

Из фондов Российской государственной библиотеки

Басс, Борис Абрамович

Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей  
увеличением энергии источника искрового зажигания

Москва  
Российская государственная библиотека  
diss.rsl.ru  
2007

Басс, Борис Абрамович

Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей увеличением энергии источника искрового зажигания [Электронный ресурс] : Дис. ... канд. технические науки : 05.04.02. - М.: РГБ, 2007. - (Из фондов Российской государственной библиотеки)

Тепловые двигатели

Текст воспроизводится по экземпляру, находящемуся в фонде РГБ:

Басс, Борис Абрамович

Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей  
увеличением энергии источника искрового зажигания

Москва, 1984

10.07.1985 КОЛЛЕГИЯ ВАН СССР  
ПРОТЕКСТ № 27к/49  
РЕШИЛА  
ВЫДАТЬ ДИПЛОМ  
КАНДИДАТА ИСКУССТВ  
КОЛЛЕГИЯ ВАН СССР



g 14995-85

6-8-58-2  
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР  
МОСКОВСКИЙ АВТОМЕХАНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

БАСС Борис Абрамович

УДК 621.43.018

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЕНЗИНОВЫХ  
ДВИГАТЕЛЕЙ УВЕЛИЧЕНИЕМ ЭНЕРГИИ ИСТОЧНИКА  
ИСКРОВОГО ЗАЖИГАНИЯ

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук  
профессор ПОКРОВСКИЙ Г.П.

Москва - 1984 г.



## ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Свеча зажигания; искра; искровое зажигание; энергия искрового зажигания; воспламенение; первичный очаг воспламенения; распространение пламени; нормальная скорость распространения пламени; процесс сгорания; индикаторная диаграмма давления в цилиндре; воспроизводимость последовательных рабочих циклов; топливная экономичность бензинового двигателя.

$V_a$  - полный объем цилиндра,  $\text{м}^3$ ;

$V_h$  - рабочий объем цилиндра,  $\text{м}^3$ ;

$V_c$  - объем камеры сгорания,  $\text{м}^3$ ;

$V_\psi$  - объем над поршнем при угле поворота по часовой стрелке вала двигателя  $\psi$ , отсчитанного от верхней мертвой точки (в.м.т.),  $\text{м}^3$ ;

$\varepsilon$  - степень сжатия;

$d_{\text{ц}}$  - диаметр цилиндра, мм;

$S_{\text{п}}$  - ход поршня, мм;

$r_k$  - радиус кривошипа, мм;

$l_{\text{ш}}$  - длина шатуна, мм;

$\lambda_r$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

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

$\lambda_p$  - степень повышения давления;

$\rho_v$  - степень предварительного расширения;

$k$  - показатель адиабаты;

$n_1; n_2$  - показатели политроп сжатия и расширения, соответственно;

$C_p$  - теплоёмкость газа при постоянном давлении,  $\text{кДж/кг.град}$ ;

$C_v$  - теплоёмкость газа при постоянном объеме,  $\text{кДж/кг.град}$ ;

$P_\psi$  - давление газа в цилиндре при угле поворота вала двигателя  $\psi$ , отсчитанного от в.м.т.,  $\text{Н/м}^2$ ;

$T_\psi$  - температура газа в цилиндре при угле поворота вала дви-

- гателя  $\psi$ , отсчитанного от в.м.т., К;
- $\eta_v$  - коэффициент наполнения;
- $\gamma$  - коэффициент остаточных газов;
- $\beta$  - коэффициент молекулярного изменения;
- $\alpha$  - коэффициент избытка воздуха;
- $G_t$  - часовой расход топлива, кг/час;
- $G_v$  - массовый расход воздуха, кг/час;
- $l_o$  - теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг;
- $H_i$  - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
- $P_i$  - среднее индикаторное давление, Н/м<sup>2</sup>;
- $M_i$  - индикаторная мощность двигателя, кВт;
- $q_i$  - удельный индикаторный расход топлива, г/кВт.час;
- $\eta_i$  - индикаторный к.п.д.;
- $E_{мин}$  - минимальная энергия зажигания, мДж;
- $E_{кр}$  - критическая энергия зажигания, мДж;
- $\alpha_{опт}$  - коэффициент избытка воздуха, характеризующий оптимальный с точки зрения воспламенения состав смеси;
- $C_i$  - концентрация  $i$ -го компонента в смеси газов, объёмные проценты (об.%)
- $\omega$  - скорость потока газа, м/с;
- $\delta_{св.}$  - величина искрового промежутка между электродами свечи зажигания, мм;
- $d_{ц.з.}$  - диаметр центрального (изолированного) электрода свечи зажигания;
- $\eta_{и}$  - термический к.п.д. искры, отношение энергии, израсходованной на нагрев смеси, находящейся в зоне воздействия искры, к общей энергии искры;
- $\lambda_o$  - теплопроводность рабочей смеси, Вт/м. К;

- $\lambda_z$  - теплопроводность в зоне реакции, Вт/мК;  
 $E_a$  - энергия активации, Дж/моль;  
 $\rho_0$  - плотность рабочей смеси, кг/м<sup>3</sup>;  
 $U_n$  - нормальная скорость распространения ламинарного пламени, м/с;  
 $\delta_{пл.}$  - ширина фронта ламинарного пламени в данной рабочей смеси, мм;  
 $R$  - газовая постоянная, Дж/кг.град.;  
 $\delta_{кр.}$  - критическое расстояние, минимальное расстояние между двумя поверхностями, при котором пламя способно распространяться, мм;  
 $H_{см.}$  - теплотворность рабочей смеси, кДж/кг;  
 $T_g$  - температура адиабатического пламени, К;  
 $V_{п.о.}$  - объем первичного очага воспламенения, м<sup>3</sup>;  
 $k_0; k_c$  - константы скорости реакции, с<sup>-1</sup>;  
 $n_z$  - порядок реакции;  
 $U_{пр.}$  - пробивное напряжение искрового промежутка, кВ;  
 $P_{тр.}$  - давление во впускном трубопроводе двигателя, Па;  
 $K, K_1, K_2, K_3$  - постоянные;  
 $z_{мин}$  - минимально допустимая величина радиуса первичного очага воспламенения, мм;  
 $Q_{п.о.}$  - энергия первичного очага воспламенения, Дж;  
 $g_e$  - эффективный удельный расход топлива, г/кВт.час;  
 $m_t$  - средняя молекулярная масса топлива;  
 $\eta'_и$  - относительная площадь теплоотвода в рабочую смесь;  
 $F_{п}$  - площадь теплоотвода в электроды свечи зажигания, м<sup>2</sup>;  
 $F_{т}$  - площадь теплопередачи в рабочую смесь, м<sup>2</sup>;  
 $\alpha_c$  - относительная концентрация топлива в рабочей смеси;  
 $\chi$  - стерический фактор;  
 к.п.д. - коэффициент полезного действия;  
 ч.н.м. - частиц на миллион.

| О Г Л А В Л Е Н И Е                                                                                                                                                         | Стр. |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| ВВЕДЕНИЕ. АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ.....                                                                                                                                        | 8    |
| Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧА ИССЛЕДОВАНИЯ.....                                                                                                                       | 17   |
| I.1. Факторы, влияющие на минимальную энергию искрового<br>зажигания и на распространение пламени в цилиндре<br>двигателя.....                                              | 17   |
| I.2. Влияние величины искрового промежутка на пределы<br>воспламенения и топливную экономичность<br>бензинового двигателя.....                                              | 29   |
| I.3. Увеличение искрового промежутка в свечах<br>зажигания при заданной величине вторичного<br>напряжения.....                                                              | 34   |
| I.4. Влияние энергии источника зажигания и закона ее<br>выделения по времени на эффективность воспламенения..                                                               | 37   |
| I.5. Выводы.....                                                                                                                                                            | 42   |
| I.6. Цель и задачи исследования.....                                                                                                                                        | 45   |
| Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ<br>ПЕРВИЧНОГО ОЧАГА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ.....                                                                             | 48   |
| 2.1. Основные теоретические предпосылки увеличения<br>энергии источника зажигания с целью снижения<br>расхода топлива при частичных нагрузках<br>бензиновых двигателей..... | 49   |
| 2.2. Минимально необходимая энергия источника зажигания<br>при воспламенении рабочей смеси электрической<br>искрой.....                                                     | 54   |
| 2.3. Энергия первичного очага воспламенения при зажига-                                                                                                                     |      |

|                                                                                                                                        |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| нии электрической искрой с учетом тепла, выделив-<br>шегося при сгорании рабочей смеси в зоне подогрева...                             | 61  |
| 2.4. Определение относительной площади теплоотвода<br>из первичного очага воспламенения в рабочую смесь<br>при искровом зажигании..... | 69  |
| 2.5. Анализ условий воспламенения в камере сгорания<br>бензинового двигателя в момент зажигания.....                                   | 77  |
| 2.5.1. Давление и температура в момент зажигания.....                                                                                  | 77  |
| 2.5.2. Состав рабочей смеси в микрофоркамере свечи<br>зажигания.....                                                                   | 79  |
| 2.5.3. Определение температуры центрального электрода<br>свечи зажигания.....                                                          | 83  |
| 2.6. Выводы.....                                                                                                                       | 91  |
| Глава III. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ                                                                                      |     |
| УСТАНОВКИ И АППАРАТУРА .....                                                                                                           | 93  |
| 3.1. Общая методика исследования.....                                                                                                  | 96  |
| 3.2. Метод индицирования давления в цилиндре.....                                                                                      | 102 |
| 3.3. Метод фоторегистрации искры в цилиндре двигателя<br>через свечу с прозрачной вставкой в изоляторе.....                            | 105 |
| 3.4. Экспериментальная установка на базе одноцилиндро-<br>вого двигателя УК-7А.....                                                    | 108 |
| 3.5. Оценка погрешностей при определении основных<br>параметров.....                                                                   | 118 |
| 3.6. Выводы.....                                                                                                                       | 122 |
| Глава IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭНЕРГИИ                                                                               |     |
| ИСТОЧНИКА ЗАЖИГАНИЯ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ                                                                                         |     |
| БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ.....                                                                                                             | 123 |
| 4.1. План экспериментов на двигателе УК-7А.....                                                                                        | 123 |

|                                                                                                                                                    |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.2. Обработка результатов экспериментов.....                                                                                                      | I26 |
| 4.3. Результаты экспериментов на двигателе УК-7А.....                                                                                              | I27 |
| 4.3.1. Регулировочные характеристики по составу смеси....                                                                                          | I33 |
| 4.3.2. Регулировочные характеристики по углу<br>опережения зажигания.....                                                                          | I43 |
| 4.3.3. Характеристика холостого хода.....                                                                                                          | I52 |
| 4.3.4. Определение содержания углеводородов и окиси<br>углерода в отработавших газах.....                                                          | I54 |
| 4.4. Сравнительное исследование форкамерно-факельного<br>и интенсифицированного источника зажигания.....                                           | I57 |
| 4.5. Исследование влияния увеличенной до 1280 мДж<br>энергии источника зажигания на топливную эконо-<br>мичность опытного двигателя ГАЗ-52-04..... | I63 |
| 4.6. Определение зоны подогрева искрой рабочей смеси<br>в цилиндре двигателя.....                                                                  | I67 |
| 4.7. Выводы.....                                                                                                                                   | I72 |
| 5. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ.....                                                                                                                            | I75 |
| ЛИТЕРАТУРА.....                                                                                                                                    | I77 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....                                                                                                                                  | I92 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....                                                                                                                                  | I93 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....                                                                                                                                  | I94 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....                                                                                                                                  | I96 |

## ВВЕДЕНИЕ. АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

XXVI съезд КПСС утвердил "Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года". Перед автомобильной промышленностью поставлена задача повысить топливную экономичность двигателей внутреннего сгорания за счет совершенствования их конструкций /1.1/. В материалах последующих Пленумов ЦК КПСС подчеркивается, что топливно-энергетическая проблема для народного хозяйства СССР, с его огромными масштабами потребления топлива и энергии, все возрастающей сложностью их добычи, переработки и доставки - одна из ключевых для отрасли автомобилестроения /2.3/.

Автомобильная промышленность занимает одно из ведущих мест в отечественном машиностроении. Она обеспечивает автомобильной техникой практически все отрасли народного хозяйства. Объем автомобильных перевозок возрастал примерно в 1,3 раза за каждое пятилетие, и уже в 1981 году автомобилями перемещалось 80% всех народнохозяйственных грузов /4.44/. Автомобильный парк страны возрастает высокими темпами, например в 1981 году выпущено 2197,5 тыс. автомобилей, в том числе 786,6 тыс. грузовых, 1324,0 тыс. легковых и 86,9 тыс. автобусов /3.21/.

В настоящее время 40% энергетических потребностей человечества удовлетворяется за счет переработки нефти. На нужды транспорта используется 30% мировой добычи нефти, примерно половину из этого количества потребляет автомобильный транспорт. При существующих темпах добычи 7 млрд. тонн в год и разведанных запасах 300 млрд. тонн ее хватит примерно на 40 лет. Если учесть запасы так называемых нефтяных сланцев, которые в настоящее время не разрабатываются, нефти хватит еще на 80 лет. Возможно получение жидкого топлива из твердого ископаемого горючего. Разрабатываются

и частично уже применяются различные виды альтернативных топлив. Анализ топливно-энергетических ресурсов СССР позволяет сделать вывод, что отсутствие жидких углеводородных топлив не будет преградой дальнейшего использования бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания в ближайшие десятилетия, однако затраты на добычу и переработку топлива будут возрастать. Следует учитывать необходимость высвобождения ресурсов горючих ископаемых для нужд других отраслей народного хозяйства /3.28;3.42;4.36;4.49/.

В связи с изложенным, топливная экономичность двигателя - один из основных параметров, определяющих потребительские качества, а также конкурентоспособность автомобиля на мировом рынке.

Расход топлива у отечественных автомобилей серийного выпуска 1979-1980 г.г., приведенный к одной тонне массы автомобиля в снаряженном состоянии, составлял в среднем величину 10 л/100 км. Перед двигателями поставлена задача - в XI пятилетке снизить расход топлива у автомобилей с бензиновыми двигателями на 10-15% /4.30;4.44/. С точки зрения топливной экономичности наилучшими показателями обладают дизели, однако их объем производства не превышает 25%. Бензиновые двигатели имеют значительные преимущества перед дизелями по таким показателям как удельная мощность, удельный вес, пусковые свойства, уровень шума, трудоемкость производства и эксплуатации, но они значительно отстают от дизелей по топливной экономичности при частичной нагрузке (на 30-40%). Именно поэтому наиболее актуальной проблемой, во многом определяющей тенденции развития бензиновых двигателей, является повышение их топливной экономичности.

Методы повышения топливной экономичности бензиновых двигателей хорошо известны, к ним относятся повышение степени сжатия, применение более рациональных форм камер сгорания, расслоение и

турбулизация заряда, совершенствование систем питания и зажигания, снижение сопротивления на впуске и уменьшение потерь в узлах трения и на привод вспомогательного оборудования /4.29; 4.49/.

Повышение энергии источника зажигания является составной частью комплекса мероприятий, направленных на усовершенствование рабочего процесса бензинового двигателя. По имеющимся литературным данным сжигание смеси обедненного состава позволяет в некоторых случаях улучшить топливную экономичность бензинового двигателя до 20% /4.29/.

Многие известные исследователи в области двигателей указывали на интенсификацию зажигания, как на средство улучшения топливной экономичности бензиновых двигателей. Например Е.А.Чудаков писал: "Увеличение скорости сгорания бедных смесей - весьма важная задача. Можно отметить следующие пути решения этой задачи: улучшение формы камеры сгорания, повышение интенсивности искры, воспламеняющей рабочую смесь, повышение температуры свечи, многоискровое и многосвечевое воспламенение, форкамерное воспламенение, переменный состав по объему камеры, зажигание при помощи впрыска топлива с пониженной температурой воспламенения" /2.5/.

Б.С.Стечкин предлагал для повышения топливной экономичности бензиновых двигателей: "Прежде всего интенсификация зажигания бедных смесей с тем, чтобы повысить предел эффективного обеднения при малых наполнениях двигателя" /3.46/. В своей работе И.И.Вибе пришел к выводу, что для улучшения процесса сгорания необходимо увеличить число генерируемых начальных активных центров. Он считал, что: "Этого, в частности, можно достичь зажиганием смеси гораздо более мощной искрой или большим числом искр..." /3.7/.

В настоящее время наметились два основных пути интенсификации зажигания при работе двигателя на бедных смесях и частичных

нагрузках. Значительное число работ связано с созданием оптимальных условий локально, в зоне искрового промежутка свечи зажигания. Но такой способ улучшения сгорания связан с целым рядом технических трудностей, так как без существенного усложнения конструкции пока не удастся получить необходимого расслоения рабочей смеси во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов современного быстроходного автомобильного двигателя. В связи с этим широким фронтом ведутся работы по интенсификации зажигания при частичных нагрузках двигателя.

У нас в стране известны работы в этом направлении Н.И.Мищенко и В.А.Набоких, проведенные под руководством А.Н.Воинова, работа Т.А.Нарбутаса, проведенная под руководством И.М.Ленина. В последние годы под руководством Г.Н.Злотица целый ряд работ провели В.В.Малов, В.В.Староверов, В.М.Целкович, В.А.Треплин, В.Флиегел, С.А.Овчаров и Г.Н.Клячин. Из более ранних можно отметить работы А.И.Ванеева, А.С.Князева, А.С.Скобликова. Также известны работы С.А.Шимаускаса, Г.Н.Бадришвили, А.С.Аязмова, А.А.Алиева и Е.П.Жданова.

Многие работы, посвященные системам питания бензиновых двигателей, затрагивают проблему интенсификации зажигания. Наиболее характерны в этом плане работы последних лет: В.Л.Чумакова, Е.А.Джайлаубекова, В.Ф.Каменева, В.Ш.Кобаидзе и многих других исследователей.

За рубежом проблеме интенсификации зажигания в двигателях также уделяется большое внимание. Например, фирма "Чемпион" (США) регулярно организывает международные конференции на тему "Зажигание и характеристики двигателей" /2.6/. За последние 10 лет опубликованы результаты исследований, посвященных улучшению топливной экономичности двигателей при увеличении энергии источника

зажигания, проведенных К.Оппенгеймом и Дж.Дурбином (США); Д.Дейлом и С.Тсолом (Канада); Ф.Вайнбергом и Д.Лаутоном (Англия); Г.Мюллером, О.Хаатела и Г.Бертлингом (ФРГ); Т.Хаттори, К.Гото и С.Охигари (Япония); К.Хенатом (Франция) и т.д.

Несмотря на размах исследований в области интенсификации зажигания в двигателях с целью улучшения топливной экономичности, что говорит об актуальности и сложности проблемы, многие вопросы как теории, так и практической реализации конкретных методов интенсификации зажигания до сих пор не решены. Анализ литературных и патентных материалов показывает, что наибольшую актуальность представляет теоретическое и экспериментальное определение необходимой энергии источника зажигания на различных режимах работы двигателя и установление зависимости ее от состава смеси и термодинамических условий в цилиндре.

Определенный интерес представляет оценка влияния электродов свечи зажигания на устойчивость процесса сгорания в первой фазе (на развитие первичного очага воспламенения).

Следует отметить, что в данной работе свеча зажигания рассмотрена как специфическая часть камеры сгорания двигателя, а источник искрового зажигания; электрическая искра - как область внутри камеры сгорания, занятая низкотемпературной плазмой (высокоионизированным газом). Термодинамическое состояние источника искрового зажигания рассматривалось через параметры состояния газа (давление, объем, температура), как это принято в теории двигателя и аналогично - в теории плазмы /3.4;3.18;3.52;4.18/.

На современных бензиновых автомобильных двигателях в качестве источника зажигания применяют электрические искры, получаемые с помощью батарейных систем зажигания. Все более широкое применение в системах зажигания находит электроника, позволяющая повы-

сить энергию источника зажигания, более точно регулировать угол опережения зажигания, повысить надежность и долговечность двигателя в целом. Такие системы зажигания достигли определенного уровня совершенства, но тем не менее далеко еще не исчерпаны их возможности по улучшению топливной экономичности и снижению токсичности отработавших газов двигателей.

В последние годы ведутся работы по созданию принципиально новых, значительно более мощных систем зажигания, которые получили наименование "Системы зажигания высоких энергий", а также "плазменных" систем ("Plasma Ignition", "Plasma Jet Ignition"). Ведутся работы по созданию лазерных, фотохимических и микроволновых систем зажигания /4.54/.

В результате ряда исследований установлено, что более мощные системы зажигания существенно влияют на топливную экономичность современных бензиновых двигателей, но в некоторых случаях такое влияние обнаружить не удастся.

Отсутствует практическое приложение общей теории воспламенения, применительно к условиям в момент зажигания, позволяющее объяснить противоречивость результатов экспериментов, и дать конкретные рекомендации по использованию увеличенной энергии источника зажигания как средства повышения топливной экономичности бензинового двигателя.

Целью настоящей работы является:

- разработать метод оценки условий воспламенения рабочей смеси в цилиндре бензинового двигателя в момент зажигания;
- разработать метод определения энергии первичного очага воспламенения;
- расчетным методом определить потери тепла по мере развития первичного очага воспламенения от электродов свечи зажигания;

- экспериментально установить влияние на топливную экономичность бензинового двигателя источника зажигания при увеличении его энергии;
- предложить практические рекомендации по применению источника зажигания с увеличенной энергией, как средства повышения топливной экономичности.

С учетом изложенного на защиту выносятся:

- метод оценки условий воспламенения рабочей смеси в цилиндре бензинового двигателя в момент зажигания;
- метод определения энергии первичного очага воспламенения с учетом энергии, выделяющейся при сгорании рабочей смеси в объеме воздействия искры;
- метод оценки потерь тепла первичным очагом воспламенения по мере его развития от электродов свечи зажигания;
- результаты экспериментального исследования влияния на топливную экономичность бензинового двигателя источников зажигания с различной энергией;
- рекомендации по практическому использованию источников зажигания с увеличенной энергией, позволяющих повысить топливную экономичность бензиновых двигателей.

Схема структуры диссертации представлена на рис.1.

Данная работа велась в соответствии с планом работ по научно-техническому заданию № НТЗ 20.19.84 "Исследование возможности повышения топливной экономичности автомобильного двигателя путем интенсификации зажигания" по теме 21/21-82 "Разработка свечей зажигания для новых двигателей автомобилей ГАЗ, ВАЗ, ЗАЗ и других заводов отрасли" тематического плана НИИавтоприборов и была увязана с соответствующими планами заводов отрасли. Отдельные этапы обсуждались на заседаниях научно-технического совета НИИавтоприборов.

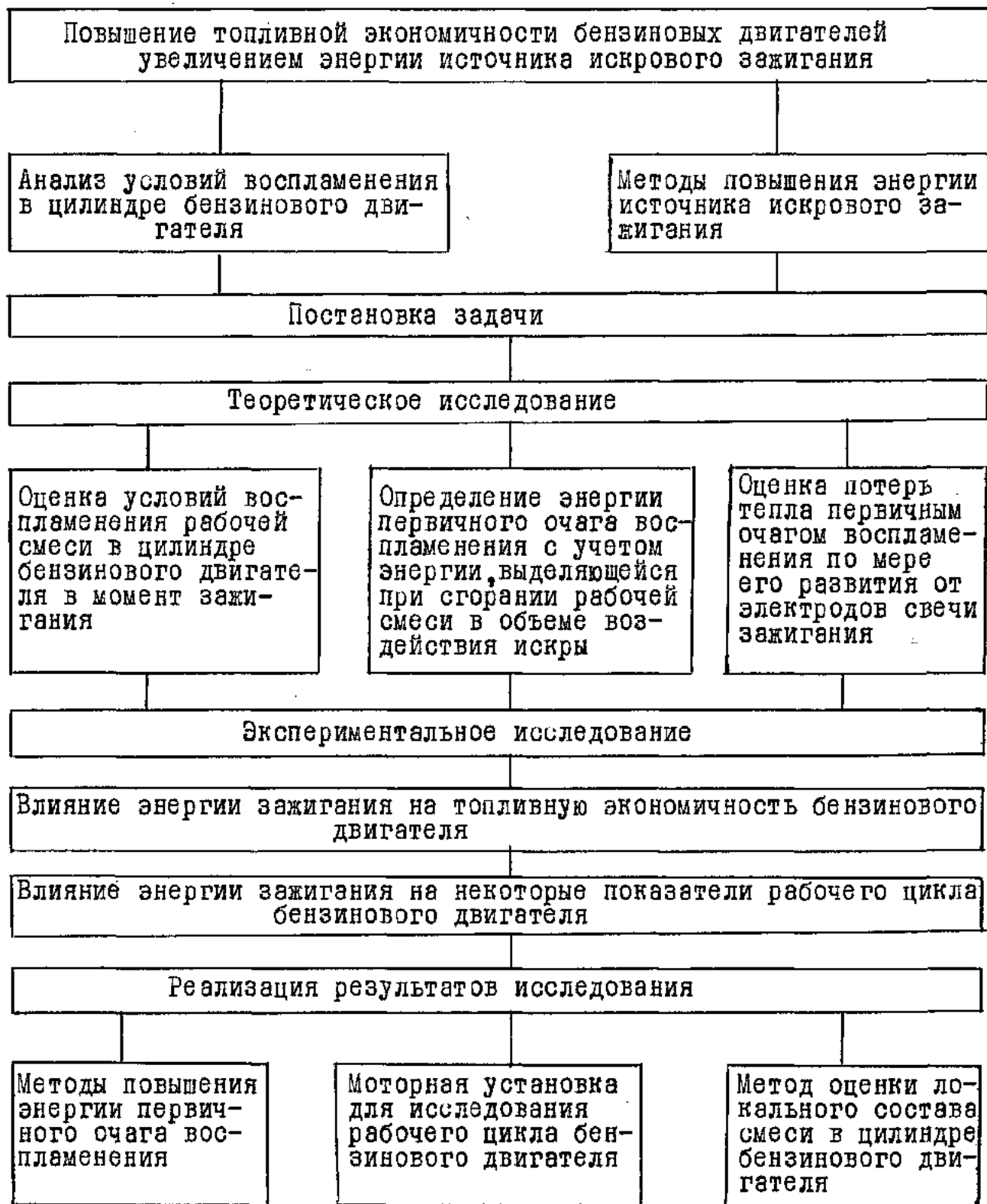


Рис. I. Схема структуры диссертации.

Работа была проведена под контролем и при непосредственном участии сотрудников кафедры "Автомобильные и тракторные двигатели" Московского автомеханического института и неоднократно заслушивалась на заседаниях кафедры.

Для проведения исследований влияния на топливную экономичность бензинового двигателя интенсифицированных источников зажигания в НИИавтоприборов была разработана, изготовлена и внедрена в практику научных исследований специальная моторная установка на базе одноцилиндрового бензинового двигателя УК-7А (акт внедрения - приложение I).

Метод оценки условий воспламенения в цилиндре бензинового двигателя с помощью системы зажигания с регулируемой в пределах 40 - 1280 мДж энергией подпитки искры внедрен в практику научных исследований НАМИ (акт внедрения - приложение 2).

Для обеспечения возможности повышения топливной экономичности бензиновых двигателей при увеличенной энергии источника зажигания на Энгельсском заводе автотракторных свечей зажигания в III квартале 1984 года внедрена в производство свеча зажигания А17ДВ-10 (37.3707), разработанная с учетом результатов данной работы взамен серийно выпускаемой для двигателей ВАЗ свечи А17ДВ.

Годовой экономический эффект в народном хозяйстве при внедрении свечи зажигания А17ДВ-10 (37.3707) взамен свечи А17ДВ составляет 469500 руб. (акт внедрения - приложение 3).

## Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧА ИССЛЕДОВАНИЯ

### I.I. Факторы, влияющие на минимальную энергию искрового зажигания и на распространение пламени в цилиндре двигателя.

Зажигание рабочей смеси и распространение в ней пламени при процессе сгорания в двигателе ограничиваются определенными пределами, зависящими от ряда физических и химических факторов. Важность оценки этих пределов заключается в том, что при высоких скоростях процессов, происходящих в современных быстроходных двигателях при некоторых, неблагоприятных с точки зрения сгорания, условиях даже при наличии бесперебойного искрообразования между электродами свечи зажигания, рабочая смесь не будет воспламеняться, а если и воспламенится, то процесс сгорания не будет развиваться нормально.

Предельные значения состава смеси с учетом относительного количества остаточных газов, при которых в данных условиях, определяемых давлением, температурой, скоростью потока смеси и турбулентностью, пламя может неограниченно распространяться от локального источника зажигания по всему объему цилиндра, называются концентрационными пределами воспламенения.

Истинными называются концентрационные пределы воспламенения, когда процесс распространения пламени происходит только за счет энергии, выделяющейся при адиабатическом сгорании топлива /3.II; 3.33/.

В двигателе условия зажигания и распространения пламени отличаются от адиабатических и зависят от энергии источника зажигания. При сгорании в замкнутом объеме условия воспламенения первой и последующих частей заряда оказываются существенно раз-

личными из-за роста температуры и давления несгоревшей части заряда в процессе сгорания /3.20/. Условия воспламенения в момент зажигания оказываются наиболее неблагоприятными, в связи с чем в двигателях эти условия принято характеризовать концентрационными границами искрового зажигания.

По мере повышения энергии искры концентрационные границы зажигания прогрессивно расширяются, асимптотически приближаясь к истинным границам воспламенения (рис. I.1). Энергию искры, при которой дальнейший ее рост не расширяет концентрационные границы зажигания, называют насыщающей. Для каждого состава смеси существует определенная энергия искры, при которой смесь воспламеняется. Эту энергию принято называть минимальной энергией искрового зажигания для данного состава смеси. При составе смеси, который называется оптимальным, минимальная энергия искрового зажигания достигает своего наименьшего значения. Энергия искры, при которой можно воспламенить только смесь оптимального с точки зрения искрового зажигания состава, называется критической энергией искрового зажигания.

Необходимо отметить, что большинство результатов экспериментов, опубликованных в литературе, относятся, как правило, к однокомпонентным горючим и получены в лабораторных условиях. Использование этих данных для анализа условий зажигания и распространения пламени в двигателе необходимо осуществлять с учетом всех специфических особенностей данного конкретного двигателя.

Концентрационные пределы и минимальная энергия искрового зажигания зависят от наличия в горючей смеси инертных компонентов (рис. I.2).

Увеличение относительного количества остаточных газов в рабочей смеси приводит к ухудшению воспламеняемости, так как при

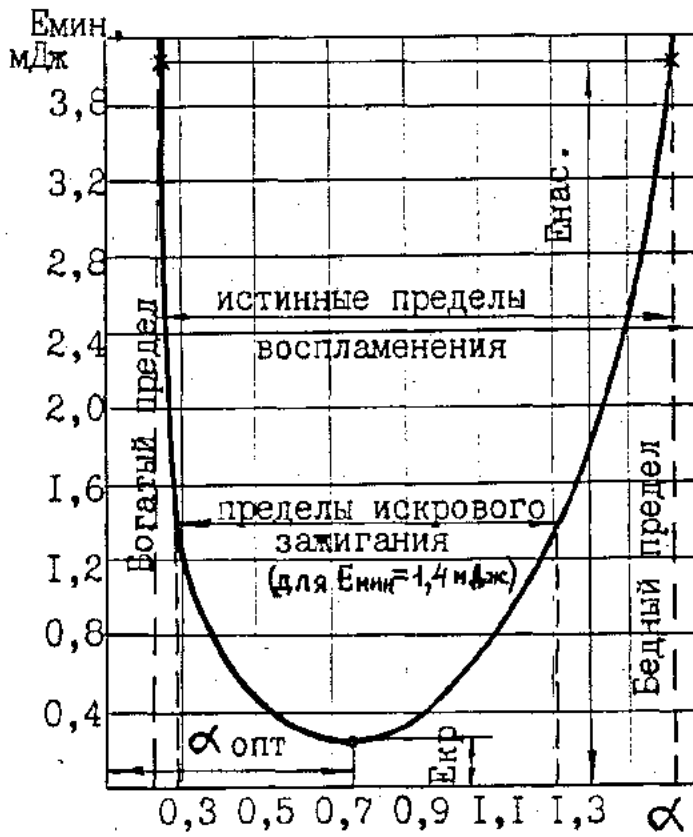


Рис.1.1. Концентрационные пределы зажигания этана при атмосферном давлении.

