксированном направлении, а затем ток называемый «ионный ток» генерируется и может быть получен от резистора. Для того, чтобы соотнести характерные параметры ионного тока и давления с коэффициентом корреляции (R),

который может отражать взаимозависимость между любыми двумя используемыми переменными. R может быть вычислена по формулам:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (1.51)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N y_i \quad (1.52)$$

$$SD_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N}} \quad (1.53)$$

$$SD_y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{N}} \quad (1.54)$$

$$R(x, y) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) / (SD_x \cdot SD_y) \quad (1.55)$$

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} являются средними значениями, SD_x и SD_y стандартные отклонения. Взаимозависимость между пробами x и y вычисляется с помощью коэффициента R .

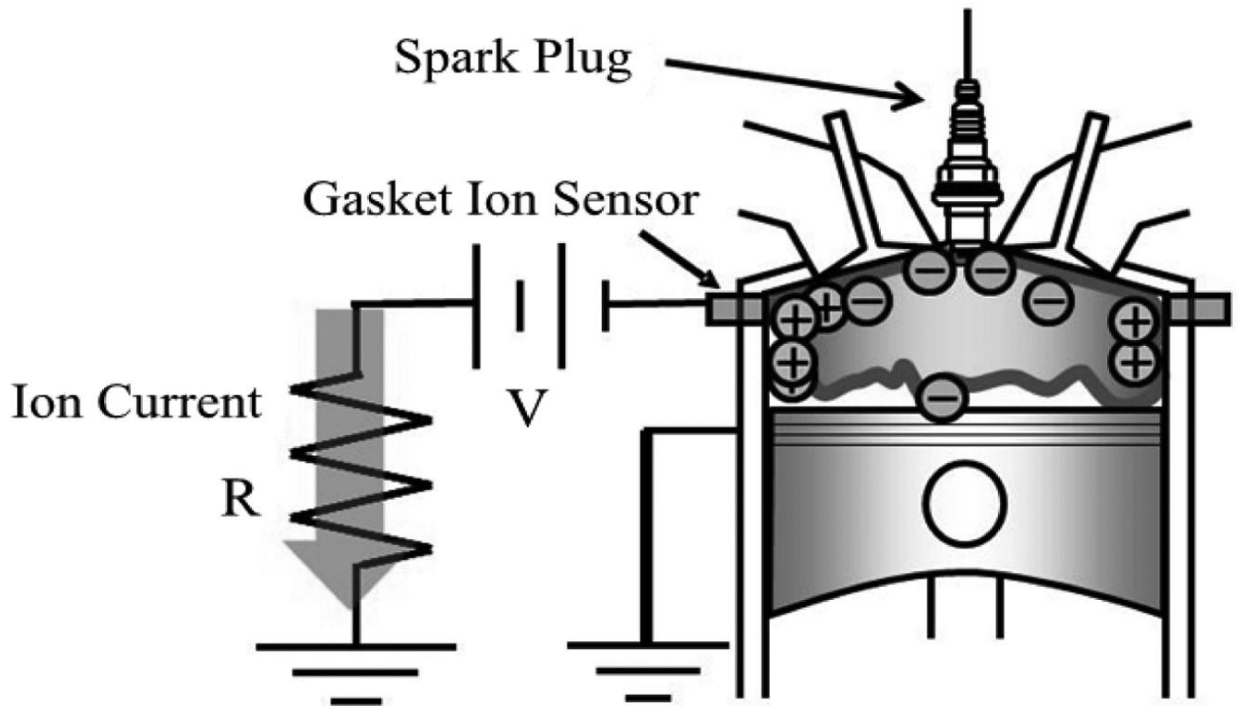
Результаты эксперимента:

На рисунке 3 показаны типичные формы сигналов ионного тока полученные от нескольких ионных датчиков, суммарный ионный ток для восьми датчиков прокладки, давления и тепла выпуска. Выделение тепла было рассчитано на основе давления со стороны отдельного цикла с компьютерной программой обработки данных Matlab. Хорошо известно, что ион-радикалы, такие как CH_3^+ , CHO^+ , $C_2H_3^+$ и H_3O^+ , производятся с помощью химических реакций в распространяющейся зоне пламени, и доминирующий ион H_3O^+ .

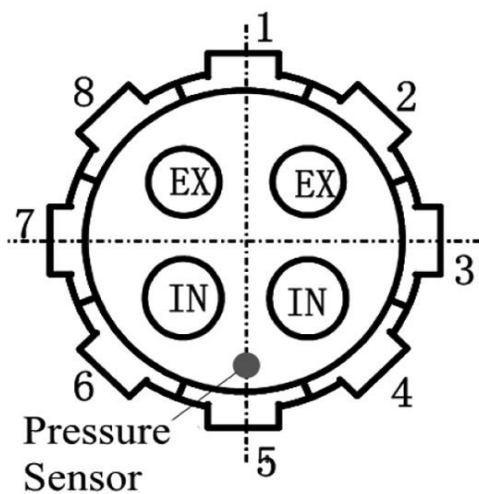
Основной механизм можно проиллюстрировать следующим образом:

$\text{CH} + \text{O} \Rightarrow \text{CHO}^+ + \text{e}^-$, последующий перенос заряда

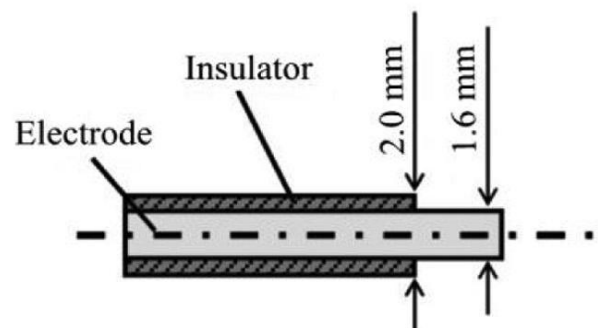
$\text{CHO}^+ + \text{H}_2\text{O} \Rightarrow \text{H}_3\text{O}^+ + \text{CO}$ результаты в H_3O^+ пламя распространяется от центра зажигания к стенке цилиндра, таким образом, что ионный ток возникает сразу же после того, как пламя поступает на датчик ионного тока, и резкое увеличение ионного тока определяется как U_{start} , как показано на рисунке 1.6.15 (a).



(a) Ion current measuring circuit



(b) Eight electrodes



(c) Structure of electrode

Рисунок 1.6.14 Ионная система измерения тока.

(a) Ion current measuring circuit- Ионная система измерения тока

Ion current- Ионный ток

Gasket ion sensor- Ионный сенсор

Spark plug- Свеча зажигания

(b) Eight electrodes- Восемь электродов

Pressure Sensor- Датчик давления

(c) Structure of electrode- Структура электрода

Electrode- Электрод

Insulator- Изоляция

С увеличением площади контакта между пламенем и стенкой, ток ионов возрастает до максимального значения, а затем ток уменьшается и сгорание завершается. Пик текущего местоположение определяется как UPEAK, и место, где ионный ток равен нулю определяется как на рис. 1.6.15 (a). При третьем времени каждого ионного тока содержащем такую информацию контакта между пламенем и стенкой цилиндра фигура 1.6.15 (b) показывает сумму восьми ионных токов, тепло выпуска и профиль давления. Видно, что пики расположения трех параметров различны, т.е. максимальный ток ионов суммы происходит на $25C^0$, CA после верхней мертвой точки(ATDC), пик тепловыделения происходит при $15C^0$ CA ATDC, а максимальное давление равно $25C^0$ CA ATDC.

На рисунке 1.6.16 показана Ustart, UPEAK и uend для восьми прокладки датчиков в прокладке радарной формы. Восемь координатов CA, и третьего времени для восьми датчиков в прокладке образуют три замкнутые кривые; Таким образом, распространение пламени по информации вокруг восьми датчиков протекает легко в сравнении из рис. 1.6.16 видно, что профили из

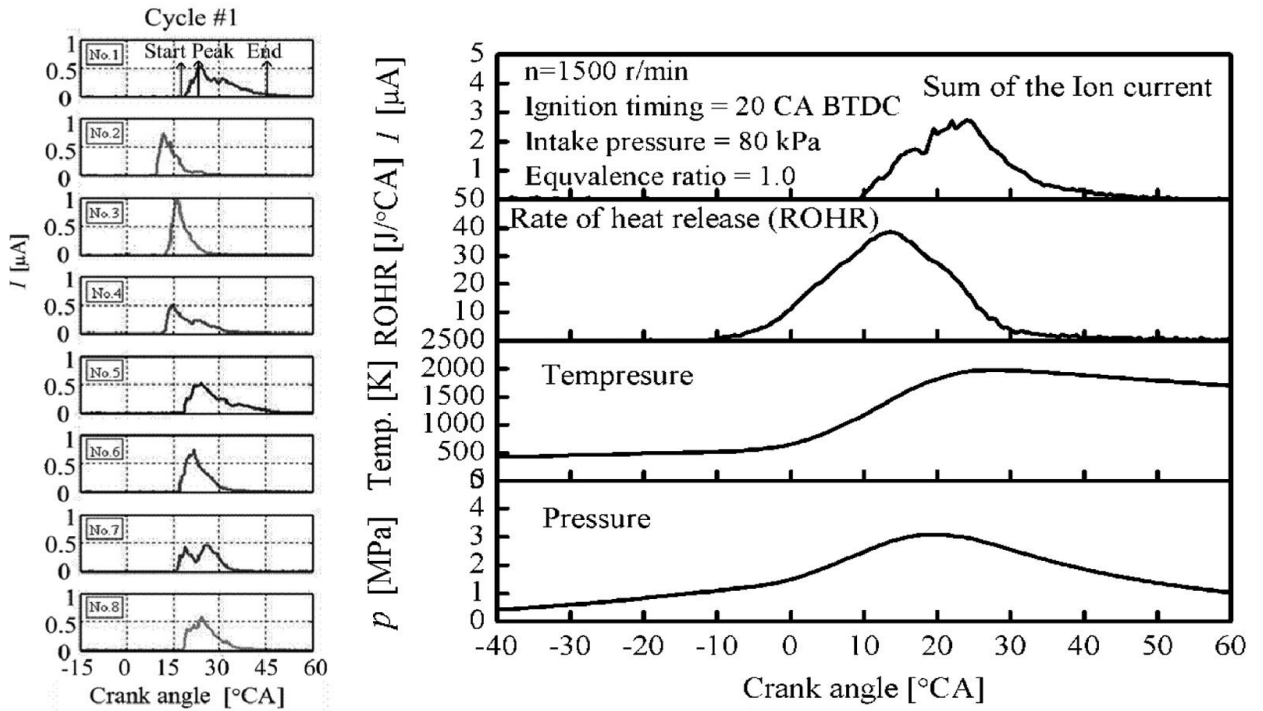
трех замкнутых кривых подобны; это отражает что Ustart, UPEAK и uend имеют отношение к друг другу.

Другая информация о том, что восемь Ustart, UPEAK и значений uend не равны, что свидетельствует о том, что распространение пламени не является симметричным в восьми направлениях.

Отношения между тремя временами текущего иона из-за сложного механизма горения, даже в соответствии с тем же рабочим состоянием, ионные токи отличаются от цикла. Рисунок 1.6.17 иллюстрирует восемь Ustart, пик UPEAK и uend значения для 68 циклов при тех же условиях эксплуатации, что и в рисунке 1.6.16. Хотя в третьем времени различаются циклы, тенденция трех кривых для каждого датчика являются аналогичными; Кроме того, форма трех замкнутых кривых на рисунке 1.6.17 аналогичны, и поэтому взаимозависимостей между Ustart, UPEAK и uend исследованы.

На рисунке 1.6.18 (a) показывает UPEAK и uend против Ustart, и вычисленная $R(Ustart, UPEAK)$, $R(Ustart, uend)$ с восьми датчиков.

Видно, что коэффициент корреляции больше чем 0,7 для почти всех датчиков.



(a) Ion currents for eight electrodes

(b) Sum of ion sensors for eight electrodes

Рисунок 1.6.15 Зависимость ионного тока в цикле 1.

(a) Ion currents for eight electrodes-ионные токи для восьми электродов

Crank angle-угол поворота коленчатого вала

(b) Sum of ion sensors for eight electrodes-Сумма восьми ионных датчиков

Pressure-Давление

Temperature-Температура

Rate of heat release (ROHR)-Скорость выделения тепла

Sum of Ion current-Суммарный ионный ток

Ignition timing-УОЗ

Intake pressure-Давление на впуске

Equivalence ratio-Эквивалентное отношение

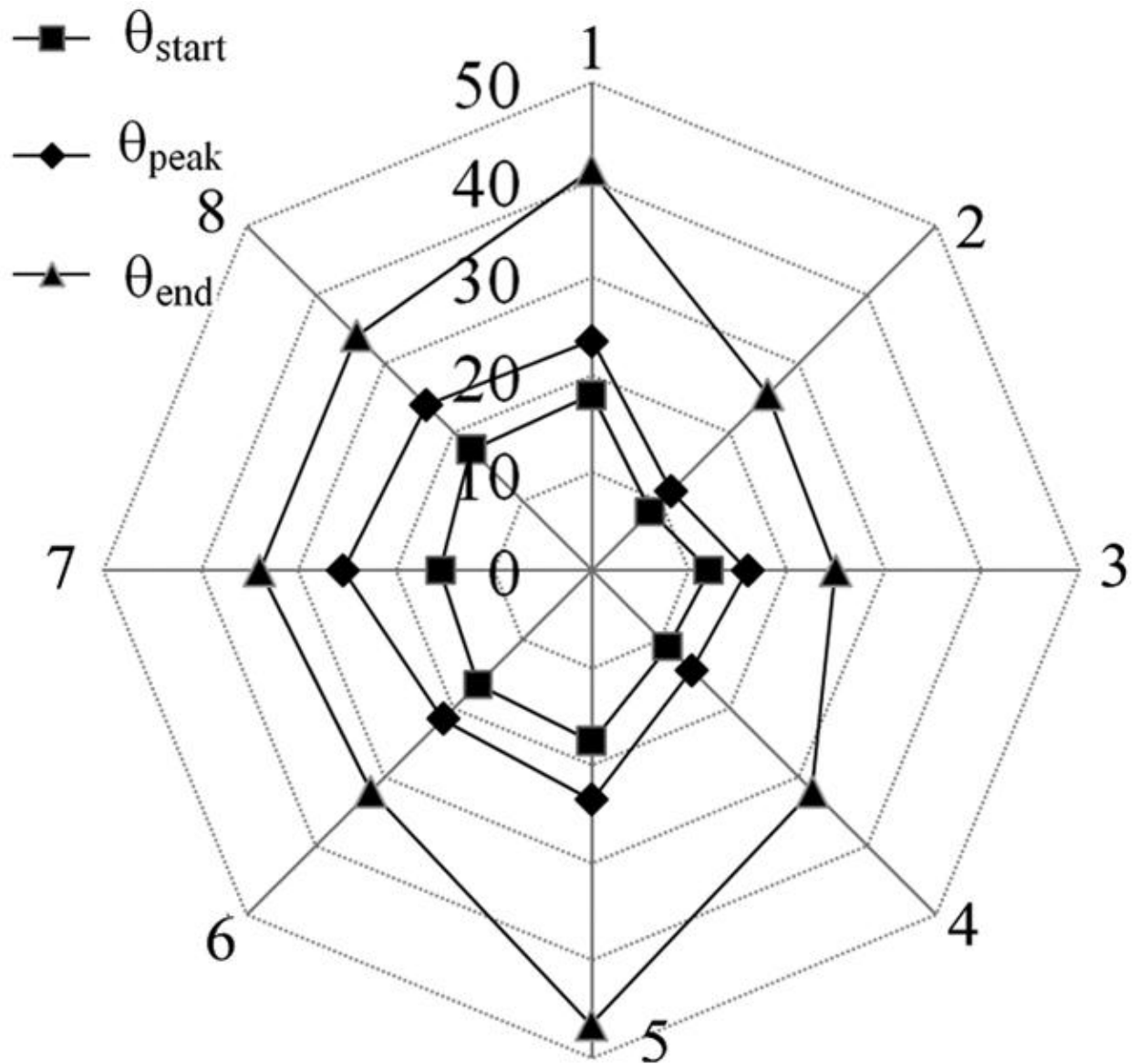


Рисунок 1.6.16 Соответствующий ЦС для начала, пика и в конце тока ионизации при цикле 1.

Как правило, это приемлемо, что коэффициент корреляции выше 0.65. 40-43, это указывает на то, что U_{PEAK} и u_{end} сильно зависят от U_{start} . Кроме того, U_{start} очевидна и легко отличить от точки видения электронного контроля. Кроме того, известно, что скорость распространения пламени связана с давлением. Таким образом, U_{start} информация выбрана для интерпретации взаимозависимостей между U_{start} и максимального давления в данной работе.

Параметры оценки для максимального давления. Так как максимальное давление (P_{max}) в цилиндре во время сгорания является важным параметром для изображения выхода двигателя, исследователи использовали многие параметры соотносившие P_{max} , такие как соответствующий СА для максимального давления (UP_{max}) и IMEP. В тех же условиях эксплуатации, как на рисунке 1.6.15, P_{max} также показывает улучшение отношений с UP_{max} и КПКО в этом эксперименте, как показано на рисунке 1.6.19, где R (IMEP, UP_{max}) и R ($p_{тах}$, UP_{max}) являются 0,93 и 0,9, соответственно.

Тем не менее, UP_{max} и IMEP основаны на давлении данных, и ограничены в использовании из-за высокой стоимости датчиков давления. Для установления более тесных отношений между $p_{тах}$ и характерными параметрами ионного тока, на рисунке 1.6.20 показана взаимозависимость между U_{start} и P_{max} для восьми датчиков в прокладке.

Видно, что взаимозависимостей между $p_{тах}$ и U_{start} для восьми датчиков в прокладке различны.

Причина в том, что давление в средний параметр, в то время как ионный ток является локальным параметром, и распространение пламени на рисунке в цилиндре является асимметричным.

Отношения между $p_{тах}$ и U_{start} представляет собой корреляцию между средними параметрами и локальным параметром; Таким образом, R (P_{max} , U_{start}) для различных прокладок необходимо сравнить. Видно, что R ($p_{тах}$, U_{start}) для прокладки 5 и прокладка 6 больше, чем R (P_{max} , U_{start}) для других прокладок. Известно, что температура на впускной стороне клапана ниже, чем температура на боковой поверхности клапана выпуска и вероятность детонации меньше вблизи впускного клапана, чем вокруг выпускного канала клапана; Таким образом, пламя на стороне впускного клапана больше устойчиво, чем на стороне выпускного клапана. По этой же причина, R (P_{max} , U_{start}) для прокладок 1, 2 и 8 расположенных вокруг

боковой стороны выпускного клапана являются слабыми. Несмотря на то что R ($p_{тах}$, U_{start}) для некоторых ионных датчиков в прокладке кажется большим, она недостаточно хороша для практического применения метода ионного тока.

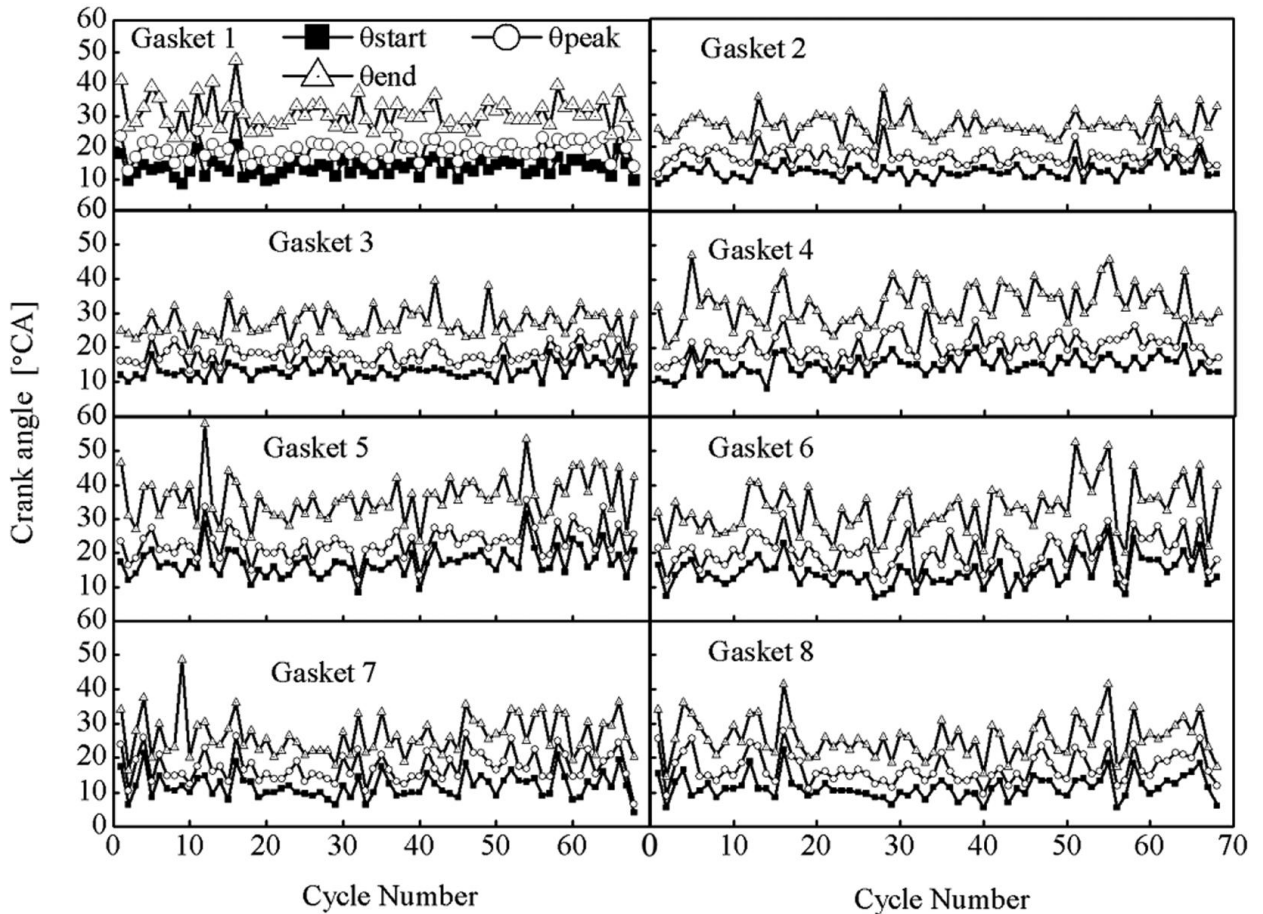


Рисунок 1.6.17 θ_{start} , θ_{peak} and θ_{end} ВОСЕМЬ ЦИКЛОВ.

Crank angle-УОЗ

Cycle Number-Номер цикла

Gasket-Прокладка

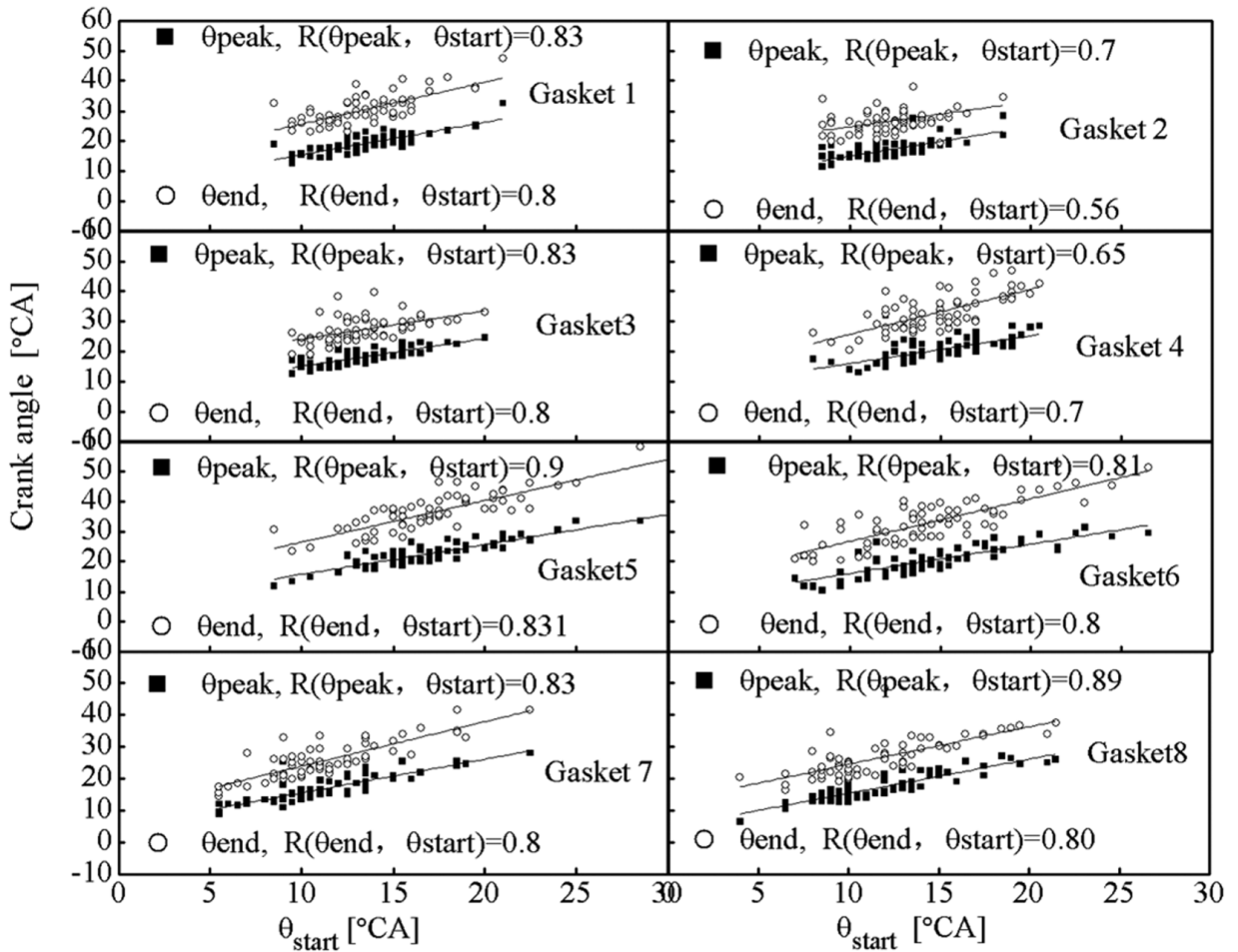


Рисунок 1.6.18 Взаимозависимость между θ_{peak} , θ_{end} and θ_{start} .

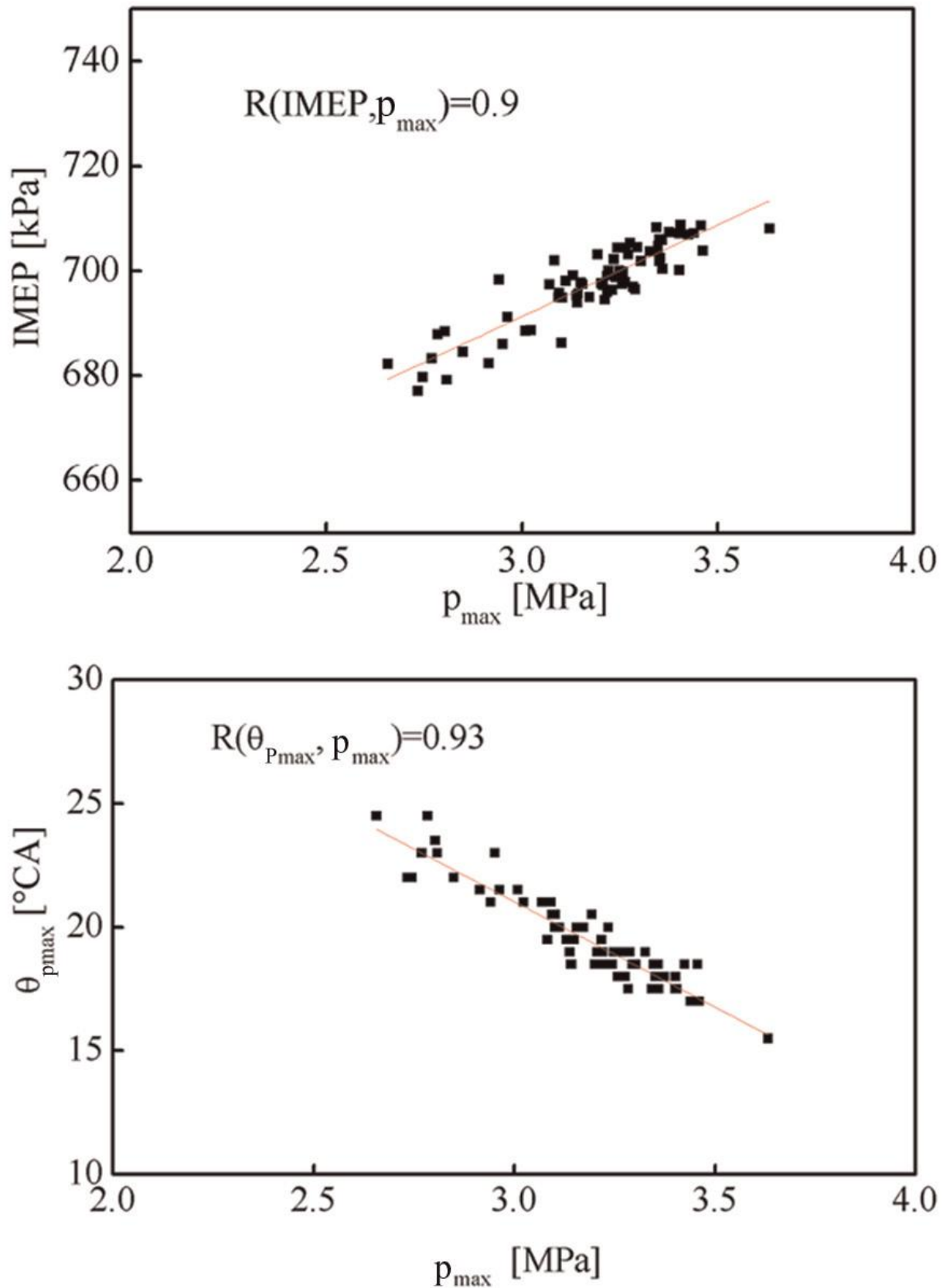


Рисунок 1.6.19. Взаимозависимость между p_{\max} and IMEP and p_{\max} and $\theta_{p_{\max}}$.

Отношения между средним началом отсчета времени ионного тока и P_{max} .

Для того, чтобы исключить местное ограничение U_{start} для одной прокладки и найти соответствующий параметр, коррелирующий с p_{max} , среднюю U_{start} (средняя величина начала отсчета времени (AS)) иона тока для различных датчиков прокладки были приняты, и коэффициент корреляции между p_{max} и AS R (как, P_{max}) анализировали, как показано на рисунке 1.6.21, где (M.n.k) после того, как в качестве средства датчика прокладки т, п и К, а (M-н) после того, как в качестве средства от датчика прокладки м до прокладки датчика п. на рисунке 1.6.21 показано, что R (AS (1.2), P_{max}) больше взаимозависимости между U_{start} при одиночной прокладке 1 или прокладке 2 и P_{max} на рисунке 1.6.20, соответственно.

R (AS (5.6), P_{max}) на рисунке 1.6.21 также больше, чем взаимозависимость между давлением и U_{start} для одиночной прокладки 5 или прокладка 6 на рисунке 8, соответственно.

Так как R (AS (5.6), P_{max}) больше, чем R (AS (1.2), P_{max}), AS (5.6) выбирается для анализа. На рисунке 1.6.21, R (AS (4-6), P_{max}) больше, чем R (AS (5.6), P_{max}), R (AS (4-7), P_{max}) аналогично R (как (3-6), P_{max}), оба больше R (AS (4-6), P_{max}) и R (AC (3-7), P_{max}) больше R (AS (4-7), P_{max}). Это указывает на то, что R (AS, P_{max}) возрастает с увеличением количества датчиков в прокладке. Однако, R (AS (3-8), P_{max}) меньше, чем R (AS (3-7), P_{max}), и R (AS (1-8), P_{max}) также меньше, чем R (AS (3-7), P_{max}).

R (как, P_{max}) уменьшается с увеличением числа прокладочных датчиков когда число датчиков прокладочных больше.

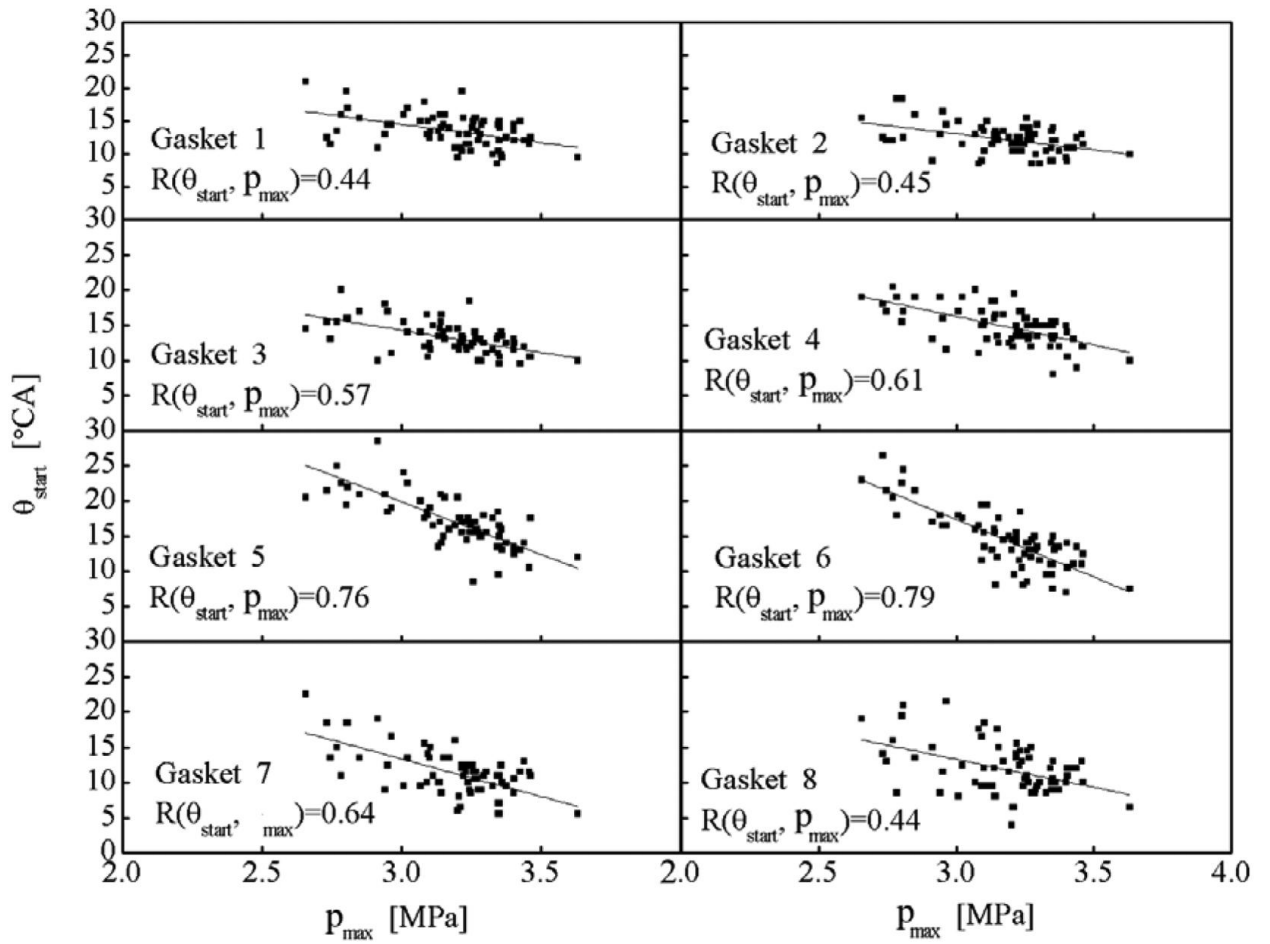


Рисунок 1.6.20 Взаимозависимость между θ_{start} and p_{max} .

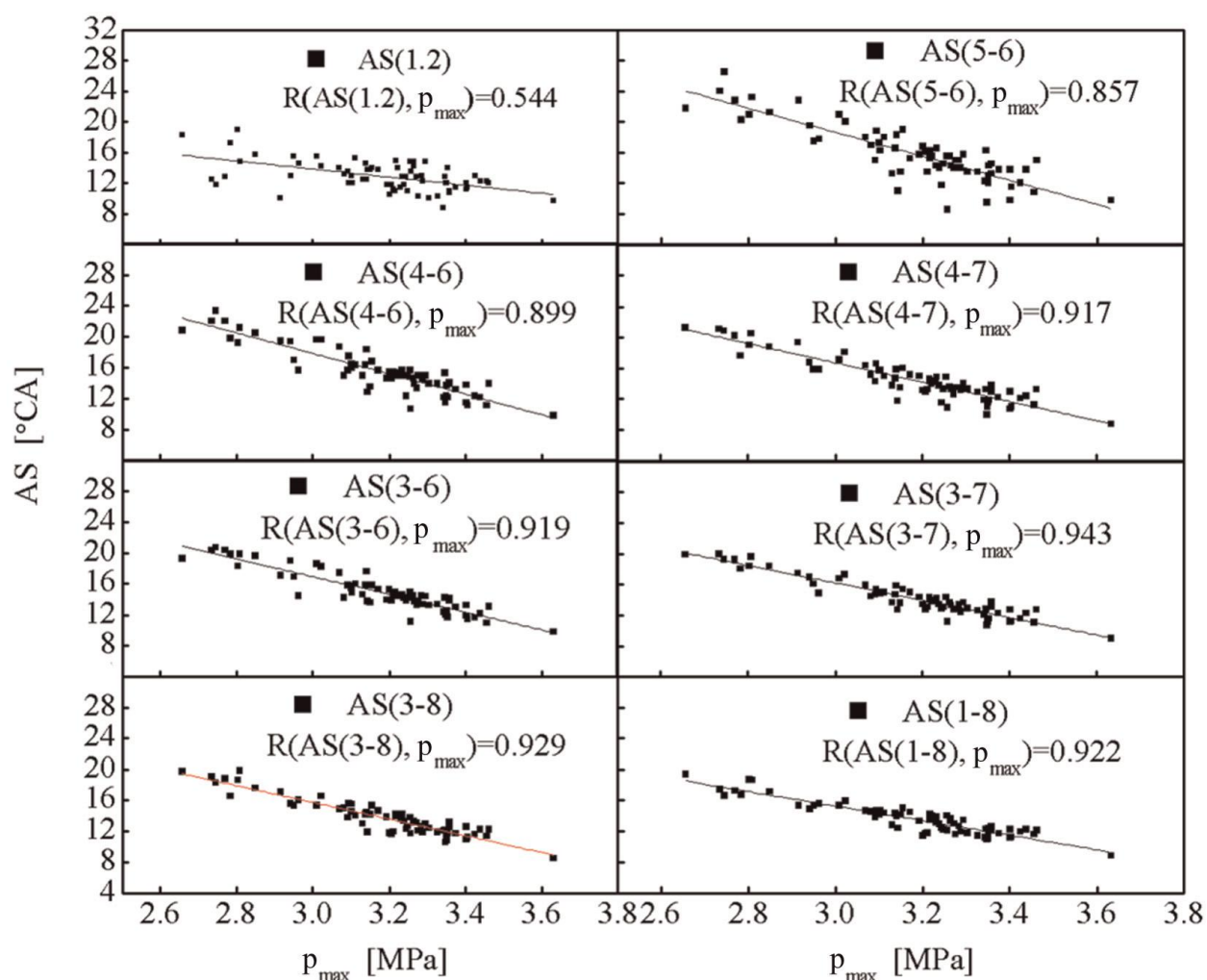


Рисунок 1.6.21 Взаимозависимость между AS и p_{max} .

Это указывает на то, что, как (3-7) является лучшим показателем для оценки p_{max} .

Для того, чтобы подтвердить лучшие данные датчиков в прокладке, R (AS, p_{max}) для различных ионных датчиков прокладки сравнивается с R (AS (3-7), p_{max}). На рисунке 1.6.22 показана R (как, p_{max}) для некоторых ионных датчиков прокладки с нерегулярным порядком.