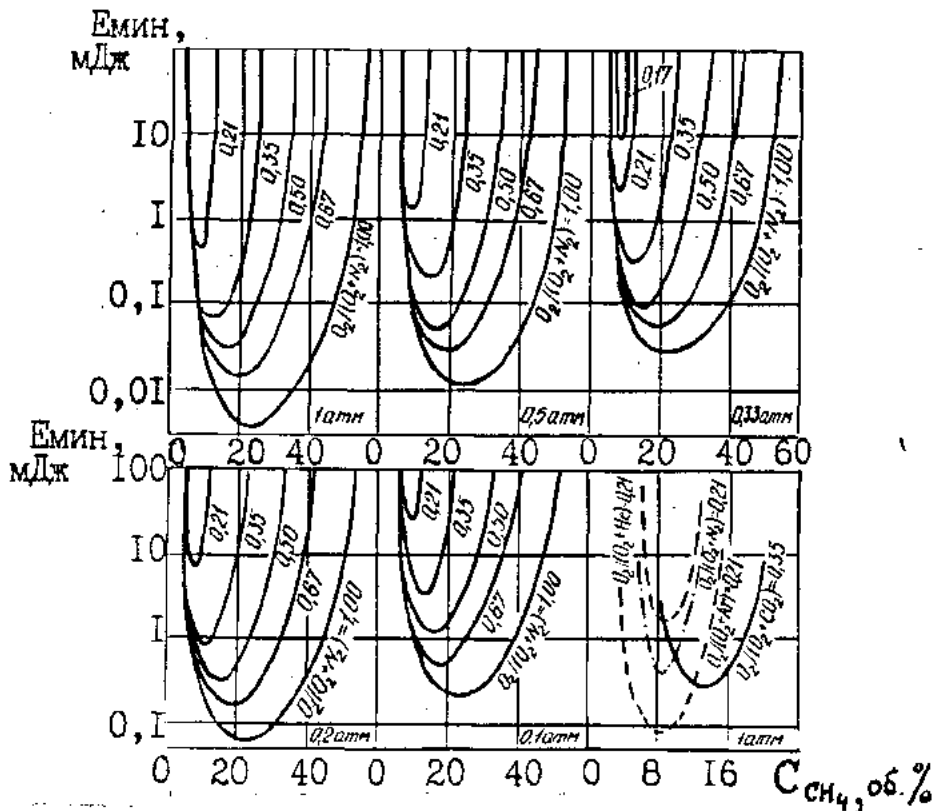


Рис.1.2. Концентрационные пределы зажигания смесей метана с кислородом и азотом.

этом снижается концентрация кислорода. Гасящее влияние остаточных газов растет с увеличением их теплоемкости. Для углеводородных топлив сближение пределов воспламенения происходит прямо пропорционально изменению относительного количества остаточных газов (рис. I.3). Допустимое содержание остаточных газов в области бедных смесей меньше, чем в области богатых /3.11;3.33/.

Минимальная энергия искрового зажигания с ростом относительного количества остаточных газов также возрастает (рис. I.4). Некоторые исследователи предлагают определять изменение минимальной энергии зажигания в этом случае через относительную концентрацию кислорода  $\psi_0 = O_2 / (O_2 + N_2)$ . Существует связь  $E_{мин.} = 1 / \psi_0^2$ , проверенная экспериментально для этана, метана и пропана при изменении  $\psi_0$  от 1,0 до 0,21 и давления от  $1,0 \cdot 10^5$  до  $0,2 \cdot 10^5$  Па (3.11;3.39).

Молекулярная масса и структура молекул применяемого топлива влияют на воспламеняемость рабочей смеси (таблица I.1). С ростом молекулярной массы топлива концентрационные пределы воспламенения смеси сужаются /3.33;3.48/.

Таблица I.1

Концентрационные пределы воспламенения горючих смесей при нормальных условиях в зависимости от молекулярной массы и структуры молекул применяемого топлива /3.33;3.48/

| Топливо | Бедный предел |                                                        | Богатый предел |                                                        |
|---------|---------------|--------------------------------------------------------|----------------|--------------------------------------------------------|
|         | об. %         | соотношение топлива и воздуха, % от стехиометрического | об. %          | соотношение топлива и воздуха, % от стехиометрического |
| I       | 2             | 3                                                      | 4              | 5                                                      |
| метан   | 5,3           | 53,5                                                   | 1,4            | 156                                                    |
| этан    | 3,2           | -                                                      | 12,4           | -                                                      |
| пропан  | 2,2           | 53,3                                                   | 9,5            | 251                                                    |

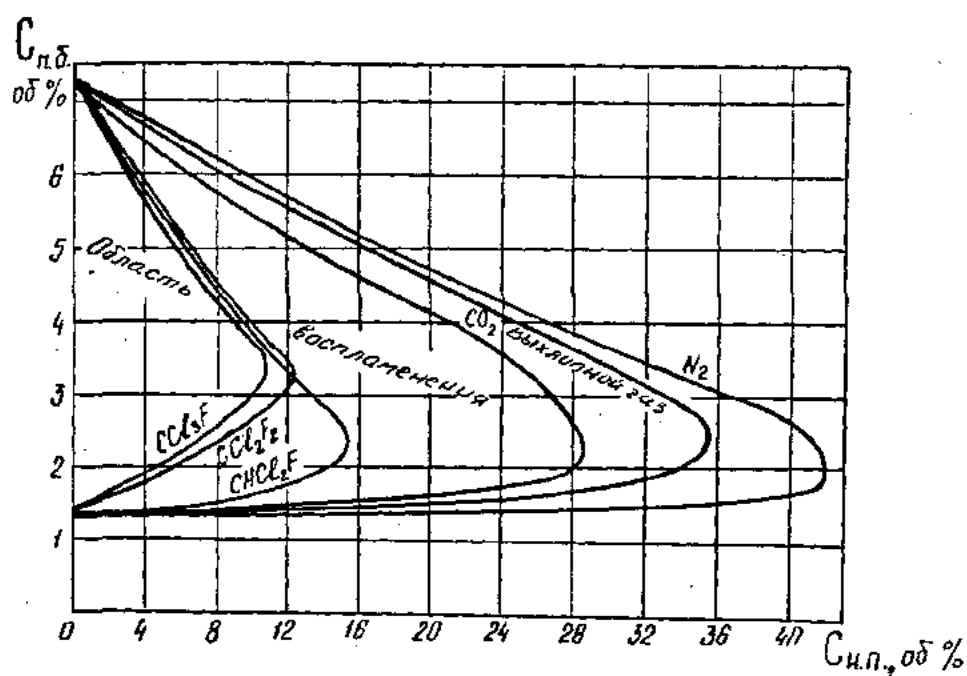


Рис. I.3. Концентрационные пределы искрового зажигания бензина ( $C_{п.б.}$ ) в зависимости от концентрации ( $C_{н.п.}$ ) некоторых инертных присадок.

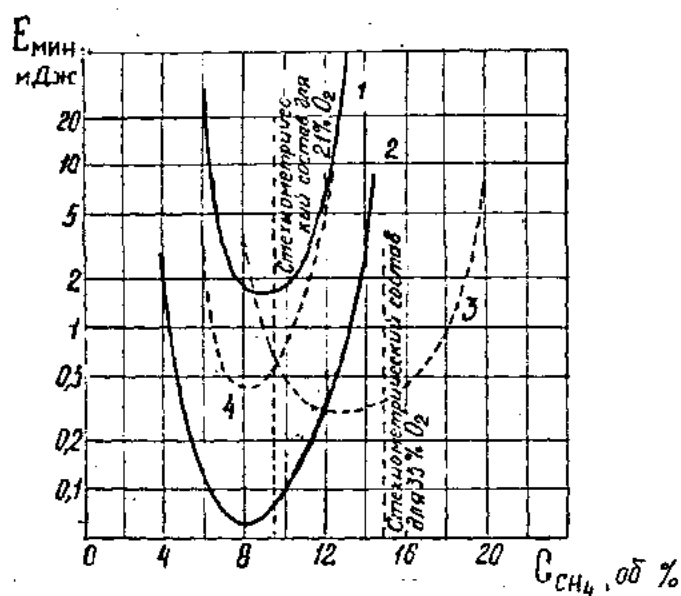


Рис. I.4. Минимальная энергия искрового зажигания в зависимости от относительного количества остаточных газов.

1 -  $O_2 / (O_2 + He) = 0,21$ ; 2 -  $O_2 / (O_2 + N_2) = 0,21$  (воздух)  
 3 -  $O_2 / (O_2 + CO_2) = 0,35$ ; 4 -  $O_2 / (O_2 + Ar) = 0,21$ .

| I        | 2    | 3    | 4    | 5   |
|----------|------|------|------|-----|
| бутан    | 1,9  | 60,1 | 8,5  | 288 |
| пентан   | 1,5  | 58,2 | 7,8  | 323 |
| гексан   | 1,2  | 55,2 | 7,5  | 368 |
| гептан   | 1,2  | 63,9 | 6,7  | 378 |
| октан    | 1,0  | 60,3 | -    | -   |
| нонан    | 0,83 | -    | -    | -   |
| декан    | 0,67 | -    | -    | -   |
| этилен   | 3,1  | 45,8 | 32   | 676 |
| пропилен | 2,4  | 52,8 | 10,3 | 247 |
| бутилен  | 1,6  | 46,8 | 9,3  | 294 |

Для большинства углеводородных топлив в смеси с воздухом оптимального с точки зрения зажигания состава ( $\alpha_{\text{опт.}}$ ), критическая энергия зажигания при атмосферном давлении и комнатной температуре в стационарных условиях меняется в пределах 0,15-0,30 мДж /3.11;3.22;3.26;3.33;3.39;3.48/.

В таблице I.2 представлены данные по критической и минимальной при стехиометрическом составе смеси энергии искрового зажигания некоторых топливо-воздушных смесей.

Концентрационные границы искрового зажигания для некоторых углеводородных топлив представлены на рис.1.5. На основании данных приведенных в работе Ф.Беллеса и С.Света /3.33/, можно сделать следующие выводы о влиянии молекулярного веса и строения соединений углеводородных топлив:

- энергия зажигания углеводородов уменьшается в следующем порядке - алканы, алкены, алкины;

Таблица I.2

Критическая и минимальная при стехиометрическом составе смеси энергия зажигания некоторых топливо-воздушных смесей /3.33;3.48/

| Топливо          | $\alpha_{\text{опт.}}$            |                                    | $\alpha_{\text{стех.}}$           |                                    |
|------------------|-----------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
|                  | содержание топлива в смеси, об. % | критическая энергия зажигания, мДж | содержание топлива в смеси, об. % | минимальная энергия зажигания, мДж |
| метан            | 8,8                               | 0,28                               | 9,50                              | 0,48                               |
| этан             | 6,5                               | 0,25                               | 5,68                              | 0,28                               |
| пропан           | 5,5                               | 0,26                               | 4,04                              | 0,39                               |
| бутан            | 4,53                              | 0,26                               | 3,14                              | 0,38                               |
| пентан           | -                                 | -                                  | 2,56                              | 0,49                               |
| гексан           | 3,64                              | 0,24                               | 2,17                              | -                                  |
| гептан           | 3,36                              | 0,25                               | 1,87                              | 0,70                               |
| этилен           | -                                 | -                                  | 6,56                              | 0,096                              |
| циклопропан      | 6,34                              | 0,18                               | 4,45                              | 0,35                               |
| циклогексан      | 3,94                              | 0,24                               | 2,28                              | 1,00                               |
| бензол           | 4,67                              | 0,21                               | 2,73                              | 0,55                               |
| диэтиловый спирт | 5,30                              | 0,19                               | 3,40                              | 0,52                               |
| водород          | -                                 | -                                  | 29,5                              | 0,019                              |

- увеличение длины цепи или разветвление цепи увеличивают энергию зажигания;
- сопряженная связь, как правило, понижает энергию зажигания;
- отрицательные замещающие группы приводят к увеличению энергии зажигания в следующем порядке - меркаптан, спирт, хлорид, амин; влияние хлора и аминогрупп особенно велико;

- первичные амины увеличивают энергию зажигания больше, чем вторичные и третичные;
- простые эфиры и тиоэфиры увеличивают энергию зажигания;
- перекисная группа значительно понижает энергию зажигания;
- сложные эфиры и кетоны немного увеличивают энергию зажигания; альдегиды увеличивают ее незначительно;
- энергия зажигания для соединений, содержащих трехчленные кольца, очень мала, особенно когда в кольце содержится кислород;
- насыщенные соединения с шестичленными кольцами имеют относительно высокую энергию зажигания; соединение с пятичленными кольцами характеризуются средними значениями;
- ароматические соединения имеют ту же энергию зажигания, что и углеводороды с нормальной цепью и тем же количеством атомов углерода.

Температура сильно влияет на скорость химических реакций; зависимость скорости реакции от температуры можно определить по формуле Аррениуса:

$$W = k_0 P^{n_2} e^{-\frac{E_a}{RT}} \quad (I.1)$$

В связи с этим пределы воспламенения с ростом температуры расширяются, а с понижением температуры сужаются. Например бедный предел нормального пентана изменяется от 1,53 объемных процента при 15 °С до 1,22 объемных процента при 300 °С /3.33/.

Минимальная энергия искрового зажигания с ростом температуры уменьшается (таблица I.3).

Соотношение между критической энергией искрового зажигания и начальной температурой смеси может быть представлено в виде:

$$E_{кр.} = C e^{\kappa T} \quad (I.2)$$

Таблица I.3

Минимальная энергия зажигания н-гептана и изооктана  
при различных температурах /3.33/

| Топливо  | Темпера-<br>тура,<br>°C | Энергия<br>зажигания,<br>мДж | Топливо  | Темпера-<br>тура,<br>°C | Энергия<br>зажигания,<br>мДж |
|----------|-------------------------|------------------------------|----------|-------------------------|------------------------------|
| н-гептан | 25                      | 14,5                         | Изооктан | 25                      | 27,0                         |
|          | 100                     | 6,7                          |          | 100                     | 11,0                         |
|          | 171                     | 3,2                          |          | 171                     | 4,8                          |

где С и К – постоянные, характерные для каждого вида углеводородов.

Давление выше атмосферного влияет на воспламеняемость рабочей смеси в зависимости от рода топлива. Для простых углеводородов: этана, пропана, бутана и пентана – богатые пределы воспламенения расширяются пропорционально увеличению давления со скоростью около 0,13 объемных процентов на каждую атмосферу сверх атмосферного давления. Бедные пределы воспламенения вначале несколько расширяются и при  $(1,3-2,5)10^5$  Па они соответствуют минимальной концентрации, а затем снова сужаются при увеличении давления до  $6 \cdot 10^5$  Па. В водородо-воздушных смесях пределы воспламенения сближаются при повышении давления до  $(10-20) \cdot 10^5$  Па и расходятся при дальнейшем повышении давления /3.11; 3.33; 3.48/. Влияние давления на пределы воспламенения смеси природного газа и воздуха представлено на рис. I.6.

Давление оказывает значительное влияние на минимальную энергию зажигания (рис. I.7). Для большинства топлив энергия зажигания меняется обратно пропорционально квадрату давления /3.11; 3.48/.

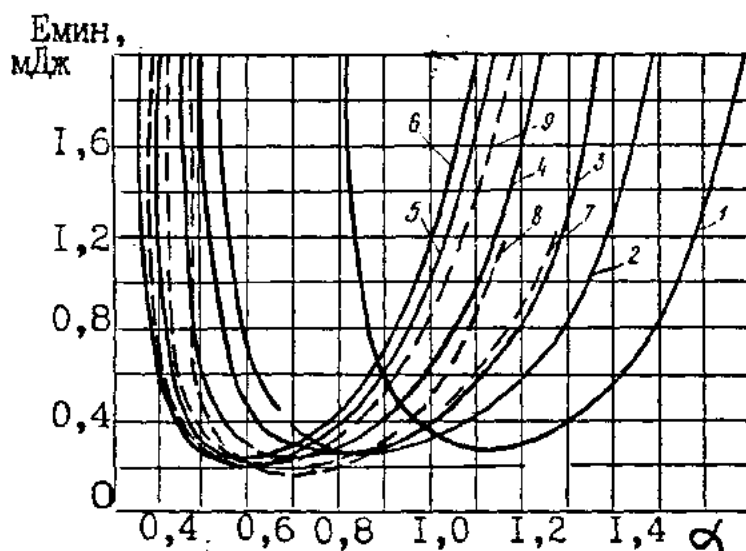


Рис. I.5. Концентрационные границы зажигания некоторых углеводородных топлив.

1 - этан; 2-метан; 3-пропан; 4-бутан; 5-гексан;  
6 - гептан; 7-циклопропан; 8-диэтиловый эфир;  
9 - бензол.  $P=760$  мм.рт.ст.,  $t = 20^\circ\text{C}$ .

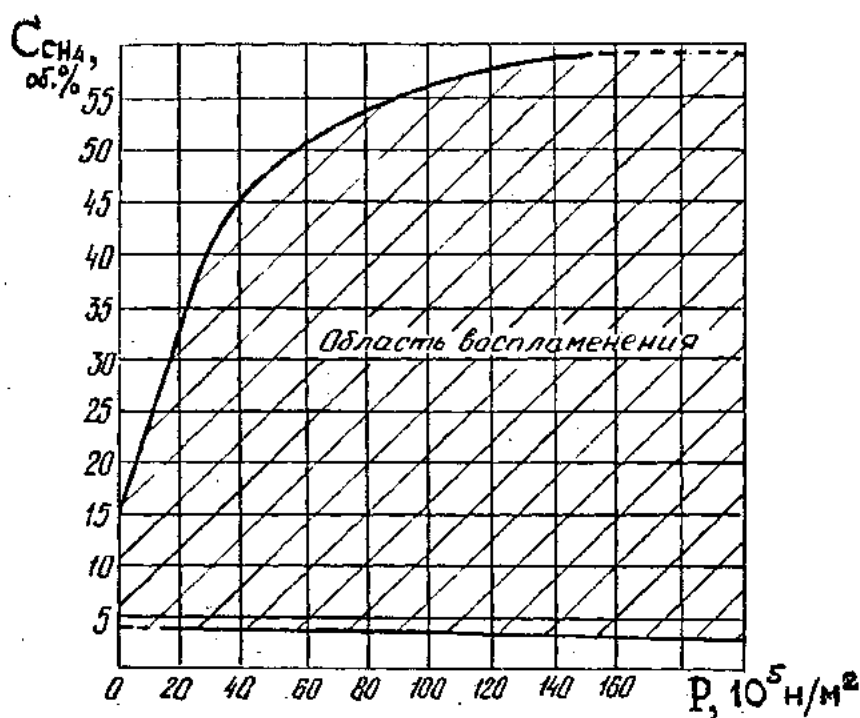


Рис. I.6. Влияние давления на пределы воспламенения смеси природного газа и воздуха.

Влияние на пределы воспламенения скорости потока горючей смеси и ее турбулентности исследовано недостаточно полно. Экспериментальные данные противоречивы и не позволяют сделать однозначных выводов.

Некоторые исследователи считают, что в области ламинарных течений однородной горючей смеси пределы воспламеняемости не зависят от скорости потока /3.22/. Другие исследователи /3.II/ показывают, что воспламеняемость горючих смесей ухудшается с увеличением скорости потока (рис.I.8). Это явление связано с тем, что с ростом скорости потока и степени турбулизации зона пламени все более разбавляется холодной несгоревшей рабочей смесью. В условиях некоторых экспериментов наблюдалось расширение пределов воспламенения в диапазоне скоростей потока смеси от 3,6 до 15 м/с, что объяснялось выравниванием в этом случае состава неоднородной смеси /3.48/.

С увеличением скорости потока минимальная энергия зажигания увеличивается (рис.I.9) и может быть рассчитана по формуле:

$E_{\min} \approx E_0 + A\omega^{1.5}$ , где  $E_0$  – минимальная энергия зажигания неподвижной горючей смеси, мДж,  $A$  – постоянный коэффициент,  $\omega$  – скорость потока, м/с /3.II/.

Анализ представленных выше данных позволяет сделать вывод, что условия зажигания горючей смеси будут улучшаться с ростом давления и температуры, а также с уменьшением относительного количества остаточных газов. Всякие отклонения от оптимального состава и гомогенности смеси в зоне искрового промежутка будут ухудшать условия зажигания. Увеличение скорости потока турбулентной смеси ухудшает условия зажигания за исключением тех случаев, когда турбулентность способствует гомогенизации смеси и положительный эф-

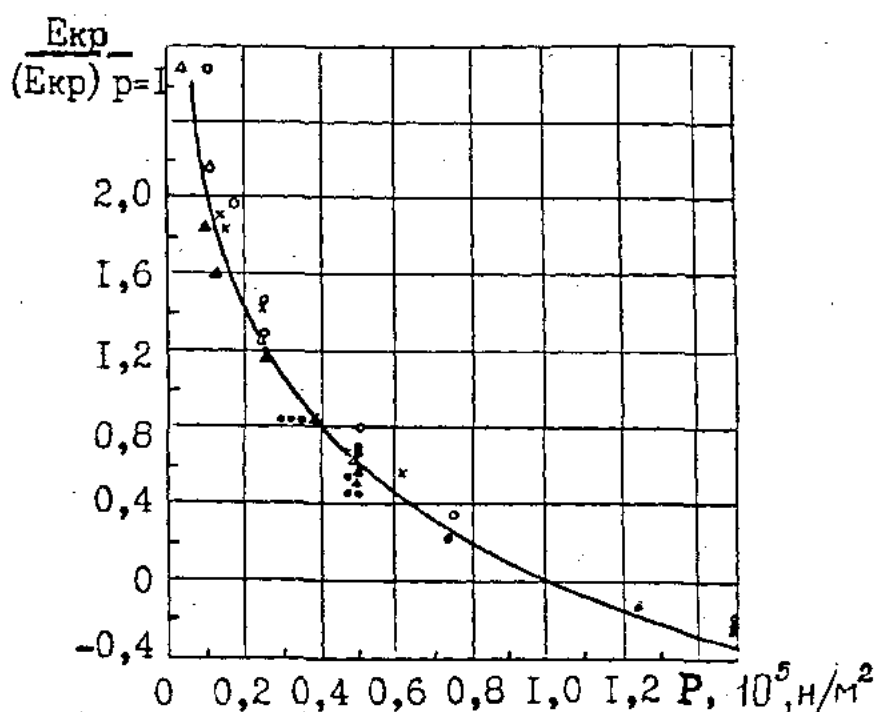


Рис. I.7. Критическая энергия зажигания в зависимости от давления  $(E_{кр}) p = 1$ .

○ - водород; 0,020 мДж; △ - ацетилен; 0,0185 мДж; ▲ - окись пропана; 0,135 мДж; • - пропан; 0,35 мДж; × - пентан; 0,49 мДж.

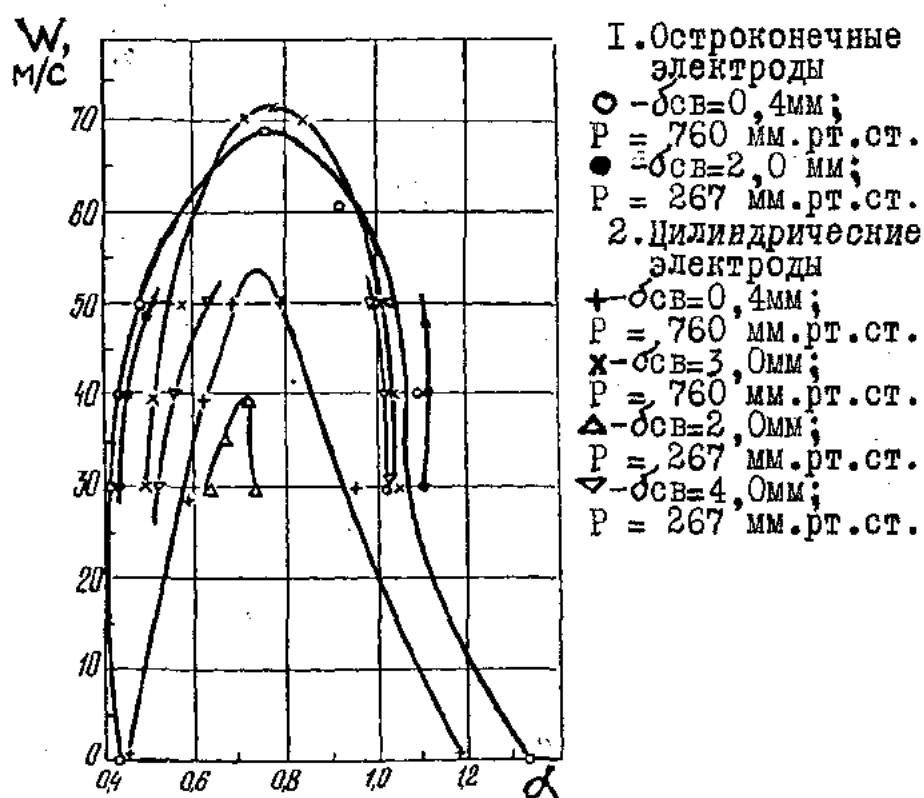


Рис. I.8. Концентрационные пределы искрового зажигания в зависимости от скорости потока смеси.

факт преобладает. С ростом молекулярного веса топлива условия зажигания ухудшаются.

## 1.2. Влияние величины искрового промежутка на пределы воспламенения и топливную экономичность бензинового двигателя

На рис.1.10 представлена зависимость минимальной энергии зажигания от величины искрового промежутка. Из приведенной зависимости следует, что существует некоторая критическая величина искрового промежутка.

При изучении в лабораторных условиях влияния величины искрового промежутка на минимальную энергию зажигания установлено, что по мере ее приближения к критическому расстоянию минимальная энергия зажигания начинает возрастать. При величине искрового промежутка, близкой к критическому значению, возрастание минимальной энергии зажигания происходит по экспоненте, вплоть до прекращения воспламенения при искровом промежутке, равном критическому расстоянию /3.33/.

Влияние величины искрового промежутка на стабильность воспламенения, а следовательно на процесс сгорания и топливную экономичность бензинового двигателя связано с понятием "гасящее влияние стенки". Известно, что если расстояние между стенками объема внутри которого распространяется пламя, меньше некоторой величины, называемой критическим расстоянием, то пламя гаснет /3.17; 3.33; 3.48/. С другой стороны, у любой стенки, вдоль которой распространяется пламя, существует "мертвое" пространство, где отсутствует горение. Исследования показали, что удвоенное "мертвое" пространство значительно меньше критического расстояния, так как пламя минимального размера, способное к распространению, имеет некоторую предельную ширину.

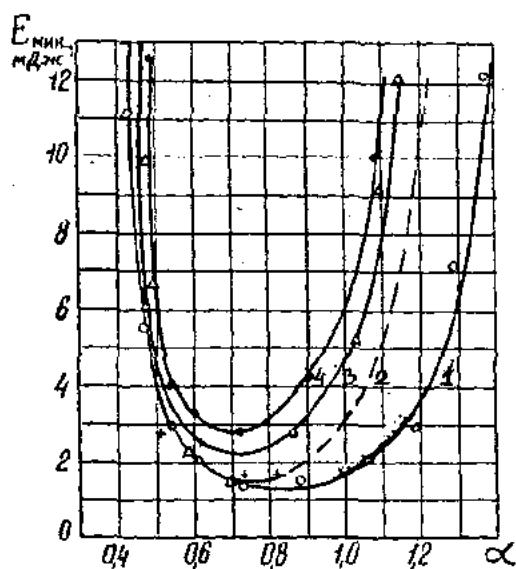


Рис. I.9. Минимальная энергия зажигания в зависимости от состава и скорости движения бензино-воздушной смеси.

$P_0 = 760$  мм.рт.ст.;  $t = 100^\circ\text{C}$ ;  $\delta_{сб} = 0,4$  мм;  $\omega_1 = 10$  м/сек;  
 $\omega_2 = 25$  м/сек;  $\omega_3 = 40$  м/сек;  $\omega_4 = 50$  м/сек.

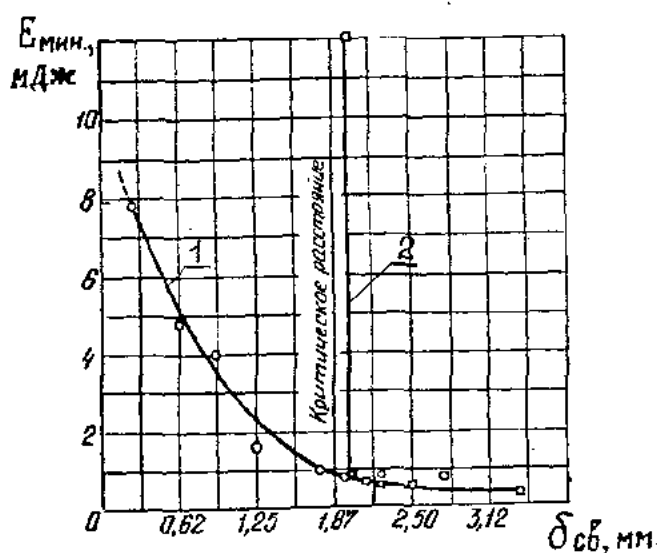


Рис. I.10. Зависимость минимальной энергии зажигания от величины искрового промежутка и диаметра центрального электрода.

1 - диаметр центрального электрода 1,6 мм; 2 - диаметр центрального электрода 1,6 мм, диаметр стеклянной пластины поверх электрода - 25 мм.

На величину критического расстояния влияют состав смеси, относительное количество остаточных газов, температура, давление и форма электродов свечи зажигания /3.33/.

Минимальное критическое расстояние имеет место при несколько обогащенной смеси и наименьшем относительном количестве остаточных газов. Увеличение давления и температуры уменьшают критическое расстояние по определенным законам. Влияние формы и материала электродов мало изучено. Известно, что в случае круглых отверстий даже очень небольшое тело, установленное в центре, оказывает значительное влияние на затухание пламени (свечи с кольцевым искровым промежутком имеют подобную конструкцию).

В литературных источниках не удалось найти сведений о прямых измерениях критического расстояния при распространении пламени в цилиндре двигателя. Размеры "мертвого" пространства были определены в ряде исследований, посвященных вопросам образования углеводородов в отработавших газах.

Например В.Даниэль осуществил съемку пристеночной зоны в камере сгорания бензинового двигателя. Фотографирование осуществлялось через стробоскопический диск, что позволяло ограничить продолжительность съемки примерно  $10^0$  угла поворота вала двигателя за каждый рабочий цикл. Время выдержки составляло от 1 до 23 часов. Каждая фотография соответствовала 15-300 тыс. рабочих циклов. Ширина "мертвого" пространства оказалась равной от 0,05 до 0,33 мм, в зависимости от режима работы двигателя /4.55/.

Вероятно, что впервые исследование топливной экономичности бензинового двигателя при разной величине искрового промежутка между электродами свечи зажигания было проведено в 1937 году Г.Рабецана и С.Калмаром /4.66/.

Ими было установлено, что при увеличении искрового промежутка с 0,76 до 1,52 мм топливная экономичность бензинового двигателя

ля повышается. Была выдвинута гипотеза, что причина снижения топливной экономичности заключается в том, что в районе искрового промежутка по каким-либо причинам оказывается смесь неудовлетворительного качественного состава.

Многочисленные исследования, проведенные в послевоенный период как в СССР, так и за рубежом показали, что увеличение искровых промежутков в свечах оказывает положительное влияние на топливную экономичность таких автомобилей как М-1, ГАЗ-12, ГАЗ-51, ЗИЛ-120, ГАЗ-21 и ЗИЛ-130 /5.1/.

В то же время в целом ряде исследований, особенно последнего времени было установлено, что увеличение искровых промежутков в свечах зажигания может не оказывать положительного влияния на топливную экономичность бензиновых двигателей.

Более того, некоторые исследователи сделали вывод, что увеличение искрового промежутка в свечах зажигания свыше определенной величины может несколько ухудшить топливную экономичность /5.4;5.5/.

Имеется два возможных объяснения этого явления. В случае, если при увеличении искрового промежутка величина пробивного напряжения оказывается столь высокой, что коэффициент запаса по вторичному напряжению системы зажигания недопустимо уменьшается, возможны пропуски искрообразования. С другой стороны, при увеличении искрового промежутка индуктивная составляющая искрового разряда сокращается и при определенной величине искрового промежутка может практически исчезнуть. По мнению некоторых исследователей индуктивная составляющая разряда играет существенную роль в зажигании и ее отсутствие ухудшает воспламенение рабочей смеси в двигателе /5.6/.

Исходя из изложенных выше данных, можно представить следующую схему для обоснования выбора искрового промежутка для данно-

го конкретного двигателя:

- определяют максимально допустимую величину искрового промежутка в свече зажигания и характер протекания кривых

$$U_{\text{пр}} = f(n, \Delta P_{\text{тр}}) \quad (1.3)$$

- определяют критическую величину искрового промежутка, пользуясь в качестве критерия равномерностью вращения вала двигателя;
- исходя из технологических допусков на величину искрового промежутка (0,10-0,15 мм) и из требований к долговечности свечи зажигания определяют установочную величину искрового промежутка.

Как показало исследование, проведенное автором на двигателе автомобиля ВАЗ-2108, максимально допустимая величина искрового промежутка на этом двигателе составляет величину 1,2-1,3 мм. Допустимый износ электродов лучших современных свечей зажигания с усиленными электродами - 0,15 мм на 10 тыс.км пробега автомобиля. При требуемом межремонтном ресурсе свечи 20 тыс.км пробега автомобиля и технологическом допуске на установочную величину искрового промежутка 0,15 мм, номинальная установочная величина искрового промежутка может быть:  $1,2 - (2 \times 0,15 + 0,15) = 0,75$  мм.

Установочная величина искрового промежутка в свечах зажигания на отечественных автомобилях определяется изложенными выше соображениями и колеблется в пределах 0,5-1,0 мм (большие значения относятся к двигателям с меньшей степенью сжатия).

На европейских автомобилях эта величина может быть от 0,7 до 1,2 мм.