С тем же самым количеством датчиков ионных уплотнений, R (AS, p_{max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 5 и 6 большой, в то время как R (AS, p_{max}) для датчиков прокладки, включая прокладку 8 малой. Это подтверждает, что Ustart для датчиков прокладки вокруг стороны впускного

клапана лучше подходят для оценки p_{\max} . Во всех случаях на рисунке 1.6.22, R (U_{start} , P_{\max}) для AS (3-7) также является самым крупным. Это указывает на то, что лучший параметр для оценки p_{\max} является AS (3-7). Рисунок 11 дает AS (3-7) и P_{\max} в течение 68 циклов. Ось U_{start} переворачивали на рисунке 1.6.23, и как (3-7), с отличием в скорости пламени на рисунке 1.6.23 можно увидеть, что AS (3-7) показывает аналогичные тенденции с p_{\max} для 68 циклов.

Это указывает на то, что P_{\max} связано с распространения пламени в тех же рабочих условиях. Поэтому, как (3-7) выбирается для оценки p_{\max} в данной статье.

Горение диагностики с помощью ионного тока.

На практике условия работы двигателя, такие как зажигание, выбор времени, воздух/топливо и давление на входе, различаются, и рабочее состояние оказывает важное влияние факторов на p_{\max} ; Таким образом, необходимо изучить соотношение между p_{\max} и AS (3-7) при различных условиях режимов работы.

На рисунке 1.6.24 показана взаимосвязь между p_{\max} и AS (3-7) в разные моменты времени зажигания. Операционное условие о том, что коэффициент избытка воздуха α составляет 0,8, а давление на впуске составляет 80 кПа.

Результаты показывают, что R (AS (3-7), P_{\max}) больше 0.93 на всех углах опережения зажигания. Это подтверждает, что p_{\max} является сильно зависимым от развития среднего пламени вблизи прокладки датчика 3 прокладки датчика 7. Рисунок 1.6.24 также показывает, что улучшение положения опережения угла зажигания увеличивает P_{\max} и при этом уменьшается (3-7). Это указывает на удовлетворительное соотношение между распространением пламени и максимальным давлением.

На рисунке 13 показана зависимость между p_{\max} и AS (3-7) при различных давлениях всасывания, которые варьировались от 70 кПа до 100

кПа. Рабочее состояние является тем, что $\lambda = 1,0$ и угол опережения зажигания 25° CA перед верхней мертвой точкой (ВМТ). Хорошая взаимозависимость между p_{max} и AS (3-7) присутствует при различных давлениях всасывания.

Это указывает на то, что p_{max} значения сильно зависят от AS (3-7). На рисунке 14 показано AS (3-7) и p_{max} в сравнении с давлением на впуске. Видно, что увеличение давления на впуске увеличивает p_{max} и при этом уменьшается (3-7).

Это говорит о том, что более быстрые результаты распространения пламени выше при максимальном давлении.

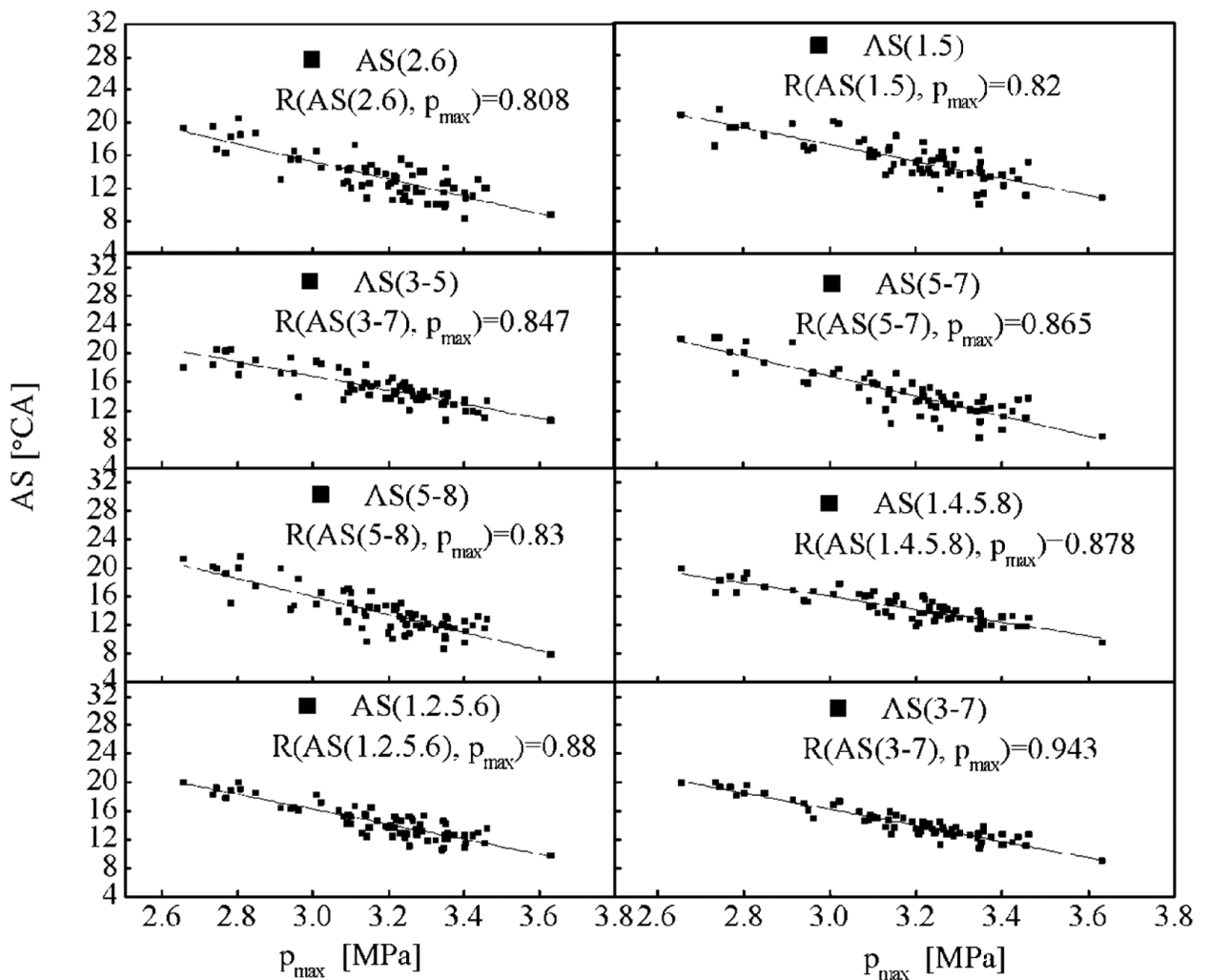


Рисунок 1.6.22 Взаимозависимость между AS и p_{max} .

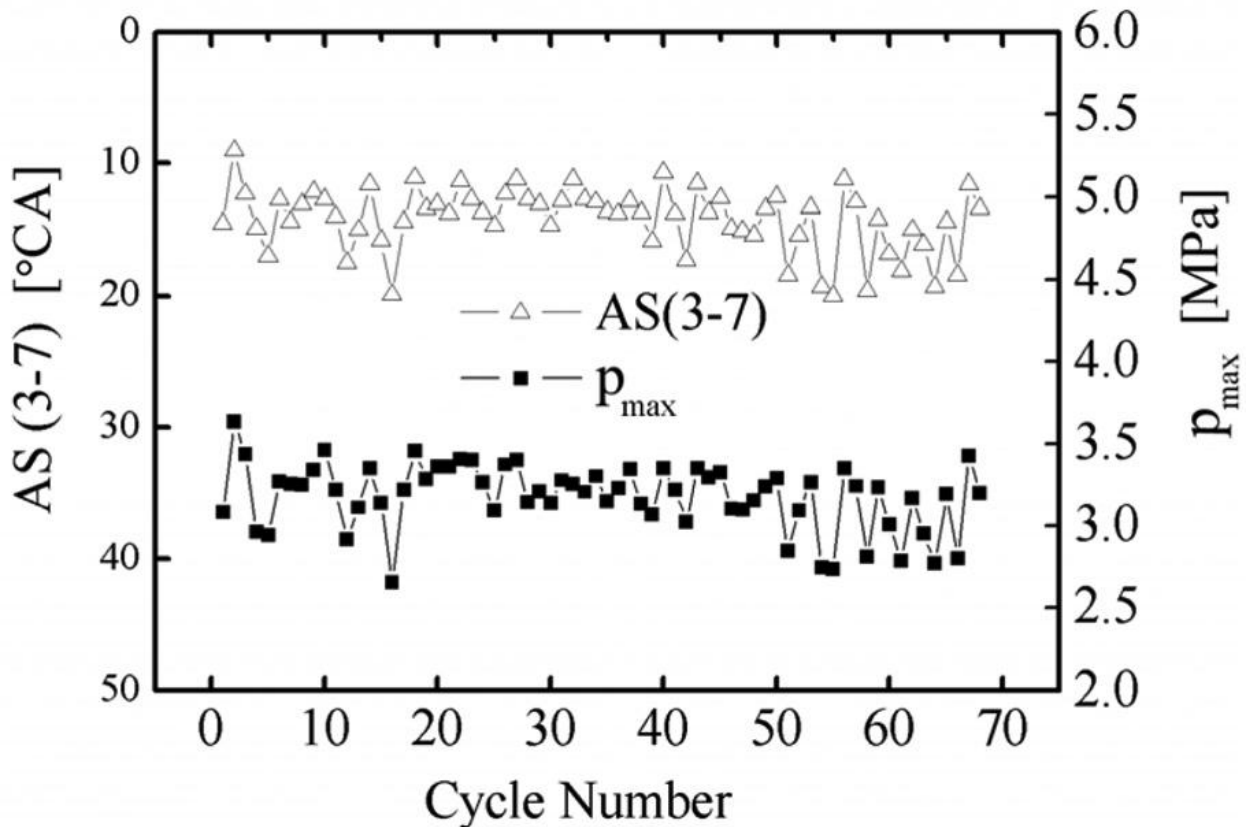


Рисунок 1.6.23 AS (3-7) и p_{max} в течение 68 циклов.

На рисунке 1.6.27 показана взаимозависимость между p_{max} и AS (3-7) при различных λ , а значение AS (3-7) и p_{max} по сравнению с λ . рабочим состоянием и зажиганием в выборе времени 25 СА ВМТ. Можно видеть, что взаимозависимость между AS (3-7) и p_{max} является удовлетворительной. Кроме того, с увеличением λ , P_{max} сначала увеличивается, а затем уменьшается, а самый большой p_{max} присутствует, в то время как AS (3-7) первоначально, а затем уменьшаясь увеличивается. Очевидная обратная тенденция между p_{max} и AS (3-7) указывает на то, что высокая скорость пламени соответствует высокому максимальному давлению.

Ионный ток, генерируемый при сгорании бензина в SI двигателе был получен от восьми ионных датчиков, установленных в прокладке цилиндра. Взаимозависимость между характеристиками ионных сигналов и

максимальных давлений анализировали при различных экспериментальных условиях. Основные результаты обобщены следующим образом.

1. Для всех датчиков прокладки, пик времени и конец цикла ионного тока сильно зависят на начальном времени ионного тока.

2. Взаимозависимость между начальным сроком проведения ионного тока для датчиков прокладки вблизи впускных клапанов и максимальным давлением увеличивается, в то время как взаимозависимость между начальным временем ионного тока для датчиков прокладки вблизи выпускного клапана и максимального давления уменьшается.

3. Взаимозависимость между средним начальным временем ионного тока от датчика прокладки 3 до датчика прокладки 7 и максимальным давлением являются оптимальными при всех рабочих условиях в данной работе.

4. Давление всасывания, момент зажигания и эквивалентность отношения показывают большие эффекты на максимальном давлении и средними сроками начала и максимальном давлении показывают обратную тенденцию со средним временем начала отсчета.

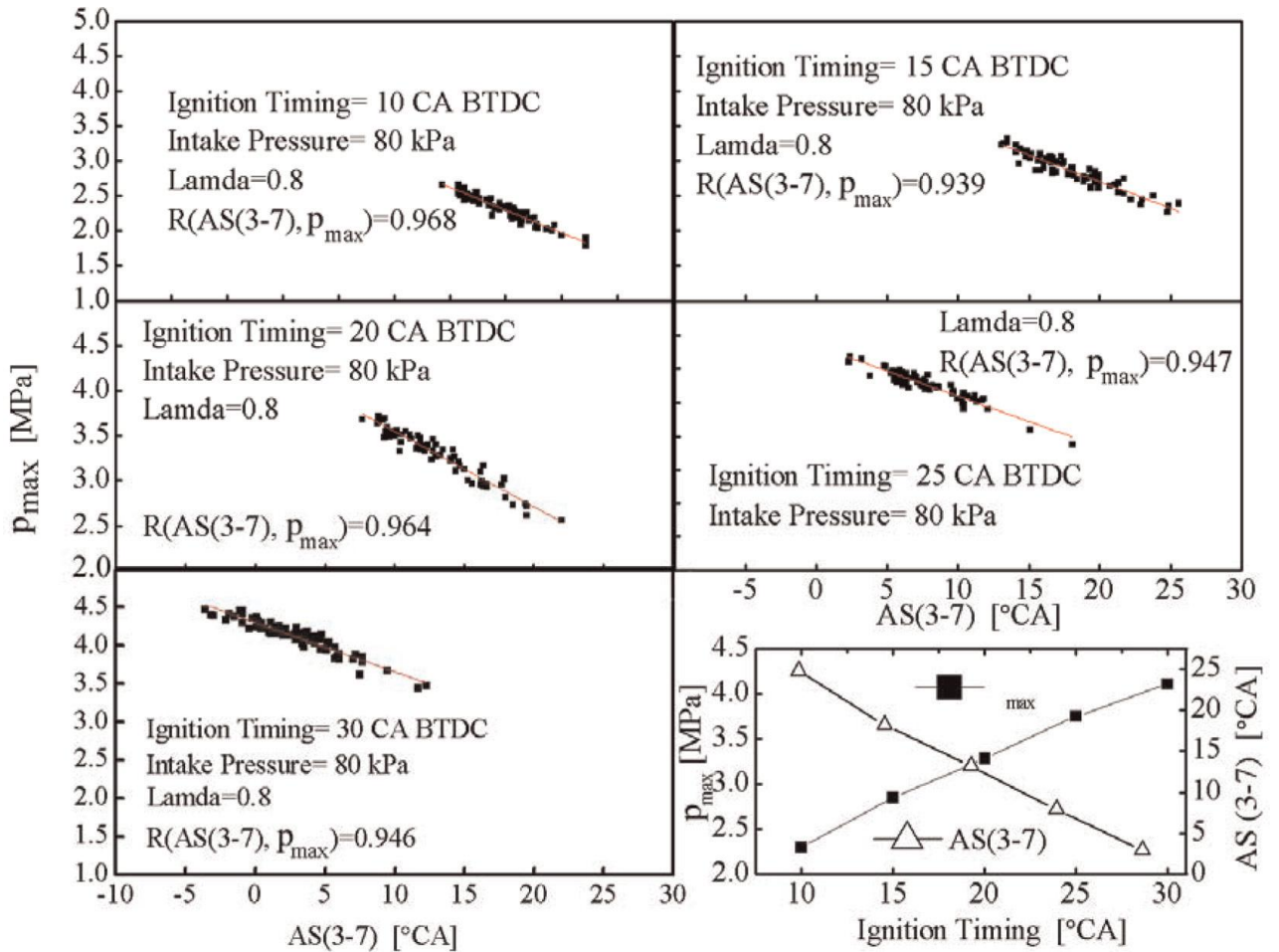


Рисунок 1.6.24 Зависимость между $AS(3-7)$ и p_{max} в разные моменты времени зажигания.

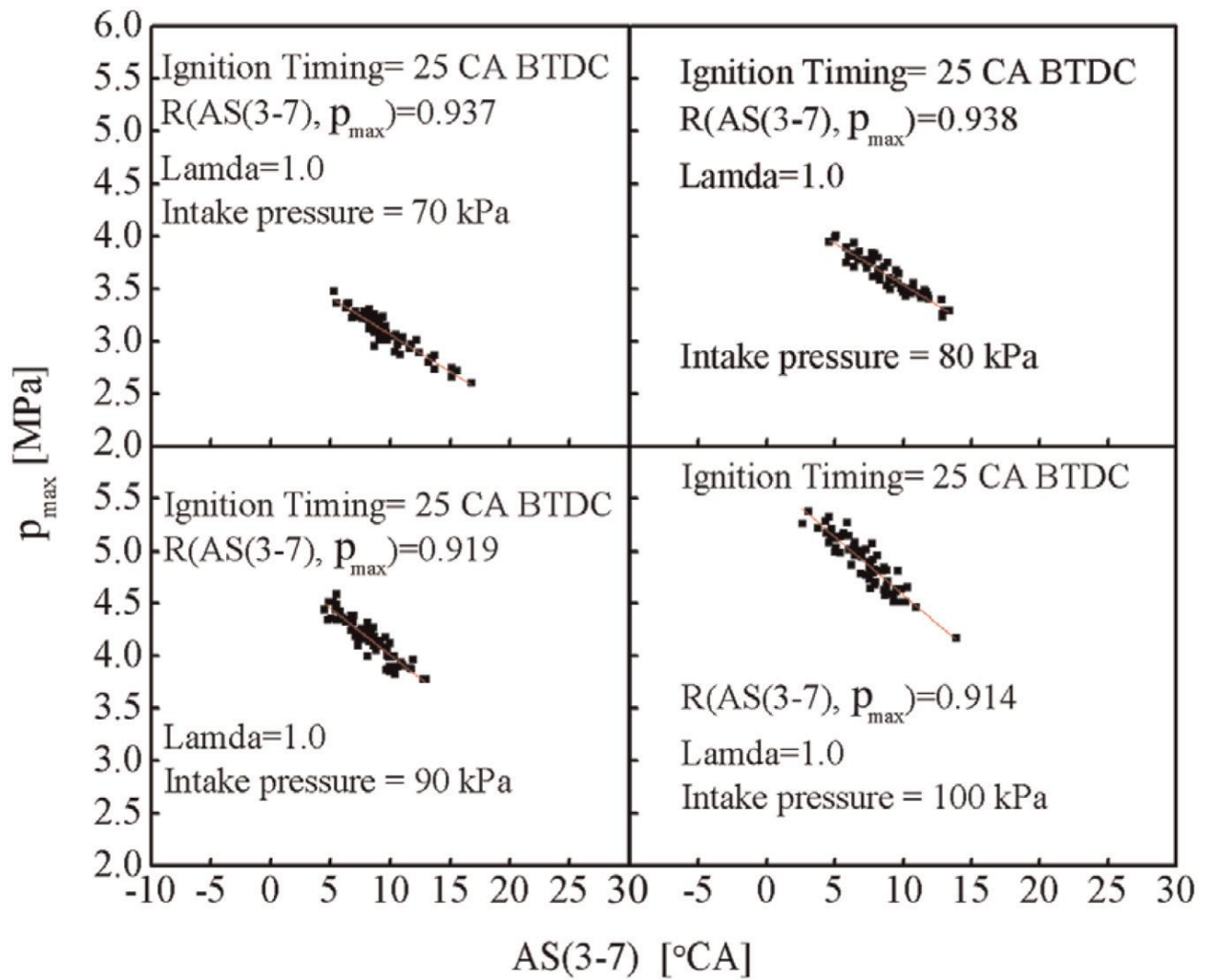


Рисунок 1.6.25 R (AS (3-7), Pmax) при различных давлениях всасывания.

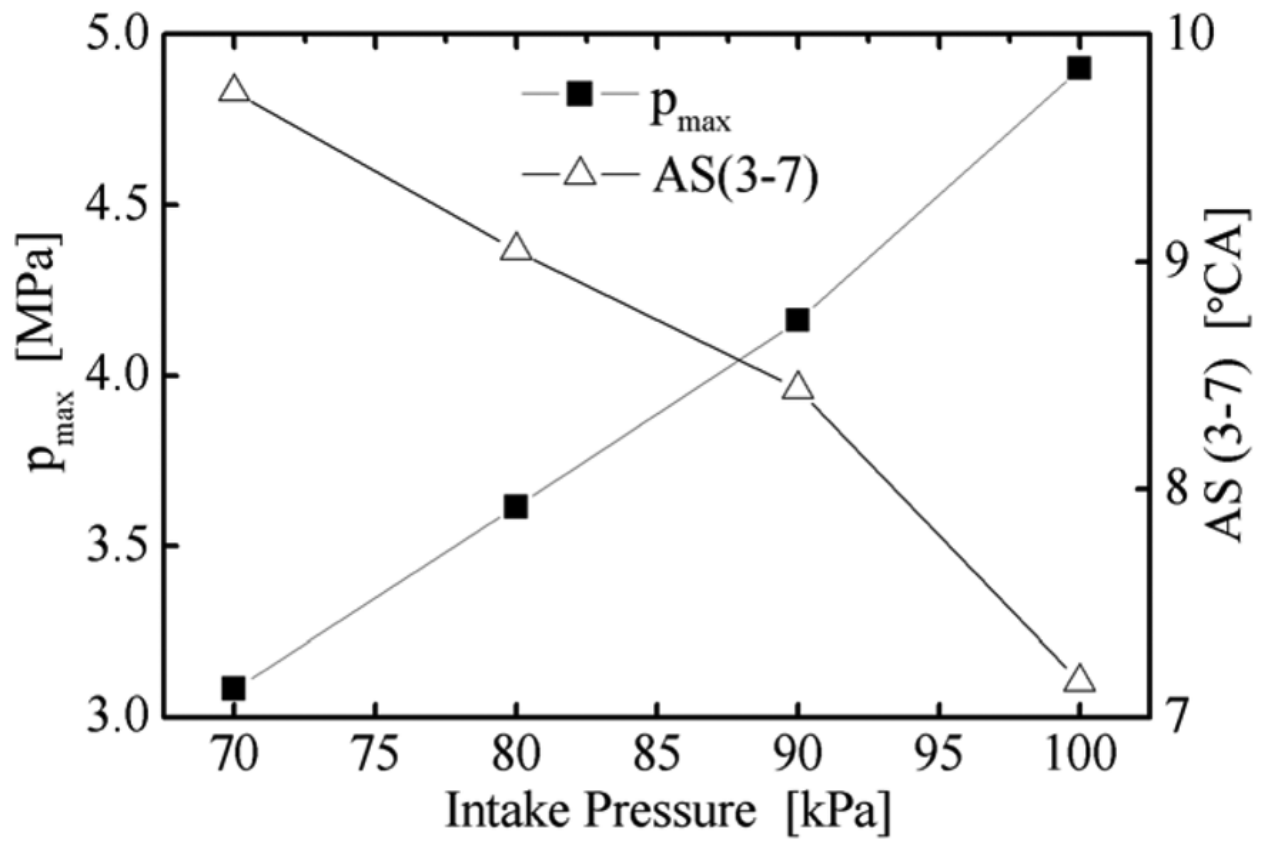


Рисунок 1.6.26 AS (3-7) и p_{\max} при различных давлениях всасывания.

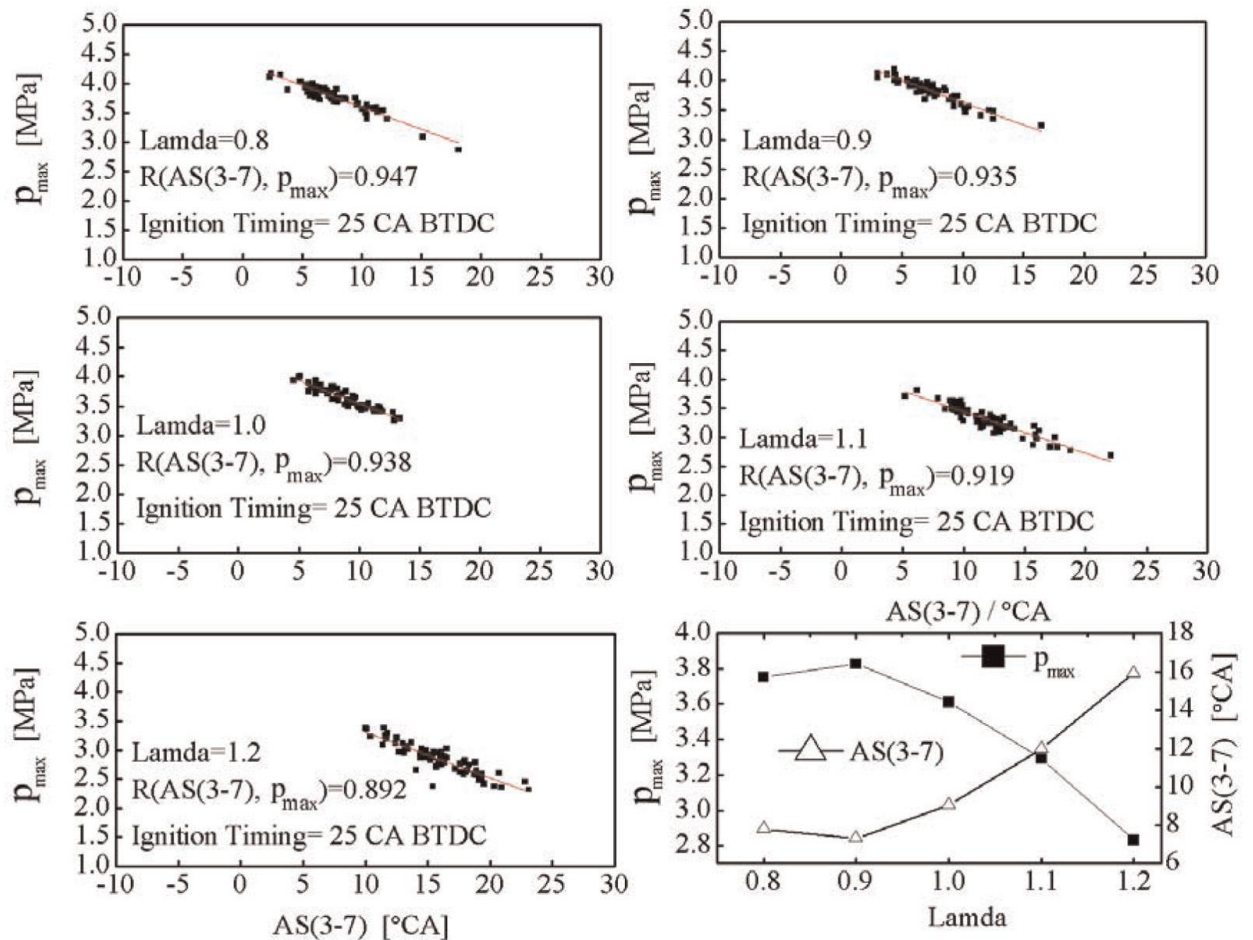


Рисунок 1.6.27 Зависимость между AS (3-7) и p_{\max} при различных соотношениях α (воздух/топливо).

Выводы по главе 1 и формулировка задач исследования

Анализ результатов проведенных исследований показывает, что изменение индикаторного давления при сгорании ТВС в цилиндре двигателя можно оценивать по изменению ионного тока пламени. Причём для этого может использоваться как явление термоионизации, так и химионизации. Использование явления химионизации более предпочтительно, так как оно присутствует при любом составе смеси. Термоионизация проявляет себя только при высоких температурах, что соответствует стехиометрическому или обогащённому составу смеси.

Исследований, направленных на выявлении связи ионного тока и индикаторного давления при использовании активаторов горения бензовоздушной смеси, ограничена и требует более углублённого изучения.

Анализ представленных литературных данных позволяет сформулировать следующие задачи исследования при добавке газообразного водорода в бензовоздушную смесь:

1. Экспериментально определить зависимость изменения индикаторного давления и протяжённости времени достижения максимума давления от состава смеси, скоростного режима работы и количества добавляемого водорода.
2. Определить величину объёма завершения сгорания для заданных режимных параметров.
3. Определить взаимосвязь протяженности времени достижения максимума давления, ширины зоны турбулентного горения, средней скорости распространения пламени.
4. Определить зависимость изменения максимального давления сгорания от величины ионного тока.
5. Определить направление повышения эффективности работы ДВС за счёт добавки водорода.

Глава 2. Экспериментальное оборудование

Процесс сгорания углеводородного топлива в поршневых энергетических установках представляет собой комплексный сложный физико-химический процесс, протекающий при изменении в течение нескольких миллисекунд давления, температуре, объеме, скорости перемещения топливно-воздушного заряда, масштаба и интенсивности турбулентности. При этом происходит непрерывное изменение турбулентной и нормальной скоростей распространения пламени, ширины зоны сгорания.

Для выявления параметров, определяющих основные характеристики сгорания углеводородных топлив, разработаны и модернизированы следующие экспериментальные установки: одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85, стенды с автомобильными двигателями.

2.1 Одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85

2.1.1. Описание установки УИТ-85

Углубленное изучение процесса сгорания в ДВС производят обычно на одноцилиндровых установках, а также на специальных установках, где рабочий процесс воспроизводится в виде одиночных циклов [31]. При этом представляется возможным более однозначно контролировать и независимо изменять отдельные параметры рабочего режима (давление, температуру сжатия, температуру стенок, состав смеси) при сохранении неизменными всех прочих. Однако установки одиночных циклов не всегда адекватно отражают влияние турбулентности и характеристик газообмена на процесс сгорания, а также не позволяют оценить влияние различных факторов на токсичность отработавших газов при условиях, приближенных к работе реального транспортного ДВС. Поэтому в настоящей работе для изучения

основных характеристик процесса сгорания и взаимосвязи их с токсичностью отработавших газов использовалась специальная установка для изучения октановых чисел топлив УИТ-85 (рисунок 2.1.1).

Наиболее полно характеристики экспериментальной установки и экспериментальное оборудование для определения исследуемых параметров представлено в [32, Дерячев А.Д.]

Данная установка объединяет в себе положительные качества установок для изучения одиночных циклов и, в тоже время, более приближена к условиям транспортного ДВС. УИТ-85 представляет собой одноцилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель с изменяемой степенью сжатия, отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = 1.35$. Коленчатый вал приводится во вращение электромотором. Обороты поддерживаются постоянными при двух скоростных режимов: 600 и 900 об/мин. Топливо-воздушная смесь готовится в одножиклёрном карбюраторе. Гомогенность топливо-воздушной смеси обеспечивается конструкцией подогреваемого впускного трубопровода. Влажность воздуха и температура заряда на впуске поддерживаются постоянными. Эти особенности конструкции максимально уменьшают неоднородность ТВС от цикла к циклу, тем самым снижают межцикловую нестабильность (МЦН) работы двигателя, что особенно важно при изучении процесса сгорания.

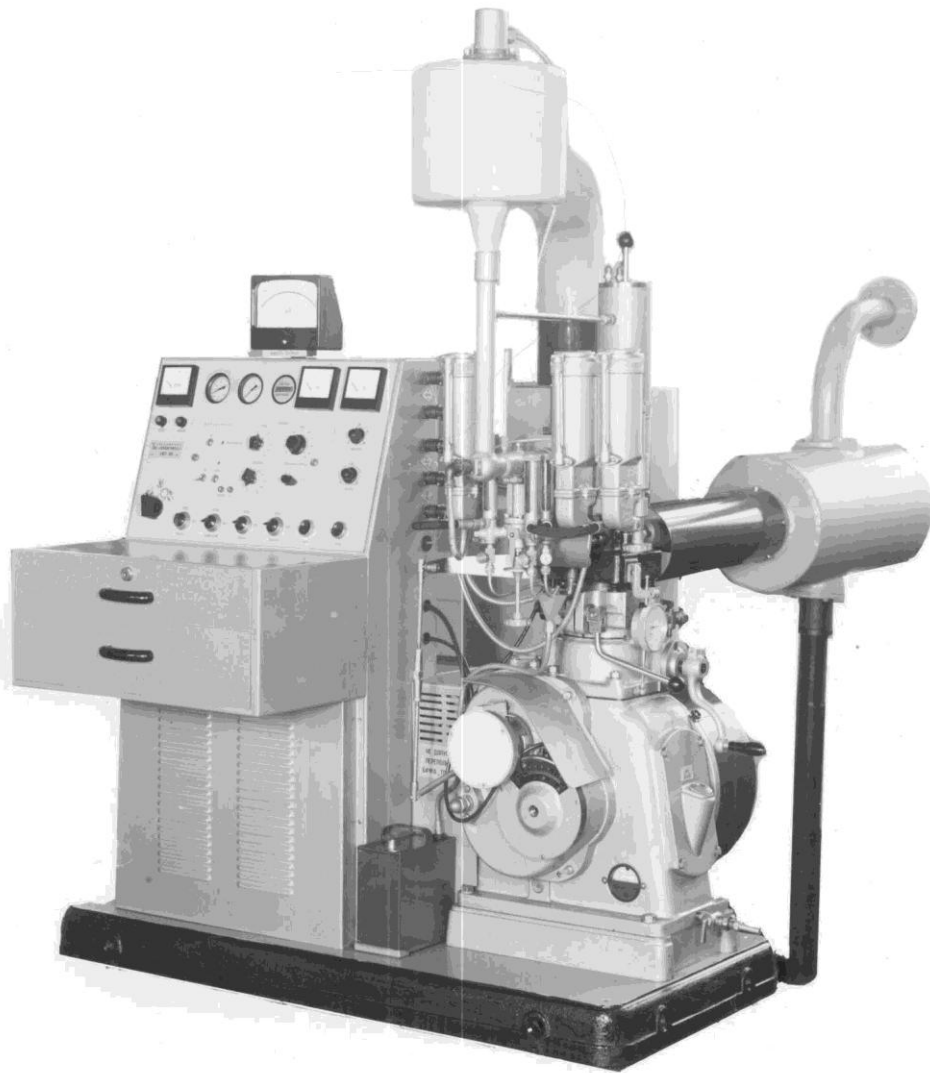


Рисунок 2.1.1 – Внешний вид установки УИТ-85

В камере сгорания имеется штатное место для установки магнестрикционного датчика для измерения детонации или установки вместо его другого датчика без каких-либо изменений в конструкции цилиндра. Конструкция УИТ-85 позволяет достаточно точно контролировать режимные параметры работы ДВС (температура охлаждающей жидкости, степень сжатия, обороты, состав смеси, УОЗ) и изменять их независимо друг от друга. Это позволяет определять влияние на процесс сгорания,

индикаторное давление и токсичность ОГ отдельно того или иного фактора, т.е. установка позволяет воспроизводить режимы испытаний достаточно точно и может быть использована для изучения процесса сгорания. Поэтому, на основании анализа известных исследований процесса сгорания в цилиндре ДВС с использованием ионизационных датчиков и особенностей конструкции УИТ-85 в настоящей работе данная установка была использована в качестве модели реального транспортного ДВС. Вместо магнитострикционного датчика детонации в камеру сгорания устанавливались исследовательские датчики. В соответствии с задачами НИР это датчик давления тензометрический и ионизационные зонды различных конструкций.

Схема экспериментальной установки на базе УИТ-85 показана на рисунке 2.2.2

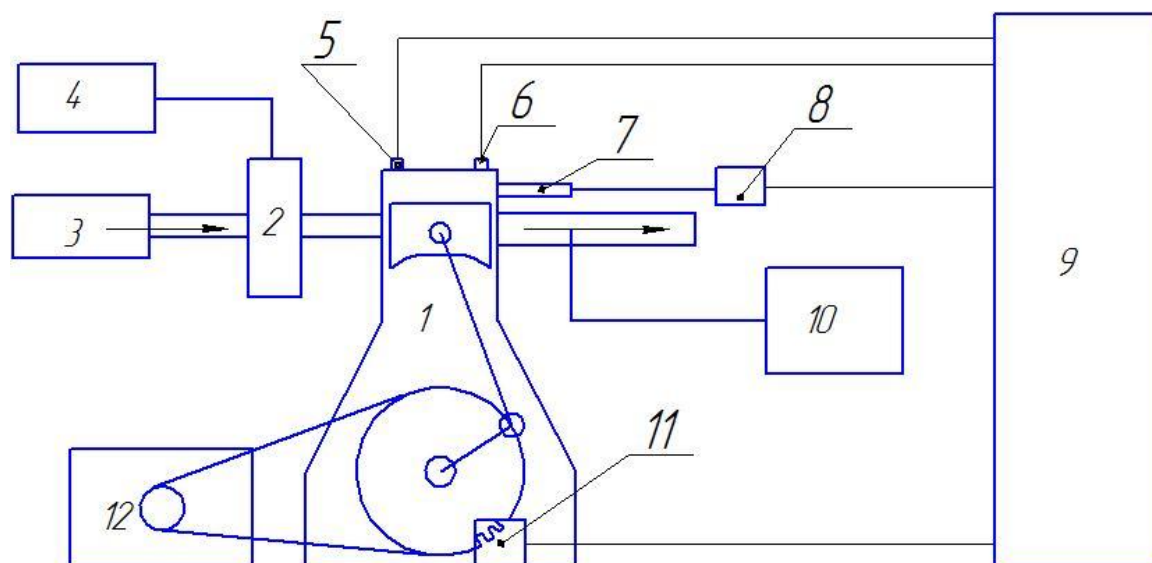


Рисунок 2.1.2 – Схема экспериментальной установки:

- 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.

Основу экспериментального стенда составляет одноцилиндровая исследовательская установка УИТ-85 (позиция 1). Данная универсальная установка состоит из одноцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, привода коленчатого вала (позиция 12) с асинхронным двухскоростным электромотором переменного тока, служащего для запуска и поддержания постоянных оборотов двигателя, пульта управления с контрольно-измерительной аппаратурой и вспомогательного оборудования.

Для приготовления топливно-воздушной смеси служит трехбачковый карбюратор, позволяющий попеременно работать из разных бачков. Состав смеси точно регулируется посредством регулировки высоты уровня топлива в поплавковой камере карбюратора. Воздушный заряд на впуске подогревается электрическим нагревателем и имеет постоянную температуру 52°C, поддерживаемую с помощью датчика температуры с обратной связью.

Основным агрегатом установки УИТ-85 является одноцилиндровый четырехтактный бензиновый двигатель внутреннего сгорания с жидкостным термосифонно-испарительным охлаждением и устройством для бесступенчатого изменения степени сжатия. Основными узлами двигателя являются: картер, блок цилиндра, кривошипно-шатунный механизм (КШМ) и различные питающие системы.

В механизм изменения степени сжатия входит направляющая и червячная передача, позволяющая перемещать головку и изменять степень сжатия от 4 до 10. Степень сжатия измеряется индикатором, установленным на платике головки цилиндра.

2.1.2. Система регистрации ионного тока

Для исследования процесса горения в камеру сгорания УИТ-85 были установлены ионизационные датчики. Было использовано три варианта установки датчиков в камеру сгорания. Схема установки ионизационных зондов в камеру сгорания по первому варианту показана на рисунке 2.1.3.

В наиболее удаленной от свечи зажигания зоне камеры сгорания установлены три ионизационных зонда на одной линии по ходу движения фронта пламени. Траектория распространения пламени была заранее оценена с помощью поворота плоскости датчиков относительно оси симметрии камеры сгорания. Причем для определения локальной скорости турбулентного пламени использовались два зонда (первый и третий), находящихся на расстоянии 12,7 мм друг от друга. Для косвенной оценки интенсивности реакций горения в зоне установки ионизационных зондов, использовался ионизационный зонд №3, установленный между первым и третьим в колодце диаметром 3 мм и глубиной 9,7 мм.

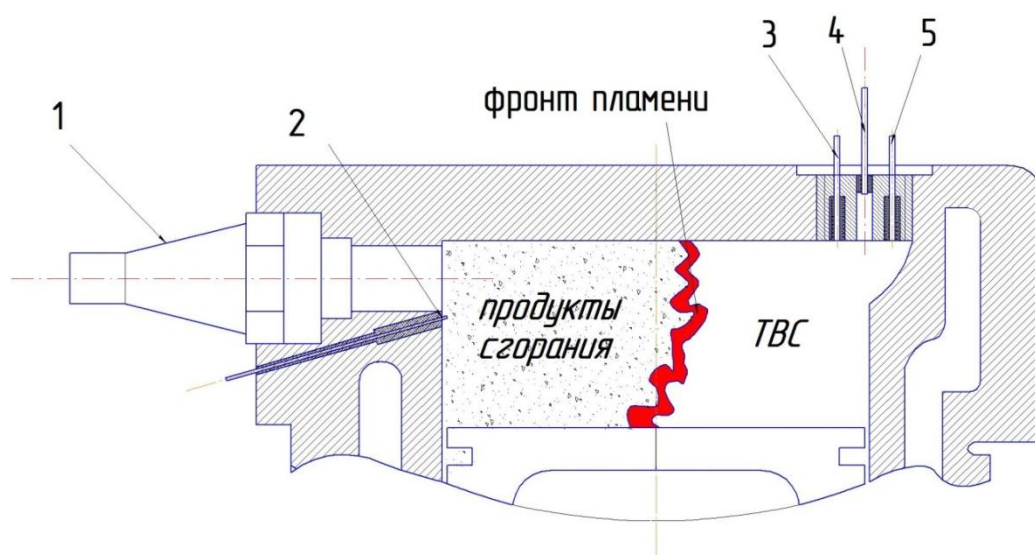


Рисунок 2.1.3 – Схема камеры сгорания с датчиками ионизации

1 - свеча зажигания;

2 - датчик давления (совмещенный со свечей зажигания ф. Kistler);

3 - ионизационный зонд 1;

4 - ионизационный зонд 2;

5 - ионизационный зонд 3.