На двигателях американских автомобилей тенденция к увеличению искровых промежутков возникла в 1974 году. Установочная величина искрового промежутка возросла с 0,9 до 2,0 мм в 1976 году, а затем несколько снизилась. В настоящее время на двигателях автомобилей "Форд" и "Дженерал Моторс" применяют свечи зажигания

с установочной величиной искрового промежутка 1,5 мм, что обусловлено применением на этих двигателях электронных систем зажигания, развивающих высокое вторичное напряжение, и хорошо поставленной службой сервиса, обеспечивающей своевременную регулировку искрового промежутка в процессе эксплуатации /4.28/.

### 1.3. Увеличение искрового промежутка в свечах зажигания при заданной величине вторичного напряжения

Из анализа данных, представленных на рис.1.10, следует, что размеры электродов существенно влияют на минимальную энергию зажигания. Чем больше размеры электродов, тем круче возрастает минимальная энергия зажигания при уменьшении искрового промежутка до критической величины. При относительно тонких электродах возрастание минимальной энергии зажигания происходит плавно. Чем тоньше электроды, тем меньше возрастает минимальная энергия зажигания с уменьшением искрового промежутка.

Для использования данного явления некоторыми зарубежными фирмами выпускаются свечи зажигания диаметром центрального электрода 0,5-1,2 мм.

Г.Н.Бадришвили в своем исследовании пришел к выводу, что наилучший с точки зрения топливной экономичности эффект дают свечи зажигания с игольчатыми электродами /5.1/.

Свечи зажигания с тонкими электродами требуют применения электродов из особо стойких материалов, обычно применяют серебро, платину или ее сплавы с иридием. В связи с высокой стоимостью такие конструкции не нашли широкого применения, хотя их эффективность известна /4.63/.

Альтернативное решение предложили японские фирмы Хитати и Ниппон Денсю. Рельефные электроды позволяют увеличить искровой промежуток свечи на 20% при том же пробивном напряжении. Терми-

ческий к.п.д. искрового разряда возрастает из-за снижения потерь в электродах. Топливная экономичность возрастает на 2-5% /4.27/.

Известен другой способ, основанный на снижении пробивного напряжения искрового промежутка свечи зажигания при его предварительной ионизации.

Исследования свечей зажигания с двумя изолированными электродами и предварительной ионизацией искрового промежутка в разные годы провели Н.Н.Загрязкин, Г.Н.Мещеряков, Ю.И.Тимошенко, М.Ф.Чеповский, Л.Г.Ковалев и Г.Н.Бадришвили. Было установлено, что подача предварительного (ионизирующего) импульса на одну из пар электродов снижает пробивное напряжение на 10-20%. Увеличение искрового промежутка при этом позволяет повысить топливную экономичность двигателя на 3-7% /4.19;4.20;4.33;4.48;5.1/.

Еще один из способов снижения пробивного напряжения искрового промежутка - расположение искрового разряда по линии раздела газ - твердое тело. В настоящее время исследованы свечи зажигания с разрядом по поверхности диэлектрика, с разрядом по поверхности полупроводника и комбинированные свечи, в которых часть разряда проходит по воздуху, а часть - по линии раздела газ - твердое тело.

В литературе практически отсутствуют конкретные экспериментальные результаты по снижению топливной экономичности автомобильных бензиновых двигателей при применении свечей с поверхностным разрядом. По некоторым данным можно сделать следующие выводы:

- при применении свечей с поверхностным разрядом пробивное напряжение снижается и соответственно можно увеличить искровой промежуток;
- долговечность свечей с поверхностным разрядом ниже, чем у свечей с воздушным искровым промежутком из-за воздействия искрового разряда на керамику или полупроводник;

- эффективность свечей поверхностного разряда примерно пропорциональна увеличению искрового промежутка, допустимому в каждом конкретном случае.

В заключение данного раздела следует привести некоторые результаты исследований топливной экономичности бензиновых двигателей, проведенных в последнее время зарубежными исследователями с использованием многоискровых свечей зажигания.

Е.Д.Дурбин и К.С.Тсол провели исследование работы одноцилиндрового нижнеклапанного двигателя со степенью сжатия  $\epsilon = 4,8$  с многоискровой свечой зажигания /4.56/.

Свеча зажигания имела II электродов и Ю искровых промежутков с общей длиной разряда 10,2 мм.

Было установлено, что при применении многоискровой свечи зажигания состав смеси на пределе обеднения возрастал с  $\alpha = 0,8 - 1,08$  до  $\alpha = 0,96 - 1,33$ , в зависимости от нагрузки. Оптимальный угол опережения зажигания оказался на 10-12° п.к.в. меньше, чем при работе со стандартной свечой и системой зажигания. При работе двигателя с многоискровой свечой зажигания сокращалась длительность как первой, так и второй фазы сгорания. Невоспроизводимость последовательных циклов уменьшилась. В работе не приведены данные по улучшению топливной экономичности. Сообщается только о некотором снижении содержания СО в отработавших газах при малых нагрузках и содержании  $NO_x$  на полных нагрузках за счет перехода к более бедным смесям. Содержание  $C_{H_m}$  в отработавших газах было практически неизменным.

Г.Пратт и Д.Майер исследовали бензиновый двигатель "Форд" с впрыском топлива и рабочим объемом цилиндра 0,72 л. Сравнивалась топливная экономичность при работе двигателя со стандартной свечой ВРГ42, трехззорной свечой зажигания с четырьмя электрода-

ми и свечой зажигания ВРГ42 с тонкими электродами. Было установлено, что трехззорная свеча зажигания приводит к уменьшению расходов топлива на 2,1%, а свеча зажигания с тонкими электродами на 5,7%.

#### I.4. Влияние энергии источника зажигания и закона ее выделения по времени на эффективность воспламенения

При многократном повторении зажигания, то есть воздействия на локальный объем рабочей смеси электрической искрой, как это имеет место в поршневых двигателях в последовательных рабочих циклах, воспламенение может происходить с различной вероятностью, в зависимости от энергии источника зажигания, состава смеси и условий в момент зажигания.

Как было указано выше, если состав рабочей смеси и условия в момент зажигания строго постоянны, воспламенение будет происходить со 100% вероятностью при энергии источника зажигания больше минимальной. С уменьшением энергии источника зажигания вероятность воспламенения будет постепенно уменьшаться и сначала достигнет 50%, а затем 0% /3.22/. Наличие переходной зоны от 100% воспламенения до его полного отсутствия связано с тем, что даже при проведении лабораторных экспериментов в "бомбе" невозможно создать абсолютно идентичные условия в каждом из серии экспериментов.

Состав рабочей смеси в цилиндре бензинового двигателя в зоне расположения искрового промежутка подвержен определенным колебаниям от цикла к циклу, определяемым совершенством системы питания и смесеобразования в целом. При снижении нагрузки бензинового двигателя, по мере дросселирования на впуске, горючая смесь все больше разбавляется остаточными газами, а давление и температура в момент зажигания уменьшаются. Из-за уменьшения скорости сгора-

ния приходится увеличивать угол опережения зажигания, что приводит к дальнейшему ухудшению условий воспламенения. В этом случае в тех рабочих циклах, где, в силу совпадения случайных отрицательных факторов, сложились наиболее неблагоприятные условия, процесс воспламенения будет происходить неудовлетворительно, особенно в первой фазе сгорания.

Как было показано в разделе I.2 увеличение искрового промежутка в свече зажигания оказывает положительное влияние на воспламенение, что объясняется снижением гасящего воздействия электродов. С другой стороны, при увеличении искрового промежутка возрастает величина пробивного напряжения и, следовательно, энергия, запасаемая во вторичной цепи системы зажигания.

Увеличение энергии источника зажигания и повышение эффективности использования этой энергии различными методами для воспламенения рабочей смеси использовалось многими исследователями для повышения топливной экономичности бензиновых двигателей.

В.Бомейер, В.Кабел, В.Воррмейсте и Д.Хенкер исследовали проблему экономии топлива при повышении энергии источника зажигания /4.53/. В отличие от сторонников тепловой теории зажигания данные авторы считают, что значительно большее, решающее действие оказывают ионизация, диссоциация и образование активных центров в искре. На основе анализа баланса энергии емкостной и индуктивной составляющих искрового разряда сделан вывод о том, что потери в электрической цепи и потери, связанные с колебаниями условий в двигателе, могут достигать до 90% от энергии, запасенной во вторичной цепи системы зажигания.

Испытания улучшенной системы зажигания с энергией емкостной составляющей разряда примерно в 15 раз большей, чем в обычных системах, были проведены на одноцилиндровом бензиновом карбюраторном двигателе ( $d_{ц} = 90$  мм,  $S_{п} = 88$  мм,  $\epsilon = 8,5$ ). При

нагрузке двигателя, определяемой величиной среднего индикаторного давления  $P_e \approx 3 \text{ кг/см}^2$ , предел устойчивой работы двигателя увеличился от смеси, характеризуемой  $\alpha = 1,32$  до смеси, характеризуемой  $\alpha = 1,41$ . Предел эффективного обеднения увеличился от смеси, характеризуемой  $\alpha = 1,22$  до смеси, характеризуемой  $\alpha = 1,35$ . Удельный расход топлива на этом режиме уменьшился с  $q_e = 392 \text{ г/кВт.час}$  до  $q_e = 372 \text{ г/кВт.час}$  (5,3%). Исследование было проведено со свечами зажигания обычной для автомобильных бензиновых двигателей конструкции.

Наибольшее количество исследований при увеличенной энергии зажигания связано с применением так называемых "плазменных" систем и свечей зажигания. Термин "плазменные" системы и свечи зажигания был применен по аналогии с другими областями техники: плазменные резка, сварка, напыление и т.д. В данном случае этот термин несколько условен, так как любая искра представляет собой объем, занятый низкотемпературной плазмой.

Отличительной особенностью "плазменных" свечей и систем зажигания является то, что свечи имеют внутреннюю непродуваемую камеру и два изолированных электрода, причем искровой разряд происходит внутри камеры свечи. К одному электроду подключается обычная высоковольтная система зажигания, искровой разряд от которой происходит в искровом промежутке обычного размера и воспламеняет топливную смесь в камере свечи. Также, как в рассмотренных выше трехэлектродных свечах, искровой разряд между первым электродом и массой ионизирует второй искровой промежуток значительно большей величины и облегчает его пробой. Ко второму электроду подключается электрический конденсатор с напряжением несколько сот вольт. Энергия заряженного конденсатора и соответствующая энергия, выделяемая в искровом промежутке, выше энергии искрового разряда обычных систем зажигания. По заявлению авторов, выделяемое при разряде

тепло создает высокое давление внутри свечи, и низкотемпературная плазма выбрасывается из отверстия свечи. При этом в камеру сгорания двигателя поступает плазменная струя диаметром  $\approx 2$  и длиной  $\approx 10$  мм. Под воздействием высоких локальных температур, создаваемых плазмой, свеча самоочищается от капель топлива и масла. Плазменная свеча фирмы АВД (Англия) демонстрировалась на выставке в Детройте "Новинки автомобильной техники" /2.6/.

У нас в стране большой объем работ по разработке и исследованию "плазменных" систем и свечей зажигания провел А.В.Шагун /6.6/.

Практическая полезность "плазменных" систем и свечей зажигания, по мнению многих исследователей, требует дополнительной проработки, так как усложнение конструкции свечи зажигания и системы зажигания в целом может снизить надежность их работы; полный объем испытаний по этому направлению еще не завершен. Ф.А.Викзалек, Д.Л.Фрэнк и Дж.Г.Ньюман в результате исследований процесса воспламенения на 1 и 4 цилиндровых карбюраторных двигателях при помощи струи плазмы, которая создавалась свечой зажигания в специальной форкамере, выполненной в головке двигателя, рекомендовали объем этой форкамеры (2,3-3,4%) от объема камеры сжатия, отношение объема форкамеры к площади соединительного канала  $280 \text{ мм}^3/\text{мм}^2$ , энергию разряда до 300 мДж при вторичном токе 1500-200 мА. Испытаниями установлено, что зажигание струей плазмы приводит к более быстрому сгоранию (угол опережения зажигания необходимо уменьшить примерно вдвое по сравнению с обычной системой), некоторому уменьшению выделения  $\text{NO}_x$ , увеличению выделения  $\text{CO}$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$ , повышению расхода топлива. Пределы обеднения бензовоздушной смеси при зажигании струей плазмы не изменяются. При испытании автомобиля, оборудованного этой системой зажигания, по федеральному циклу США 1975 г., получено выделение токсичных ве-

ществе в г/км:  $C_{H_m}$  - 0,4I ± 0,42; CO - 4,I ± 4,53;  $NO_x$  - I,I2 ± I,56. Из приведенных результатов не видно заметного при данных условиях улучшения показателей работы двигателя от использования "плазменного" воспламенения /4.68/.

Более обнадеживающие результаты получили Д.Р.Топхем, П.Р.Смай и Р.М.Клементе /4,67/.

В данном случае для получения плазмы использовалась свеча зажигания, аналогичная заявленной в патенте США № 3.58I.I4I. В этой свече торец центрального электрода утоплен на несколько миллиметров вглубь изолятора и между ним и кольцевым массовым электродом образована углубленная цилиндрическая камера, в которой по поверхности изолятора происходит электрический разряд. Этот разряд обеспечивается системой зажигания повышенной мощности. Создаваемый в камере свечи заряд плазмы выбрасывается вглубь камеры сгорания двигателя. В упомянутой работе утверждается, что в результате опробования этой экспериментальной свечи и системы зажигания на одноцилиндровом двигателе удалось существенно расширить, по сравнению со стандартной свечой и системой зажигания, допустимые пределы обеднения и повысить экономику при работе на бедной смеси. Так, предельные величины отношений воздуха к топливу для стандартных и экспериментальных систем составили соответственно 20:I (  $\alpha$  = I,33) и 28:I (  $\alpha$  = I,86), а при работе на обедненной смеси (  $\alpha$  = I,3) с экспериментальной системой удалось получить, по сравнению с серийной системой, повышение мощности на 3 - II%. В то же время авторы отмечают, что эти результаты предварительные, нуждаются в дополнительной проверке и к ним следует относиться с большой осторожностью.

Сотрудники Калифорнийского университета А.О.Оппенгейм, К.Тейчмен, К.Хом и Г.Стewart провели сравнительное исследование плазменного и факельного воспламенителей. Было установлено, что

плазменный воспламенитель с энергией искрового разряда 2,5 Дж имеет такие же характеристики зажигания, как факельный воспламенитель с энергией 5 Дж. Механизм зажигания в обоих случаях отличается от обычного искрового тем, что даже в начальной фазе отсутствует ламинарное распространение пламени. Струя пламени или плазмы сразу же вызывает появление турбулентного фронта пламени /4.64/.

Т.Хаттори, Г.Гото и С.Охигаши исследовали зажигание искровым разрядом бедных смесей в потоке при помощи специальной поточной камеры. Распространение пламени исследовалось с помощью фотосъемки по шпирен-методу. Было установлено, что к.п.д. искрового разряда в условиях данного эксперимента составлял величину от 5 до 30%. По мере увеличения скорости потока к.п.д. уменьшается. При зажигании потока смеси серией искр воспламеняемость полностью определялась первым из разрядов /2.7/.

Наиболее подробный обзор методов интенсификации зажигания, разработанных за рубежом, представлен в работе Дж.Д.Дейла и А.К.Оппенгейма /4.54/.

Классификация искровых свечей зажигания, предназначенных для повышения топливной экономичности бензиновых двигателей, представлена на рис. I.II.

## I.5. В ы в о д ы

I. Топливная экономичность бензиновых двигателей зависит в определенной степени от энергии зажигания, т.е. доли энергии искры, израсходованной на воспламенение рабочей смеси.

2. Характер протекания процесса сгорания в каждом из последовательных рабочих циклов бензинового двигателя определяется энергией зажигания, составом рабочей смеси в зоне ис-

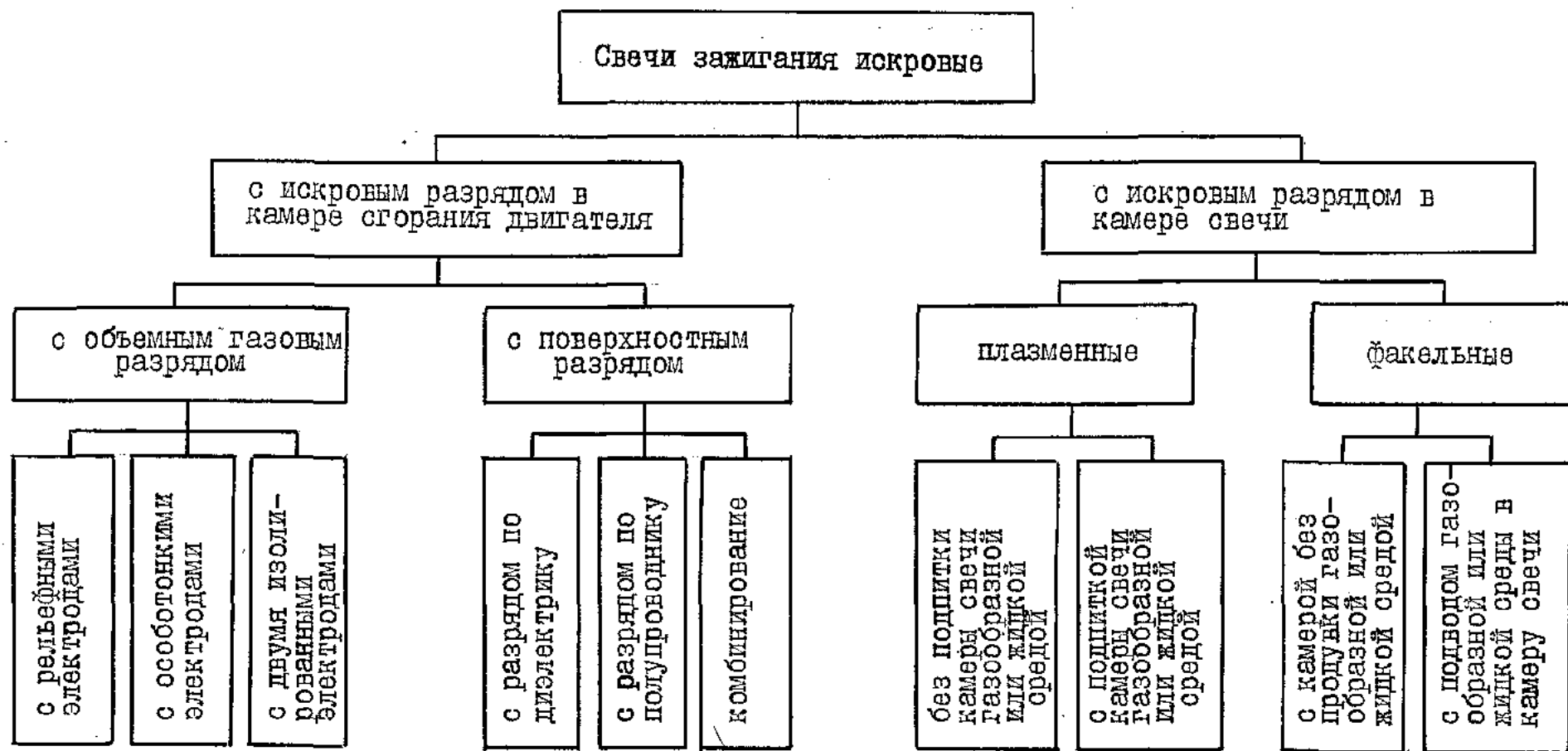


Рис.1.11. Классификация искровых свечей зажигания, предназначенных для повышения топливной экономичности бензиновых двигателей

крового промежутка свечи зажигания, термодинамическими условиями в момент зажигания, скоростью потока рабочей смеси и её турбулентностью.

3. При работе бензиновых двигателей с полной нагрузкой энергии источника зажигания, при использовании современных систем зажигания, достаточна для обеспечения стабильного воспламенения рабочей смеси в последовательных рабочих циклах, в связи с чем в литературных материалах отсутствуют сведения о влиянии энергии источника зажигания на их топливную экономичность в этих условиях.

4. При работе бензиновых двигателей с частичной нагрузкой топливная экономичность снижается по известным из теории двигателей причинам. Если недостаток энергии источника зажигания является одной из причин такого явления, то при увеличении энергии может наблюдаться некоторое повышение топливной экономичности.

5. В процессе многочисленных исследований влияния различных систем зажигания на топливную экономичность бензиновых двигателей установлено, что в некоторых случаях топливная экономичность повышается, по сравнению с базовым уровнем, определенным при системе зажигания, которой испытуемый двигатель был укомплектован при изготовлении, в других случаях остается без изменения, а иногда - ухудшается.

6. Увеличение искрового промежутка в свечах зажигания может оказать положительное влияние на топливную экономичность бензиновых двигателей, однако применение такого способа улучшения воспламенения ограничено возможностями систем зажигания в связи с увеличением пробивного напряжения искрового промежутка.

7. Применение различных методов уменьшения пробивного напряжения искрового промежутка приводит к усложнению конструкции свечи зажигания (многоэлектродные свечи) или снижает их надежность и

долговечность (свечи поверхностного разряда).

### 1.6. Цель и задачи исследования

Из анализа литературных источников следует, что воспламеняемость горючих смесей при искровом зажигании в общем случае характеризуется концентрационными границами искрового зажигания. По мере повышения энергии зажигания концентрационные границы искрового зажигания прогрессивно расширяются, приближаясь асимптотически к истинным границам воспламенения, соответствующим насыщающей энергии зажигания. Применительно к двигателям внутреннего сгорания это означает, что с увеличением энергии зажигания должны расширяться пределы устойчивой работы двигателя по составу смеси. Предел эффективного обеднения смеси при энергии зажигания, превышающей критическое значение, не должен зависеть от дальнейшего увеличения энергии зажигания.

Многочисленные эксперименты, проведенные на бензиновых двигателях, позволили установить, что при увеличении энергии зажигания предел эффективного обеднения смеси, в отличие от стационарных условий, сдвигается в сторону более бедных смесей и экономичность двигателя повышается. Данное явление в настоящее время не имеет однозначного объяснения и связывается с воспроизводимостью последовательных рабочих циклов. При энергии зажигания, обеспечиваемой современными системами зажигания, дополнительное увеличение энергии дает эффект только при частичной нагрузке двигателя.

Применение увеличенной энергии зажигания для повышения топливной экономичности автомобильных бензиновых двигателей при частичной нагрузке сдерживается из-за отсутствия методов расчета требуемой энергии зажигания в зависимости от термодинамических условий и состава рабочей смеси в момент зажигания.

Задача настоящего исследования заключается в том, чтобы экспериментально определить область режимов работы современного быстроходного автомобильного бензинового двигателя, где увеличение энергии зажигания приводит к повышению топливной экономичности и разработать метод расчета необходимой энергии зажигания в зависимости от термодинамических условий и состава рабочей смеси в момент зажигания.

Эффективность использования энергии, потребляемой системой зажигания, а следовательно и возможность увеличения энергии зажигания в значительной степени определяется к.п.д. искры. В настоящее время предложен ряд методов повышения к.п.д. искры как за счет усовершенствования системы зажигания в целом, так и за счет усовершенствования свечей зажигания.

В связи с изложенным вторая задача - провести сравнительное экспериментальное исследование различных методов повышения термического к.п.д. искрового разряда и теоретически обосновать требования к параметрам искрового разряда и конструкции электродов свечи зажигания.

Для решения основных задач исследования необходимо решить некоторые частные задачи: разработать и изготовить специальную моторную установку, оснащенную необходимой исследовательской аппаратурой, систему зажигания, обеспечивающую изменение параметров искрового разряда в необходимых пределах и свечи зажигания с различной конфигурацией электродов.

Целью настоящей работы является:

- разработать метод оценки условий воспламенения рабочей смеси в цилиндре бензинового двигателя в момент зажигания;
- разработать метод определения энергии первичного очага воспламенения;

- расчетным методом определить потери тепла по мере развития первичного очага воспламенения от электродов свечи зажигания;
- экспериментально установить влияние на топливную экономичность бензинового двигателя источника зажигания при увеличении его энергии;
- предложить практические рекомендации по применению источника зажигания с увеличенной энергией, как средства повышения топливной экономичности бензиновых двигателей.

## Глава II. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ ПЕРВИЧНОГО ОЧАГА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Процесс сгорания в бензиновых двигателях принято делать на три фазы:

- первая фаза ( $\varphi_1$ ) - воспламенение смеси и формирование первоначального очага пламени;
- вторая фаза ( $\varphi_2$ ) - распространение пламени по всей рабочей смеси;
- третья фаза ( $\varphi_3$ ) - догорание уже охваченной пламенем рабочей смеси.

Провести четкие границы между отдельными фазами не представляется возможным, так как изменение характера и скорости сгорания происходит постепенно. Длительность фаз определяют по индикаторной диаграмме: первой - от момента зажигания до начала отрыва линии сгорания от линии сжатия; второй - от точки отрыва до максимального давления цикла; третьей - от точки максимального давления до момента достижения максимальной температуры цикла /3.3;3.9;3.27;3.31/.

Первая фаза представляет собой период задержки повышения давления в результате сгорания. На продолжительность этой фазы оказывают влияние состав смеси, характеризуемый коэффициентами избытка воздуха и остаточных газов, степень сжатия, нагрузка и частота вращения коленчатого вала двигателя, структура молекул топлива и некоторые другие факторы. В период протекания первой фазы сгорает примерно 6-8% объема смеси от объема камеры сгорания. Продолжительность первой фазы от 5 до 30° п.к.в./3.6;3.9/.

В начале первой фазы скорость пламени близка к скорости ламинарного горения (с учетом расширения продуктов сгорания). В процессе формирования первоначального очага горения скорость распространения пламени постепенно увеличивается, что обуслов-

лено воздействием мелкомасштабной турбулентности. Крупные пульсации могут лишь переносить небольшой очаг пламени как целое /3.9/.

Скорость сгорания во второй фазе подчиняется законам крупномасштабного турбулентного горения /3.50/.

Сгорание в третьей фазе вновь происходит по законам мелкомасштабной турбулентности, так как вблизи стенок камеры сгорания и днища поршня, где происходит догорание смеси, скорость и масштабы турбулентных пульсаций малы /3.3/.

Таким образом скорость сгорания в первой и третьей фазах определяется нормальной скоростью ламинарного пламени и соответствующими химическими факторами.

Процесс сгорания в двигателе считается нормальным, когда рабочая смесь воспламеняется искрой и сгорает в процессе распространения фронта турбулентного пламени с такими скоростями, что повышение давления в результате сгорания начинается за  $12 \div 15^\circ$  п.к.в. до в.м.т. и практически заканчивается до начала заметного расширения, связанного с движением поршня к н.м.т. При этом максимум давления должен лежать в пределах  $12 - 15^\circ$  п.к.в. после в.м.т. /3.9;3.10/.

## 2.1. Основные теоретические предпосылки увеличения энергии источника зажигания с целью снижения расхода топлива при частичных нагрузках бензиновых двигателей

При полной нагрузке и оптимальном регулировании процесс сгорания протекает нормально и топливная экономичность лучших бензиновых двигателей близка к предельным значениям, обусловленным величиной относительного к.п.д., по мере уменьшения нагрузки она быстро снижается. При нагрузке 25% от максимальной для данного скоростного режима удельный эффективный расход топлива увеличи-

вается примерно на 40–60% /3.30/. Последнее в бензиновых двигателях объясняется увеличением относительной теплоотдачи в стенках, возрастанием насосных потерь и незначительным обогащением горючей смеси, неизбежным при сильном дросселировании двигателя /3.1;3.24/.

При уменьшении нагрузки изменяются условия воспламенения смеси, а предел эффективного обеднения смещается в сторону более богатой смеси. Длительность начальной фазы сгорания  $\varphi_1$  увеличивается при практически неизменной длительности основной фазы  $\varphi_2$ . В результате общая продолжительность сгорания увеличивается /3.3/. При увеличении продолжительности сгорания на  $10^\circ$  п.к.в. термический к.п.д. двигателя уменьшается на 5–6% за счет термодинамического эффекта и на столько же за счет увеличения потерь в стенки /4.13/. Это связано с тем, что чем дальше от в.м.т. находится поршень, тем меньше степень расширения и тем меньше эффективность использования энергии. Тепловая энергия, выделившаяся после  $T_{\text{макс}}$ , используется в термодинамическом цикле в два-три раза хуже, чем тепло, выделившееся до  $T_{\text{макс}}$ . /3.47/.

Увеличение общей длительности сгорания при дросселировании требует увеличения опережения зажигания, чтобы избежать чрезмерного уменьшения термодинамического к.п.д. из-за несоответствия участка сгорания термодинамически наивыгоднейшему. Однако увеличение опережения зажигания сопровождается ухудшением условий воспламенения, что вызывает необходимость некоторого обогащения смеси /3.30/.

С другой стороны, при дросселировании увеличивается относительный коэффициент остаточных газов  $\chi_z$ , что совместно с понижением давления к концу сжатия ухудшает условия для процесса сгорания /3.24/. Именно поэтому возникает необходимость увеличивать

угол опережения зажигания и постепенно обогащать горючую смесь по мере дросселирования /3.32/. При увеличении относительного количества остаточных газов в смеси уменьшается скорость сгорания, а пределы воспламеняемости сужаются, смещаясь в зону обогащения, в связи с чем двигатель может работать только на обогащенной смеси /3.2/. Влияние остаточных газов на топливную экономичность двигателя проявляется в частности тогда, когда осуществляют их рециркуляцию с целью снижения токсичности. Некоторые исследователи утверждают, что 15% рециркуляция отработавших газов снижает топливную экономичность двигателя на 14% /3.12/.

Наряду с увеличением общей длительности сгорания, другой причиной снижения индикаторных показателей бензинового двигателя при дросселировании является невоспроизводимость последовательных рабочих циклов.

Невоспроизводимость последовательных рабочих циклов — следствие неустойчивости процесса сгорания, она обнаруживается при индицировании рабочего цикла двигателя (рис.2.1). Влияние невоспроизводимости последовательных рабочих циклов на индикаторные показатели бензиновых двигателей исследовалось многими авторами, в качестве примера можно привести зависимость индикаторного к.п.д. от степени невоспроизводимости последовательных циклов, предложенную в работе Н.М.Шикуниной и В.С.Золотарева (рис.2.2).

Неустойчивость процесса сгорания в бензиновых двигателях при дросселировании связана, наряду с перечисленными выше причинами, с локальной неравномерностью состава смеси внутри цилиндра, причем влияние неравномерности сильно возрастает с обеднением смеси /4.50/. Важнейшей причиной неустойчивости процесса сгорания в этом случае является невозможность надежного воспламенения обычными источниками искрового зажигания. Дело в том, что трудно воспламенить рабочую смесь в таких условиях стабильно во всех по-

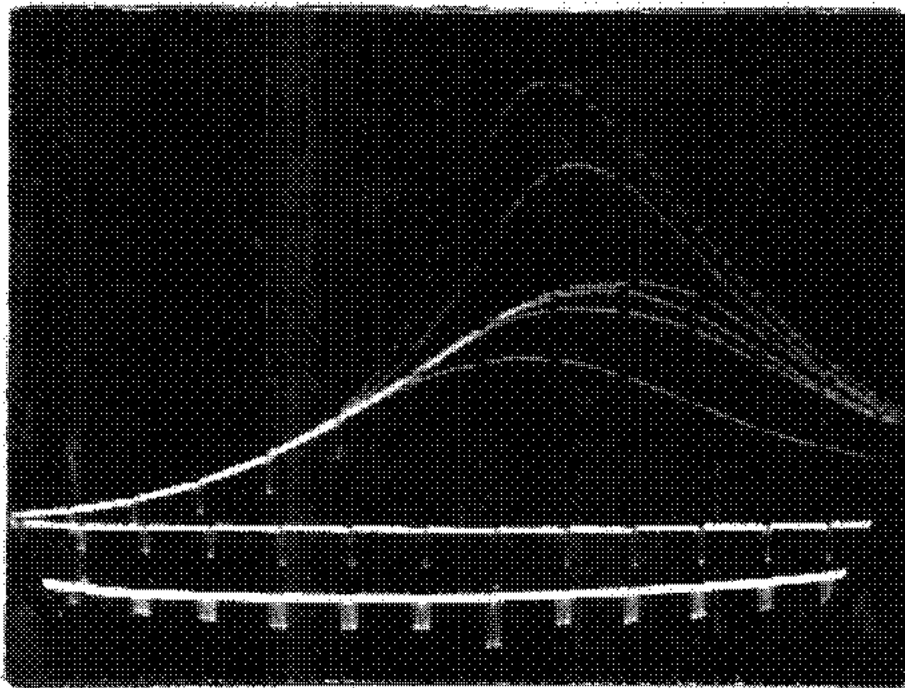


Рис.2.1. Невоспроизводимость последовательных рабочих циклов. Двигатель одноцилиндровой установки УН-7А.