Ионизационный датчик с тремя зондами, устанавливаемый в камеру сгорания, показан на рисунке 3.1.4.



Рисунок 2.1.4 – Корпус с ионизационными зондами, устанавливаемый в удаленную от свечи зажигания зону камеры сгорания

2.1.3. Система индицирования (измерения давления в камере сгорания)

Для анализа энергетических показателей процесса горения в ДВС разработана система индицирования. Данная система содержит следующие основные элементы:

- датчик давления, устанавливаемый в камеру сгорания, и соответствующий требованиям по динамической погрешности и термостабильности;

- усилитель сигнала датчика давления;

- система определения положения коленчатого вала;

- система регистрации данных.

При проведении испытаний в камеру сгорания (рисунок 3.12) монтировалась система измерения давления фирмы Kistler (Швейцария). Датчик давления в данной системе совмещен со свечей зажигания. Датчик давления имеет следующие характеристики:

тип 6117BFD17 серийный номер 992713, калиброван 03.12.2009 г,
усилитель Kistler 5011B № 602394,

диапазон чувствительности:

0-200 бар -17,59 pC/bar, линейность не хуже +/- 0,02%

0-50 бар 23 grad C -17,57 pC/bar, линейность не хуже +/- 0,01%

0-150 бар 200 grad C -17,41 pC/bar, линейность не хуже +/- 0,03%

0-500 бар 200 grad C -17,38 pC/bar, линейность не хуже +/- 0,07%.

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 Методики проведения и обработка результатов исследования на одноцилиндровой установке УИТ-85

Предварительный анализ сигналов ионного тока

Предварительный анализ сигналов необходим для выявления неправильной работы систем регистрации параметрической (положение коленчатого вала, искры, расхода воздуха, топлива) и исследовательской информации [33]. При предварительном анализе оценивается наличие сигналов, соотношение сигнал – помеха, отклик сигналов на значительное

изменение варьируемых факторов, а также поведение сигналов при отсутствии горения, обусловленном выключенной подачей топлива или зажигания. Пример осциллограмм с параметрическими и исследовательскими сигналами показан на рисунках 2.2.1 и 2.2.2

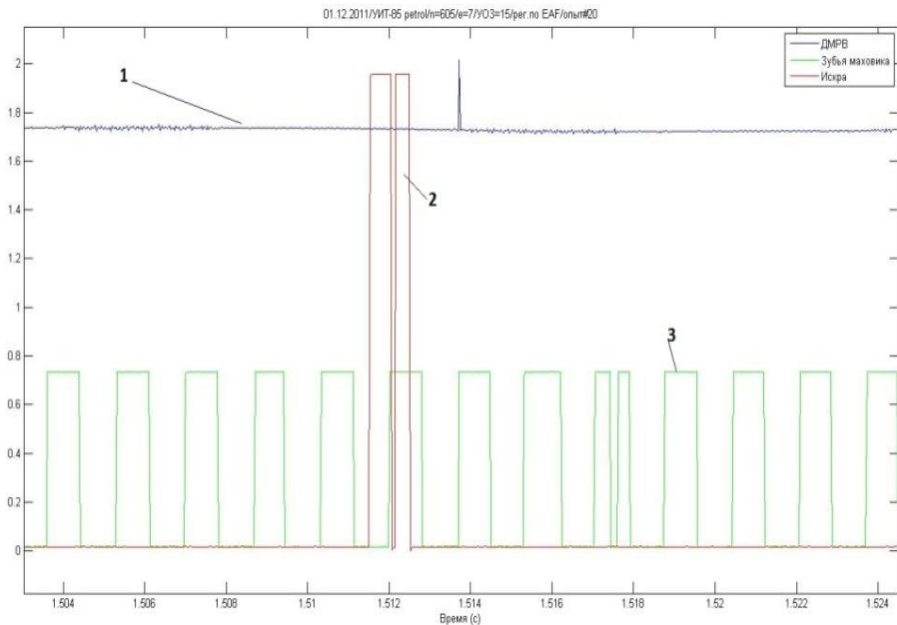


Рисунок 2.2.1 – Пример регистрации параметрических сигналов (1 – датчик массового расхода воздуха, 2 – датчик искры, 3 – датчик поворота коленчатого вала)

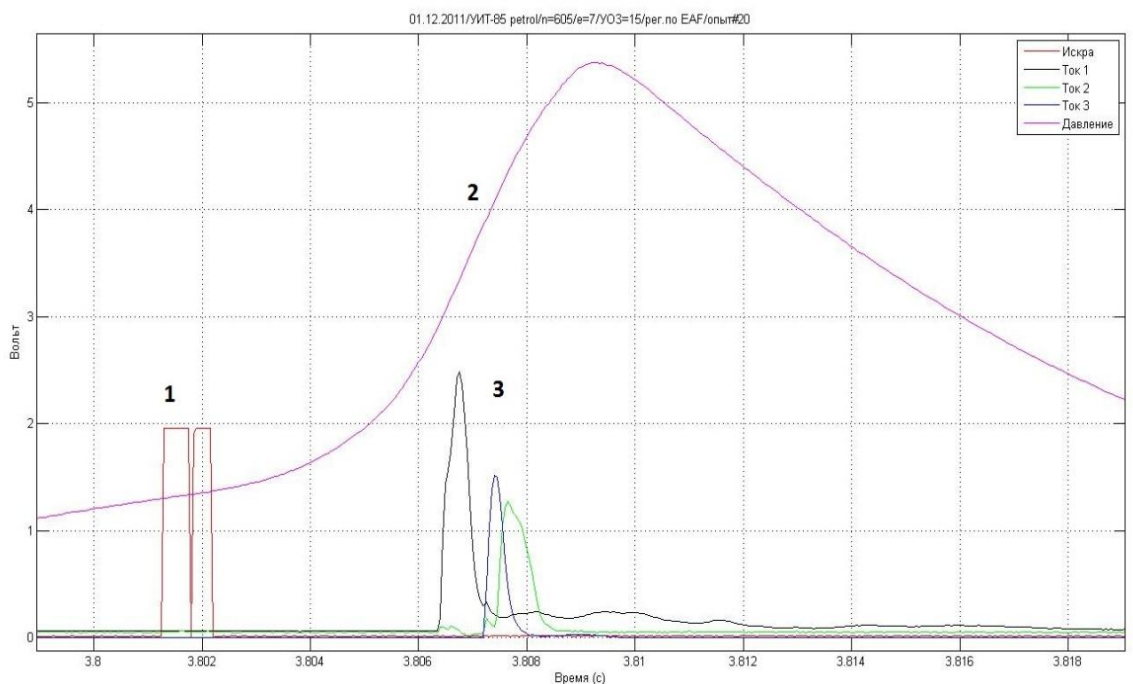


Рисунок 2.2.2 – Пример регистрации исследовательских сигналов (1 – датчик искры, 2 – датчик давления, 3 – сигналы датчиков ионизации)

Оценка сигналов ионного тока и датчика давления

Анализ сигналов ионного тока на данном этапе работы производился по двум параметрам: времени от искрового разряда до начала сигнала и по амплитуде сигнала (рисунок 2.2.3).

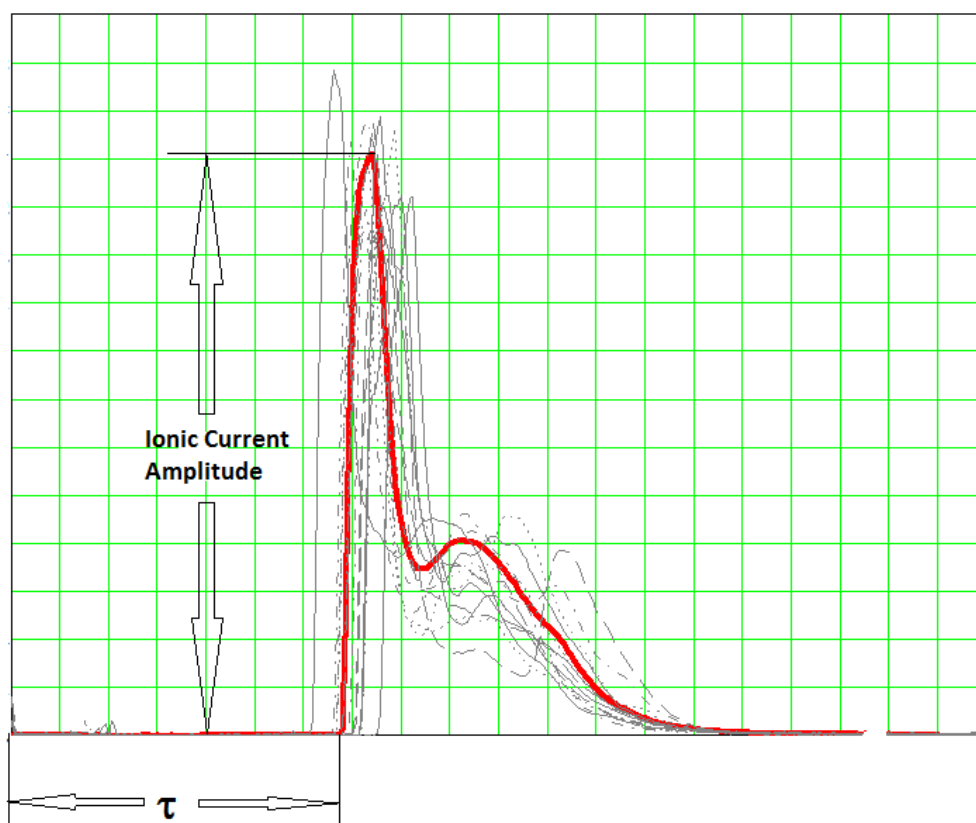


Рисунок 2.2.3 – Параметры оценки сигнала ионного тока

Сигналы датчика давления оцениваются по максимальным значениям и времени от искры до максимума давления.

Сбор и обработка сигналов

Для получения информации о горении в ДВС необходим статистический анализ и осреднение информации, полученной в каждом цикле на одном режиме. Для этого усреднялись не менее 50 циклов, записанных на одном режиме. При этом оценивалось распределение

параметров оценки и межцикловое рассеяние. В подавляющем большинстве режимов наблюдалось нормальное распределение параметров оценки сигналов (рисунок 2.2.4). Если распределение значительно отличалось от нормального, принималось решение о повторе режима или исключении его из обработки.

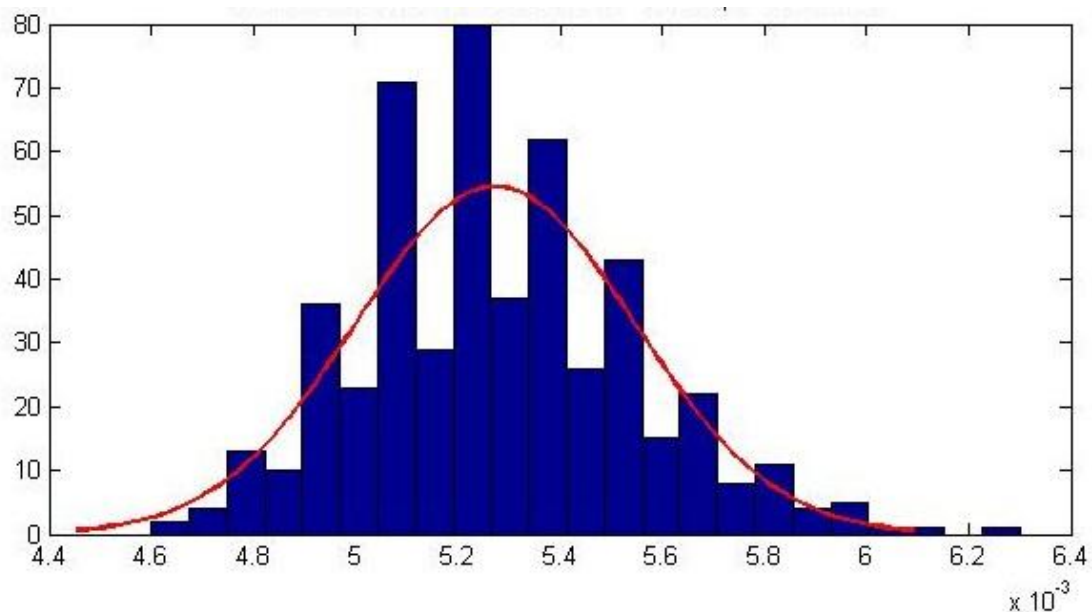


Рисунок 2.2.4 Гистограмма распределения времени сигнала на ионизационном зонде.

Варьируемые параметры

В процессе проведения испытаний варьируемыми параметрами являются:

- состав смеси (от богатой смеси (коэффициент избытка воздуха около 0,8) до пределов бедного горения с пропусками зажигания (коэффициент избытка воздуха около 1,3 – 1,4));
- вид топлива (бензин, сжатый природный газ (СПГ));
- добавка водорода в ТВС (до 5% от массы бензина и до 15% от массы СПГ);

- обороты двигателя (600 или 900 об/мин).

Методика испытаний на УИТ-85 заключается в снятии регулировочных характеристик по составу смеси на двух скоростных режимах и с двумя видами топлива, а также при наличии добавок водорода в ТВС. То есть основные химические факторы, влияющие на горение, варьируются при двух при двух газодинамических режимах движения заряда в камере сгорания.

2.2.2. Обработка результатов испытаний

Определение скоростей распространения пламени

В результате испытаний получены серии осциллограмм на каждом режиме испытаний. Осреднённый сигнал оценивался по следующим параметрам:

1. Промежутку времени от начала зажигания до возникновения импульса ионного тока на ИД, расположенном у свечи зажигания (t_1) и на ИД удаленном от неё (t_2);
2. Амплитуде сигнала ионного тока на ИД, расположенном у свечи зажигания (I_1) и на ИД удаленном от неё (I_2);
3. Длительности сигналов импульса ионного тока на ИД, расположенном у свечи зажигания (t_{c1}) и на ИД, расположенном в самой удаленной от свечи зажигания зоне КС (t_{c2});
4. Времени возникновения в цилиндре ДВС максимума давления (t_{Pmax});
5. Величине максимального давления в цилиндре ДВС (P_z).

Варьируемые параметры: состав ТВС (от 0,7 до 1,6) и доля добавляемого водорода в топливо, составляющая 29, 47 и 58% (по объему).

Работа установки УИТ-85 осуществлялась со степенью сжатия 5,9 и 7, угле опережения зажигания (УОЗ) равном 13° и на скоростных режимах 600 и 900 об/мин. При изменении одного из варьируемых факторов, менялся и вид осредненного импульса. Пример «осредненной» осциллограммы показан на рисунке 2.2.5.

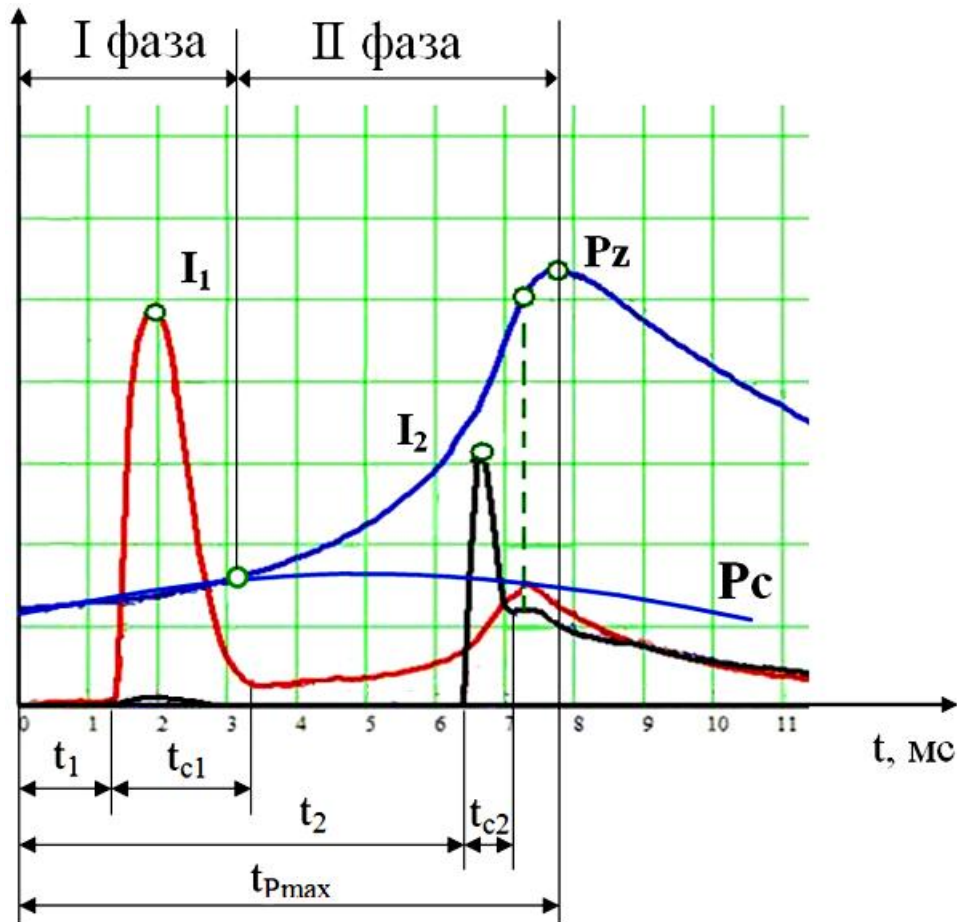


Рисунок 2.2.5 – Осредненная осциллограмма импульсов ионного тока и давления,

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; $t_{p_{max}}$ – время возникновения в цилиндре ДВС максимума давления; P_z – пик давления в цилиндре ДВС; P_c – линия сжатия.

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.

Анализ осциллограммы показывает, что данные полученные с ИД, расположенного у свечи зажигания, соответствовали первой фазе сгорания, а информация о процессах во второй фазе сгорания была получена ИД, удаленным от свечи зажигания. Поскольку известно, что первая фаза соответствует времени от момента возникновения искры до точки отделения линии сгорания от линии сжатия, а вторая фаза – это время от окончания 1-ой фазы до пика давления на индикаторной диаграмме.

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

В результате проведенных экспериментов получены интервалы времени от начала зажигания до появления ионного тока на двух электродах ИД, расположенного в удаленной от свечи зажигания зоне КС.

На рисунках 3.1 и 3.2 приведено изменение времени от искрового разряда до появления импульса ионного тока с различными коэффициентами избытка воздуха, добавкой водорода в ТВС и частотой вращения коленчатого вала.

Зависимости на графике показывают, что время появления сигнала имеет минимальное значение при составе ТВС, близкой $\alpha=0,85$, независимо от частоты вращения КВ и добавок водорода в ТВС. С обеднением и обогащением ТВС время реакции возрастает.

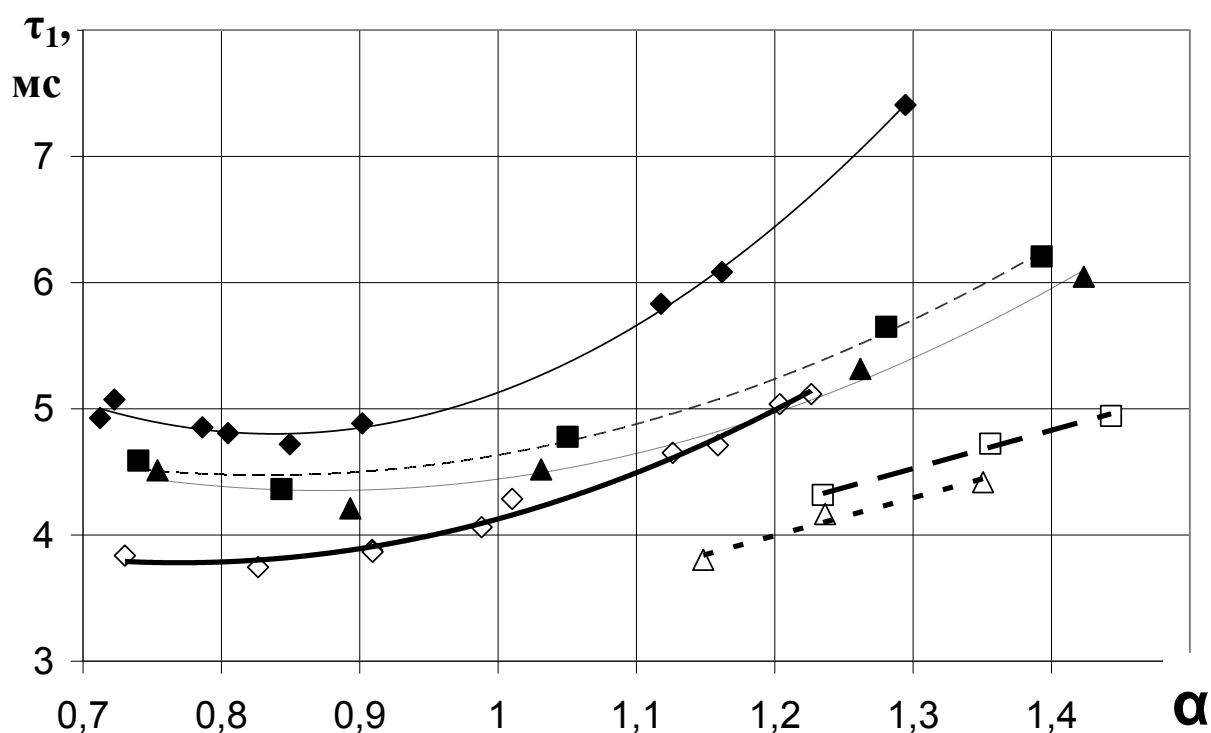


Рис. 3.1 Зависимость времени возникновения сигнала на первом электроде ИД от состава ТВС:

$n=600$ мин⁻¹, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900$ мин⁻¹, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

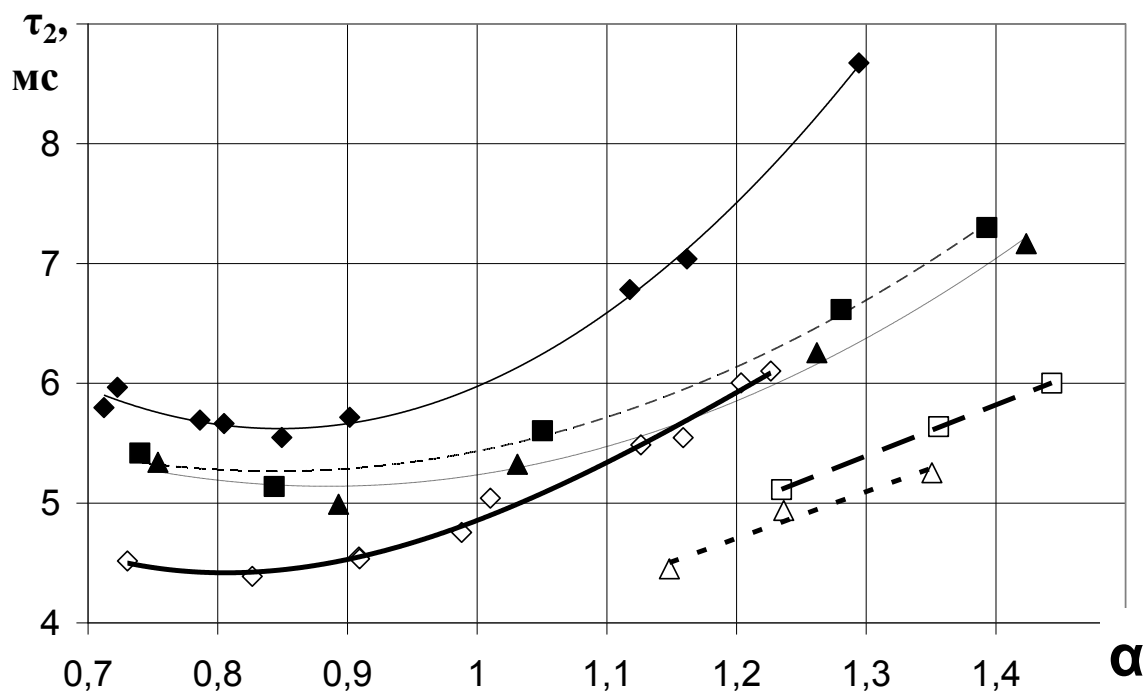


Рис. 3.2 – Зависимость времени возникновения сигнала на втором электроде ИД от состава ТВС:

$n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : ◆-0%, ■-3%, ▲-5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : ◇-0%, □-3%, △-5%

С увеличением частоты вращения КВ с $n=600 \text{ мин}^{-1}$ до $n=900 \text{ мин}^{-1}$ время достижения пламенем двух электродов ионизационного датчика уменьшается. Так, снижение времени возникновения сигнала на первом электроде при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$ составило 19%, а на втором - 20%. При $\alpha=1,2$ уменьшение времени возникновения пламени на первом электроде ИД составило 23%, на втором - 20%.

При добавке водорода в ТВС уменьшается время возникновения ионного тока на двух электродах ИД. При этом видно пропорциональное сокращение времени реакции на первом и втором электродах ионизационного датчика при работе двигателя в исследуемом диапазоне по составу ТВС. Так, на первом электроде при $\alpha=1,3$ и добавке водорода $g_{H_2}=3\%$ время снижается на 30% ($n=600 \text{ мин}^{-1}$) и на 19% ($n=900 \text{ мин}^{-1}$), а при $\alpha=1$, сокращение τ_1 составляет 11% ($n=600 \text{ мин}^{-1}$) и 10% ($n=900 \text{ мин}^{-1}$). В свою очередь, для второго электрода ИД при $\alpha=1,3$ добавка водорода $g_{H_2}=3\%$

снижает τ_2 на 22% ($n= 600 \text{ мин}^{-1}$) и на 10% ($n= 900 \text{ мин}^{-1}$), а при $\alpha=1$, сокращение интервала времени τ_2 составляет 10% ($n= 600 \text{ мин}^{-1}$) и 6% ($n= 900 \text{ мин}^{-1}$). Причиной этому является то, что добавка водорода в ТВС способствует увеличению количества активных центров химических реакций, а также увеличению пределов сгорания топлива.

Таким образом, промежутки времени от искрового разряда до появления тока на электродах ионизационного датчика имеют четкую зависимость от состава ТВС, доли в ней водорода и частоты вращения коленчатого вала. С обеднением смеси влияние добавок водорода на время появления ионного тока у электродов датчика ионизации усиливается.

Основными показателями, характеризующими совершенство рабочего процесса и КПД любой термодинамической системы, являются три параметра состояния газовой смеси: давление, объём и температура.

В 19 веке было приведено уравнение состояния идеального газа, которое и на сегодняшний день подтверждается многочисленными экспериментами. В настоящее время оно известно, как уравнение Клайперона-Менделеева, справедливо для каждой точки термодинамического цикла и связывает давление, объём и температуру:

$$pV = mRT, \quad (3.1)$$

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

Динамическое изменение температуры смеси в цилиндре поршневого двигателя регистрировать достаточно затруднительно. Поэтому для исследования температуры ТВС при завершении сгорания необходимо рассмотреть зависимости максимального давления и объёма смеси в точке завершения основной фазы сгорания от состава смеси при разной доле добавляемого водорода и частоте вращения КВ, зависимости которых представлены на рисунках 3.3 и 3.4.

По графикам видно, с увеличением частоты вращения коленчатого вала максимальное давление в цилиндре двигателя уменьшается, а объём смеси увеличивается. Это объясняется тем, что время на процесс сгорания уменьшается больше, чем снижается продолжительность основной фазы сгорания за счёт повышения скорости распространения пламени. Поэтому повышение частоты вращения коленчатого вала приводит к большим потерям теплоты в систему охлаждения и, как следствие, уменьшению максимума давления.

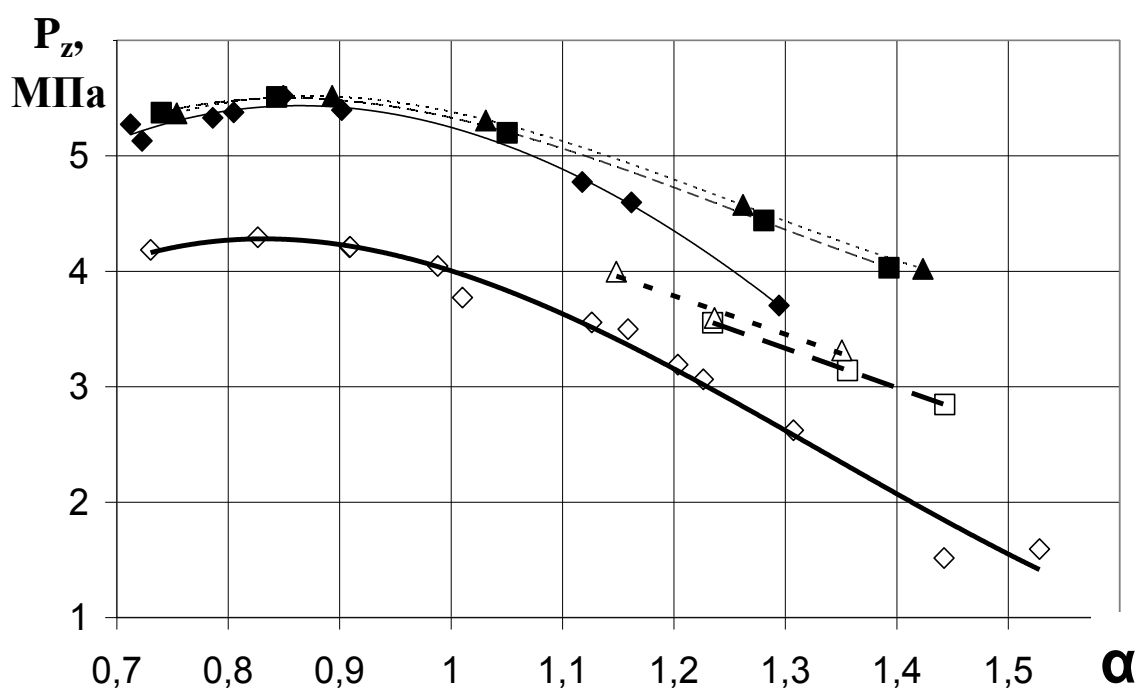


Рис. 3.3 Зависимость максимума давления

в цилиндре УИТ-85 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%

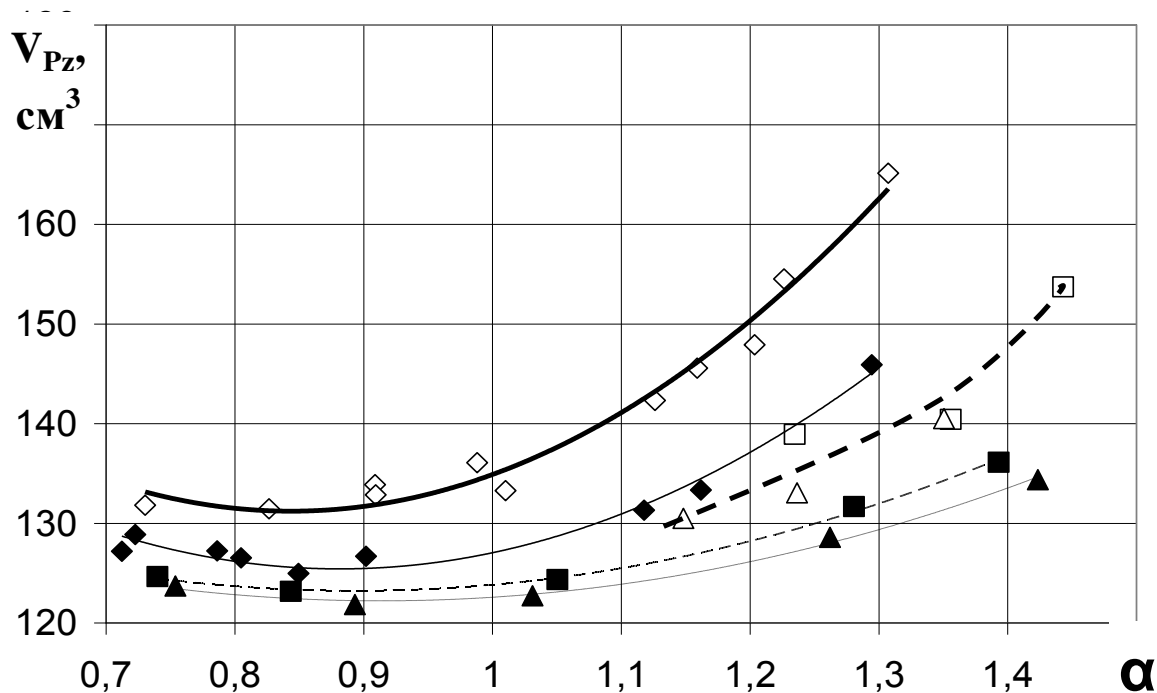


Рис. 3.4 Зависимость объёма смеси при завершении основной фазы сгорания от состава ТВС:

$n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

Известно, что при составе смеси $\alpha=0,85$ достигается максимальное давление, при этом основная фаза сгорания заканчивается при меньшем объёме. Выделяется больше энергии в механической форме и уменьшаются тепловые потери в систему охлаждения и с отработавшими газами. Это видно и по результатам нашего эксперимента. С добавкой водорода в ТВС происходит небольшое смещение достижения максимума давления и минимума объёма при сгорании основной массы ТВС вследствие замещения свободного кислорода и уменьшения коэффициента наполнения в области богатой смеси. Вместе с тем при таком составе при повышении скорости распространения пламени в цилиндре двигателя достигается более высокая температура продуктов сгорания.

Анализ изменения максимального давления относительно объёма смеси при завершении основной фазы сгорания поможет проанализировать изменение температуры, достигаемой при окончании основной фазы

сгорания. График зависимости максимума давления от объёма завершения основной фазы сгорания представлен на рисунке 3.5.

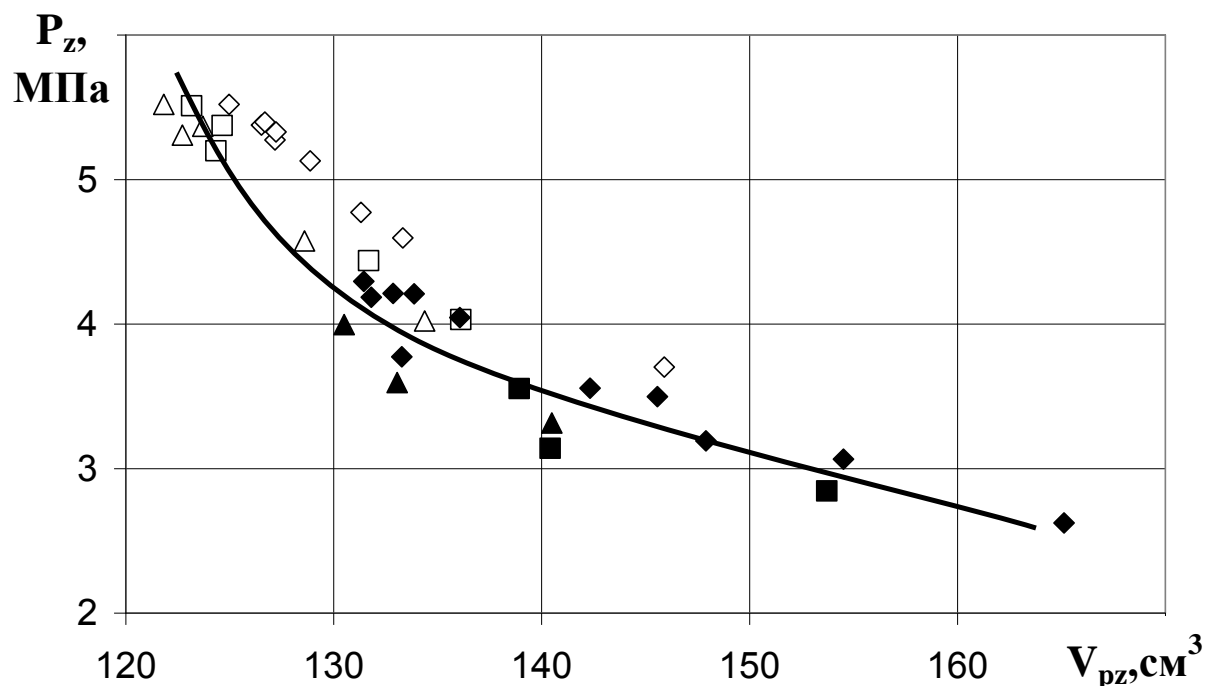


Рис. 3.5 Зависимость максимального давления от объёма смеси при максимальном давлении:

$n=600$ мин⁻¹, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900$ мин⁻¹, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

С добавкой водорода в ТВС вследствие повышения скорости распространения пламени момент достижения максимума давления приближается к ВМТ, в область, где наблюдается более интенсивный рост давления смеси по сравнению со снижением объёма смеси в этой точке. Так, при составе смеси $\alpha=0,9$, частоте вращения КВ $n=600$ мин⁻¹ и при добавке водорода $g_{H_2}=3\%$ наблюдается уменьшение объёма рабочей смеси на 2,4% при росте давления на 2%. При $\alpha=1,3$ снижение объёма смеси составило 9,6% при одновременном росте давления на 15,6%.

Проведенный анализ объясняет значительный рост температуры продуктов сгорания при добавлении водорода в ТВС в области бедной смеси, что приводит к большим концентрациям оксидов азота.

Оценить время горения в турбулентном фронте пламени при сильной турбулентности возможно, располагая турбулентной скоростью пламени. Видно, что на продолжительность сгорания основной массы ТВС оказывает влияние средней скорости распространения пламени.

График зависимости продолжительности основной фазы сгорания от средней скорости распространения пламени представлен на рисунке 3.6.

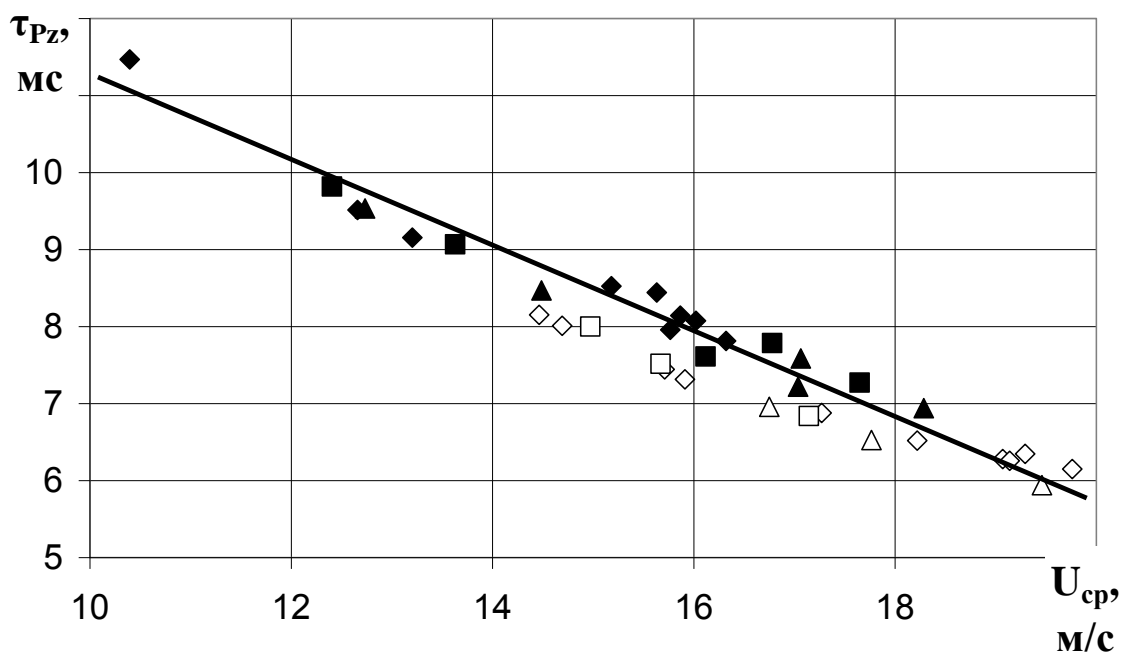


Рис. 3.6 Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от средней скорости распространения пламени:

$n=600 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900 \text{ мин}^{-1}$, g_{H_2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

Как видно из графика, продолжительность основной фазы сгорания линейно зависит от средней скорости распространения пламени. Причём независимо от добавок водорода в ТВС и частоты вращения КВ все экспериментальные точки ложатся на одну прямую.