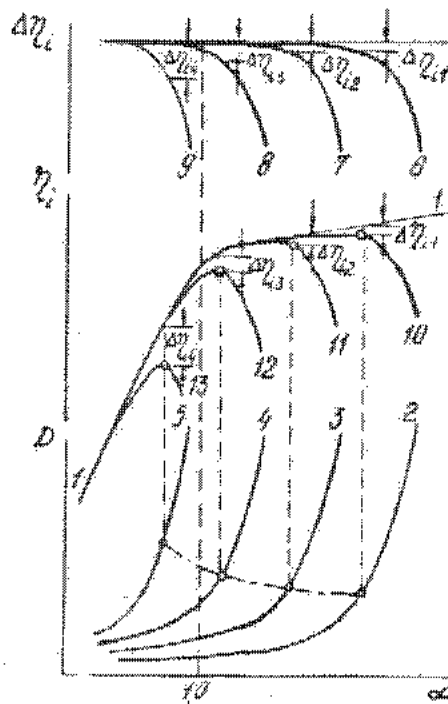


Рис.2.2. Зависимость индикаторного к.п.д. от степени невоспроизводимости последовательных рабочих циклов.

следовательных рабочих циклах, особенно в тех, где сложились наиболее неблагоприятные условия, но если смесь воспламенилась в необходимый момент, то процесс сгорания протекает нормально /4.13/.

Из теории известно, что экономичность рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания можно оценить как по индикаторному к.п.д., так и по удельному индикаторному расходу топлива:

$$g_i = \frac{P_{tr} \eta_v}{l_o \alpha P_i} \quad (2.1)$$

При постоянной нагрузке и прочих равных условиях удельный индикаторный расход топлива обратно пропорционален величинам коэффициента избытка воздуха и среднего индикаторного давления. Из этого вытекают две основные теоретические предпосылки увеличения энергии источника зажигания с целью повышения топливной экономичности бензиновых двигателей. Увеличение коэффициента избытка воздуха теоретически должно уменьшать удельный расход топлива, но в бензиновых двигателях обеднение горючей смеси лимитируется пределами воспламенения. Опыт показывает, что наимыгоднейшая экономичность двигателя получается при его работе на обедненной смеси при  $\alpha = 1,15$  /3.24/. Известно также, что в теоретическом цикле с сообщением теплоты при постоянном объеме с уменьшением нагрузки температуры и термический к.п.д. не изменяются, а давление газов и средние давления цикла уменьшаются пропорционально давлению впуска. В реальном бензиновом двигателе индикаторный к.п.д. непрерывно снижается по мере уменьшения нагрузки, что связано с необходимостью обогащения рабочей смеси топливом при количественном регулировании мощности путем дросселирования на впуске. В итоге, с уменьшением нагрузки существенно ухудшается экономичность двигателя. Исправление этого недостатка требует коренного расширения концентрационных пределов искрового

зажигания, что и является первой предпосылкой для увеличения энергии источника зажигания.

Второй предпосылкой для увеличения энергии источника зажигания является то, что при дросселировании увеличивается невоспроизводимость протекания последовательных рабочих циклов и, следовательно, падает величина среднего индикаторного давления, определяемая как среднеарифметическое величин средних индикаторных давлений всех рабочих циклов за определенный промежуток времени. При увеличении энергии источника зажигания невоспроизводимость последовательных циклов при определенных условиях уменьшается и, следовательно, величина среднего индикаторного давления возрастает, что приводит к некоторому уменьшению удельного расхода топлива.

## 2.2. Минимально необходимая энергия источника зажигания при воспламенении рабочей смеси электрической искрой

Согласно тепловой теории процесс распространения пламени может быть описан системой из трех уравнений /3.35/.

$$\lambda \left( \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{n}{x} \frac{dT}{dx} \right) = Q_p k_0 C_r^m C_o^n \exp \left( - \frac{E_a}{RT} \right) \quad (2.2)$$

- стационарное уравнение теплопроводности;

$$Q_p k_0 C \exp \left( - \frac{E}{RT} \right) dx + \lambda \frac{d^2 T}{dx^2} dx + U_n C_p \rho_0 dT - \frac{\alpha V_c}{F_c} (T_g - T_0) dx = 0 \quad (2.3)$$

- уравнение теплового баланса;

$$D_r \frac{d^2 C}{dx^2} - U_n dC - k_0 C \exp \left( - \frac{E}{RT} \right) dx = 0 \quad (2.4)$$

- уравнение материального баланса.

Задаваясь соответствующими начальными и граничными условиями, однозначно определяющими воздействие источника зажигания,

с помощью этой системы уравнений можно описать процесс зажигания рабочей смеси в цилиндре бензинового двигателя. Однако аналитического решения эта система в настоящее время не имеет, поэтому для анализа закономерностей процесса в каждом частном случае используют либо численные расчеты на электронно-вычислительных машинах (ЭВМ), либо приближенно-аналитические методы /2.1; 2.2; 4.1; 4.2; 4.5; 4.9; 4.10; 4.11; 4.12; 4.15; 4.21; 4.46; 8.1/.

В одной из ранних работ Я.Б.Зельдовича и Н.Н.Воеводского предложен приближенно-аналитический метод, основанный на гипотезе о том, что "если в слое толщиной  $\delta_{пл}$  поддерживается температура большая  $T_g$  (температура адиабатического пламени), то химическая реакция успевает создать достаточное количество тепла для воспламенения следующего слоя" /3.14/. В этом случае условие воспламенения может быть записано следующим образом:

$$r_{мин} \geq 2\sqrt{2} \delta_{пл} \quad (2.5)$$

где  $r_{мин}$  - минимально допустимая величина радиуса первичного очага воспламенения, созданного источником зажигания;  $\delta_{пл}$  - ширина фронта ламинарного пламени в данной рабочей смеси.

В этом случае минимальная энергия, необходимая для воспламенения рабочей смеси, может быть определена из уравнения:

$$E_{мин} = \frac{\kappa_1 \lambda_0^3 (T_g - T_0)}{U_n \rho_0^2 C_p^2} \quad (2.6)$$

Б.Льюис и Г.Эльбе предложили, что минимальная энергия, необходимая для воспламенения пламени, должна быть пропорциональна критической величине энтальпии  $h_{кр}$ , отнесенной к единице поверхности зоны горения, а также квадрату минимального радиуса пламени, который применялся равным половине критического рассто-

ения  $\delta_{кр.} / 3.26; 3.27/$ .

$$E_{мин} = K_2 \Pi \delta_{кр.}^2 h_{кр.} = K_2 \Pi \delta_{кр.} \frac{\lambda}{U_n} (T_g - T_0) \quad (2.7)$$

Если учесть, что  $Z_{мин} = \lambda / C_p \rho_0 U_n$ ,  $2Z_{мин} = \delta_{кр.}$ , то

(при подстановке этих величин оказывается, что оба уравнения, полученные для определения минимальной энергии, необходимой для воспламенения, идентичны, несмотря на разницу физических представлений, которые легли в основу для вывода каждого из них.

Дальнейшее развитие тепловая теория зажигания нашла в работе М.Д.Апашева и Г.М.Мещерякова /4.3/. С учетом процесса в канале искры предложено определять минимальную энергию, необходимую для воспламенения, по формуле:

$$E_{мин} = \frac{K_3 \Pi \delta_{кр.}^3 \rho C_p (T_g - T_0) E_a \sigma_{эл.} \bar{e} \Delta T}{k T_e} \quad (2.8)$$

где  $E$  - напряженность электрического поля;  $U_{эл.}$  - скорость электронов,  $\bar{e}$  - заряд электрона,  $k$  - постоянная Больцмана,  $T_e$  - электронная температура.

К.А.Морозов, Б.Я.Черняк и Е.А.Джайлаубеков применили тепловую теорию для анализа условий в момент зажигания через определение минимальной энергии, необходимой для воспламенения /4.35; 5.2/.

Обобщив имеющиеся экспериментальные данные, они вывели формулу, позволяющую оценить условия в момент зажигания в двигателе при дросселировании с учетом относительного количества остаточных газов:

$$E_{мин} = C \frac{(1 + \gamma_z')^3}{P_a (T_0 + \Delta T)^4 \epsilon_\varphi^{5n_1 - 4} \left(1 + \frac{T_n}{T_0 + \Delta T} \gamma_z'\right)^4} \cdot \frac{e^{9\gamma_z'}}{\alpha [1 - (15\gamma_z' + 1)(\alpha' - 0.9 + 0.2\gamma_z')^{1.8}]^3} \quad (2.9)$$

где

$$C = A \frac{P_0 T_0^4}{\rho_0^2} \cdot \frac{\lambda^3}{C_p^3 U_{н. макс}^3} \cdot \frac{H_u}{l_0} \quad (2.10)$$

A — постоянный коэффициент.

В данной формуле впервые сделана попытка оценить статистическую природу воспламенения рабочей смеси при искровом зажигании в бензиновом двигателе путем введения локальных значений коэффициентов избытка воздуха  $\alpha'$  и остаточных газов  $\gamma''$  в зоне искрового промежутка. Следует отметить, что как теоретическое, так и экспериментальное определение этих параметров представляет собой весьма сложную проблему, практически не решенную в настоящее время.

При использовании формул для расчета минимальной энергии, необходимой для воспламенения, возникает необходимость в определении нормальной скорости распространения пламени. По определению В.А.Михельсона, скорость распространения пламени относительно невоспламенившейся горючей смеси газов, измеренная по нормали к поверхности горения представляет "величину, столь же характеристическую для состояния газа, как, например, плотность, теплопроводность или его удельная теплота", т.е. одну из основных физико-химических характеристик рабочей смеси /4.34/. Экспериментальное определение  $U_n$  по видимой скорости распространения пламени  $U_b$  затруднено тем, что необходимо учитывать движение газа, связанное с расширением продуктов сгорания.

Теоретическое определение нормальной скорости распространения пламени основано на так называемой тепловой теории ламы — нарного пламени, разработанной Я.Б.Зельдовичем и Д.А.Франк-Каменецким /4.23; 4.24/.

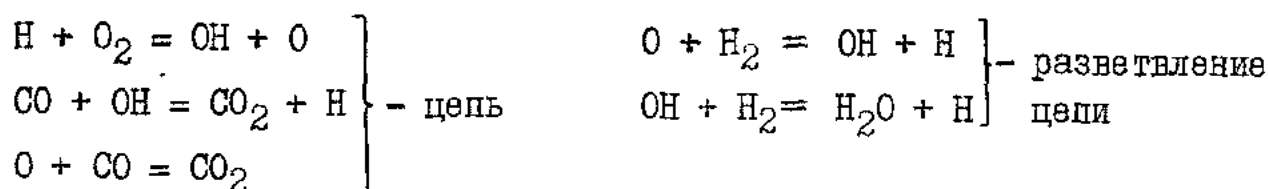
В многочисленных работах, основанных на тепловой теории, приведены различные формулы для расчета нормальной скорости распространения пламени, позволяющие выяснить влияние на нее различных физико-химических параметров горючей смеси: давления, температуры, состава смеси, порядка реакции и т.д. /3.8; 3.13;

3.43; 3.45; 3.48; 3.51/.

Для реакций первого порядка (например реакции разложения метана:  $\text{CH}_4 = \text{C} + 2\text{H}_2$ ) нормальную скорость распространения пламени Я.Б.Зельдович, Г.И.Баренблатт, В.Б.Либрович и Г.М.Махвиладзе предлагают определять по формуле:

$$U_n = \sqrt{\frac{2 \lambda_g k_0}{\rho_0 C_p (T_g - T_0)} \frac{T_0}{T_g} \left( \frac{RT_g^2}{E} \right) e^{-\frac{E_a}{RT_g}}} \quad (2.11)$$

Для реакций второго порядка, которые наиболее характерны в цепных реакциях, например - сгорание окиси углерода в присутствии водяного пара можно записать следующие уравнения /3.20/:



Нормальную скорость распространения пламени для реакций второго порядка предлагается определять по формуле:

$$U_n = \sqrt{\frac{4 \lambda_g k_0 a_0}{\rho_0 C_p (T_g - T_0)} \left( \frac{T_0}{T_g} \right)^2 \left( \frac{RT_g^2}{E_a} \right)^3 e^{-\frac{E_a}{RT_g}}} \quad (2.12)$$

Предэкспонент  $k_0$  может быть определен по формуле для общего числа столкновений между реакционноспособными молекулами  $A_1$  и  $A_2$ :

$$k_0 = 2 \chi \sigma \cdot \sqrt{2 \pi R T} \frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} \quad (2.13)$$

где  $\sigma$  - квадрат суммы радиусов сталкивающихся молекул, а  $M_1$  и  $M_2$  - их массы. Множитель  $\chi$  - стерический фактор, вероятность того, что при столкновении молекулы обладают необходимой пространственной ориентацией /3.13/.

На базе современной теории можно оценить влияние различных факторов на распространение пламени по рабочей смеси в цилиндре

двигателя и определить некоторые причины снижения топливной экономичности при частичных нагрузках.

В соответствии с тепловой теорией, для воспламенения рабочей смеси в цилиндре двигателя необходимо довести до температуры адиабатического пламени объем с радиусом, соизмеримым с шириной зоны ламинарного пламени.

$$Z_{\min} \geq 2\sqrt{2} \delta_{\text{пл}} \geq 2\sqrt{2} \frac{\lambda_z}{C_p \rho_c U_{\text{нс}}} \quad (2.14)$$

При зажигании рабочей смеси электрической искрой, образованной между двумя плоскостями электродов свечи зажигания, как это имеет место в бензиновых двигателях, объем, подвергнутый воздействию искры, имеет форму цилиндра. Высота этого цилиндрического объема равна величине искрового промежутка, а <sup>радиус</sup> должен быть не менее удвоенной ширины зоны ламинарного пламени:

$$Z_{\min} = K \delta_{\text{пл}} = \frac{K \lambda_z}{C_p \rho_c U_{\text{нс}}} \quad (2.15)$$

В этом случае из уравнения теплового баланса можно определить минимальную энергию, необходимую для воспламенения рабочей смеси.

$$E_{\min} = 2K\pi Z_{\min}^2 \delta_{\text{св}} C_p \rho_c (T_z - T_c) = \frac{2K\pi \lambda_z^2 \delta_{\text{св}}}{C_p \rho_c U_{\text{нс}}^2} (T_z - T_c) \quad (2.16)$$

Подставляя значение нормальной скорости распространения пламени для реакций второго порядка в уравнение теплового баланса получаем, после некоторых сокращений, формулу для определения минимальной энергии, необходимой для воспламенения:

$$E_{\min} = \frac{K\pi \lambda_z \delta_{\text{св}}}{2 k_c a_c} \cdot \frac{(T_z - T_c)^2}{\left(\frac{T_c}{T_z}\right)^2 \left(\frac{RT_z^2}{E_a}\right)^3 e^{\frac{E_a}{RT_z}}} \quad (2.17)$$

Объем зоны подогрева рабочей смеси искрой можно определить

$$V_{зп.} = \frac{E_{мин.}}{C_p \rho_c (T_z - T_c)} \frac{\kappa \pi \lambda_z \delta_{cb} (T_z - T_c)}{2 C_p \rho_c k_c a_c \left( \frac{T_c}{T_z} \right)^2 \left( \frac{RT_z^2}{E_a} \right)^3 e^{-\frac{E_a}{RT_z}}} \quad (2.18)$$

Концентрацию топлива в смеси можно определить через коэффициент избытка воздуха и коэффициент остаточных газов

$$a_c = \frac{G_T}{G_B + G_T + G_L} \quad (2.19)$$

так как:

$$G_B + G_T = (1 + \alpha l_o) G_T \quad (2.20)$$

и:

$$G_L = (1 + \alpha l_o) \gamma_L G_T \quad (2.21)$$

тогда:

$$a_c = \frac{1}{(1 + \alpha l_o)(1 + \gamma_L)} \quad (2.22)$$

Подставляя значение концентрации топлива в смеси в уравнение для определения минимальной энергии, необходимой для воспламенения, получаем:

$$E_{мин.} = \frac{\kappa \pi \lambda_z \delta_{cb} (1 + \alpha l_o)(1 + \gamma_L)}{2 k_c} \frac{(T_z - T_c)^2}{\left( \frac{T_c}{T_z} \right)^2 \left( \frac{RT_z^2}{E_a} \right)^3 e^{-\frac{E_a}{RT_z}}} \quad (2.23)$$

Объем зоны подогрева рабочей смеси искрой можно определить:

$$V_{зп.} = \frac{\kappa \pi \lambda_z \delta_{cb} (1 + \alpha l_o)(1 + \gamma)(T_z - T_c)}{2 C_p \rho_c k_c \left( \frac{T_c}{T_z} \right)^2 \left( \frac{RT_z^2}{E_a} \right)^3 e^{-\frac{E_a}{RT_z}}} \quad (2.24)$$

Анализ представленных формул показывает, что минимальная энергия, необходимая для воспламенения, а следовательно объем зоны подогрева рабочей смеси искрой возрастает с увеличением коэффициентов избытка воздуха и остаточных газов, а также коэффициента теплопроводности рабочей смеси. Зона подогрева возрастает с увеличением искрового промежутка и градиента температур.

Несколько парадоксальным представляется рост минимальной энергии, необходимой для воспламенения, с увеличением искрового промежутка. Это объясняется тем, что при постоянной энергии искры, близкой к минимальному значению, с увеличением искрового промежутка радиус ее канала (зоны подогрева) уменьшается и может стать меньше критического. При значении энергии искры, существенно выше минимального для данной смеси, с ростом искрового промежутка возрастает зона подогрева и вероятность воспламенения в последовательных рабочих циклах, при изменяющихся по каким-либо причинам условиях, повышается.

На рис.2.4 представлены результаты расчета максимально допустимой величины коэффициента избытка воздуха от минимальной энергии зажигания; необходимые данные были взяты из соответствующей литературы /3.11;3.39;3.51/.

### 2.3. Энергия первичного очага воспламенения при зажигании электрической искрой с учетом тепла, выделившегося при сгорании рабочей смеси в зоне подогрева

При многократно повторяющемся эксперименте, а в бензиновых двигателях - при зажигании рабочей смеси в последовательных рабочих циклах обеспечение энергии источника зажигания, минимально необходимой для воспламенения смеси данного состава, определенное как средняя величина за некоторый промежуток времени, является необходимым, но недостаточным условием 100% воспламенения /3.17;3.22/.

По своей природе процесс воспламенения при искровом зажигании имеет статистический характер, так как состав смеси (соотношение топлива и воздуха, молекулярный состав топлива, количество и состав ОГ) в зоне непосредственного воздействия искры

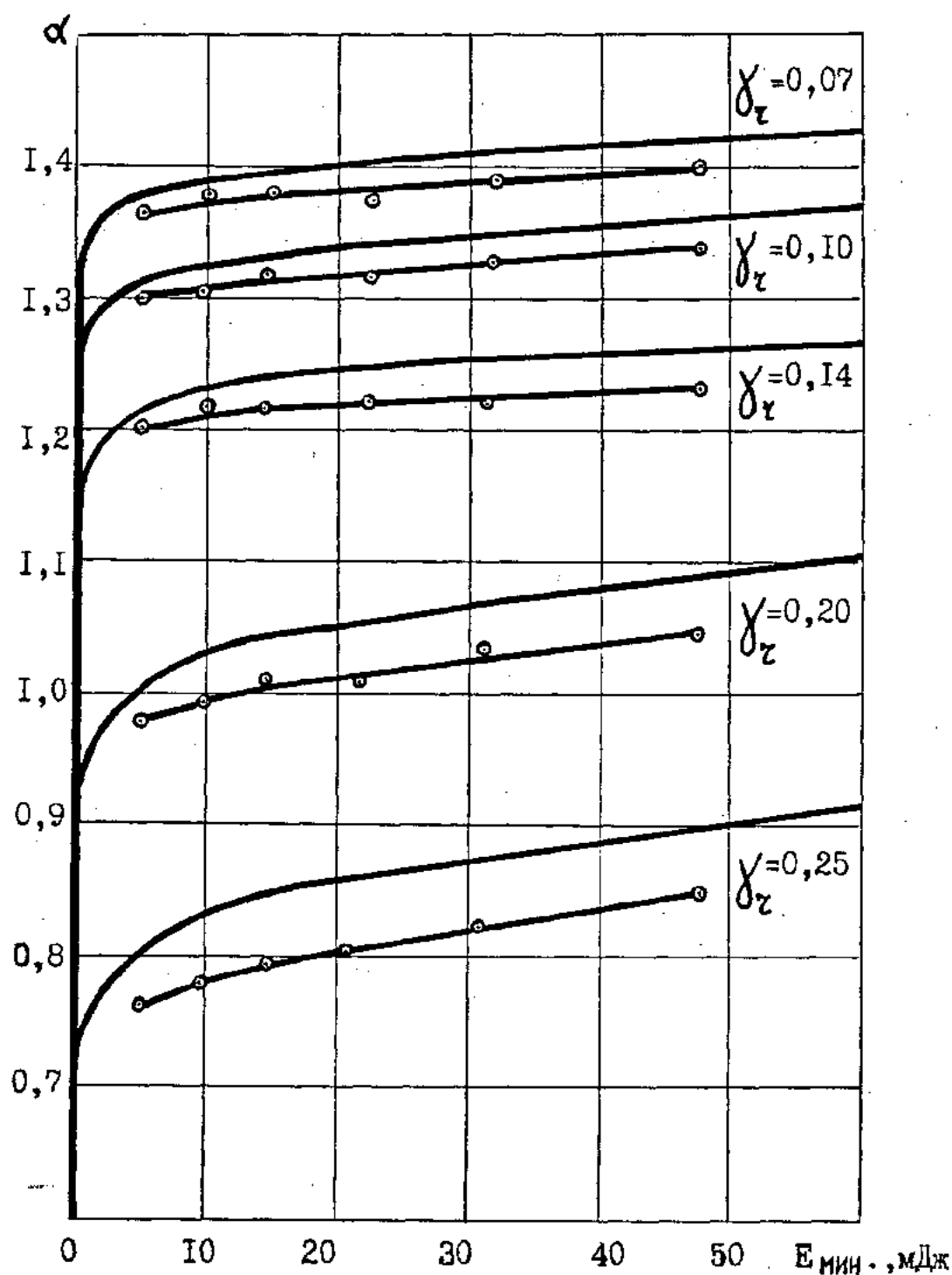


Рис.2.3. Зависимость допустимого предела обеднения рабочей смеси от минимальной энергии зажигания и относительного количества остаточных газов:  
 — расчёт; ○—○ эксперимент.

всегда подвержен некоторым колебаниям. Энергия искры, часть которой составляет энергия зажигания, также подвержена определенным колебаниям.

Энергию, запасенную во вторичной цепи системы зажигания, принято делить на емкостную и индуктивную составляющие. Определение величины запасенной энергии может быть осуществлено известными методами электротехники.

При разряде энергии, запасенной во вторичной цепи системы зажигания, определенная доля, до  $50 + 60\%$ , теряется в элементах электрической схемы /3.5; 4.43; 5.6/. Остальная энергия выделяется в искровом промежутке, при этом только часть этой энергии расходуется на нагрев рабочей смеси до температуры адиабатического пламени, т.е. на ее воспламенение. Термический к.п.д. искры, т.е. относительная доля энергии, затраченная на воспламенение, определяется потерями в электроды свечи зажигания, а также потерями на излучение и образование ударной волны. По данным, приведенным в литературных материалах, можно сделать вывод, что термический к.п.д. искры составляет величину 10-15%. Потери в электроды могут составлять до 50%, на излучение - до 20%, а на образование ударной волны - до 10% от энергии, выделившейся в искровом промежутке /2.7; 3.4; 3.10; 3.18; 3.22; 3.29; 3.52; 4.3, 4.18; 4.22; 4.25/.

В результате нагрева и ионизации газа в канале искры образуется объем, занятый низкотемпературной плазмой. Дальнейшее воспламенение будет зависеть от объема зоны подогрева рабочей смеси искрой и времени воздействия искры на данный объем.

Размеры зоны подогрева зависят от размеров искры, определяемых величиной искрового промежутка и диаметром канала, а также ее температурой. Плазма искры не является термически равновесной. Из-за различия в величине средней кинетической энергии элек-

тронов, ионов и нейтральных частиц, связанных с различием в массах, их абсолютная температура различна:

$$T_e \gg T_i > T_0$$

Так как масса электрона на три порядка меньше массы атома, то доля энергии, которую может передать электрон атому при соударении, очень мала. В связи с этим, хотя температура электронов лежит в пределах нескольких десятков тысяч градусов, температура ионов и нейтральных частиц в канале искрового разряда не превышает, по данным Л.А.Арцимовича, 2000 °К /3.4/. Из этого следует, что часто приводимая в литературе по искровому зажиганию в двигателях температура порядка десятков тысяч градусов относится только к электронам и никак не характеризует искру с тепловой точки зрения.

Специальное исследование, проведенное З.Хорватовой, позволило установить, что температура газа в канале искры, образованной между электродами свечи зажигания, при давлении газа  $8,3 \cdot 10^5$  Па равна 2000–2800 °К, в зависимости от параметров системы зажигания /4.58/. Так как температура адиабатического пламени, до которой надо нагреть рабочую смесь для воспламенения, имеет тот же порядок величины, можно сделать вывод, что объем зоны подогрева при искровом зажигании примерно равен объему искры.

Из литературы известно, что диаметр канала искр, полученных от автомобильных систем зажигания, примерно равен 0,1–0,2 мм /3.4/.

Если принять, что диаметр канала искры при энергии, запасаемой во вторичной цепи системы зажигания 20 мДж равен 0,1 мм, то объем искры равен  $0,0078 \text{ мм}^3$  при величине искрового промежутка 1 мм и давлении в момент зажигания 1 МПа. Расчеты показывают, что для подогрева такого объема в указанных условиях от 700 до

2800 °К (средняя молярная теплоемкость газа 25 Дж/моль) необходима энергия 1,18 мДж. В этом случае термический к.п.д. искры составляет величину 5,9%.

В случае, если при тех же условиях принять диаметр канала искры равным 0,2 мм, то объем искры будет равен 0,031 мм<sup>3</sup>, необходимая для нагрева энергия 4,72 мДж, а термический к.п.д. искры - 23,6%. При диаметре канала 0,3 мм объем искры будет 0,071 мм<sup>3</sup>, необходимая энергия - 10,62 мДж, а к.п.д. - 53,1%.

Следует отметить, что в случае искрового зажигания вокруг искры всегда возникает небольшое пламя, но если энергия источника зажигания недостаточна, пламя не распространяется по всему объему рабочей смеси /3.29/. Из этого факта, на основании которого Р.Уилер, Д.Морган и Е.Тейлор-Джонс впервые сформулировали гипотезу о тепловой природе зажигания, Б.Льюис и Г.Эльбе сделали вывод, что "тепловая энергия пламени минимального размера состоит частично из химической энергии и частично из энергии источника зажигания" /3.26/.

Доля энергии первичного очага воспламенения, выделившаяся при сгорании объема горючей смеси, оказавшейся в зоне непосредственного воздействия искры, зависит от теплотворности данной горючей смеси и объема зоны воздействия. Если воспользоваться данными, приведенными в работе Д.Моргана, то можно сделать вывод, что энергия, выделившаяся при сгорании топлива в зоне непосредственного воздействия искры, соизмерима с энергией самой искры /3.29/.

Известна зависимость тепловыделения при сгорании бензиновоздушных смесей от их состава. Из имеющихся в литературе данных следует, что максимальная величина тепловыделения соответствует стехиометрическому составу смеси. При обеднении смеси тепловыделение уменьшается примерно в четыре раза больше, чем при обо-

гащении. С обеднением смеси от стехиометрического состава до состава, характеризуемого коэффициентом количества топлива  $\alpha_T = 0,8$ , тепловыделение уменьшается в 1,3 раза /3.1/.

Исходя из изложенного, можно предложить следующую схему для расчета энергии первичного очага воспламенения при зажигании искрой. В результате нагрева искрой некоторого объема рабочей смеси до температуры адиабатического пламени, через некоторый промежуток времени, определяемый временем индукции химических реакций горения, в данном объеме образуется первичный очаг воспламенения. Следует еще раз подчеркнуть, что длительность искры по времени должна быть не менее времени индукции химических реакций горения в данной рабочей смеси, которая равна нескольким десяткам микросекунд. В ином случае определенная доля тепла, выделившаяся в искре, рассеется в окружающую рабочую смесь раньше, чем начнется химическая реакция горения, и энергии источника зажигания может не хватить для воспламенения.

Тепло, выделившееся при горении, и тепло, эквивалентное энергии зажигания, будет составлять энергию первичного очага воспламенения:

$$Q_{п.о.} = Q_{зж.} + Q_{гор.} \quad (2.25)$$

Энергию зажигания можно определить через энергию, запасенную во вторичной цепи системы зажигания

$$Q_{зж.} = \eta_{и} E_{зж.} \quad (2.26)$$

где  $\eta_{и}$  - термический к.п.д. искры;

$E_{зж.}$  энергия, запасенная во вторичной цепи системы зажигания.

Объем, подвергнутый непосредственному воздействию искры, т.е. объем зоны подогрева можно определить из уравнения теплового баланса:

$$V_{зп.} = \frac{Q_{зж.}}{C_p \rho_0 (T_z - T_c)} \quad (2.27)$$

Тепло, выделившееся при горении рабочей смеси в зоне подогрева искрой:

$$Q_{гор} = H_{см.} V_{зп.} \quad (2.28)$$

Если учесть, что теплотворность смеси:

$$H_{см.} = \frac{H_{и}}{22,4 (\alpha l_0 + \frac{1}{m_T})} \quad (2.29)$$

Уравнение для определения суммарной энергии первичного очага воспламенения:

$$Q_{п.о.} = Q_{зж.} \cdot \left[ 1 + \frac{H_{и}}{22,4 C_p \rho_c (T_z - T_c) (\alpha l_0 + \frac{1}{m_T})} \right] \quad (2.30)$$

В окончательном виде, с учетом термического к.п.д. искры, суммарную энергию первичного очага воспламенения можно определить из уравнения:

$$Q_{п.о.} = \eta_{и} E_{зж.} \cdot \left[ 1 + \frac{H_{и}}{22,4 C_p \rho_c (T_z - T_c) (\alpha l_0 + \frac{1}{m_T})} \right] \quad (2.31)$$

Анализ приведенной формулы позволяет установить, что энергия очага воспламенения увеличивается с ростом к.п.д. искры, энергии, запасенной во вторичной цепи, теплотворной способности топлива и температуры в момент зажигания. Энергия первичного очага воспламенения уменьшается с ростом теплоемкости, плотности, максимальной температуры цикла для данной рабочей смеси и коэффициента избытка воздуха.

В качестве критерия для оценки вероятности воспламенения в данном случае можно принять избыточность энтальпии первичного очага воспламенения, как это было предложено Б.Льюисом и

Г.Эльбе /3.26/.

Действительно, если тепловыделение в первичном очаге воспламенения будет выше, чем теплоотвод из него в свежую смесь, то очаг будет развиваться. Если баланс тепла в первичном очаге воспламенения равен нулю, то очаг будет находиться в состоянии равновесия. В случае, если теплоотвод из очага больше, чем тепловыделение в нем, то очаг будет гаснуть.

Данная схема подтверждается рядом прямых экспериментов с фоторегистрацией первичного очага воспламенения, где зафиксированы развивающиеся и гаснущие очаги, а также очаги в стадии равновесия /3.22/.

Как было рассмотрено выше, условия распространения пламени наиболее неблагоприятны в момент зажигания, когда температура и давление в цилиндре двигателя еще не начали возрастать в результате сгорания. При работе двигателя с частичной нагрузкой рабочую смесь приходится обогащать для увеличения тепловыделения при сгорании. Это обогащение требуется прежде всего в момент зажигания и на стадии развития первичного очага воспламенения. Если первичный очаг воспламенения начал развиваться, то процесс сгорания будет происходить нормально и при более бедной топливом смеси.

Учитывая изложенное, можно рекомендовать для обеспечения стабильности воспламенения повышение энергии первичного очага увеличением энергии источника зажигания, например подавая в искру дополнительную энергию. При этом суммарная энергия первичного очага воспламенения будет повышена и развитие первичного очага станет более устойчивым, даже при обеднении смеси и уменьшении доли его энергии, выделяющейся в результате сгорания рабочей смеси в зоне подогрева.

Количество дополнительно подаваемой в искру энергии должно

быть достаточным, чтобы компенсировать уменьшение энергии первичного очага воспламенения при дросселировании из-за роста относительного количества остаточных газов, снижения давления и температуры в момент зажигания, а при обеднении смеси из-за снижения ее теплотворности.

С другой стороны, энергию первичного очага воспламенения можно увеличить, обогащая топливом рабочую смесь в зоне искрового промежутка. Для обогащения топливом зоны расположения искрового промежутка автором предложено два технических решения, защищенных авторскими свидетельствами. В одном случае предлагается подавать дополнительное количество топлива в искровой промежуток через канал в свече зажигания, перекрытый клапаном /6.1/. В другом случае предлагается подавать дополнительное топливо через пористую стенку микрофоркамеры свечи, используя явление капиллярности /6.2/.

#### 2.4. Определение относительной площади теплоотвода из первичного очага воспламенения в рабочую смесь при искровом зажигании

Определение термического к.п.д. искры с учетом всех потерь при существующих методах исследования представляет собой весьма сложную задачу. В этих условиях даже приближенные методы оценки этого важнейшего параметра воспламенения при искровом зажигании представляет определенный интерес. В данной работе определялась относительная площадь тепловых потерь по методике, предложенной В.П.Карповым для камер сгорания поршневых двигателей /3.20/.

При искровом зажигании зона непосредственного воздействия искры на рабочую смесь существенно зависит от формы электродов свечи зажигания и места образования искры. В случае образования искры на продолжении оси центрального электрода свечи зажигания

объем зоны воздействия искры с известной энергией на рабочую смесь будет минимальным, а в случае образования искры на кромке электродов - максимальным (рис.2.4).

В первом случае, если  $z_{\min} \leq 0,5 d_{ц.э.}$ , объем зоны подогрева будет определяться объемом шарового слоя с радиусом, равным радиусу зоны подогрева и высотой, равной величине искрового промежутка.

$$V_{з.п.} = \frac{1}{6} \pi \delta_{св.}^3 + \pi \delta_{св.} (z_{з.п.}^2 - 0,25 \delta_{св.}^2)$$

Площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь равна боковой поверхности шарового слоя с радиусом  $z_{з.п.}$  :

$$F_{т1} = 2\pi z_{з.п.} \delta_{св.}$$

Площадь поверхности тепловых потерь в электроды свечи зажигания равна удвоенной площади окружности с радиусом:

$$z_{п1} = \sqrt{z_{з.п.}^2 - 0,25 \delta_{св.}^2}$$

В этом случае:  $F_{п1} = 2\pi (z_{з.п.}^2 - 0,25 \delta_{св.}^2)$

Относительная площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь, характеризующая в определенной степени использование тепла искры в зоне подогрева, в случае, если  $z_{з.п.} \geq 0,5 \delta_{св.}$ , может быть определена как отношение площади теплопередачи в рабочую смесь к общей площади наружной поверхности зоны подогрева:

$$\frac{F_{т1}}{F_{т1} + F_{п1}} = \frac{2\pi z_{з.п.} \delta_{св.}}{2\pi z_{з.п.} \delta_{св.} + 2\pi (z_{з.п.}^2 - 0,25 \delta_{св.}^2)} = \frac{z_{з.п.} \delta_{св.}}{z_{з.п.} \delta_{св.} + z_{з.п.}^2 - 0,25 \delta_{св.}^2}$$

Во втором случае, если  $z_{з.п.} \leq 0,5 d_{ц.э.}$ , объем зоны подогрева будет определяться как сумма половины объема шарового слоя с радиусом, равным радиусу зоны подогрева и высотой, равной величине искрового промежутка, и половине объема сферы с радиусом, равным радиусу зоны подогрева

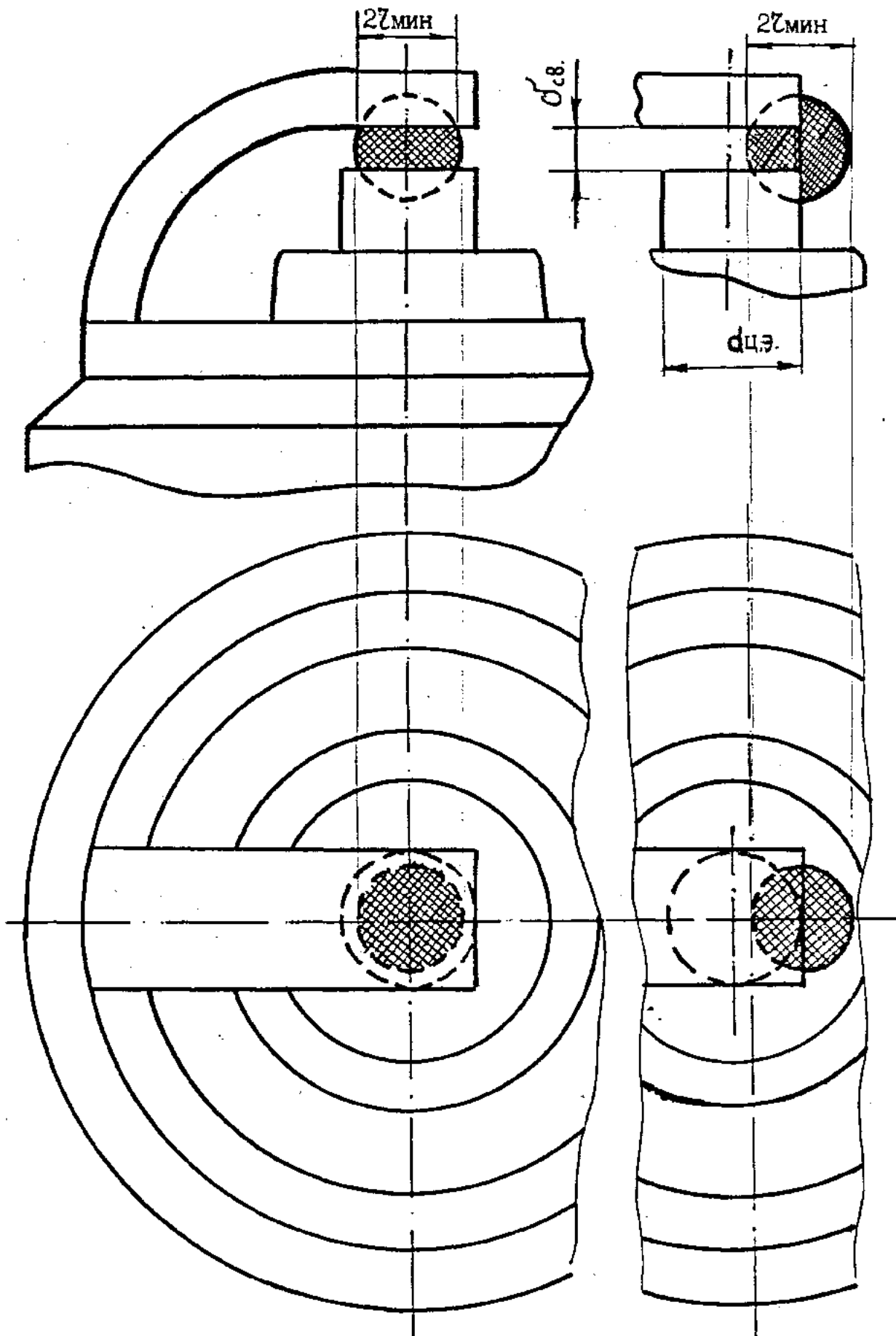


Рис.2.4. Зона подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя в зависимости от места ее возникновения

$$V_{з.л.2} = \frac{1}{12} \pi \delta_{сб.}^2 + \frac{1}{2} \pi \delta_{сб.} (z_{з.л.}^2 - 0,25 \delta_{сб.}^2) + \frac{2}{3} \pi z_{з.л.}^2 \quad (2.36)$$

Площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь равна половине боковой поверхности шарового слоя и половине поверхности сферы:

$$F_{т2} = \pi z_{з.л.} \delta_{сб.} + 2 \pi z_{з.л.}^2 \quad (2.37)$$

Площадь поверхности тепловых потерь в электроды равна сумме площади окружности с радиусом  $z_{пл.} = \sqrt{z_{з.л.}^2 - 0,25 \delta_{сб.}^2}$  и площади окружности с радиусом  $z_{з.л.}$  за вычетом площади прямоугольника с шириной  $2z_{з.л.}$  и высотой  $\delta_{сб.}$ :

$$F_{п2} = \pi (z_{з.л.}^2 - 0,25 \delta_{сб.}^2) + \pi z_{з.л.}^2 - 2z_{з.л.} \delta_{сб.} = 2\pi z_{з.л.}^2 - 0,25 \delta_{сб.}^2 - 2z_{з.л.} \delta_{сб.} \quad (2.38)$$

Относительная площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь в этом случае равна:

$$\frac{F_{т2}}{F_{т2} + F_{п2}} = \frac{\pi z_{з.л.} \delta_{сб.} + 2 \pi z_{з.л.}^2}{\pi (z_{з.л.} \delta_{сб.} + 4 z_{з.л.}^2) - 0,25 \delta_{сб.}^2 - z_{з.л.} \delta_{сб.}} \quad (2.39)$$

При условии, что  $z_{з.л.} \geq 0,5 d_{ц.э.}$  можно пренебречь влиянием положения искры в искровом промежутке.

В этом случае, если боковой и центральный электроды представить как два цилиндра, расположенные на одной оси с зазором, равным искровому промежутку свечи:

$$V_{з.л.3} = \frac{4}{3} \pi z_{з.л.}^3 - \pi z_{ц.э.}^2 (2z_{з.л.} - \delta_{сб.}) \quad (2.40)$$

Площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь равна площади поверхности сферы с радиусом  $z_{з.л.}$  за вычетом удвоенной площади поперечного сечения центрального электрода:

$$F_{т3} = 4 \pi z_{з.л.}^2 - 2 \pi z_{ц.э.}^2 \quad (2.41)$$

Площадь поверхности тепловых потерь в электроды свечи зажигания равна площади боковой поверхности электродов, находящихся в минимальном очаге, плюс удвоенная площадь рабочей поверхности центрального электрода:

$$F_{пз} = 2\pi\tau_{ц.э.}(2\pi\tau_{з.п.} - \delta_{св.}) + 2\pi\tau_{ц.э.}^2 \quad (2.42)$$

Относительная площадь поверхности теплопередачи в рабочую смесь в этом случае равна:

$$\frac{F_{тз}}{F_{тз} + F_{пз}} = \frac{2\tau_{з.п.}^2 - \tau_{ц.э.}^2}{2\tau_{з.п.}^2 + \tau_{ц.э.}(2\tau_{з.п.} - \delta_{св.})} \quad (2.43)$$

В случае применения свечи зажигания с поверхностным разрядом (рис. 2.5) конфигурация зоны подогрева зависит от соотношения радиуса зоны подогрева и величины искрового промежутка.

Если радиус зоны подогрева меньше величины искрового промежутка, зона подогрева представляет собой цилиндр со сферическими торцами, разрезанный по оси. Объем зоны подогрева можно определить по уравнению:

$$V_{зпч} = \frac{1}{2}\pi\tau_{з.п.}^2\delta_{св.} - \frac{2}{3}\pi\tau_{з.п.}^3 \quad (2.44)$$

Площадь поверхности теплопередачи:

$$F_{т4} = \pi\tau_{з.п.}\delta_{св.} - 2\pi\tau_{з.п.}^2 \quad (2.45)$$

Площадь поверхности тепловых потерь в свечу:

$$F_{п4} = 2\pi\tau_{з.п.}\delta_{св.} - \pi\tau_{з.п.}^2 \quad (2.46)$$

Относительная площадь теплопередачи в рабочую смесь:

$$\frac{F_{т4}}{F_{т4} + F_{п4}} = \frac{2\tau_{з.п.} + \delta_{св.}}{3\tau_{з.п.} - \delta_{св.} + \frac{2\delta_{св.}}{\pi}} \quad (2.47)$$

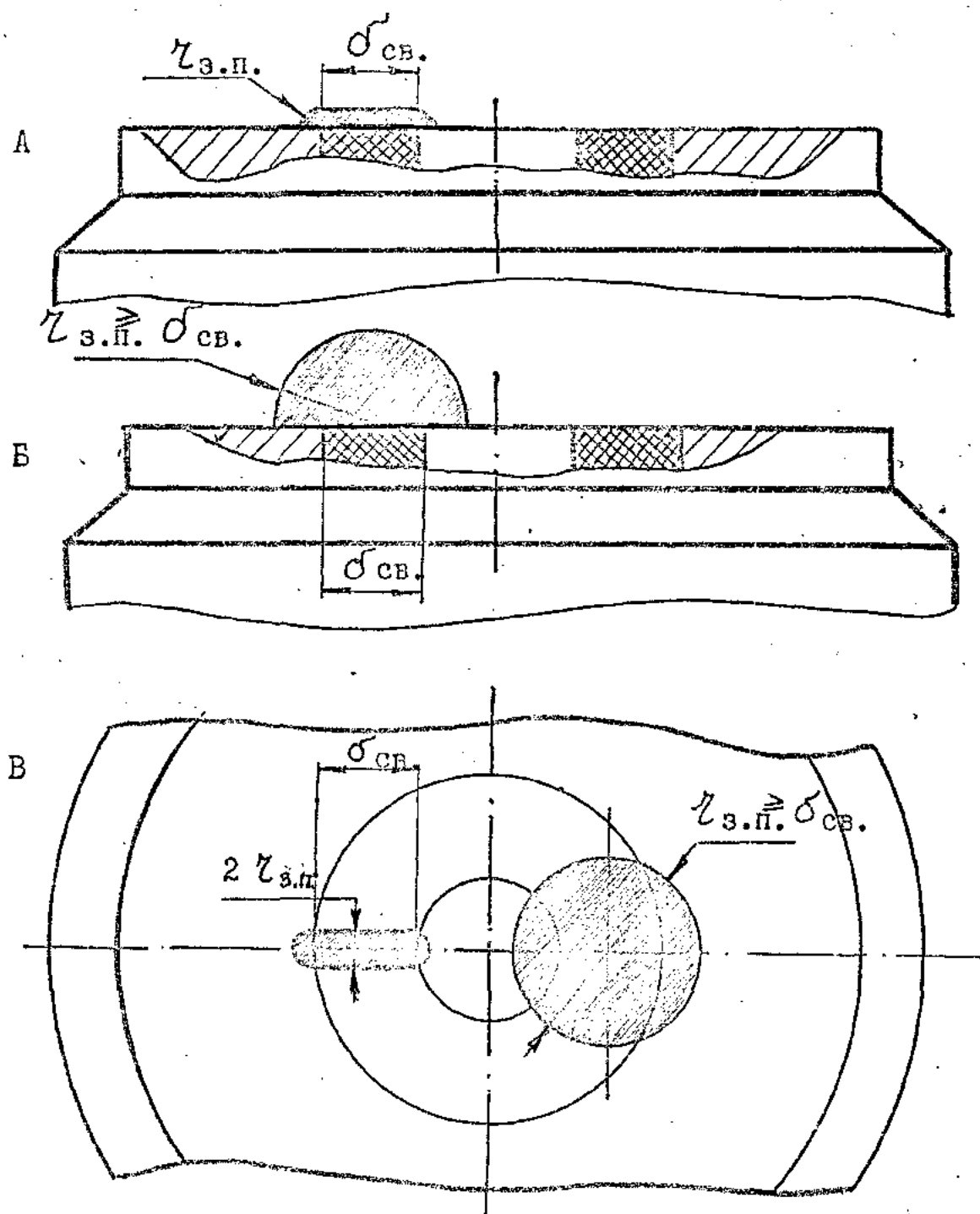


Рис.2.5. Зона подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя при свече поверхностного разряда.

А - радиус зоны подогрева меньше величины искрового промежутка; Б - радиус зоны подогрева равен или больше величины искрового промежутка; В - вид сверху на зону подогрева (слева  $r_{\text{з.п.}} < \sigma_{\text{св.}}$ , справа -  $r_{\text{з.п.}} > \sigma_{\text{св.}}$ .)

Если радиус зоны подогрева равен или больше величины искрового промежутка, объем зоны подогрева равен объему полусферы с радиусом  $z_{з.п.}$ :

$$V_{з.п.5} = \frac{2}{3} \pi z_{з.п.}^3 \quad (2.48)$$

Площадь поверхности теплопередачи:

$$F_{т5} = 2\pi z_{з.п.}^2 \quad (2.49)$$

Площадь поверхности тепловых потерь в свечу:

$$F_{п5} = \pi z_{з.п.}^2 \quad (2.50)$$

Относительная площадь теплопередачи в рабочую смесь:

$$\frac{F_{т5}}{F_{т5} + F_{п5}} = \frac{2\pi z_{з.п.}^2}{2\pi z_{з.п.}^2 + \pi z_{з.п.}^2} = 0,67 \quad (2.51)$$

При применении свечи зажигания со встроенной микрофоркамерой объем зоны подогрева зависит от величины искрового промежутка и размеров микрофоркамеры (рис.2.6).

Если радиус зоны подогрева меньше величины искрового промежутка, а диаметр камеры достаточно велик, то зона подогрева будет практически такой, как у свечи с поверхностным разрядом, рассмотренной выше.

Когда зона подогрева равна объему камеры свечи:

$$V_{з.п.6} = V_{к.с.} = \pi z_{ц.э.} h_{к.с.} \quad (2.52)$$

В этом случае поверхность теплопередачи:

$$F_{т6} = \pi z_{ц.э.}^2 \quad (2.53)$$

Площадь поверхности тепловых потерь в стенки предкамеры:

$$F_{п6} = 2\pi z_{ц.э.} h_{к.с.} + \pi z_{ц.э.}^2 \quad (2.54)$$

Относительная площадь теплопередачи в рабочую смесь:

$$\frac{F_{т6}}{F_{т6} + F_{п6}} = \frac{z_{ц.э.}^2}{2z_{ц.э.}^2 + 2z_{ц.э.} h_{к.с.}} \quad (2.55)$$

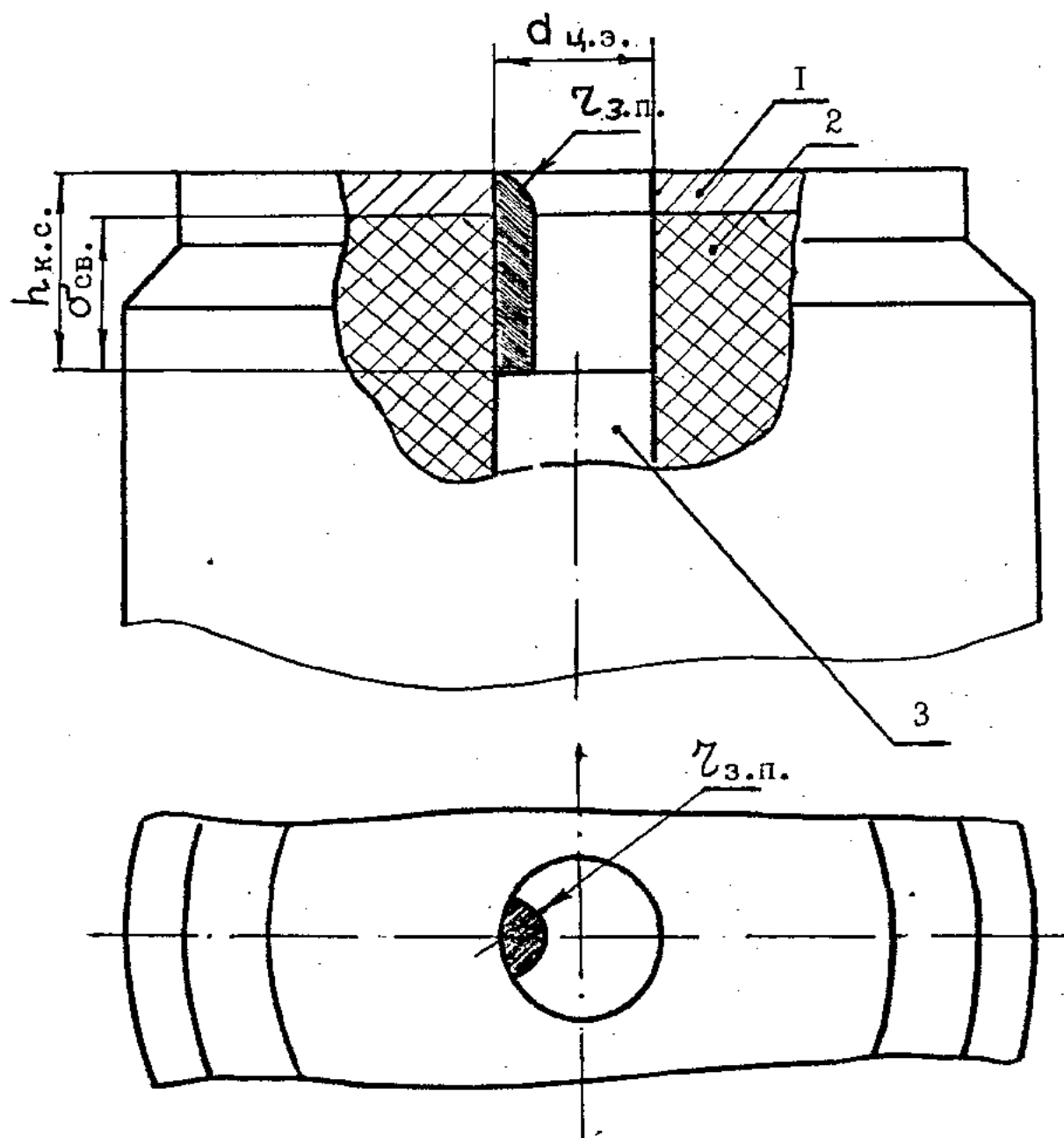


Рис.2.6. Зона подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя при свече со встроенной микрофоркамерой.

1 - боковой электрод; 2 - изолятор свечи;  
3 - центральный электрод.

В случае, если  $d_{цз} = 2,5$  мм и  $h_{кз} = 2,5$  мм:

$$\frac{F_{тб}}{F_{тб} + F_{пб}} = \frac{1,25}{2 \cdot 1,25^2 + 2 \cdot 1,25 \cdot 2,5} = 0,17 \quad (2.56)$$

На рис.2.7 приведены некоторые результаты расчета относительной площади теплопередачи в рабочую смесь.

## 2.5. Анализ условий воспламенения в камере сгорания бензинового двигателя в момент зажигания

Из анализа литературных источников было установлено, что воспламеняемость горючих смесей зависит прежде всего от состава смеси ( $\alpha$ ,  $\gamma$ ), давления, температуры и скорости потока смеси относительно электродов свечи зажигания.

### 2.5.1. Давление и температура в момент зажигания.

Согласно известным зависимостям можно определить давление и температуру в момент зажигания

$$P_c = P_{з.к} \varepsilon_\theta^{n_1} ; \quad T_c = T_a \varepsilon_\theta^{n_1-1} \quad (2.57)$$

$P_{з.к}$  - давление в момент закрытия впускного отверстия;

$\varepsilon_\theta$  - фактическая степень сжатия в момент зажигания.

Фактическую степень сжатия можно определить из уравнения:

$$\varepsilon_\theta = \frac{V_a - V_{\varphi_{оп.з}}}{V_c + V_\theta} \quad (2.58)$$

где  $V_{\varphi_{оп.з}}$  - объем, занимаемый поршнем при его перемещении от м.м.т. до момента закрытия впускного отверстия;

$$V_{\varphi_{оп.з}} = F_n S_{n(180^\circ + \varphi_{оп.з})} = F_n Z \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \varphi_{оп.з} + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi_{оп.з} \right) \right] \quad (2.59)$$

- объем, высвобождаемый поршнем при его перемещении от момента зажигания до в.м.т.

$$V_\theta = F_n S_{n(360^\circ - \theta)} = F_n Z \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \theta + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta \right) \right] \quad (2.60)$$

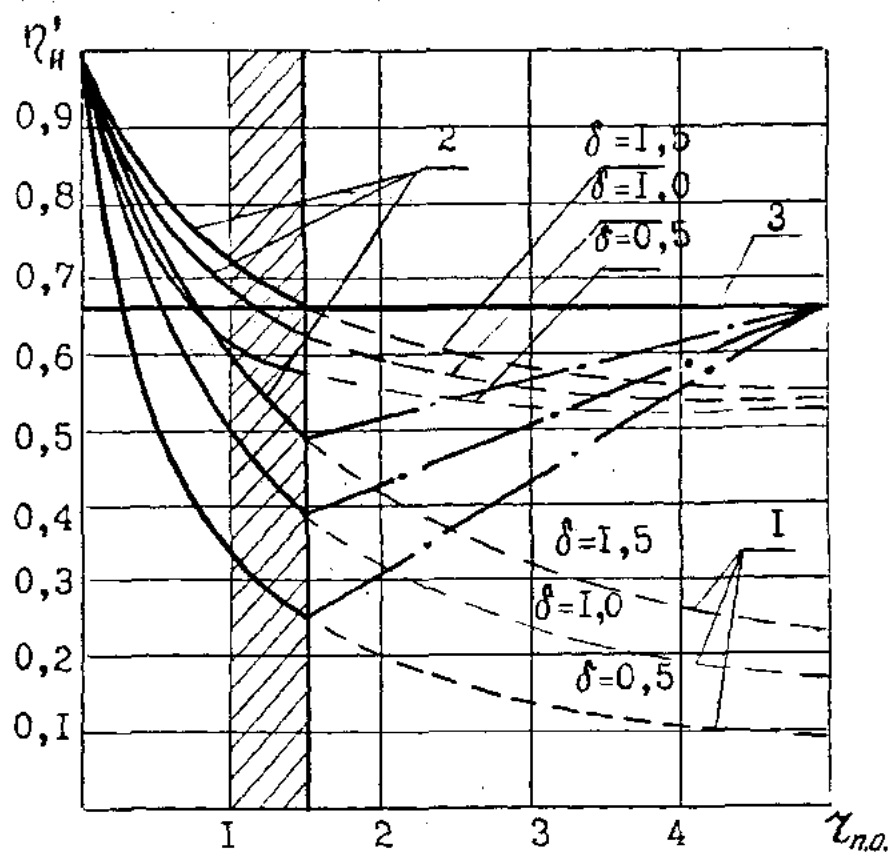


Рис.2.7. Относительная площадь теплоотдачи первичного очага воспламенения в рабочую смесь.

1 - искровой разряд образован по оси центрального электрода; 2 - искровой разряд образован на кромке бокового и центрального электродов; 3 - свеча с разрядом по поверхности изолятора.

Учитывая, что:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} V_h = \frac{2\varepsilon}{\varepsilon-1} F_n \zeta \quad (2.61)$$

$$V_c = \frac{1}{\varepsilon-1} V_h = \frac{2}{\varepsilon-1} F_n \zeta \quad (2.62)$$

Окончательное выражение для фактической степени сжатия:

$$\xi_{\theta} = \frac{\frac{2\varepsilon}{\varepsilon-1} - \left[ \left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - \left(\cos \psi_{оп.з} + \frac{\lambda}{4} \cos 2\psi_{оп.з}\right) \right]}{\frac{2}{\varepsilon-1} - \left[ \left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - \left(\cos \theta + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta\right) \right]} \quad (2.63)$$

Из анализа изложенных выше формул можно сделать вывод, что условия воспламенения рабочей смеси в момент зажигания зависят от:

- параметров конца впуска (  $T_a, P_a$  );
- фаз газораспределения (  $\psi_{оп.з}$  );
- угла опережения зажигания (  $\theta$  ).

### 2.5.2. Состав рабочей смеси в микрофоркамере свечи зажигания

При существующем уровне техники эксперимента не удается определить мгновенный состав рабочей смеси в зоне электродов свечи зажигания в момент зажигания. В связи с этим для оценки условий воспламенения используют известные методы оценки осредненного состава смеси.

При применении свечи зажигания с встроенной в нее непродуваемой извне микрофоркамерой (рис.2.8) появляется необходимость рассчитать относительное количество остаточных газов и оценить в этом случае условия воспламенения, отличающиеся от условий в камере сгорания.

Микрофоркамеры, встроенные в свечи зажигания, имеют, сог-

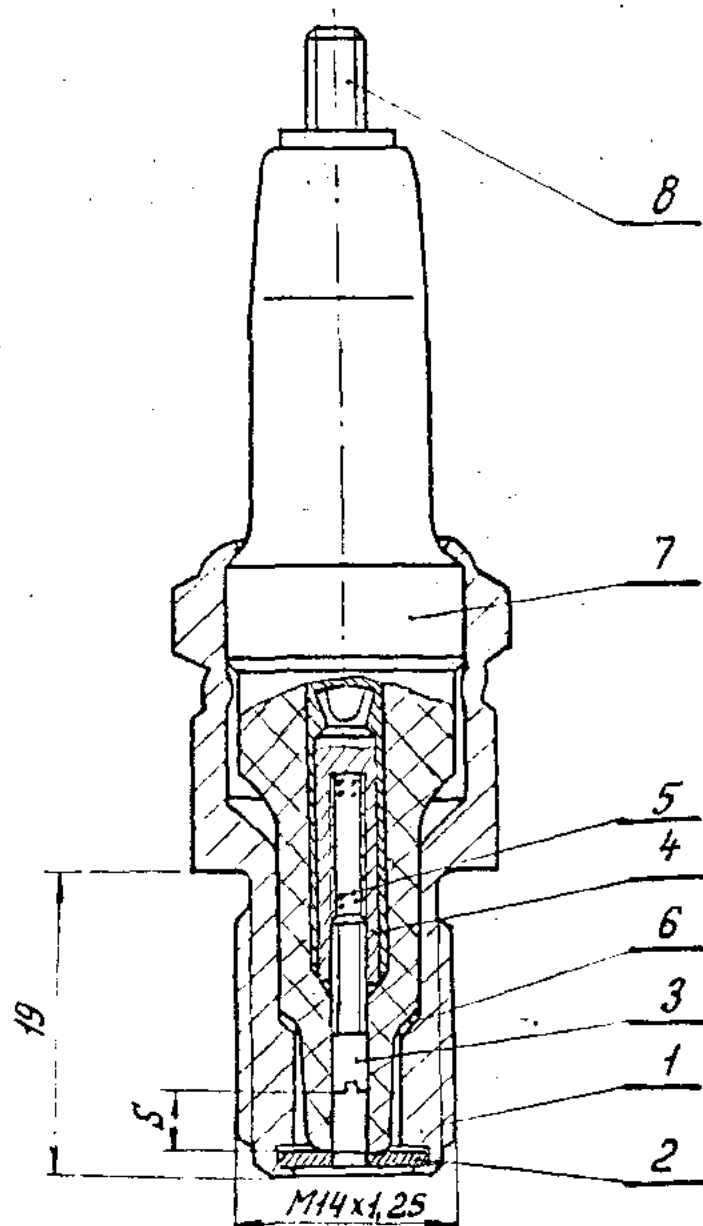


Рис.2.8. Свеча зажигания со встроенной микрофоркамерой переменного объема.

1 - корпус; 2 - электрод массовый; 3 - стержень подвижный центрального электрода; 4 - корпус центрального электрода; 5 - пружина стопорная; 6 - шайба теплоотводящая; 7 - изолятор; 8 - головка контактная.

ласно литературным данным, диаметр 2-3 мм при глубине 2-4 мм. До начала впуска состав смеси, давление и температуру в форкамере можно принять такими же, как и в основной камере сгорания.

Во время впуска цилиндр заполняется свежей горючей смесью и она перемешивается с остаточными газами. Поступление свежей горючей смеси в непродуваемую микрофоркамеру свечи затруднено, а при некоторых конструкциях свечей, где предусмотрено дросселирование соединительного канала, оказывается практически невозможным.

Если считать, что давление остаточных газов в микрофоркамере свечи равно давлению впуска, а линию расширения принять политропной, то их температуру при расширении от давления выпуска до давления впуска можно определить так же, как в основной камере сгорания:

$$T_z = T_z \left( \frac{P_a}{P_z} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (2.64)$$

где  $m$  - показатель политропы расширения остаточных газов, приближенно равный 1,38 /3.24/.

Температуру в микрофоркамере в конце впуска можно определить на основании баланса теплоты, составленного для свежего заряда, частично попавшего в микрофоркамеру, и остаточных газов до и после их смешивания со свежей горючей смесью. Если предположить, что процесс смешивания происходит при постоянном давлении, а теплоемкость рабочей смеси равна теплоемкости свежего заряда и теплоемкости остаточных газов:

$$K_{np} \cdot C_p G_o (T_o + \Delta T_{\phi}) + C_p G_{z\phi} T_{z\phi} = C_p (K_{np} G_o + G_{z\phi}) T_{a\phi} \quad (2.65)$$

где  $K_{np}$  - коэффициент продувки микрофоркамеры  
откуда

$$T_{a\phi} = \frac{K_{np} \frac{V_{\phi}}{V_a} G_o (T_o + \Delta T_{\phi}) + G_{z\phi} T_{z\phi}}{K_{np} \frac{V_{\phi}}{V_a} G_o + G_{z\phi}} \quad (2.66)$$

так как

$$K_{пр} \frac{V_{ф}}{V_a} G_o + G_{гф} = K_{пр} \frac{V_{ф}}{V_a} G_o (1 + \gamma_{гф}) \quad (2.67)$$

то

$$T_{аф} = \frac{T_o + \Delta T_{ф} + \gamma_{гф} T'_{гф}}{1 + \gamma_{гф}} \quad (2.68)$$

Учитывая, что температура стенок микрофоркамеры свечи из условий самоочищения от нагара не должна быть менее 450-500 °С, а количество свежей смеси, поступившей в микрофоркамеру при впуске относительно невелико, температура газов в форкамере в конце впуска будет существенно выше, чем температура в основной камере сгорания.