Ширина зоны турбулентного горения является не менее важной характеристикой пламени, определяющей основные параметры процесса сгорания.

Для практического применения зондового метода на основе явления электропроводности углеводородного пламени при исследовании процесса сгорания приведен график зависимости времени основной фазы сгорания от ионного тока, возникающего у первого электрода датчика ионизации при разной доли добавляемого водорода и частоте вращения коленчатого вала, который представлен на рисунке 3.7.

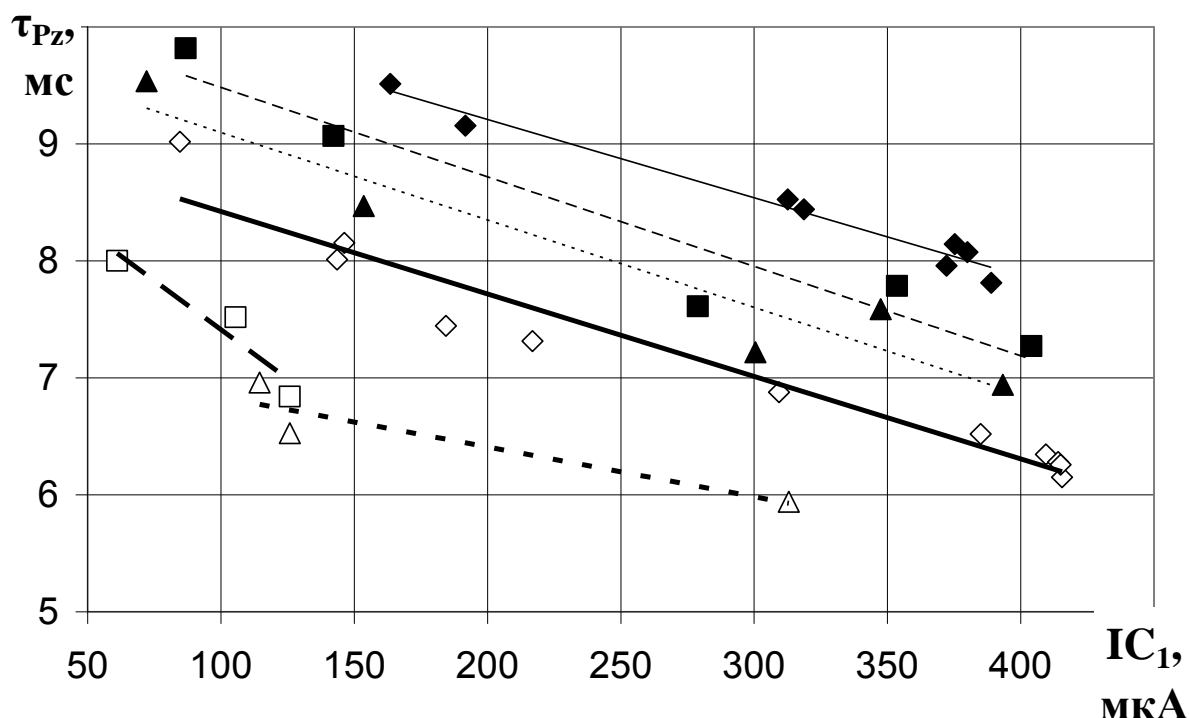


Рис. 3.7 Зависимость продолжительности основной фазы сгорания от ионного тока у первого электрода ИД:

$n=600$ мин⁻¹, g_{H2} : \blacklozenge -0%, \blacksquare -3%, \blacktriangle -5%; $n=900$ мин⁻¹, g_{H2} : \diamond -0%, \square -3%, \triangle -5%

На графике видно, что с увеличением ионного тока время основной фазы сгорания линейно уменьшается, при этом данная тенденция сохраняется при разной частоте вращения коленчатого вала и доле добавляемого водорода в ТВС. Так как амплитуда ионного тока в большей мере характеризует интенсивность химических реакций, следовательно, рассматривая данную зависимость, можно сделать вывод о значительном

влиянии интенсивности химических реакций горения на продолжительность основной фазы сгорания.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- продолжительность основной фазы сгорания в значительной степени характеризует скорость распространения пламени, ширину зоны турбулентного горения и интенсивность химических реакций горения, что позволяет использовать данный параметр в качестве основного для исследования процесса сгорания и образования оксидов азота;

- линейная зависимость времени основной фазы сгорания с амплитудой ионного тока позволяет использовать зондовый метод на основе электропроводности пламени как инструмент диагностирования процесса сгорания.

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

Из источников [33], [34], [35], [36] известно, что при добавке водорода эффективное снижение несгоревших углеводородов (СН) наблюдается при обеднении ТВС до $\alpha=1,3$ и концентрации водорода 3 - 5%, достигая 70% относительно бензовоздушной смеси при стехиометрическом составе топлива.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований и проведён анализ параметров влияющих на эффективность сгорания топливовоздушной смеси (ТВС) с добавкой водорода, оцениваемую по изменению индикаторного давления.

Измерения проводились на следующих режимах: скоростные режимы 600 об/мин и 900 об/мин, степень сжатия $\epsilon=5,9$ и $7,0$, угол опережения зажигания 16^0 до ВМТ и 21^0 до ВМТ. Результаты экспериментальных исследований приведены в виде графических зависимостей 4.1, 4.2, 4.3 и 4.4.

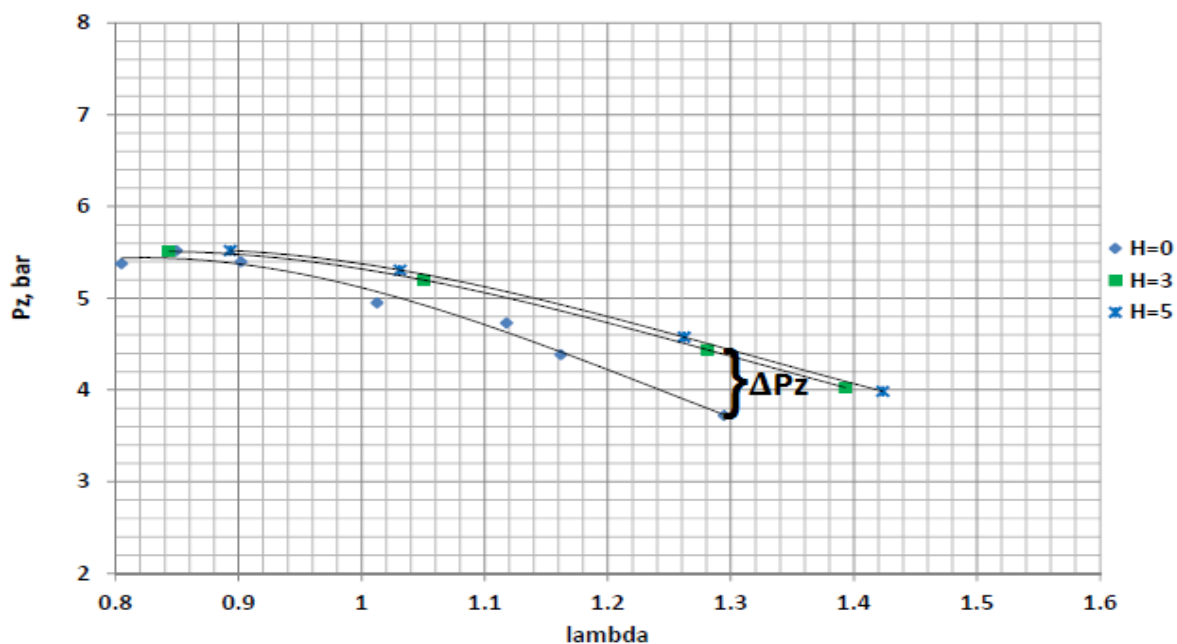


Рис. 4.1. Зависимость максимального давления сгорания от состава смеси при различном уровне добавки водорода, $\gamma_{O_3}=16^0$, $n=600$ об/мин, $\varepsilon=5.9$

Как можно заметить на графике (рис. 1) наблюдается повышение давления сгорания при добавке водорода относительно бензовоздушной смеси. Особенно заметна эта разница прослеживается при обеднении смеси $\Delta Pz_1 = Pz(H_2)_1 - Pz(\text{бензин})_1 = 4.4 - 3.7 = 0,7$ bar, $\alpha=1,3$.

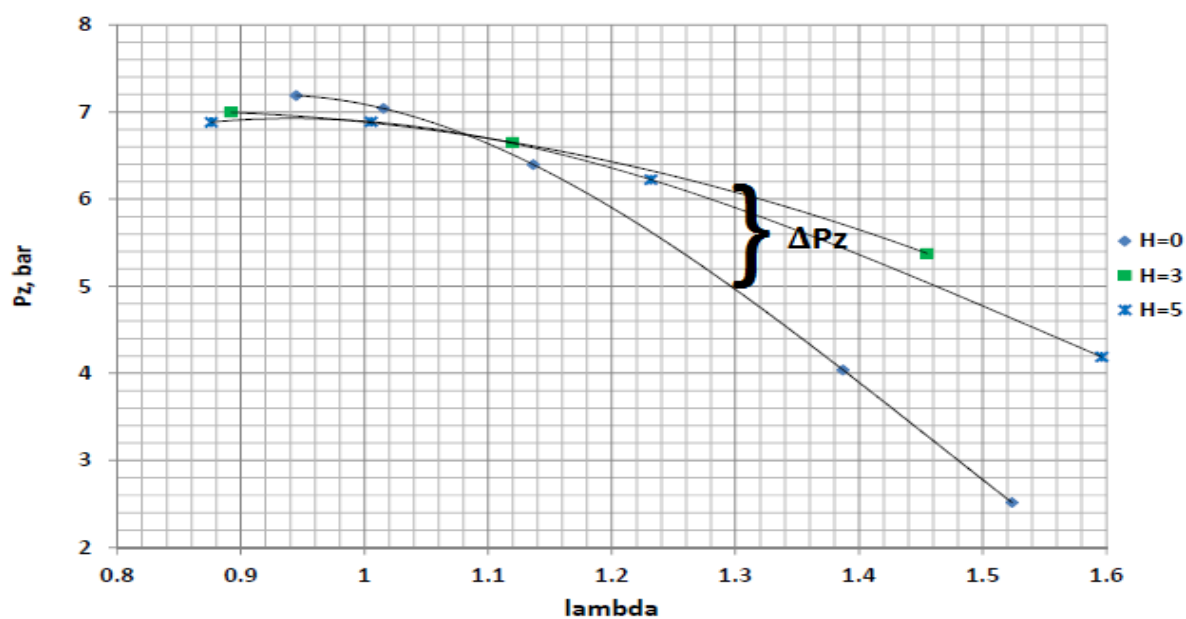


Рис. 4.2. Зависимость максимального давления сгорания от состава смеси при различном уровне добавки водорода, $\text{УОЗ}=16^0$, $n=600$ об/мин, $\varepsilon=7.0$

На рисунке 2 наблюдается аналогичное повышение давления сгорания при обеднении смеси

$$\Delta P_{z2} = P_{z(\text{H}_2)2} - P_{z(\text{бензин})2} = 5,9 - 4,95 = 0,95 \text{ bar}, \alpha=1,3. \quad (4.1)$$

Выразим эффективность сгорания смеси с добавкой водорода через отношение $\Delta P_z / P_{z(\text{бензин})}$. Получим следующие результаты:

$$\Delta P_{z1} / P_{z(\text{бензин})1} = 0,7 / 3,7 = 0,19; \quad (4.2)$$

$$\Delta P_{z2} / P_{z(\text{бензин})2} = 0,95 / 4,95 = 0,19. \quad (4.3)$$

Анализируя графики, условия проведения экспериментов, результаты обработки можно прийти к логическому заключению, что эффективность добавки водорода на процесс сгорания не зависит от степени сжатия.

Рассмотрим результаты испытаний, представленные на рисунках 4.3 и 4.4.

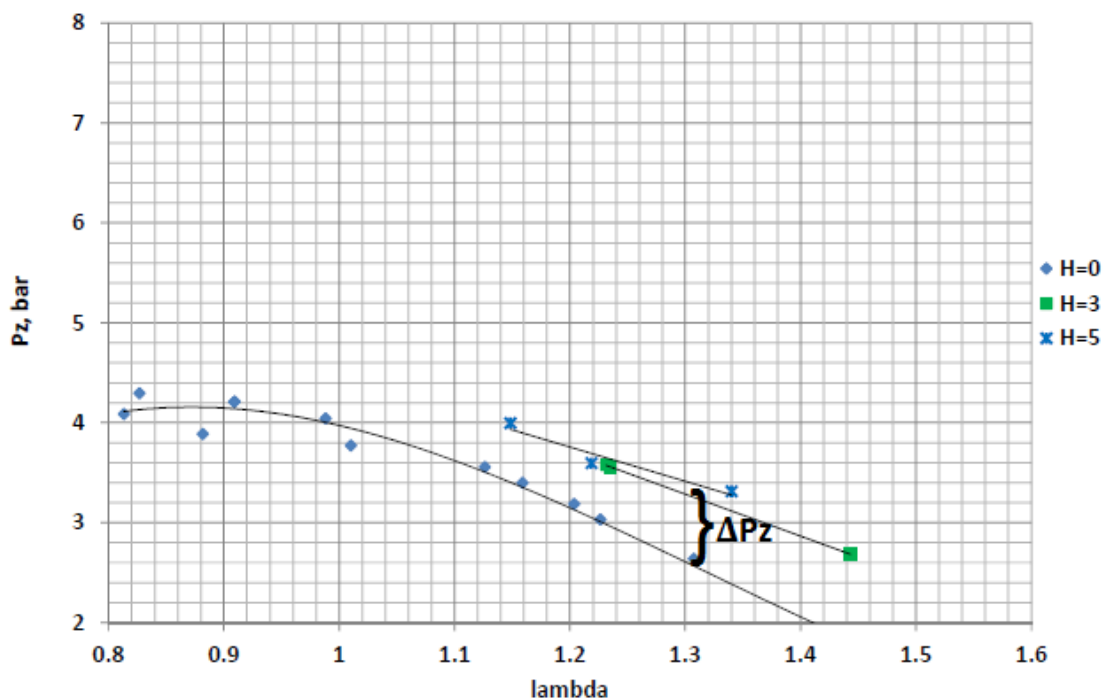


Рис. 4.3. Зависимость максимального давления сгорания от состава смеси при различном уровне добавки водорода, УОЗ=16°, n=900 об/мин, ε=5,9

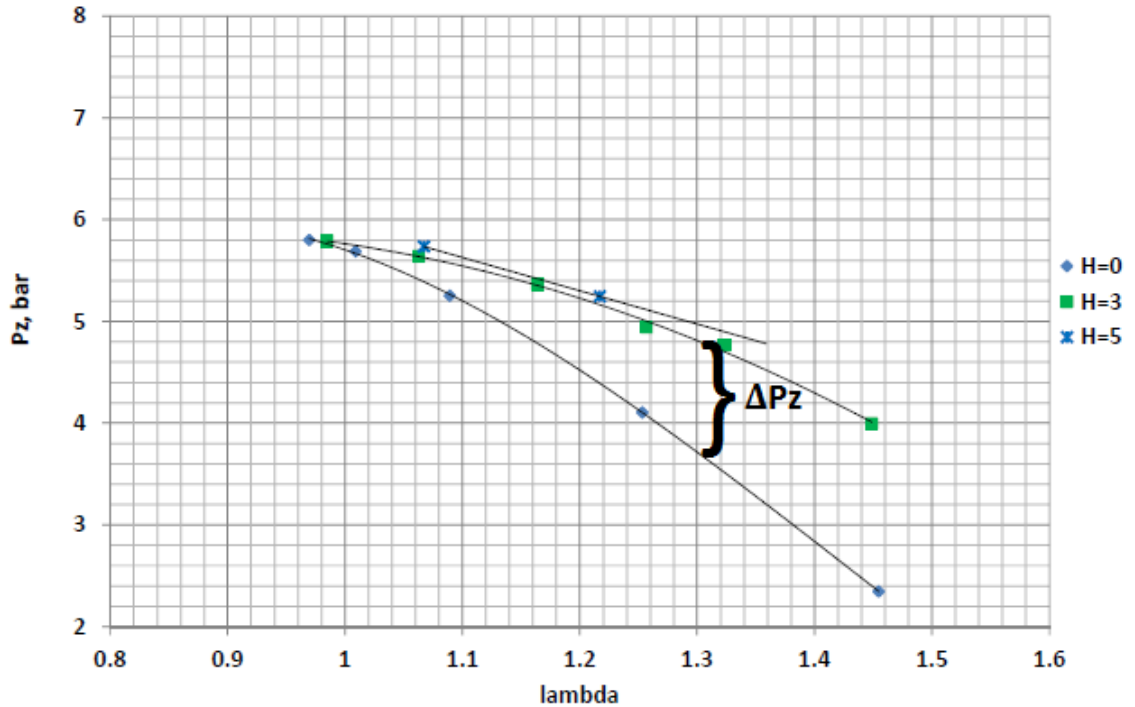


Рис. 4.4 Зависимость максимального давления сгорания от состава смеси при различном уровне добавки водорода, УОЗ=21°, n=900 об/мин, ε=7,0

Аналогично расчётам графиков 1 и 2 выразим эффективность сгорания смеси с добавкой водорода через отношение $\Delta Pz / Pz(\text{бензин})$. Получим следующие результаты:

$$\Delta Pz_3 / Pz(\text{бензин})_3 = (3,4 - 2,65) / 2,65 = 0,28; \quad (4.4)$$

$$\Delta Pz_4 / Pz(\text{бензин})_4 = (4,95 - 3,7) / 3,7 = 0,33. \quad (4.5)$$

Анализируя графики, условия проведения экспериментов, результаты обработки, выводы полученные в результате анализа графиков 1 и 2 можно прийти к логическому заключению – при добавке водорода эффективность сгорания возрастает с увеличением числа оборотов коленчатого вала и слабо зависит от УОЗ.

Таким образом, экспериментально показано, что при добавке водорода в бензовоздушную смесь эффективность сгорания растёт с увеличением скоростного режима, слабо зависит от угла опережения зажигания и не зависит от степени сжатия.

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

В разделе представлены результаты исследования взаимосвязи максимального давления сгорания и силы ионного тока в пламени при сгорании углеводородных топлив в ДВС.

Процесс совершенствования ДВС в сторону повышения эффективности можно рассматривать с двух сторон. С одной стороны, это область механики, и здесь за много лет уже достигнут КПД столь высокий, что кажется, возможности дальнейшего развития уже исчерпаны.

С другой стороны, в области рабочего процесса, где КПД на сегодняшний день находится в районе 50%, кроется значительный потенциал к повышению эффективности.

Эффективность рабочего процесса двигателя отражают индикаторные характеристики — то есть характеристики преобразования химической энергии топливовоздушной смеси при ее сгорании в тепловую энергию и преобразования ее в энергию расширения газов. Таким образом, индикаторные характеристики связаны с характеристиками сгорания и тепловыделения в цилиндрах ДВС.

За последние десятилетия экспериментально и теоретически была доказана связь между показателями процесса сгорания и характеристиками ионного тока в цилиндрах ДВС.

Наличие электрически заряженных частиц в пламени, называемое ионизацией — было обнаружено в XX веке, и с тех пор было хорошо изучено. В исследованиях Гайдона и Калькота [40, 42] было обнаружено отсутствие связи между максимумом ионизации и максимумом температуры. В работе Степанова [43] на основании обширных данных сделан вывод о связи ионизации в зоне горения и химической стороной процесса сгорания. Таким образом, родилось предположение о том, что явление ионизации можно использовать для определения положения зоны химических реакций. Иноземцев [27] в своих исследованиях измерял ток ионизации в пламени горелки Бунзена, разбавляя используемое топливо инертной составляющей (CO_2). В результате этого эксперимента было установлено, что ток ионизации прямо пропорционален скорости протекания химической реакции в пламени. Продолжив свои опыты в сотрудничестве с Аравиным [25, 27], Иноземцев доказал, что максимальный ток ионизации характерен для смеси с максимальной скоростью химической реакции сгорания.

Работы Аравина, Иноземцева, Соколика, Семенова показали, что ионный ток мгновенно достигает максимального значения в момент соприкосновения фронта пламени с ионизационным датчиком, после чего уменьшается почти до нуля, несмотря на дальнейшее увеличение температуры и давления в камере сгорания, что позволяет выделить в пламени зоны, непосредственно в которых происходят химические реакции.