Масса рабочей смеси в микрофоркамере свечи в конце впуска может быть определена характеристическому уравнению:

$$G_{см.ф(a)} = \frac{P_a V_{ф}}{R T_{аф}} \quad (2.69)$$

Относительное количество остаточных газов в форкамере в конце впуска:

$$\gamma_{гф(a)} = \frac{G_{гф}}{G_{оф}} \quad (2.70)$$

Подставляя значение  $G_{гф}$  и  $G_{оф}$ , полученные выше:

$$\gamma_{гф(a)} = \frac{P_a V_a}{R T_{аф} K_{пр} G_o} - 1 \quad (2.71)$$

Подставляя в эту формулу массу горючей смеси, выраженную с помощью характеристического уравнения, получаем:

$$\gamma_{гф(a)} = \frac{P_a V_a R_o T_o}{R T_{аф} K_{пр} P_o V_a \eta_v} - 1 \quad (2.72)$$

Из полученного выражения следует, что относительное коли-

чество остаточных газов в микрофоркамере свечи в конце впуска не зависит от объема микрофоркамеры, а зависит от температуры газов в ней, коэффициента продувки и коэффициента наполнения.

Давление и температуру в микрофоркамере свечи в момент зажигания можно определить по указанным выше уравнениям.

В процессе сжатия рабочая смесь будет поступать в микрофоркамеру свечи и смешиваться с находящейся там смесью. Относительное количество остаточных газов при этом будет равно сумме коэффициентов остаточных газов в микрофоркамере и в основной камере сгорания:

$$\chi_{\text{гф(с)}} = \chi_{\text{гф(а)}} + \chi_{\text{г}} \quad (2.73)$$

Расчеты показывают, что при неблагоприятных условиях ( $K_{\text{пр}} \ll 1$ ) относительное количество остаточных газов в микрофоркамере может вдвое превышать относительное количество остаточных газов в основной камере сгорания в момент зажигания, что существенно ухудшает условия воспламенения рабочей смеси.

### 2.5.3. Определение температуры центрального электрода свечи зажигания

Для определения условий воспламенения в момент зажигания в искровом промежутке свечи необходимо знать температуру ее электродов. Температура электродов зависит с одной стороны от конструкции и материалов, из которых изготовлена свеча зажигания, а с другой стороны - от параметров и режима работы двигателя. В процессе сгорания температура газов в цилиндре выше, чем температура электродов и теплового конуса свечи зажигания. При этом определенное количество тепла поступает в свечу. При впуске и при сжатии до момента зажигания, температура электродов и теплового конуса изолятора при полной нагрузке двигателя выше температуры газов в цилиндре и некоторое количество тепла из свечи зажи -

гания поступает в рабочую смесь, дополнительно подогревая ее /3.1; 3.24/.

Так как температура самоочищения теплового конуса свечи зажигания от нагара равна 723-773 °К, то и при частичной нагрузке температура свечи зажигания, как правило, выше температуры рабочей смеси и только при работе двигателя на холостом ходу и при очень малых нагрузках температура свечи может оказаться ниже /3.41/.

Для определения температуры свечи зажигания необходимо определить количество тепла, поступившее в свечу, и количество тепла, ушедшего в систему охлаждения, т.е. решить задачу теплопроводности /4.8/.

Известно, что аналитическое исследование теплопроводности сводится к изучению пространственно-временного изменения температуры, то есть к нахождению уравнения

$$T = f(x, y, z, \tau) \quad (2.74)$$

Это уравнение представляет собой математическое выражение теплового поля. Температурное поле есть совокупность значений температуры во всех точках изучаемого пространства для каждого момента времени. Если температурное поле изменяется с течением времени, то оно является нестационарным.

В случае, если тепловой режим является установившимся, то температура в каждой точке поля с течением времени остается неизменной и такое температурное поле называется стационарным.

Необходимым условием распространения тепла является неравномерность распределения температуры в рассматриваемой среде. Согласно гипотезе Фурье, количество тепла, проходящее через элемент изотермической поверхности за некоторый промежуток времени, пропорционально температурному градиенту.

Отсюда следует, что для определения количества тепла, проходящего через какую-либо поверхность твердого тела, необходимо знать температурное поле данного тела, в нашем случае в деталях свечи зажигания.

Физические процессы, происходящие в свече зажигания в процессе ее работы на двигателе, чрезвычайно сложны и установление зависимостей между величинами, характеризующими эти процессы, представляет собой сложную задачу. В этом случае целесообразно применить метод элементарных объемов и рассматривать процесс в ограниченном промежутке времени, как это принято в математической физике. Такой прием позволяет существенно упростить зависимости и пренебречь изменением некоторых величин.

При решении поставленной задачи сделаем следующие допущения:

- тепловое поле свечи стационарно (квазистационарный режим);
- все детали свечи зажигания однородны и изотропны;
- физические параметры постоянны;
- деформация деталей, связанная с изменением температуры, бесконечно мала.

В этом случае для решения задачи определения теплового процесса в свече зажигания можно использовать дифференциальное уравнение теплопроводности

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (2.75)$$

или то же в цилиндрических координатах

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \mu} \left[ (1 - \mu^2) \frac{\partial t}{\partial \mu} \right] - \frac{1}{r^2 (1 - \mu^2)} \frac{\partial^2 t}{\partial \psi^2} = 0 \quad (2.76)$$

где  $r$  - радиус вектор;  $\mu = \cos \theta$

$\theta$  и  $\psi$  - соответственно полярное расстояние и долгота.

Однако указанное выше уравнение теплопроводности описывает явление теплопроводности в самом общем виде. Чтобы из бесчисленного количества решений этого уравнения выделить процесс в свече зажигания и дать его математическое описание, необходимо определить краевые условия (условия однозначности) поставленной задачи:

- задаться конкретными размерами свечи;
- определить граничные условия;
- определить начальные условия;
- установить теплофизические характеристики материалов.

В качестве объекта расчета была выбрана свеча зажигания А17ДВ для двигателей автомобилей ВАЗ с длиной резьбовой части корпуса 19 мм. Для составления математического описания свеча была взята вместе с частью головки блока цилиндров, включающей в себя рубашку охлаждения и часть стенки камеры сгорания.

В свече зажигания происходит процесс теплообмена с окружающей средой. Для упрощения математического описания этого процесса рассмотрим его в три этапа:

- процесс теплоотдачи от газов внутри камеры сгорания в рабочую часть свечи и в прилегающую часть стенок камеры сгорания;
- теплопроводность в свече и прилегающей части головки цилиндра и отдача тепла в охлаждающую жидкость;
- теплоотдача от верхней части свечи зажигания в окружающий ее воздух.

Температура в любой точке свечи зажигания, если рассматривать ее как многослойную стенку, может быть определена по формуле

$$t_{св.(x)} - t_{св.(x+1)} = q \frac{\delta x}{\lambda x} \quad (2.77)$$

При расчете свечи зажигания в стационарном режиме граничные условия приводят к тому, что температура каждой точки стра-

мится к постоянной величине; начальные условия не играют большой роли. В связи с этим за начальные условия принимаем температуру всех точек свечи зажигания, равную  $+20^{\circ}\text{C}$ .

Подлежащее расчету тело свечи зажигания имеет довольно сложную форму. В связи с этим целесообразно привести детали свечи к телам простой формы (цилиндр, конус), но при этом должны остаться неизменными объемы деталей и тепловой поток, поступающий в них.

Поверхность свечи зажигания, находящаяся в камере сгорания, и прилегающая часть стенки камеры сгорания попеременно омываются то горячей (при рабочем ходе), то холодной (при впуске) средой. При этом период нагрева и охлаждения зависит от частоты циклов (частоты вращения коленчатого вала двигателя и в конечном итоге от скорости движения поршня).

При этом уравнение теплопередачи в свечу имеет вид

$$q = [a_1 \tau_1 (t_g - t'_{cb}) - a_2 \tau_2 (t''_{cb} - t_{охл.})] F_1 \quad (2.78)$$

где  $a_1$  - суммарный коэффициент теплопередачи за период нагрева;

$a_2$  - суммарный коэффициент теплопередачи за период охлаждения;

$t_g$  - средняя температура горячей среды в процессе нагрева;

$t_{охл.}$  - холодной среды в процессе охлаждения;

$F_1$  - эффективная площадь поверхности свечи в камере сгорания.

Из представленного уравнения следует, что для определения количества тепла, поступившего в свечу зажигания, необходимо определить коэффициент теплопередачи.

Определение коэффициента теплопередачи от рабочего тела двигателя в свечу зажигания представляет собой сложную задачу. Поэтому следует пользоваться эмпирическими формулами, например

формулой, предложенной А.В.Костровым /4.29/.

Аналитическое решение уравнения теплопроводности для свечи зажигания численными методами чрезвычайно громоздко и сложно. Поэтому приходится прибегать к методам приближенных численных решений, среди которых наиболее простым и достаточно точным является метод сеток. Идея этого метода заключается в том, что вместо решения дифференциального уравнения в частных производных решается система линейных алгебраических уравнений, аппроксимирующих исходное дифференциальное уравнение.

Внутри исследуемой области, включающей в себя свечу зажигания, часть головки цилиндра и прилегающую область камеры сгорания, была выбрана система точек. Каждая точка соединена с соседними линиями (лучами). В результате получилась сетка, состоящая из узловых точек и лучей.

Для каждой внутренней узловой точки сетки было записано алгебраическое уравнение, в которое входят как неизвестные температуры в этой и соседних точках. Для точек, лежащих на границе тела, записывается алгебраическое уравнение, задающее необходимое краевое условие.

Упомянутая сетка была нанесена на чертеж рассчитываемой свечи зажигания и оказалась разбитой на II областей. Сетка содержала 179 узловых точек.

Для перехода к электрической аналоговой схеме был составлен вспомогательный чертеж, топологически подобный исходному. Сетка в нем построена в декартовой системе координат и состоит из отрезков координатных линий и диагональных отрезков. Этот чертеж содержит то же число узловых точек, что и исходный чертеж, с теми же связями между узловыми точками. Расстояния между узловыми точками выбираются равными или кратными некоторому постоянному шагу. По чертежу собирается электрическая сетка, моделиру-

ющая решение системы алгебраических уравнений. Моделирование основано на законах Кирхгофа.

После включения интегратора распределение потенциалов на сетке пропорционально искомому распределению температуры в свече зажигания.

На рис.2.9 представлены результаты расчета распределения температуры в свече зажигания А17ДВ при полной нагрузке в сравнении с результатами эксперимента с использованием свечи-термопары, аналогичной по калильному числу свече А17ДВ /7.2/.

На рис.2.10 представлена зависимость температуры центрального электрода той же свечи зажигания от нагрузки.

Из представленных данных следует, что при снижении нагрузки температура центрального электрода и, соответственно, подогрев рабочей смеси в искровом промежутке уменьшаются. Условия воспламенения рабочей смеси при этом ухудшаются. Для снижения отрицательного воздействия от снижения температуры центрального электрода свечи можно рекомендовать свечи с расширенным тепловым диапазоном работоспособности, в которых уменьшение температуры электрода при снижении нагрузки происходит более плавно. Автором, совместно с Ф.П.Федяевым и В.А.Любушкиным предложена такая конструкция свечи зажигания для двигателей автомобилей ВАЗ, защищенная авторским свидетельством № 590839 /6.5/.

Более радикальным способом поддержания необходимой температуры центрального электрода является его нагрев от постороннего источника при снижении нагрузки двигателя. Такое предложение разработано автором совместно с А.С.Скобликовым, Н.И.Мищенко и Н.П.Крамарем и защищено авторским свидетельством № 817293 /6.3/.

Как показывают расчеты, расширенным тепловым диапазоном обладают свечи зажигания с конической опорной поверхностью, имеющие

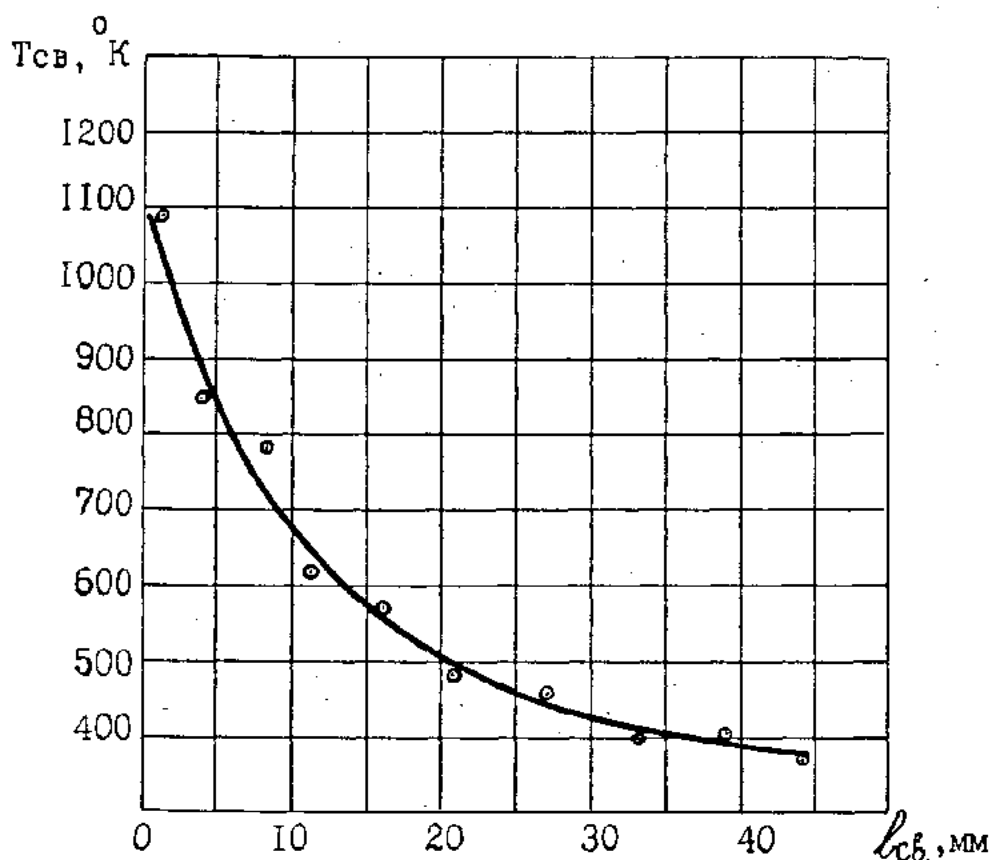


Рис.2.9. Распределение температуры в свече зажигания А17ДВ при полной нагрузке двигателя ВАЗ-2101

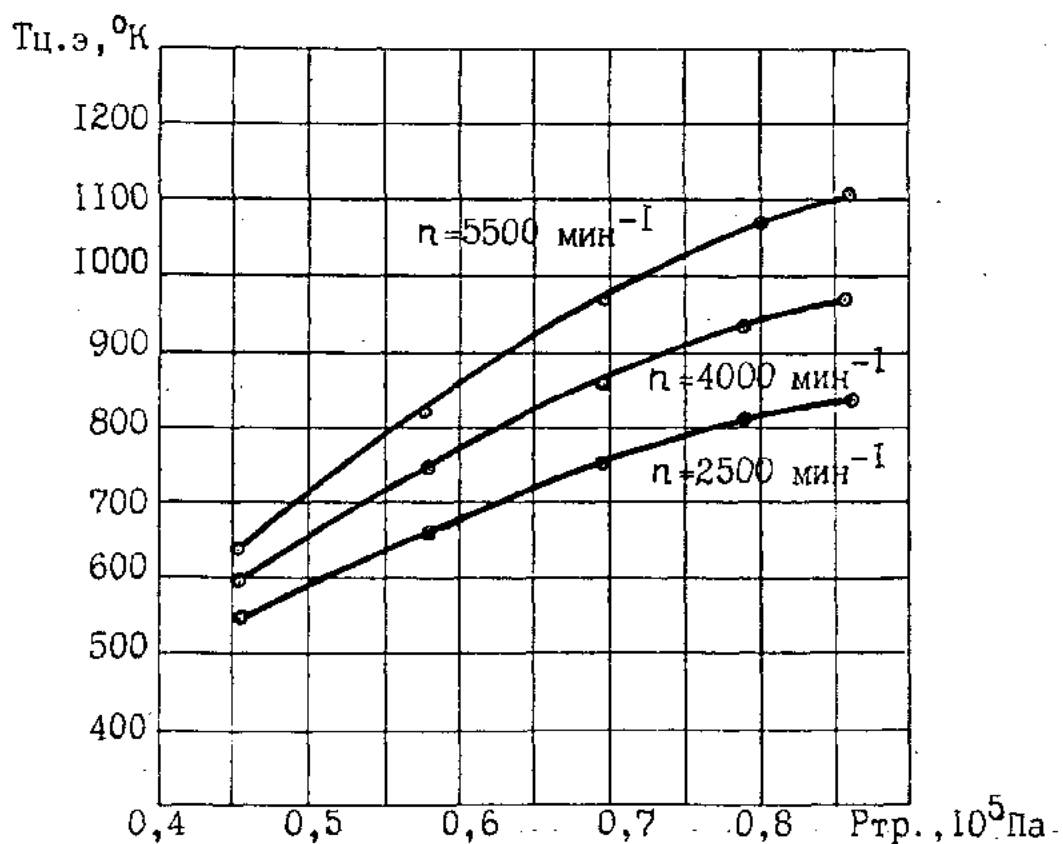


Рис.2.10. Зависимость температуры центрального электрода свечи А17ДВ от нагрузки двигателя ВАЗ-2101

меньшую толщину стенок (меньшее тепловое сопротивление) и позволяющие обеспечить более эффективное охлаждение гнезда под свечу зажигания в головке цилиндра двигателя с жидкостным охлаждением /4.7/.

## 2.6. В ы в о д ы

1. На основании теоретического исследования образования первичного очага воспламенения разработаны:

- метод расчета минимально необходимой энергии источника зажигания при воспламенении рабочей смеси электрической искрой;
- метод расчета энергии первичного очага воспламенения при зажигании электрической искрой с учетом тепла, выделившегося при сгорании рабочей смеси в зоне подогрева;
- расчетный метод определения относительной площади теплоотвода из первичного очага воспламенения.

2. На основании известных из теории двигателей уравнений проведен анализ условий в камере сгорания бензинового двигателя в момент зажигания, учитывающий:

- давление и температуру в момент зажигания;
- состав рабочей смеси применительно к случаю, когда свеча зажигания имеет встроенную форкамеру;
- температуру центрального электрода свечи зажигания.

3. Обеспечение минимально необходимой энергии источника зажигания является необходимым, но недостаточным условием стабильного воспламенения рабочей смеси в последовательных рабочих циклах бензинового двигателя. Достаточное условие стабильного воспламенения можно определить путем расчета энергии первичного очага воспламенения с учетом энергии источника зажигания и энергии, выделившейся при сгорании рабочей смеси в зоне подогрева.

4. Критерием устойчивости развития первичного очага воспла-

менения может служить положительный баланс тепла, определенный как разница между теплом, выделившимся в первичном очаге воспламенения и теплом, ушедшим в рабочую смесь, окружающую первичный очаг воспламенения.

5. Для обеспечения устойчивости развития первичного очага воспламенения можно подавать в искру дополнительную энергию, компенсируя этим снижение энергии первичного очага при дросселировании и при обеднении рабочей смеси.

6. Устойчивость развития первичного очага воспламенения можно повысить, подавая некоторое количество топлива в искровой промежуток свечи зажигания. Предложено два варианта конструкции свечей зажигания, защищенных авторскими свидетельствами и предусматривающие подачу в искровой промежуток дополнительного топлива.

7. Температура центрального электрода оказывает положительное влияние на условия воспламенения, обеспечивая дополнительный подогрев рабочей смеси в искровом промежутке. Для повышения температуры центрального электрода при частичной нагрузке двигателя предлагаются свечи зажигания с расширенным тепловым диапазоном работоспособности и свечи с дополнительным подогревом электрода от постороннего источника энергии. Предложено два варианта конструкции свечей зажигания, защищенных авторскими свидетельствами: один с расширенным тепловым диапазоном работоспособности, другой — с подогревом центрального электрода от постороннего источника энергии.

8. Основная задача экспериментального исследования заключается в определении влияния энергии источника зажигания на топливную экономичность автомобильного бензинового двигателя.

### Глава 3. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И АППАРАТУРА

При нормальном протекании процесса сгорания в бензиновом двигателе его длительность составляет  $40-60^\circ$  по углу поворота коленчатого вала. В диапазоне частот вращения вала двигателя  $1000-6000 \text{ мин}^{-1}$  процесс сгорания происходит в течение от 1,1 до 10,0 мс. Длительность первой фазы сгорания (периода задержки повышения давления в результате процесса сгорания) от 10 до  $30^\circ$  п.к.в., что по времени составляет от 0,3 до 6,7 мс (таблица 3.1).

Таблица 3.1

Длительность процессов в двигателе по углу поворота коленчатого вала, в зависимости от частоты вращения

| $\varphi_{\text{п.к.в.}}$ | $n, \text{ мин}^{-1}$ |      |      |      |      |      |
|---------------------------|-----------------------|------|------|------|------|------|
|                           | 1000                  | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 |
|                           | $\tau, \text{ мс}$    |      |      |      |      |      |
| 5                         | 0,83                  | 0,42 | 0,28 | 0,21 | 0,17 | 0,14 |
| 10                        | 1,66                  | 0,83 | 0,55 | 0,42 | 0,33 | 0,27 |
| 15                        | 2,50                  | 1,25 | 0,83 | 0,62 | 0,50 | 0,41 |
| 20                        | 3,33                  | 1,66 | 1,11 | 0,83 | 0,67 | 0,55 |
| 25                        | 4,16                  | 2,08 | 1,39 | 1,04 | 0,83 | 0,69 |
| 30                        | 5,00                  | 2,50 | 1,66 | 1,25 | 1,00 | 0,83 |
| 35                        | 5,83                  | 2,91 | 1,94 | 1,45 | 1,16 | 0,97 |
| 40                        | 6,66                  | 3,33 | 2,22 | 1,66 | 1,33 | 1,11 |
| 45                        | 7,50                  | 3,74 | 2,49 | 1,87 | 1,50 | 1,25 |
| 50                        | 8,33                  | 4,16 | 2,77 | 2,08 | 1,66 | 1,38 |
| 55                        | 9,16                  | 4,58 | 3,05 | 2,29 | 1,83 | 1,52 |
| 60                        | 10,0                  | 5,00 | 3,33 | 2,50 | 2,00 | 1,66 |

Скорость распространения фронта пламени 10 – 30 м/с., а в случае применения некоторых способов турбулизации заряда она может достигнуть 250 м/с. /3.9; 4.44/.

Изучение процесса сгорания, особенно в отдельных фазах, сложная проблема, которая в настоящее время решается применением быстродействующей аппаратуры с использованием электроники.

Для исследования в динамике процесса сгорания применяют различные методы, основанные на измерении мгновенных значений температуры и давления газа, метод количественного химического анализа, метод ионизационного зонда и оптические методы /3.9; 3.15; 3.16; 3.23; 3.36; 3.38/.

Метод, основанный на измерении мгновенного значения температуры газа в цилиндре, практически не применяют из-за отсутствия достаточно малоинерционных датчиков. Кроме того, в процессе сгорания возникает существенная неоднородность температуры в различных точках камеры сгорания /3.47/.

Наиболее распространен для исследования рабочего цикла двигателя метод, основанный на измерении мгновенного значения (индицировании) давления газа в цилиндре. Несмотря на известные недостатки, этим методом можно оценить важнейшие параметры, характеризующие процесс сгорания: длительность отдельных фаз, скорость нарастания давления и т.д. /3.38; 3.47/.

Метод ионизационного зонда обеспечивает возможность прямого измерения скорости распространения фронта пламени. Недостаток этого метода связан с искривлением фронта пламени, что приводит к необходимости установки в камере сгорания значительного числа зондов. В настоящее время разрабатывают расчетно-экспериментальный метод определения мгновенных значений температуры и давления газа по характеру протекания тока ионизации в искровом промежутке свечи зажигания /5.7/.

Наиболее детальное исследование процесса распространения пламени проводят оптическими методами. Применяют метод многощелевой фоторегистрации, скоростной киносъемки, спектрального анализа и т.д. Ограничения на применение этих методов накладывает необходимость встраивать в двигатель окна достаточных размеров /3.9/.

Для исследования природы и характера химических превращений в цилиндре двигателя в процессе сгорания применяют метод качественного химического анализа, который может быть осуществлен кинетическим, спектроскопическим и химико-аналитическим способами. Наибольшее распространение получил химико-аналитический способ, при котором отбирают газы в необходимый момент времени, подвергают их закалке и исследуют при помощи газоанализаторов. Иногда процесс сгорания в целом оценивают по составу отработавших газов или по наличию в них отдельных компонентов /3.16; 3.36/.

Исследование процесса сгорания проводят или в специальных испытательных камерах "бомбах", или непосредственно на работающем двигателе. Установлено, что результаты, полученные в испытательных камерах, существенно отличаются от данных, полученных непосредственно на двигателе. В связи с этим процесс сгорания исследуют, как правило, на одноцилиндровых двигателях или на отсеках многоцилиндровых двигателей /4.4/.

Для исследования процессов в искре используют метод осциллографирования или различные методы прямого исследования искр: фоторегистрацию, метод лазерных тенегрaмм, спектральный анализ и т.д. /3.4; 3.5; 4.25; 4.26/.

Испытательные установки и применяемая аппаратура должны обеспечивать достаточно высокую точность и воспроизводимость измерений, позволяющих объективно оценить относительно небольшие отклонения в ходе процесса.

### 3.1. Общая методика исследования

Цель настоящего исследования - повысить топливную экономичность автомобильного бензинового двигателя увеличением энергии источника зажигания. Задача исследования - определить скоростные и нагрузочные режимы работы двигателя, при которых недостаток энергии зажигания является причиной повышения удельного расхода топлива; изучить влияние увеличенной энергии зажигания на процесс сгорания при частичной нагрузке и обосновать оптимальный метод увеличения энергии источника зажигания.

Для решения поставленной задачи исследование было проведено в пять этапов:

- исследованы различные способы повышения энергии источника зажигания в специальной испытательной барокамере при давлении воздуха до 1 МПа ( $10 \text{ кг/см}^2$ );
- определены скоростные и нагрузочные режимы двигателя УК-7А, при которых недостаток энергии зажигания вызывал увеличение удельного расхода топлива, изучено влияние источника зажигания с увеличенной энергией на процесс сгорания при частичной нагрузке;
- исследована топливная экономичность двигателя УК-7А при его работе с источником зажигания, обладающим повышенной энергией, и при двухискровом зажигании;
- проведено сопоставление топливной экономичности двигателя УК-7А при увеличенной энергии источника зажигания и двигателя УК-7Ф с той же размерностью и форкамерно-факельным зажиганием;
- установлена степень повышения топливной экономичности шестицилиндрового двигателя ГАЗ-52-04 при увеличенной энергии источника зажигания.

Интенсификацию источника зажигания осуществляли путем при-

менения системы зажигания, состоящей из двух структурных элементов: базовой системы зажигания и блока подпитки. На рис.3.1 показана блок-схема экспериментальной системы зажигания, а на рис.3.2 - схема блока регулирования энергии подпитки искры дополнительной энергией.

Аналогичная система зажигания была предложена у нас в стране Ю.С.Уткиным /6.4/.

В качестве базовой была принята контактно-транзисторная система зажигания ТК-102, обладающая запасаемой энергией до 40 мДж при длительности 1,5 мс. Повышение энергии источника зажигания осуществляли путем подачи дополнительной энергии, запасаемой в рабочем конденсаторе блока подпитки, в искру, созданную базовой системой зажигания. Емкость рабочих конденсаторов блока подпитки была подобрана таким образом, чтобы запасаемая энергия могла быть последовательно увеличена: 40, 80, 160, 320, 640 и 1280 мДж. Энергия, запасаемая в рабочих конденсаторах блока подпитки, подавалась непосредственно на свечу зажигания, что до минимума уменьшало потери. Включение и выключение блока подпитки и изменение емкости рабочих конденсаторов осуществлялось без остановки двигателя.

Экономичность двигателя оценивалась по удельному индикаторному расходу топлива. Если учесть, что коэффициент избытка воздуха  $\alpha = G_v / G_T l_0$ , то удельный индикаторный расход топлива можно определить по формуле:

$$q_i = \frac{p_T n_v}{p_i} \frac{G_T}{G_v} \quad (3.1)$$

Из этого следует, что для оценки топливной экономичности двигателя наиболее удобен метод, основанный на анализе регулировочных характеристик по расходу топлива. В связи с этим в дан-

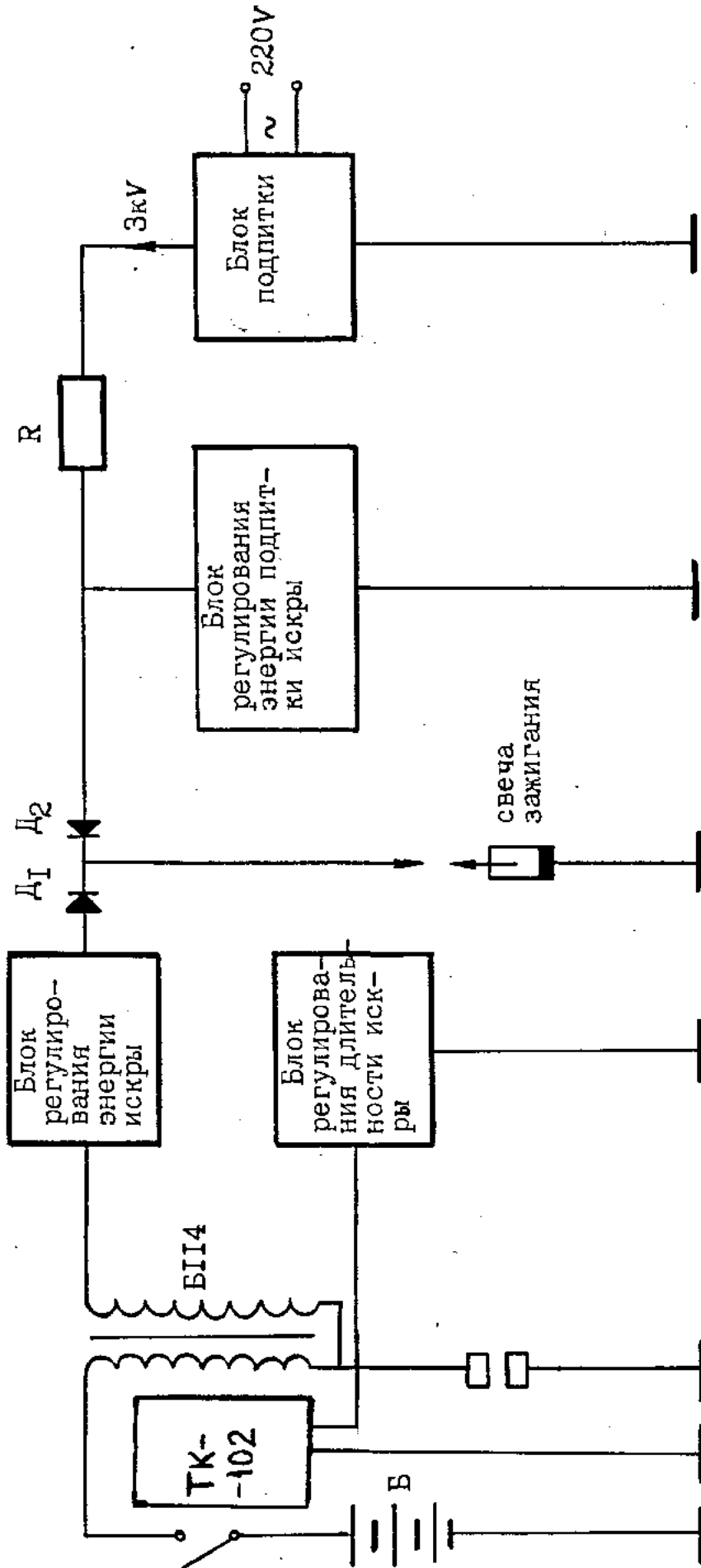


Рис.3.1. Блок-схема экспериментальной системы зажигания



ной работе для оценки влияния на экономические и мощностные показатели двигателя увеличенной энергии источника зажигания использовались серии регулировочных характеристик по составу смеси, снятые для каждого скоростного режима при различных нагрузках, определяемых при постоянных массовых расходах воздуха и давлениях во впускном трубопроводе. Угол опережения зажигания на первом этапе определения регулировочных характеристик подбирался оптимальным при базовой системе зажигания и не изменялся при подаче в искру дополнительной энергии. На втором этапе определения регулировочных характеристик по составу смеси угол опережения зажигания подбирался оптимальным в каждой точке характеристики для каждого значения энергии источника зажигания. Сравнительные для различной энергии источника зажигания регулировочные характеристики по расходу топлива снимались в следующем порядке: сначала снималась характеристика от минимальных до максимально возможных расходов топлива при базовой системе зажигания, затем в каждой точке характеристики энергии источника зажигания последовательно увеличивалась, как указано выше. Характеристика при базовой системе зажигания снималась повторно от максимальных, до минимально возможных расходов топлива. Так как пределы устойчивости работы двигателя на бедной смеси при увеличенной энергии источника зажигания расширялись, то в зоне малых расходов топлива получались дополнительные точки на характеристике, соответствующие меньшим расходам топлива.

Регулировочные характеристики по расходу топлива снимались при частоте вращения двигателя  $n = 1000 - 5000 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузках, характеризуемых коэффициентом наполнения  $\eta_v = 0,22 - 0,64$ . При этом расход воздуха поддерживался согласно данным, указанным в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Расход воздуха, приведенный к нормальным условиям, при различной частоте вращения и нагрузке двигателя УК-7А

| $n, \text{мин}^{-1}$ | $G_B, \text{кг/час}$ |                |                |                |                |                |                |
|----------------------|----------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
|                      | $\eta_v = 0,3$       | $\eta_v = 0,4$ | $\eta_v = 0,5$ | $\eta_v = 0,6$ | $\eta_v = 0,7$ | $\eta_v = 0,8$ | $\eta_v = 0,9$ |
| I                    | 2                    | 3              | 4              | 5              | 6              | 7              | 8              |
| 1000                 | 3,9                  | 5,2            | 6,6            | 7,9            | 9,2            | 10,5           | 11,8           |
| 1500                 | 5,9                  | 7,9            | 9,9            | 11,8           | 13,8           | 15,8           | 17,8           |
| 2000                 | 7,9                  | 10,5           | 13,2           | 15,8           | 18,4           | 21,1           | 23,7           |
| 2500                 | 9,9                  | 13,2           | 16,5           | 19,8           | 23,0           | 26,3           | 29,6           |
| 3000                 | 11,8                 | 15,8           | 19,8           | 23,7           | 27,7           | 31,6           | 35,6           |
| 3500                 | 13,8                 | 18,4           | 23,0           | 27,7           | 32,3           | 36,9           | 41,5           |
| 4000                 | 15,8                 | 21,1           | 26,3           | 31,6           | 36,9           | 42,2           | 47,4           |
| 4500                 | 17,8                 | 23,7           | 29,6           | 35,6           | 41,5           | 47,4           | 53,4           |
| 5000                 | 19,8                 | 26,3           | 32,9           | 39,6           | 46,1           | 52,6           | 59,5           |

При снятии регулировочных характеристик по составу смеси в каждой точке велось индицирование давления газов в цилиндре при помощи пьезоэлектрического индикатора. В точках характеристики, где повышение энергии источника зажигания давало эффект, сравнительные индикаторные диаграммы фотографировались при различной энергии и неизменной регулировке двигателя.

Анализ отработавших газов ( $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$ ,  $\text{NO}_x$ ) вели непрерывно при снятии регулировочных характеристик по составу смеси. Контрольное определение количества окислов азота осуществили при сравнении топливной экономичности двигателя УК-7А при повышенной энергии источника зажигания и двигателе УК-7Ф с форкамерно-факельным зажиганием.

Сравнение топливной экономичности двигателей УК-7А и УК-7Ф было осуществлено в Научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ).

Для сравнения, свечу зажигания на двигателе УК-7Ф устанавливали сначала в форкамеру, а затем в отверстие для датчика давления, которое было расположено непосредственно в камере сгорания. Были построены регулировочные характеристики по составу смеси при частоте вращения двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузке  $N_e = 0,4 N_{e \text{ макс.}}$  для обычного искрового, форкамерно-факельного и интенсифицированного источника зажигания.

Завершающий этап экспериментов был проведен на развернутом двигателе ГАЗ-52-04. Так же как и на первых двух этапах строились регулировочные характеристики по составу смеси при двух положениях свечи зажигания в камере сгорания.

### 3.2. Метод индицирования давления в цилиндре

Индицирование давления в цилиндре двигателя было осуществлено пьезоэлектрическим двухлучевым индикатором давления "Орион" типа 2780/S производства предприятия "Электроника" (В.Н.Р.). Двухлучевой электронный (катодный) осциллограф УМ-100 с диаметром экрана 0,16 м обеспечивал одновременное наблюдение двух разных процессов с их синхронизацией по времени. Один луч использовался для записи мгновенных значений давления в цилиндре двигателя за каждый рабочий цикл. Второй луч использовался для получения отметки верхней мертвой точки, момента подачи искры и угла поворота коленчатого вала через каждые  $10^\circ$ . При необходимости индицирование давления в цилиндре двигателя осуществлялось по ходу поршня.

Датчик хода был настроен для работы на одноцилиндровом двигателе с отношением  $\lambda = l_k / l_{ш} = 1/4$ . Для повышения точности

измерения угла поворота коленчатого вала диск датчика был изготовлен с отметками через  $10^{\circ}$  вместо  $30^{\circ}$  у серийного, отметка в.м.т. имела увеличенную длину.

Импульс для отметки момента подачи искры (момента зажигания) получали с клеммы прерывателя системы зажигания и наносили на калибровочную диаграмму в виде всплеска, обратного по направлению отметкам угла поворота коленчатого вала.

В качестве датчика пьезоэлектрического типа был использован датчик типа 2, входящий в комплект прибора 2780/S. Перед установкой на двигатель датчик проверялся на герметичность при разности давлений 4МПа ( $40 \text{ кг/см}^2$ ), так как были случаи проникновения воды, охлаждающей датчик, через негерметичность его соединений в цилиндр двигателя.

Калибровку датчика осуществляли при помощи устройства, входящего в комплект индикатора 2780/S. Масштабную сетку давления, полученную при этом, фиксировали на первом и последнем кадрах фотопленки, снятой в данной серии экспериментов в течение одного дня работы.

Фотографирование индикаторной диаграммы давления в цилиндре двигателя осуществляли фотоаппаратом EXA 11F на фотопленку 250 ед. ГОСТ 24876-81. Время экспозиции в секундах для четырехтактного двигателя определяли по формуле:  $T_4 = 120/n$ , где  $n$  - частота вращения вала двигателя.

Фокусное расстояние объектива было увеличено промежуточным кольцом, имевшим толщину 3 мм. Фотоаппарат устанавливали на специальную коническую насадку, которую в свою очередь монтировали на осциллограф. Спуск затвора осуществляли электромагнитом, управляемым датчиком хода поршня (угла поворота коленчатого вала) двигателя. При снятии многоцикловых диаграмм давления, для определения воспроизводимости последовательных циклов, время экспо-

зиции увеличивали для получения 30-40 отдельных циклов. Рабочую частоту внутреннего генератора горизонтальной развертки по времени индикатора регулировали в соответствии с частотой вращения вала двигателя.

Невоспроизводимость последовательных циклов оценивали среднеквадратичным отклонением значений максимального давления цикла, отнесенным к средней величине повышения давления по формуле:

$$D = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(P_{zn} - P_{zcp})^2}{n}}}{P_{zcp} - P_c} \quad (3.2)$$

где  $D$  - степень невоспроизводимости;

$P_{zn}$  - максимальное давление некоторого цикла;

$P_{zcp}$  - среднее максимальное давление взятых для расчета циклов;

$P_c$  - давление конца сжатия на данном режиме;

$n$  - число взятых для расчета циклов.

Для получения одноцикловых диаграмм использовали два метода. На каждом исследуемом режиме снимали 10 одноцикловых диаграмм, затем снимали диаграмму расширения-сжатия (цикл с выключенным зажиганием). Из этих диаграмм для обработки выбирали диаграмму с величиной  $P_z$ , наиболее близкой  $P_{zcp}$ , полученной в результате обработки многоцикловых диаграмм.

Более экономичен с точки зрения фотографирования метод, когда на один и тот же кадр снимали 10 последовательных циклов и из них отбирали цикл с необходимой величиной  $P_z$ . Однако, в этом случае неизбежно увеличивалась толщина линий сжатия-расширения, а также впуска и выпуска, наложенных на рабочую диаграмму путем использования кулачка в датчике хода поршня с разверткой  $360^\circ$ . При обработке диаграммы линию сжатия удавалось восстановить, наложив диаграмму сжатия-расширения при выключенном зажигании.

Линию атмосферного давления проводили, ориентируясь на линии впуска и выпуска, что вносило известную погрешность при обработке индикаторной диаграммы.

Для уменьшения относительной ошибки все эксперименты проводились без остановки двигателя для изменения энергии источника зажигания.

Серии экспериментов при постоянной частоте вращения двигателя и различных нагрузках, обеспечиваемых постоянством расхода воздуха и контролируемых по абсолютному давлению во впускном трубопроводе, снимались, как правило, в течение одного дня при базовой и исследуемой энергии источника зажигания.

Некоторые результаты индицирования давления в цилиндре при определении регулировочных характеристик по составу смеси представлены в приложении 4.

### 3.3. Метод фоторегистрации искры в цилиндре двигателя через свечу с прозрачной вставкой в изоляторе

Для оценки энергии источника зажигания непосредственно в цилиндре бензинового двигателя был разработан специальный метод фоторегистрации. Для обеспечения фоторегистрации на неподвижную пленку искры в цилиндре двигателя была разработана и изготовлена специальная свеча зажигания с кварцевым окном диаметром 12 мм, встроенным в изолятор. Свеча имела резьбу на корпусе М18 х 1,25, длину резьбовой части 12 мм и могла ввертываться на место футерки, установленной в одном из отверстий под свечу в головке цилиндра двигателя УК-7А. На рис.3.3. представлен чертеж свечи с прозрачной вставкой в изоляторе. Для обеспечения возможности фоторегистрации искры искровой промежуток был расположен по оси свечи, в центре окна. Форма электродов была выполнена таким образом, чтобы они как можно меньше затеняли окно. С этой целью

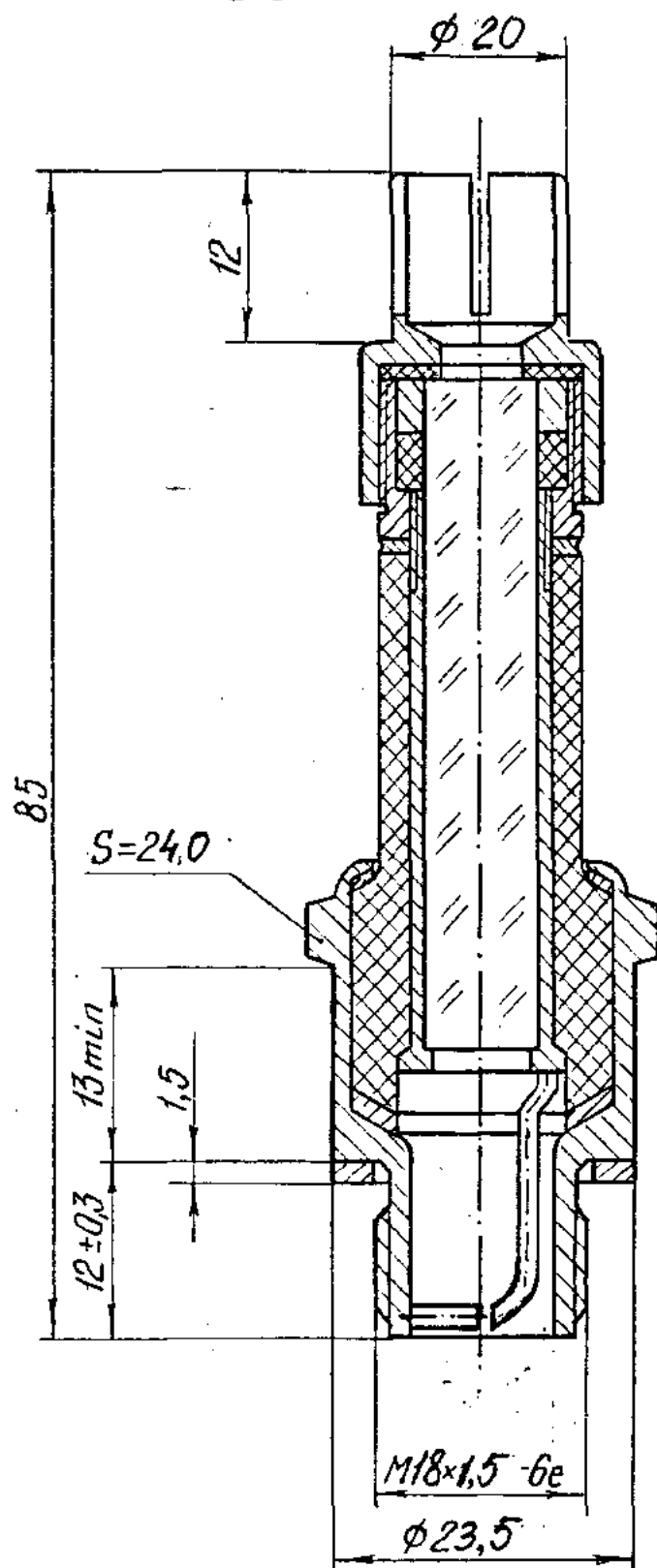


Рис.3.3. Свеча зажигания с прозрачной вставкой в изоляторе

изолированный (центральный) электрод был сдвинут в сторону от оси свечи и соответствующим образом изогнут. Электрод массы (боковой электрод) был выполнен как у обычных свечей зажигания по ГОСТ 2043-74 "Свечи зажигания искровые" /7.2/.

Для установки фотоаппарата на свечу надевался специальный тубус, изготовленный из текстолита и окрашенный внутри черной матовой краской. В боковой стенке тубуса было выполнено отверстие для подвода к свече высоковольтного провода от системы зажигания.

Фотоаппарат "Зенит-Е" с объективом "Телиос" устанавливался на торцевой части тубуса. Для увеличения масштаба съемки между фотоаппаратом и объективом устанавливалось стандартное промежуточное кольцо № 3 для фотоаппарата "Зенит" с резьбой М42х1,0, имеющее высоту 28 мм.

Между объективом фотоаппарата и искрой внутри тубуса был установлен светофильтр, не пропускающий ультрафиолетовый спектр излучения.

Фоторегистрация одиночных искр осуществлялась при прокрутке двигателя без подачи топлива с частотой вращения вала  $4000 \text{ мин}^{-1}$ , полностью открытой дроссельной заслонке и угле опережения зажигания  $30^\circ$  п.к.в.

Время экспозиции в секундах так же, как указывалось выше, определяли по формуле

$$T_4 = \frac{120}{n} = \frac{120}{4000} = \frac{1}{33,3}$$

Фоторегистрация осуществлялась в следующем порядке:

- при энергии источника зажигания 40 мДж осуществлялась съемка на пяти кадрах последовательно;
- энергия источника зажигания последовательно увеличивалась

40, 80, 160, 320, 640 и 1280 мДж и при каждом значении энергии экспонировалось по пять кадров.

### 3.4. Экспериментальная установка на базе одноцилиндрового двигателя УК-7А

Экспериментальное исследование влияния повышенной энергии источника зажигания на топливную экономичность двигателя УК-7А проведено в НИИавтоприборов на специально разработанной и изготовленной для этой цели моторной установке, оборудованной приборами и устройствами для контроля режимов и показателей двигателя в соответствии с ГОСТ 14846-81 "Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний". Принципиальная комбинированная схема установки представлена на рис.3.4, а общий вид - на рис.3.5. Применявшиеся приборы и точность измерения отдельных параметров указаны в таблице 3.3.

Двигатель изготовлен на базе универсального картера УК-7А, спроектированного КБ бензиновых двигателей и построенного заводом опытных конструкций НАМИ. Картер предназначен для исследований на одноцилиндровых двигателях различной размерности, с диаметром цилиндра от 56 до 92 мм и номинальной частотой вращения до 6000 мин<sup>-1</sup>.

Уравновешивание сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого и второго порядка осуществлено при помощи системы противовесов. Валы системы противовесов установлены на подшипниках качения и имеют привод при помощи шестерен.

Для проведения данного исследования двигатель укомплектован деталями кривошипно-шатунного и газораспределительного механиз-

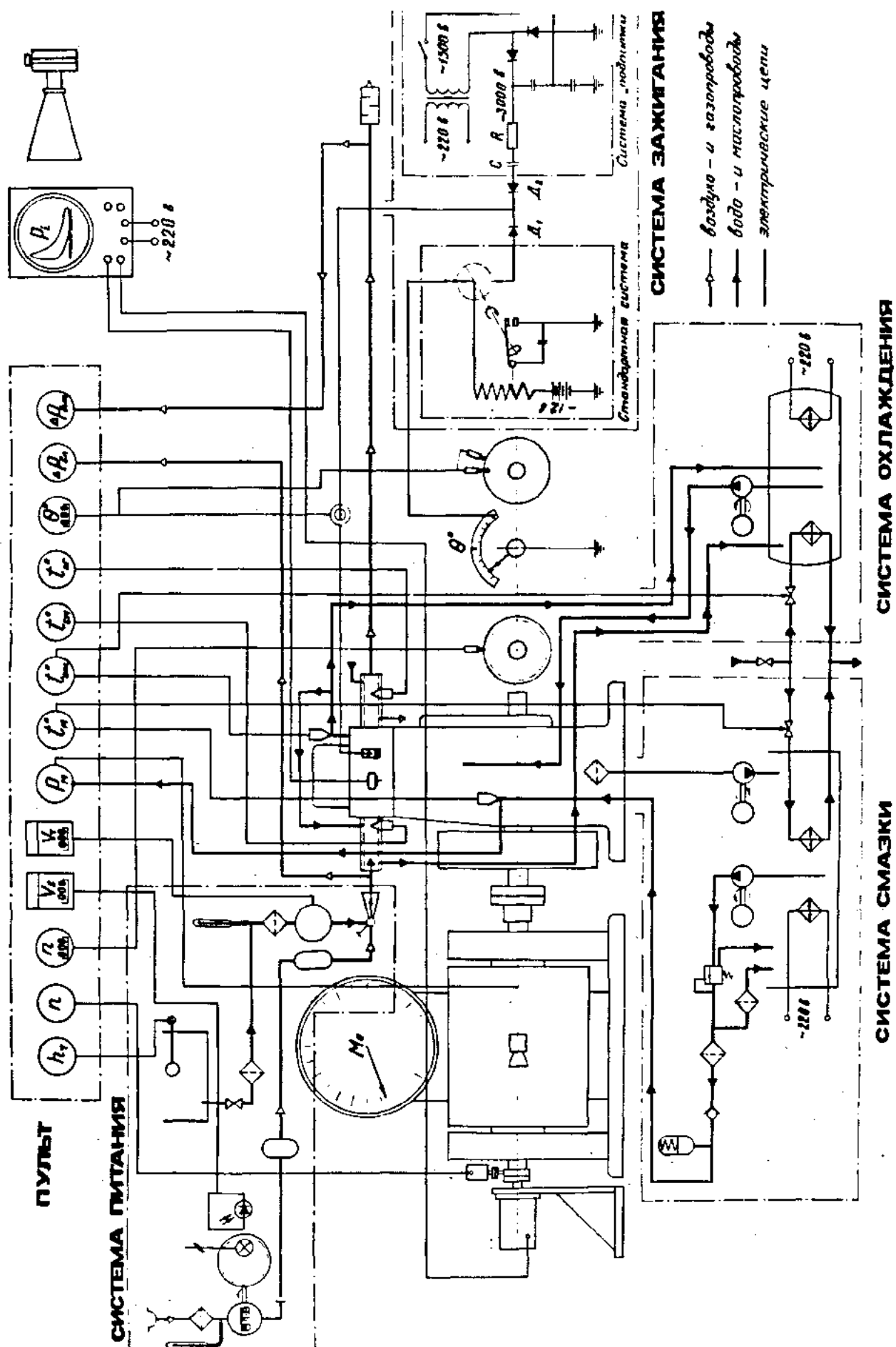


Рис.3.4. Принципиальная схема моторной испытательной установки с двигателем УК-7А

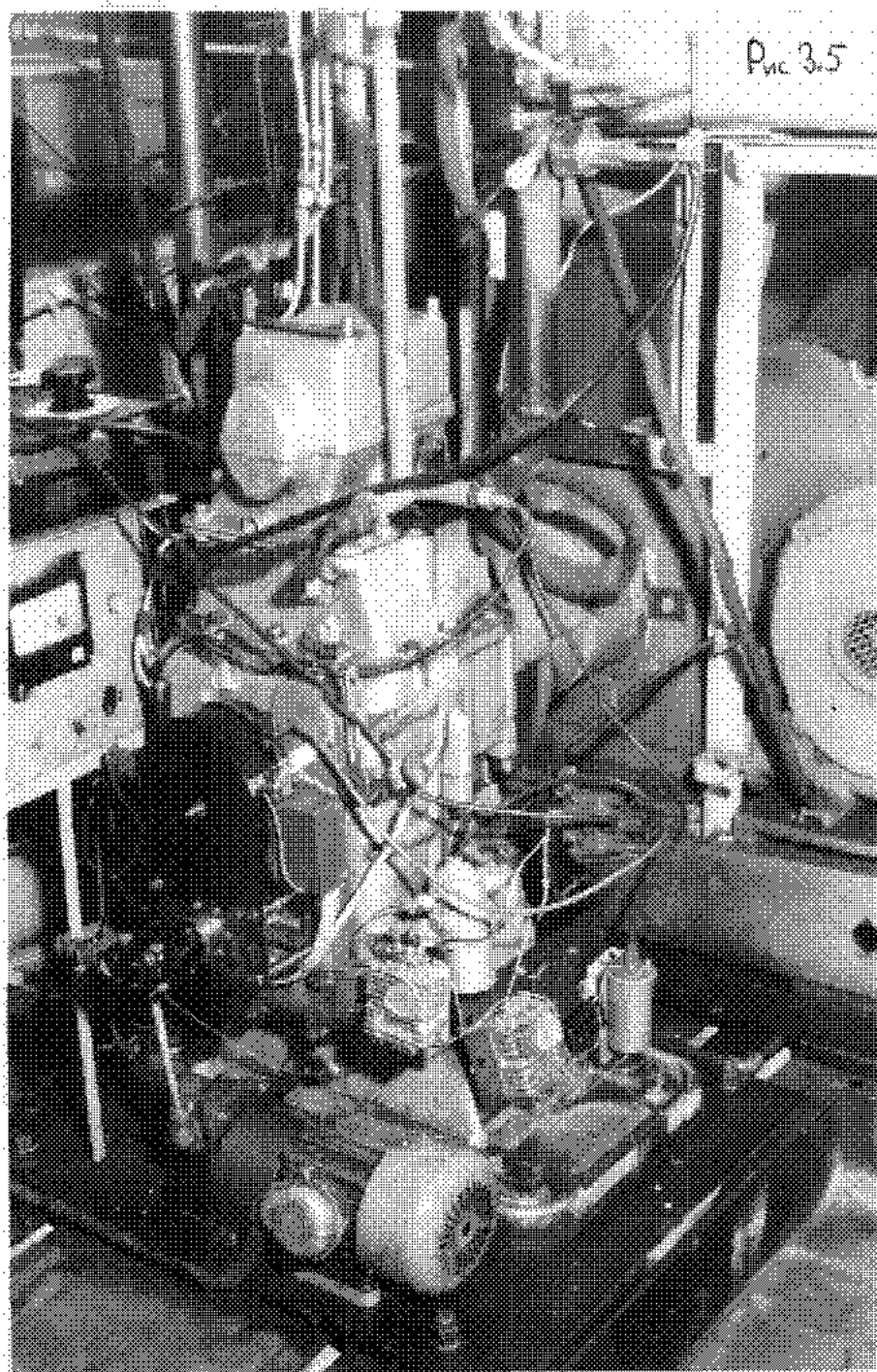


Рис.3.5. Экспериментальная установка  
на базе двигателя УК-7А

Применявшаяся измерительная аппаратура и точность  
измерения параметров

| № п/п | Параметр                            | Наименование и тип измерительного прибора                                                     | Класс точности | Пределы измерения  | Цена деления шкалы или единицы счета прибора с цифровой индикацией | Точность измерения      |                                        | Примечания                                                                                                  |
|-------|-------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|--------------------|--------------------------------------------------------------------|-------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|       |                                     |                                                                                               |                |                    |                                                                    | обеспечиваемая          | требуемая по ГОСТ I4846-81 (раздел 2)  |                                                                                                             |
| I     | 2                                   | 3                                                                                             | 4              | 5                  | 6                                                                  | 7                       | 8                                      | 9                                                                                                           |
| 1.    | Крутящий момент, кгм                | Циферблатные весы электродинамометра MS1718-4 фирмы MEZ (ЧССР)                                |                | 0-5                | 0,005                                                              |                         | $\pm 0,5\%$<br>( $\pm 0,025$ кгм)      | При измерениях в пределах (0,25-1,00) м т.е. 1,25-5,00 кгм                                                  |
| 2.    | Частота вращения, мин <sup>-1</sup> | Тахометр цифровой ТЦ-5                                                                        |                | 60-10 <sup>4</sup> | 1,0                                                                | $1 \pm 5 \cdot 10^{-5}$ | $\pm 0,5\%$<br>(30 мин <sup>-1</sup> ) | При $n = 6000$ мин <sup>-1</sup>                                                                            |
|       |                                     | Тахометр ферродинамический многошкальный ТСФУТ-3                                              |                | 1500-8000          | 10,0                                                               | $\pm 0,2\%$             |                                        |                                                                                                             |
| 3.    | Расход топлива, л/час               | Ручной (приставной) тахометр-тахоскоп СК751<br>Прецизионный объемный расходомер PLU130A (ФРГ) |                | 10-10000           | 10,0                                                               |                         |                                        |                                                                                                             |
|       |                                     |                                                                                               |                | 0,15-7,50          | $0,28 \cdot 10^3$                                                  | $\pm 0,25\%$            | $\pm 1\%$                              | Прибор включает в себя импульсный фотоэлектрический датчик. Выход соединен с электронным частотомером 43-33 |

| I  | 2                                        | 3                                                                    | 4   | 5                       | 6                | 7                                                                                     | 8     | 9                                                                                     |
|----|------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|-----|-------------------------|------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|-------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| 4. | Удельный вес топлива, кг/дм <sup>3</sup> | Денсиметр                                                            |     | 0,700-0,760             | 0,01             | + 0,001                                                                               | -     |                                                                                       |
| 5. | Расход воздуха, м <sup>3</sup> /час      | Счетчик газа ротационный РГ-40                                       |     | Предельные расходы 4-48 | 10 <sup>-3</sup> | +3% при расходах 4-8 м <sup>3</sup> /час и 2,5% при расходах 8-40 м <sup>3</sup> /час |       | Со счетным механизмом                                                                 |
|    |                                          |                                                                      |     |                         | 10 <sup>-5</sup> |                                                                                       |       | С импульсным фотоэлектрическим датчиком, соединенным с электронным частотомером 43-33 |
| 6. | Температура всасываемого воздуха, °С     | Термометр ртутный                                                    |     | 0-50                    | 0,5              | ± 1,0                                                                                 | ± 1,0 |                                                                                       |
| 7. | Температура рабочей смеси, °С            | Милливольтметр пирометрический, показывающий М-64                    | 1,5 | 0-200                   | 5,0              | ± 3,0                                                                                 | -     | Датчик-термопара ХК                                                                   |
| 8. | Температура охлаждающей жидкости, °С     | Прибор пирометрический узкопрофильный со световым указателем, 3х по- |     |                         |                  |                                                                                       |       |                                                                                       |

| I   | 2                                   | 3                                                                                                                             | 4   | 5       | 6    | 7          | 8                                | 9                                                                          |
|-----|-------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|---------|------|------------|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|
| 9.  | Температура масла, °C               | позиционный регулирующий МВУ6-4ПК с блоком управления БУГ-13                                                                  | I   | 0-150   | 2,0  | $\pm 2,0$  | $\pm 2,0$                        | Датчик-термопара ХК                                                        |
|     |                                     | Прибор пирометрический узкопрофильный со световым указателем, 3х позиционный регулирующий МВУ6-4ПК с блоком управления БУГ-13 | I   | 0-150   | 2,0  | $\pm 2,0$  | $\pm 2,0$                        | Датчик-термопара ХК                                                        |
|     |                                     | Термометр манометрический дистанционный, показывающий ТПН 082                                                                 | 4   | 0-120   | 5,0  | $\pm 5,0$  | -                                | Контрольный - для вывода двигателя на режим и грубого визуального контроля |
| 10. | Температура топлива, °C             | Термометр ртутный                                                                                                             |     | 0-50    | 0,5  | $\pm 1,0$  | $\pm 2,0$                        |                                                                            |
| 11. | Температура отработавших газов, °C  | Милливольтметр пирометрический, показывающий М-64                                                                             | 1,5 | 0-800   | 20,0 | $\pm 12,0$ | $\pm 20,0$                       | Датчик-термопара ХА                                                        |
| 12. | Давление барометрическое, мм.рт.ст. | Барометр-анероид МД-49-2                                                                                                      |     | 600-790 | 1,0  | 0,8        | +200,0<br>( $\pm 1,5$ мм.рт.ст.) |                                                                            |

| 1   | 2                                                                                         | 3                                 | 4   | 5                   | 6   | 7          | 8                                                                   | 9                                                                             |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|-----|---------------------|-----|------------|---------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| 13. | Давление масла, кг/см <sup>2</sup>                                                        | Электроконтактный манометр ЭКМ-1У | 1,5 | 0-10                | 0,2 | $\pm 0,15$ | $\begin{matrix} +20,0 \\ (\pm 0,2) \\ \text{кгс/см}^2 \end{matrix}$ | Контрольный - для выведения двигателя на режим и грубого визуального контроля |
|     |                                                                                           | Манометр, показывающий МТ         | 4   | 0-10                | 0,5 | $\pm 0,4$  | -                                                                   |                                                                               |
| 14. | Давление (разрежение) рабочей смеси во впускном трубопроводе (за карбюратором), мм.рт.ст. | Пьезометр ртутный                 |     | 800-0-800           | 1,0 | $\pm 1,0$  | -                                                                   |                                                                               |
| 15. | Давление отработавших газов, мм. водяного столба                                          | Пьезометр водяной                 |     | 0-500               | 1,0 | $\pm 1,0$  | $\pm 3,0$                                                           |                                                                               |
| 16. | Угол опережения зажигания, градусы п.к.в.                                                 | Измеритель угла зажигания ИУ-5    |     | -10 - +70 до в.м.т. | 1,0 | $\pm 1,0$  | $\pm 1,0$                                                           |                                                                               |
| 17. | Продолжительность работы двигателя (моточасы)                                             | Счетчик моточасов                 |     | 1000,0              | 0,1 | $\pm 1,0$  | -                                                                   |                                                                               |
| 18. | Влажность воздуха относительная                                                           | Психрометр                        |     |                     |     |            | -                                                                   |                                                                               |

мов двигателя М-412 производства УМЗ (г.Уфа). Двигатель имел рабочий объем  $0,37 \text{ дм}^3$ , диаметр цилиндра 82 мм, ход поршня 70 мм и степень сжатия 8,8. Форма камеры сгорания - полисферическая, размеры и расположение клапанов как у базовой модели. Для установки датчика давления газов, в головке было выполнено дополнительное отверстие с резьбой М14х1,25, в которое при необходимости устанавливали свечу зажигания с длиной резьбы 12 мм (рис.3.6). В основное отверстие под свечу зажигания была ввернута футерка с наружной резьбой М18х1,5 и внутренней - М14х1,25.

Газораспределительный механизм с составным распределительным валом и нониусным механизмом обеспечивал возможность изменять фазы газораспределения в необходимых пределах. Привод распределительного вала осуществлен от коленчатого вала цепной передачей.

Система питания топливом включала в себя топливный бак с запорным краном и указателем уровня, фильтры грубой и тонкой очистки и прецизионный объемный расходомер топлива "PLU 130 A" фирмы *Pierburg-Bosch* (ФРГ). Топливо поступало в карбюратор по топливопроводу самотеком под давлением столба топлива  $1,8 \pm 0,2 \text{ м}$ .

Система питания воздухом включала в себя сетчатый фильтр, ротационный газовый счетчик РС-40 и два последовательно соединенных ресивера емкостью 0,18 и  $0,03 \text{ м}^3$  соответственно, снабженных резиновыми мембранами для сглаживания пульсаций воздуха на впуске.