Поскольку метод, основанный на химической ионизации и термической ионизации, обладает такими свойствами как: непрерывность, отсутствие инерционности по времени, а так же позволяет отслеживать локальные изменения характеристик сгорания, он является приемлемым для применения систем измерения характеристик рабочего процесса в ДВС.

Данный раздел описывает результаты исследования возможной взаимосвязи ионного тока и максимального давления сгорания в цилиндрах ДВС.

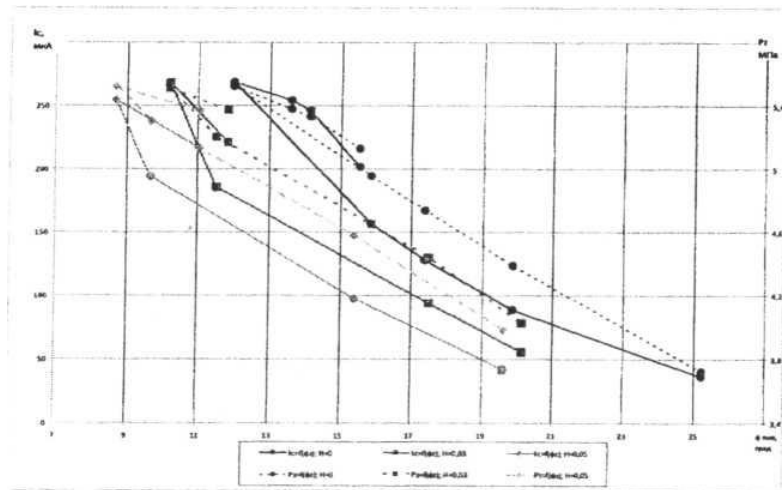


Рис. 4.1.1 Изменение времени достижения максимального давления сгорания и ионного тока по углу поворота коленчатого вала, 600 об/мин, $\varepsilon = 5,9$.

При проведении экспериментов в топливоздушную смесь, представляющую собой смесь природного газа (с содержанием метана $> 95\%$) и воздуха, добавлялся водород в количестве 3% и 5% от объема смеси. В качестве экспериментальной установки использовалась УИТ-85, в которой был установлен датчик давления, а также установлен ионизационный датчик на некотором расстоянии от свечи зажигания.

Измерения проводились на следующих режимах: скоростные режимы, $n=600$ об/мин и 900 об/мин, степень сжатия $\varepsilon = 5,9$ и $7,0$, угол опережения зажигания - 16° до ВМТ. Результаты экспериментальных исследований представлены в виде графических зависимостей, рис. 1 и 2.

На рис. 4.1.1 показано изменение максимального давления сгорания и ионного тока по углу поворота коленчатого вала при разных добавках газообразного водорода, разным значении коэффициента избытка воздуха при частоте оборотов коленчатого вала равной 600 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$.

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

При проведении исследований в другом режиме (900 об/мин, $\varepsilon = 7$) графики ведут себя так же.

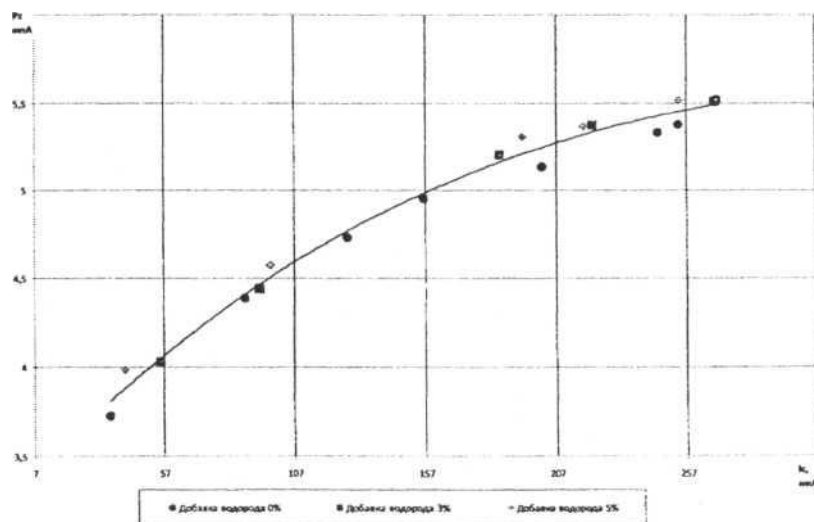


Рис. 4.1.2 Изменение максимального давления сгорания от максимального ионного тока, 600 об/мин, $\varepsilon = 5,9$.

На рис. 4.1.2 показан массив точек, описывающий изменение максимального давления сгорания по ионному току при работе установки в режиме 600 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$. На графике видно, что массив точек может быть описан полиномиальной зависимостью максимального давления от силы ионного тока, при этом максимальное отклонение экспериментальных значений функции от расчетных значений составит 0,26 МПа, что составляет всего 5%, что является допустимым.

Таким образом, экспериментально доказано, что о значении максимального давления сгорания можно судить по току хемоионизации, что открывает возможность контролировать максимальное давления, используя ионизационные датчики, установленные в удаленной от свечи зажигания зоне камеры сгорания.

4.2. Влияние добавки водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания.

В разделе приведены результаты экспериментальных исследований для добавок газообразного водорода в топливовоздушную смесь на максимальное давление сгорания и момент его достижения. Эффективность работы двигателя определяется характеристиками преобразования химической энергии топливовоздушной смеси при ее сгорании в тепловую энергию продуктов сгорания с последующим преобразованием последней в энергию давления газов - или индикаторными характеристиками.

Индикаторные характеристики напрямую связаны с характеристиками сгорания (распространения пламени) и тепловыделения. Следовательно, увеличивая скорость сгорания в цилиндре, можно улучшить эффективность сгорания и повысить индикаторные показатели двигателя. Существуют разные способы изменения характеристик сгорания в цилиндре ДВС. Такими являются, в первую очередь, конструктивные - обеспечение подогрева смеси, повышения степени сжатия, изменение конструкции камеры сгорания и применение нескольких источников воспламенения.

Второй способ - изменение характеристик горения путем изменения состава топливовоздушной смеси. Подобный подход уже находил свое место в различных работах - например, статье [43] и соответствующем патенте, где предлагалось повышать количество кислорода в газовой смеси, участвующей в сгорании, путем подачи чистого кислорода в воздушный фильтр для обогащения им воздуха, формирующем топливовоздушную смесь. Результаты показали значительное (до 10 раз) снижение токсичности

отработавших газов, осязательное повышение топливной экономичности без потерь мощности.

Как наиболее вероятная добавка в углеводородное топливо обычно рассматривается водород. Его влиянию на процесс горения посвящено большое количество трудов. В ходе исследований, проводимых, в том числе, и на кафедре «Тепловые двигатели» Тольяттинского Государственного Университета [37], [38], [39], было установлено, что малые добавки водорода позволяют расширить пределы сгорания топлива, снизить токсичность отработавших газов, увеличить степень полноты сгорания.

Данный раздел описывает результаты исследования влияния добавок водорода в топливовоздушную смесь на индикаторное давление сгорания.

При проведении экспериментов в топливовоздушную смесь, представляющую собой смесь природного газа (с содержанием метана > 95%) и воздуха, добавлялся водород в количестве 3% и 5% от объема смеси.

Измерения проводились на следующих режимах: скоростные режимы, $n=600$ об/мин и 900 об/мин, степень сжатия $\varepsilon = 5,9$ и $7,0$, угол опережения зажигания – 16° до ВМТ. Результаты экспериментальных исследований представлены в виде графических зависимостей, рис. 4.2.1 и 4.2.2.

На рис. 4.2.1 показано изменение максимального давления сгорания по углу поворота коленчатого вала при разных добавках газообразного водорода при частоте оборотов коленчатого вала равной 600 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$. Численные значения у экспериментальных точек показывает количество добавленного водорода и значение состава смеси (с учетом добавленного водорода).

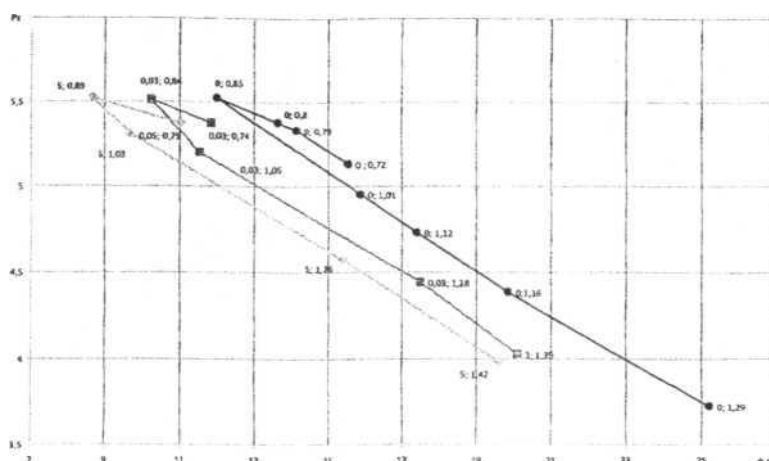


Рис. 4.2.1 Изменение времени достижения максимального давления сгорания по углу поворота коленчатого вала, 600 об/мин, $\epsilon = 5,9$.

Как можно заметить на графике, добавки водорода на данном режиме сдвигают точку достижения максимального давления сгорания ближе к элементу воспламенения (при $\alpha = 0,84 \dots 0,85$ добавка водорода в количестве % сдвигает точку максимального давления сгорания на 1,8 ПКВ, а добавка в размере 5% - на 3,33 ГЖВ).

При увеличении добавляемого водорода влияние его на изменение максимального давления сгорания уменьшается, но сохраняется смещение $P_{z\max}$ к ВМТ. Полученные данные объясняются ростом скорости распространения пламени в камере сгорания при добавке H [47].

Схожая картина наблюдается и при режиме 900 об/мин, $\epsilon = 7$. Было отмечено, что добавка водорода в количестве 3% сдвигают момент достижения $P_z \max$ ближе к ВМТ на значение от 2,36 градусов ПКВ (для состава $\sim 0,97-0,98$), до 9,4 градусов ПКВ (для $\alpha \sim 1,45$). Также наблюдается повышение давления сгорания, особенно хорошо эта разница прослеживается при обеднении смеси ($\Delta P_z \sim 1,6$ при $\alpha \sim 1,45$).

На рис. 4.2.2 показано изменение максимального давления по составу смеси при разных добавках газообразного водорода при частоте оборотов

коленчатого вала равной 600 об/мин и степени сжатия $\varepsilon = 5,9$. Численные значения у экспериментальных точек показывают количество добавленного водорода и значение угла ПКВ, соответствующее моменту достижения максимального давления сгорания. Как видно на графике, добавка водорода позволяет достичь большего максимального давления сгорания при неизменном значении избытка воздуха в смеси. Сходная картина наблюдается и при работе в режиме 900 об/мин, степень сжатия 7.

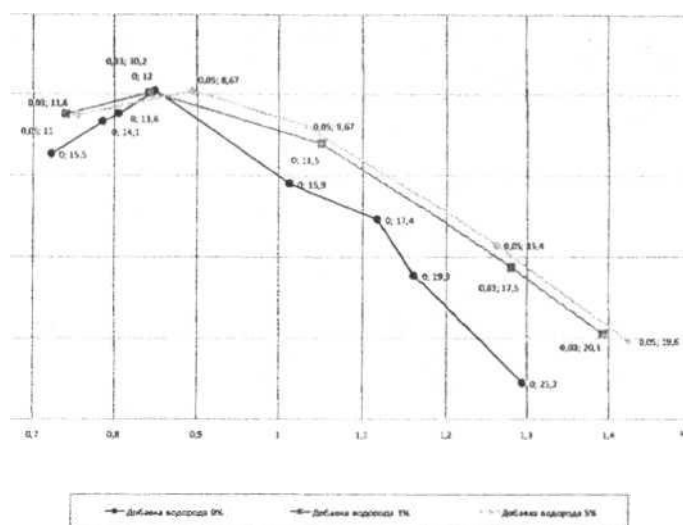


Рис. 4.2.2 Изменение максимального давления сгорания по составу смеси, 600 об/мин, $\varepsilon = 5,9$.

Также следует отметить, что при уменьшении коэффициента избытка воздуха менее 0,85-0,9 максимальное давление сгорания начинает уменьшаться и его положение относительно ВМТ смещается в сторону увеличения угла поворота коленчатого вала, что объясняется падением скорости распределения пламени в этом диапазоне составов смеси.

Таким образом, экспериментально было доказано следующее: добавки водорода в топливоздушную смесь при одинаковых составах смеси приводят к заметному смещению момента достижения максимального давления сгорания ближе к ВМТ, а также увеличивают значение макси-

мального давления сгорания, особенно при работе двигателя на обедненной смеси.

Заключение

Обработка и анализ экспериментальных данных по определению скорости распространения пламени, ширины ЗТГ, времени завершения сгорания в основной фазе и позволила определить следующие зависимости при добавке газообразного водорода в бензовоздушную смесь:

1. Индикаторное давление возрастает, а протяжённость времени достижения максимума давления от состава смеси, скоростного режима работы уменьшается в зависимости от количества добавляемого водорода.

2. Величина объёма завершения сгорания для заданных режимных параметров уменьшается.

3. Взаимосвязь протяженности времени достижения максимума давления, ширины зоны турбулентного горения, средней скорости распространения пламени близка к линейной и с добавкой водорода.

4. Зависимость изменения максимального давления сгорания от величины ионного тока может быть описана полиномиальной зависимостью максимального давления от силы ионного тока, при этом максимальное отклонение экспериментальных значений функции от расчетных значений составит 0,26 МПа, что составляет всего 5%, что является допустимым.

Таким образом, экспериментально доказано, что о значении максимального давления сгорания можно судить по току хемоионизации, что открывает возможность контролировать максимальное давления, используя ионизационные датчики, установленные в удаленной от свечи зажигания зоне камеры сгорания.

5. Определить направление повышения эффективности работы ДВС За счёт добавки водорода. При добавке водорода в ТВС повышается скорость распространения пламени и время достижения максимального давления, также увеличивается значение максимального давления особенно на

обедненной смеси, следовательно повышается мощность и тем самым эффективность работы ДВС.

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 литературы

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

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 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.

17 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.

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 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.

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 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.

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

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

26. Степанов Е.М., Дьячков Б.Г., Ионизация в пламени и электрическое поле. М., Metallurgiya, 1968.

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

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

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

30. 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

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

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

33. 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).

34. 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

35. 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

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

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

38. 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

39. 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

40. Гайдот А.Г., Вольфгард Х.Г. Пламя, его структура, изучение и температура. М. Металлургиздат, 1959.
41. Дерячев А.Д. Эмпирическая модель оценки концентрации оксидов азота при добавке водорода в ТВС двигателей с искровым зажиганием. Кандидатская диссертация, Тольятти, 2015
42. Калькот, Г. Процессы образования ионов в пламенах // вопросы ракетной техники №4, 1958.
43. Степанов Е.М., Дьячков Б.Г., Ионизация в пламени и электрическое поле. М., Металлургия, 1968.
44. Иноземцев Н.Н. // Известия АН СССР. Энергетика и автоматика. 1960. №2. С. 59-66.
45. Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. – М.:АН СССР, 1960.
46. Stepowski D., Cottureau M.J. // Arch Combust. 1981. V. 1. P. 147.
47. 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)
48. Abhijit A, Naber J and George G. Ionization signal response during combustion knock and comparison to cylinder pressure for SI engines. SAE paper 2008-01-0981, 2008.
49. Abhijit A, Naber J and George G. Correlation analysis of ionization signal and air fuel ratio for a spark ignited engine. SAE paper 2009-01-0584, 2009.
50. Schneider D and Lai MD. Real-time air/fuel ratio control in a small SI engine using the ionic current signal. SAE paper 1999-01-3323, 1999.

51. KloËvmark H, Rask P and Forssell U. Estimating the air/fuel ratio from Gaussian parameterizations of the ionization currents in internal combustion SI engines. SAE paper 2000-01-1245, 2000.
52. Wilstermann H, Greiner A, Hohner P, et al. Ignition system integrated AC ion current sensing for robust and reliable online engine control. SAE paper 2000-01-0553, 2000.
53. Upadhyay D, Narayanan V, Yoo I, et al. AFR control on a single cylinder engine using the ionization current. SAE paper 980203, 1998.
54. Rivara N, Dickinson P and Shenton A. A transient virtual-AFR sensor using the in-cylinder ion current signal. *Mech Systems Signal Process* 2009; 23(5): 1672–1682.
55. Kinoshita M, Saito A, Mogi K, et al. Study on ion current and pressure behavior with knocking in engine cylinder. *JSAE Rev* 2000; 21(4): 483–488.
56. Dee J, Kujawski D and Tuzinkewich J. System for producing product gas used in e.g. diesel engine comprises electric current applied to anode/cathode plates of electrolytic cell to generate the gas by dissociating stoichiometric mixture of hydrogen, hydroxide ions and oxygen. Inventor, US2011100803-A1, 2011.
57. Attard P and Micallef J. Ion current combustion technology for controlled auto-ignition gasoline engines. *Int J Engine Research* 2007; 8(5): 429–437.
58. Hellring M and Holmberg U. A comparison of ion-current-based algorithms for peak pressure position control. SAE paper 2001-01-1920, 2001.
59. Saitzkoff AM, Reinmann R, Mauss F, et al. In-cylinder pressure measurements using the spark plug as an ionization sensor. SAE paper 970857, 1997.

60. Peron L, Charlet A, Higelin P, et al. Limitations of ionization current sensors and comparison with cylinder pressure sensors. SAE paper 2000-01-2830, 2000.

61. Litak G, Kaminski T, Czarnigowski J, et al. Combustion process in a spark ignition engine: analysis of cyclic peak pressure and peak pressure angle oscillations. *Meccanica* 2009; 44(1): 1–11.

62. Lee JG, Kim K and Santavicca DA. Measurement of equivalence ratio fluctuation and its effect on heat release during unstable combustion. *Proc Combust Inst* 2000; 28(1): 415–421.

63. Drake MC and Haworth DC. Advanced gasoline engine development using optical diagnostics and numerical modeling. *Proc Combust Inst* 2007; 31(1): 99–124.

64. Rivara N, Dickinson P and Shenton A. A neural network implementation of peak pressure position control by ionization current feedback. *J Dyn Systems Measure Control* 2009; 131(5): 1–8.

65. Wickstrom N, Taveniku M, Linde A, et al. Estimating pressure peak position and air-fuel ratio using the ionization current and artificial neural networks. In: *Intelligent transportation system, ITSC '97, IEEE Conference, 1997*, pp. 972–977.

66. Hellring M and Holmberg U. An ion current based peakfinding algorithm for pressure peak position estimation. SAE paper 2000-01-2829, 2000.

67. Franke A, Reinmann R and Larsson A. The role of the electrodes for the ionization sensor signal. SAE paper 2003-01-0714, 2003.

68. Yoshiyama S, Tomita E and Hamamoto Y. Fundamental study on combustion diagnostics using a spark plug as ion probe. SAE paper 2000-01-2828, 2000.

69. Wu XM, Gao ZQ, Jiang DM, et al. Experimental investigation of the effect of electrodes on the ionization current during combustion. *Energy Fuels* 2008; 22(5): 2941–2947.

70. Bogin G, Chen JY and Dibble RW. The effects of intake pressure, fuel concentration and bias voltage on the detection of ions in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Proc Combust Inst* 2009; 32(2): 2877–84.

71. Vressner A. Studies on the load range of an HCCI engine using in-cylinder pressure ion current and optical diagnostics. in Department of Energy Sciences 2007, Lund University, 2007.

72. Vressner A, Hultqvist A, Tunestal P, et al. Fuel effects on ion current in an HCCI engine. SAE paper 2005-01-2093, 2005.

73. Vressner A, Strandh P, Hultqvist A, et al. Multiple point ion current diagnostics in an HCCI engine. SAE paper 2004-01-0934, 2004.

74. Nagano T, Watanabe M, Aisawa N, et al. Ignition device for internal combustion engine has control part, which controls electromagnetic wave supply part based on ioncurrent value measured by ion-current measurement part. Inventor, JP2011132900-A, 2011.

75. Kusuhara I, Yamagata K, Minamiguchi M, et al. Ioncurrent detection apparatus for use in internal combustion engine i.e. automobile engine, has resistive element positioned between connection point of diode and parallel circuit and secondary-coil. Inventor, JP2011117330-A, 2011.