Карбюратор К-59 с диаметром диффузора 26 мм был полностью переоборудован, сняты все дополнительные устройства, в том числе поплавков с запорной иглой. Для подачи топлива в смесительную камеру под избыточным давлением поплавковая камера была загерметизирована и имела только один канал, соединяющий ее через

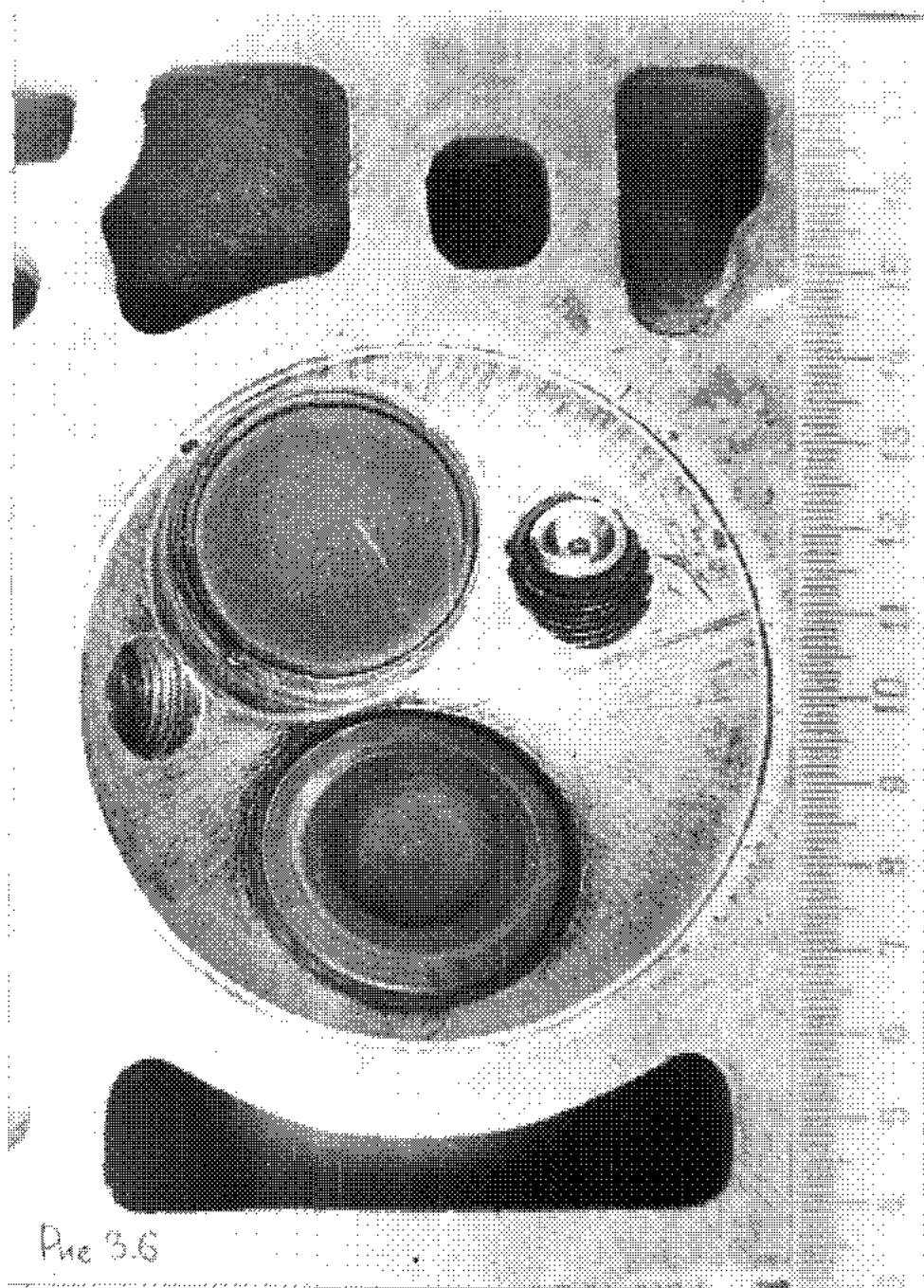


Рис.3.6. Камера сгорания двигателя УК-7А.  
Вид со стороны поршня

жиклёр с распылителем главной дозирующей системы. Регулировку количества подаваемого топлива осуществляли перемещением запорной иглы с малым углом конуса относительно отверстия жиклёра.

Впускной патрубок двигателя имел водяной подогрев. Температура смеси на впуске контролировалась термонарой и регулировалась интенсивностью подогрева при помощи крана, управляющего подачей горячей воды в водяную рубашку впускного патрубка. Давление во впускном трубопроводе контролировали при помощи ртутного пьезометра.

Непосредственно перед клапаном, во впускном отверстии двигателя, была установлена поворотная заслонка для создания в цилиндре направленного движения заряда.

Двигатель УК-7А был оборудован двухконтурной системой жидкостного охлаждения закрытого типа и автоматической системой регулирования температуры воды на выходе из двигателя.

Система смазки с сухим картером унифицирована по устройству системы регулирования температуры с системой охлаждения. Автоматическая система управления поддерживала заданную температуру масла на входе в двигатель.

Устройство для регулирования температуры воды и масла в виде единой водо-масляной установки было смонтировано отдельно от двигателя.

В качестве базовой была выбрана контактно-транзисторная система зажигания ТК-102, как обладающая наибольшей энергией (до 40 мДж) и длительностью (до 1,5 мс) разряда из серийно выпускаемых. Как указано выше, система зажигания была дополнительно оборудована блоком подпитки искры дополнительной энергии.

Система выпуска отработавших газов была снабжена устройством отбора газа для анализа через охладитель в специальную емкость. Температуру отработавших газов измеряли термонарой ХА,

а состав - газоанализаторами ГАИ-1 ( $\text{CO}, 06\%$ ) и ГЛ-1121 ( $\text{C}_n\text{H}_m$ , ч.н.м.).

В качестве нагрузочного устройства использован электродвигатель - станок типа MS 1713-4 предприятия MEZ (ЧССР). Балансирный электродвигатель постоянного тока имел мощность до 33 кВт при частоте вращения до  $8000 \text{ мин}^{-1}$ .

Механизмы управления двигателем и нагрузочным устройством, приборы контроля параметров и режимов, системы защиты были смонтированы на пульте управления установкой (рис.3.7). Индикатор давления 2780/S был расположен слева, а станок для контроля параметров искрового разряда - справа от пульта управления.

Помещение с пультом управления было отделено от помещения с двигателем перегородкой с окном (1x2) м, обеспечивающим наблюдение за показаниями весов нагрузочного устройства и состоянием двигателя.

### 3.5. Оценка погрешностей при определении основных параметров

Измерение любой физической величины выполняется с некоторой погрешностью. Погрешности могут быть подразделены на грубые (в основном - субъективные), систематические (в основном из-за несовершенства измерительной техники и методов измерений) и случайные.

При достаточно высокой квалификации испытателя, применении исправной аппаратуры необходимого класса точности и соответствующих методов измерений точность непосредственных измерений зависит от случайных погрешностей. Для оценки правильности и общей пригодности экспериментальных данных применяют известные методы теории случайных ошибок измерений и другие положения математической статистики /3.18; 3.38; 3.44/.

Основной параметр, по которому оценивалась топливная эконо-

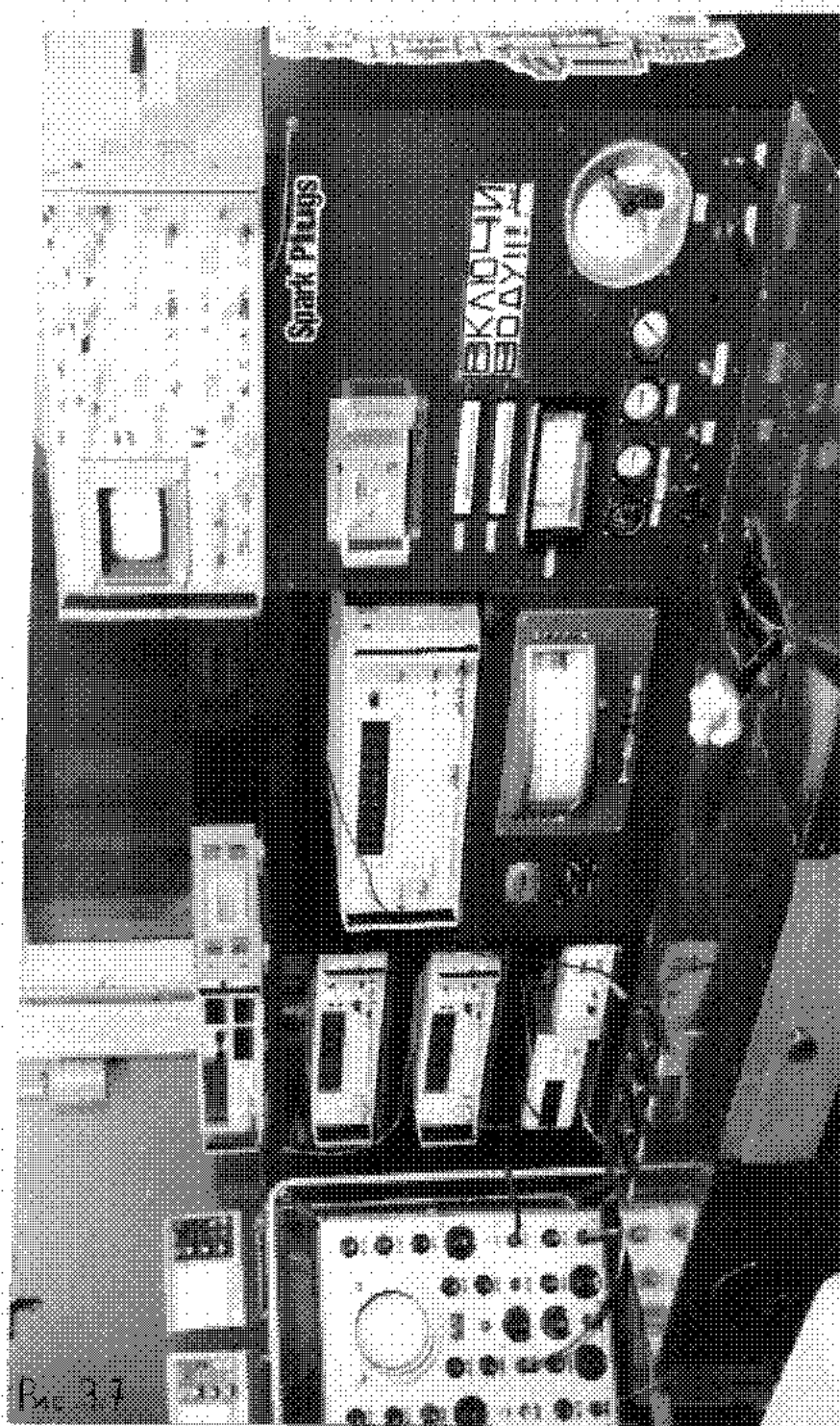


Рис.3.7. Общий вид пульта  
управления установкой

мичность бензиновых двигателей в данной работе – удельный индикаторный расход топлива. Как указано в разделе 4.2 удельный индикаторный расход топлива определялся по формуле:

$$q_i = 9,57 \cdot 10^6 \frac{G_T}{(M_K + M_T)n}$$

В данной формуле не учитывается погрешность при измерении времени, в течение которого осуществлялось определение расхода топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя, так как измерение этих двух параметров осуществлялось с помощью электронных частотомеров, измеряющих необходимый интервал времени с погрешностью, пренебрежимо малой в данном случае.

Дифференцируя натуральный логарифм уравнения для определения удельного индикаторного расхода топлива получим, что предельная относительная погрешность

$$\begin{aligned} \Delta q_{i \text{ пред.}} &= \pm d(\ln 9,57 \cdot 10^6 + \ln G_T + \ln(M_K + M_T) + \ln n) = \\ &= \pm 0 - \frac{d G_T}{G} + \frac{d(M_K + M_T)}{M_K + M_T} + \frac{dn}{n} = \\ &= \pm (\Delta G_T + \Delta(M_K + M_T) + \Delta n) \end{aligned}$$

Следовательно погрешность  $\Delta q_{i \text{ пред.}}$  равна сумме погрешностей всех измеряемых величин /3.18/.

Из данных, приведенных в табл.3.3, можно сделать вывод, что предельная погрешность при измерении величин, определяющих погрешность измерения  $q_i$  составляла для:

- часового расхода топлива  $\pm 0,25\%$ ;
- частоты вращения коленчатого вала двигателя  $\pm 0,05\%$ , не более;

- эффективного крутящего момента  $\pm 0,5\%$ , не более;
- момента при прокрутке двигателя  $\pm 0,5\%$ , не более.

Предельная погрешность при определении частоты вращения коленчатого вала двигателя, указанная выше, определена для  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ . При увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя относительная погрешность будет уменьшаться, так как абсолютная погрешность измерения частоты вращения составляла в исследуемом диапазоне величину  $1,0 \pm 5 \cdot 10^{-5} \text{ мин}^{-1}$ .

Предельная погрешность при определении эффективного крутящего момента и момента при прокрутке двигателя определена для минимальной в данных экспериментах величине момента - 0,5 кгм, получаемой на пределе устойчивой работы двигателя.

При определении момента прокрутки двигателя с заданной частотой вращения коленчатого вала погрешность измерения была связана только с точностью циферблатных весов электродинамометра MSI713-4 и в реальном диапазоне измерения этого момента для установки УК-7А от 0,5 до 1,2 кгм составляла величину от  $\pm 0,5$  до  $\pm 0,2\%$ .

При измерении эффективного крутящего момента, особенно при работе на бедных смесях и, тем более, на пределе устойчивой работы двигателя наблюдалось некоторое колебание стрелки циферблатных весов динамометра относительно определяемого значения. Для исключения погрешности при определении величины крутящего момента в данном случае применялся метод экспертной оценки. На установившемся режиме работы двигателя два оператора одновременно определяли по пять значений эффективного крутящего момента, а искомая величина момента и погрешность по результатам измерений определялись известным методом /3.44/.

Анализ погрешностей при определении удельного индикаторного расхода топлива позволяет сделать вывод, что предельная погреш-

ность при его измерении составляла  $\pm 1,3\%$ , а в диапазоне вращения коленчатого вала двигателя 2000-3000 мин<sup>-1</sup> и величине эффективного крутящего момента 0,7-2,2 кг.м  $\pm 1,0\%$ , не более.

### 3.6. В Ы В О Д Ы

1. Для проведения экспериментального исследования влияния на топливную экономичность и некоторые показатели рабочего цикла бензинового двигателя источника зажигания с увеличенной энергией НИИавтоприборов была разработана и смонтирована специальная моторная испытательная установка с одноцилиндровым двигателем УК-7А, имеющим размерность двигателя М-412.

2. Необходимая по ГОСТ 14346-81 точность измерений была обеспечена установкой комплекса современной измерительной и регулирующей аппаратуры.

3. Индицирование давления газа в цилиндре двигателя осуществлялось с помощью пьезоэлектрического двухлучевого индикатора давления типа 2780/5 производства предприятия "Электроника" (Венгрия).

4. Фоторегистрация искры и первичного очага воспламенения в цилиндре двигателя производилось через прозрачный кварцевый изолятор специально изготовленной свечи зажигания.

5. Для изменения энергии искры была разработана и изготовлена специальная система подпитки искры дополнительной энергией от 40 до 1280 мДж, включающая в себя систему зажигания с транзисторным коммутатором ТК-102, блок регулирования энергии искры, блок регулирования длительности искры, блок регулирования энергии подпитки и блок подпитки.

6. Предельная погрешность при определении удельного индикаторного расхода топлива составляла величину  $\pm 1,3\%$  на пределе устойчивой работы и  $\pm 1,0\%$ , не более, на остальных режимах работы двигателя.

## Глава 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭНЕРГИИ ИСТОЧНИКА ЗАЖИГАНИЯ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Программа экспериментального исследования включала в себя:

1. Предварительные лабораторные исследования системы зажигания с блоком подпитки искры дополнительной энергией.

2. Определение при различной энергии источника зажигания следующих характеристик бензиновых двигателей:

- регулировочных характеристик по составу смеси;
- регулировочных характеристик по углу опережения зажигания;
- характеристик холостого хода.

Основной объем экспериментов был выполнен на одноцилиндровом двигателе УК-7А.

### 4.1. План экспериментов на двигателе УК-7А

При проведении данных экспериментов в качестве независимых переменных были приняты три фактора: частота вращения вала двигателя  $n$  (мин<sup>-1</sup>), расход воздуха  $G_a$  (кг/час) и энергия источника зажигания  $E_{зж}$  (мДж).

Область исследуемых значений для частоты вращения вала двигателя была принята от 1000 до 5000 мин<sup>-1</sup> с интервалом 1000 мин<sup>-1</sup>, а для расхода воздуха - от 8,4 до 29,6 кг/час через 4,2 кг/час.

Область исследуемых значений от 40 до 1280 мДж для энергии источника зажигания была выбрана, исходя из следующих предпосылок:

- область значений энергии источника зажигания от критической до 30-40 мДж достаточно хорошо исследована;
- современные системы зажигания с электронными коммутаторами способны запасать во вторичной цепи энергию 40 мДж и выше;

- по литературным данным в "плазменных", наиболее мощных системах зажигания, запасаемая энергия, как правило, составляет величину до 1 Дж;
- при предварительных испытаниях в НАМИ на двигателе УК-7Ф было установлено, что при энергии источника зажигания 6 Дж износ электродов до отказа в работе свечи зажигания происходил в течение 2 часов работы при частоте вращения вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузке 36%. Тогда же было установлено, что при энергии источника зажигания 1,0-1,5 Дж износ электродов свечи зажигания происходил через 30-50 часов работы.

При теоретическом анализе установлено, что исследуемая функция предположительно имеет вид:

$$g_i = f(E_{\text{зж}}^{-A})$$

где  $A$  - постоянная, зависящая от: состава смеси  $\alpha$ , коэффициента остаточных газов  $\chi_z$ , давления  $P_c$  и температуры  $T_c$  рабочей смеси.

В этом случае равномерное расположение экспериментальных точек получится, если взять одинаковые приращения  $1/E_{\text{зж}}^{-A}$ . Учитывая, что наибольший интерес представляет область значений  $E_{\text{зж}}$  от 40,0 до 300 мДж, так как именно в этой области возможна практическая реализация, для удельных расходов топлива был выбран график, как функция  $\lg E_{\text{зж}}$ , при одинаковых приращениях  $\lg E_{\text{зж}}$ . /4.43/.

Было предположено, что рабочие характеристики бензинового двигателя связаны соотношением типа функции:

$$g_i = f_1(G_s) \cdot f_2(n) \cdot f_3(E_{\text{зж}})$$

В этом случае возможен план эксперимента в виде греко-латинского квадрата с усредненными логарифмами результатов /3.49/. Был выб-

ран квадрат 6х6, имеющий следующую структуру:

Таблица 4.1

| Частота вращения<br>вала, мин <sup>-1</sup> | 1000     | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 |
|---------------------------------------------|----------|------|------|------|------|------|
| Расход воздуха,<br>кг/час                   | Езж, мДж |      |      |      |      |      |
| 8,4                                         | 40       | 80   | 160  | 320  | 640  | 1280 |
| 12,6                                        | 160      | 320  | 640  | 1280 | 40   | 80   |
| 16,8                                        | 640      | 1280 | 40   | 80   | 160  | 320  |
| 21,0                                        | 80       | 40   | 320  | 160  | 1280 | 640  |
| 25,2                                        | 320      | 160  | 80   | 40   | 320  | 160  |
| 29,6                                        | 1280     | 640  | 320  | 160  | 80   | 40   |

Для уменьшения влияния внешних не контролируемых факторов последовательность проведения опытов была установлена методом рандомизации. Следует отметить, что на все комбинации условий в данном квадрате возможны, в связи с чем в реальном эксперименте количество вариантов было сокращено с 36 до 26.

Наибольший интерес представляют режимы работы двигателя с частотой вращения вала 2000-3000 мин<sup>-1</sup>, как наиболее вероятные при эксплуатации автомобиля в городских условиях. В таблице 4.2 приведены режимы движения автомобиля и некоторые параметры работы двигателя автомобилей АЗЛК-2140 и ВАЗ-2103 при движении по "европейскому" ездовому циклу, имитирующему движение в городе /3.19/.

Для более полного изучения влияния на топливную экономичность двигателя УК-7А при частоте вращения вала 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup>, регулировочные характеристики по составу смеси определялись во всем диапазоне последующих нагрузок и энергии источника зажига-

ния.

Таблица 4.2

| №<br>пп | Пере-<br>дача | Скорость<br>автомо-<br>биля,<br>км/час | $n$ , мин <sup>-1</sup> |          | $P_{тр}$ , кг/см <sup>2</sup> |          |
|---------|---------------|----------------------------------------|-------------------------|----------|-------------------------------|----------|
|         |               |                                        | АЗЛК-2140               | ВАЗ-2103 | АЗЛК-2140                     | ВАЗ-2103 |
| 1       | 1             | 15                                     | 1900                    | 2300     | 0,65                          | 0,65     |
| 2       | 2             | 32                                     | 2300                    | 3000     | 0,62                          | 0,62     |
| 3       | 3             | 35                                     | 1650                    | 2100     | 0,57                          | 0,59     |
| 4       | 3             | 50                                     | 2400                    | 3000     | 0,54                          | 0,59     |

#### 4.2. Обработка результатов экспериментов

Все расчеты при обработке результатов испытаний производились с точностью до трех значащих цифр /7.2/. Проверка данных осуществлялась путем графической интерполяции /3.49/. Для исключения ошибок, эксперименты проводились повторно в разные дни при неизменных условиях. Для приведения к стандартным атмосферным условиям ( $P_0 = 100$  кПа;  $T_0 = 298$  °К), полученные при экспериментах значения мощности, крутящего момента и среднего индикаторного давления умножали на поправочный коэффициент  $K_n$ , определяемый по формуле:

$$K_n = \left( \frac{100}{P_0} \right) \left( \frac{T_k}{298} \right)^{0,5} \quad (4.3)$$

Расход воздуха определялся по формуле:

$$G_B = 0,036 \gamma_B f_B \quad (4.4)$$

где  $f_B$  - показание счетчика расходомера воздуха.

Расход топлива определялся по формуле:

$$G_T = 0,0498 \gamma_T f_T \quad (4.5)$$

где  $f_T$  - показание счетчика расходомера топлива.

Индикаторный крутящий момент определялся по формуле:

$$M_i = M_k + M_{м.п.} \quad (4.6)$$

Индикаторная мощность определялась по формуле:

$$N_i = \frac{M_i \cdot n}{9570} \quad (4.7)$$

Среднее индикаторное давление определялось по формуле:

$$P_i = 125,4 \frac{M_i}{V_h} \quad (4.8)$$

при  $V_h = 0,369 \text{ дм}^3$   $P_i = 339,4 M_i$

Удельный расход топлива определялся по формуле:

$$q_i = \frac{G_r}{N_i} \cdot 10^3 \quad (4.9)$$

Индикаторный к.п.д. определялся по формуле:

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{H_u q_i} \quad (4.10)$$

$H_u$  - низшая теплота сгорания топлива МДж/кг

$q_i$  - удельный расход топлива, г./кВт час

#### 4.3. Результаты экспериментов на двигателе УК-7А

В результате предварительных лабораторных исследований системы зажигания с блоком подпитки искры дополнительной энергией была выбрана блок-схема системы зажигания (рис.3.1) и схема регулирования энергии подпитки искры дополнительной энергией (рис.3.2).

При исследовании топливной экономичности двигателя УК-7А в зависимости от энергии источника зажигания была принята следующая последовательность проведения экспериментов:

- на базовой системе с коммутатором ТК-102 двигатель выводился на необходимый режим работы, который поддерживался до стабилизации его теплового состояния;

- на установившемся режиме осуществлялось измерение необходимых параметров, результаты измерений, принимаемые за базовое значение, заносятся в протокол;
- без изменения каких-либо параметров работы двигателя, осуществлялась подача определенного количества дополнительной энергии в искру поворотом переключателя системы подпитки в необходимое положение (от 0 до 5);
- на установившемся режиме осуществлялся контроль необходимых параметров, результаты определения показаний весов нагрузочного устройства заносятся в протокол;
- поворотом переключателя системы подпитки осуществлялось изменение дополнительной энергии, подаваемой в искру, в соответствии с планом эксперимента;
- без изменения каких-либо параметров работы двигателя подача дополнительной энергии в искру прекращалась и осуществлялся контроль исходных (базовых) параметров;
- включалась, дополнительно к базовой, вторая система зажигания и результаты определения показаний весов нагрузочного устройства при двухискровом зажигании заносятся в протокол.

Затем варьируемый параметр, например расход топлива, менялся на необходимую величину и измерения повторялись при разной величине энергии источника зажигания, в определенной последовательности, в соответствии с планом эксперимента.

При определении регулировочных характеристик по составу смеси в соответствии с указанной выше последовательностью эксперимента было установлено, что при подаче дополнительной энергии в искру, начиная с определенной величины этой энергии для каждого режима работы двигателя, наблюдается ухудшение рабочих показателей - снижение крутящего момента и увеличение удельного расхода топлива. Наиболее заметно было это ухудшение при работе двигате-

ля на обедненных и бедных смесях на режимах малых нагрузок. Некоторое увеличение удельного расхода топлива было отмечено и при несколько обогащенной смеси. Например, при частоте вращения вала двигателя  $3000 \text{ мин}^{-1}$  и расходе воздуха  $12,6 \text{ кг/час}$  ( $\eta_v = 0,32$ ) удельный индикаторный расход топлива при составе смеси, характеризуемом коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,05$ , увеличился с 274 до 282 г/кВт.час, а при  $\alpha = 0,89$  - с 244 до 246 г/кВт.час. По индикаторным диаграммам было установлено, что при подаче дополнительной энергии в искру уменьшается продолжительность первой фазы сгорания  $\varphi_1$ , и максимум давления смещается к в.м.т. В результате диаграмма давления оказывается расположенной термодинамически не оптимально относительно в.м.т., хотя наблюдалось увеличение  $P_z \text{ макс.}$  Чем беднее смесь, тем сильнее влияние на  $\varphi_1$  подачи дополнительной энергии в искровой разряд, тем большее отрицательное влияние от смещения относительно в.м.т. диаграммы давления на рабочие показатели двигателя.

Для исключения обнаруженного явления, в упомянутый выше порядок проведения эксперимента было внесено изменение. После подачи дополнительной энергии в искровой разряд, или после включения второй системы зажигания, осуществлялся подбор оптимального в данных условиях угла опережения зажигания.

#### 4.3.1. Регулировочные характеристики по составу смеси

На рис.4.1 - 4.9 представлены регулировочные характеристики по составу смеси при частоте вращения вала двигателя 2000 и  $3000 \text{ мин}^{-1}$ , проведено сравнение показателей топливной экономичности ( $G_t, g_i$ ), мощности ( $N_i$ ) и некоторых параметров ( $\theta_{\text{полт.}}, t_{\text{ог.}}$ ) двигателя УК-7А при его работе:

I - с базовой одноискровой системой зажигания с коммутатором ТК-102;

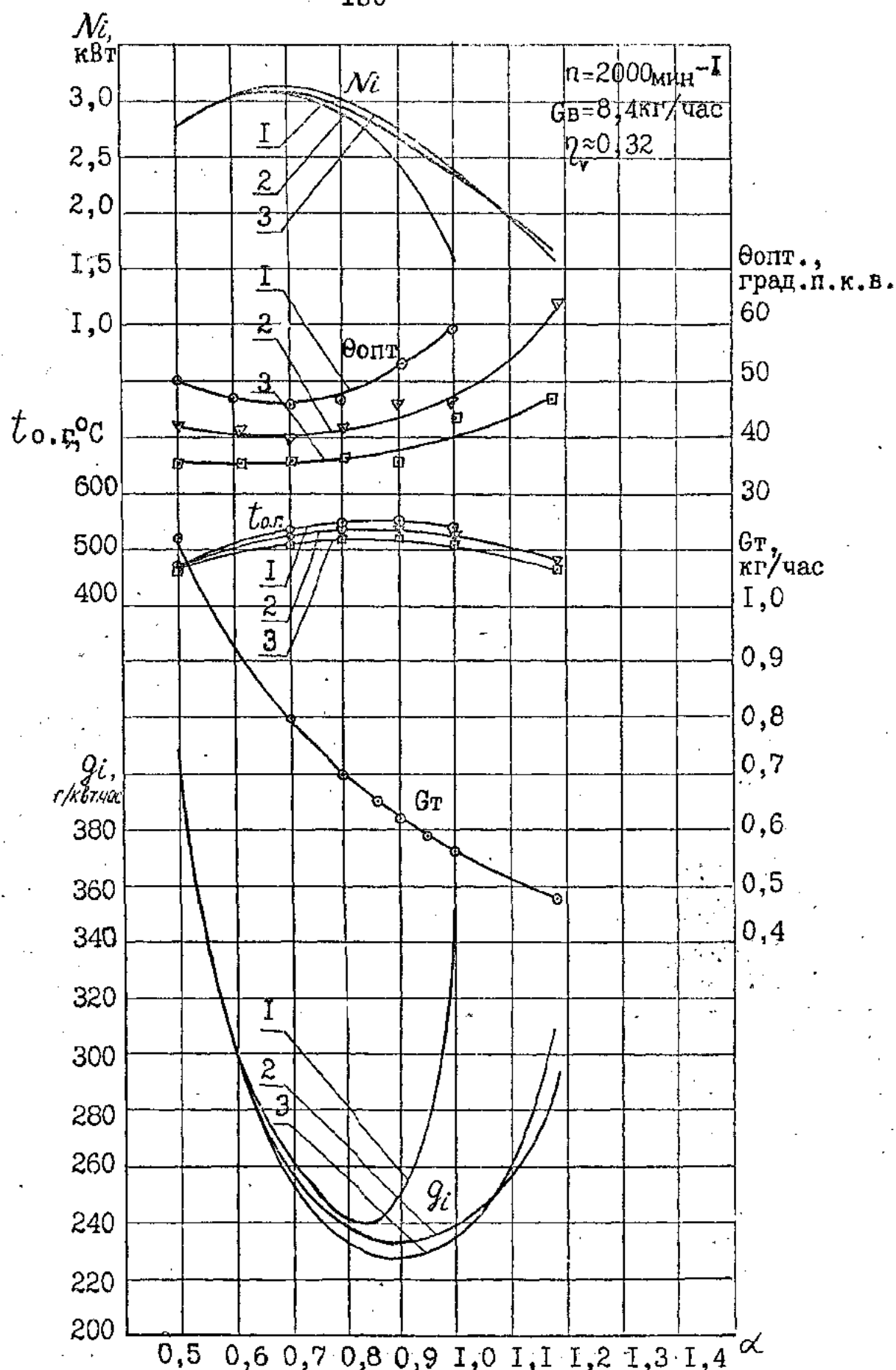


Рис. 4.1. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А по составу смеси.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

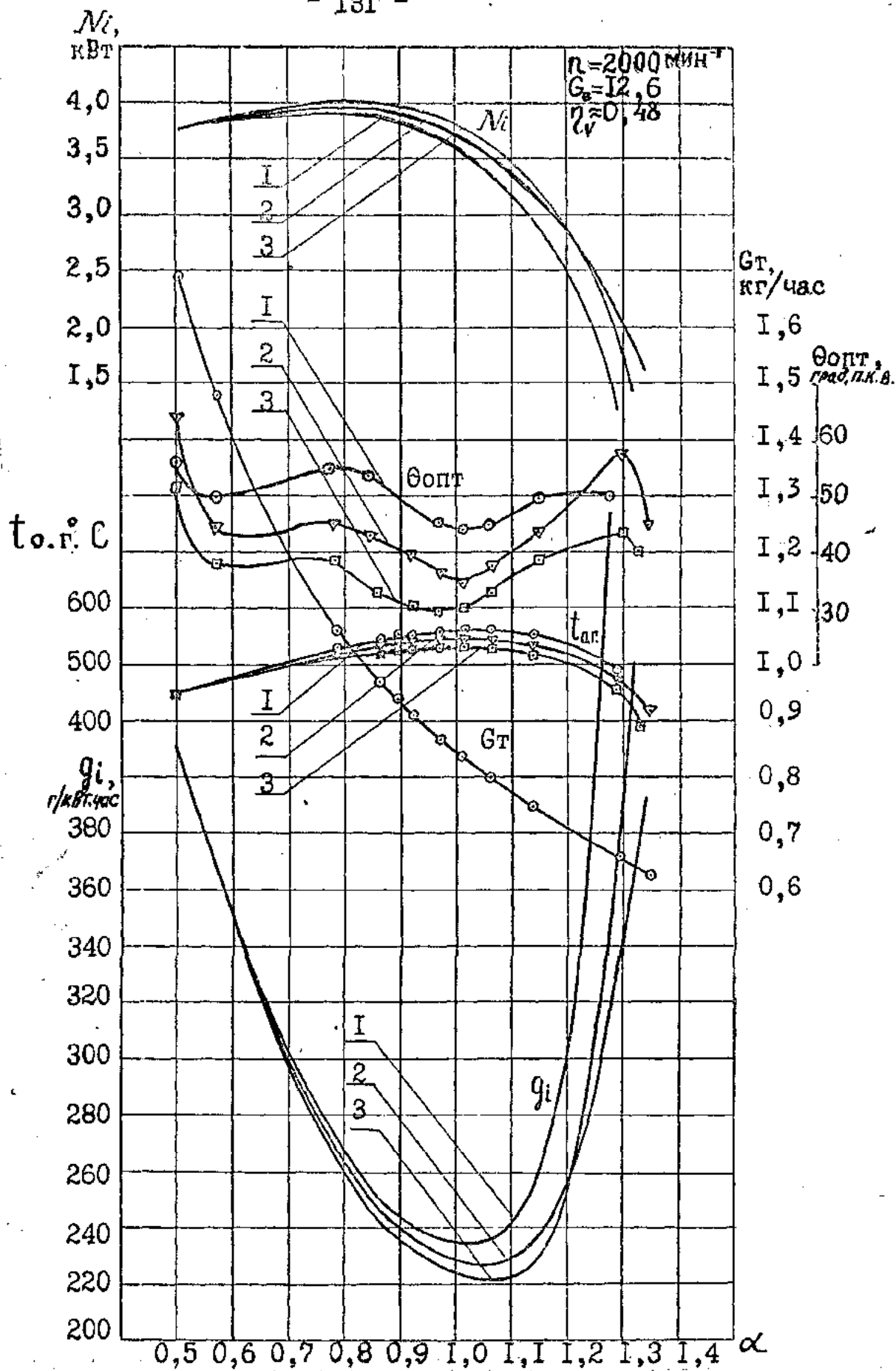


Рис.4.2. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А по составу смеси.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

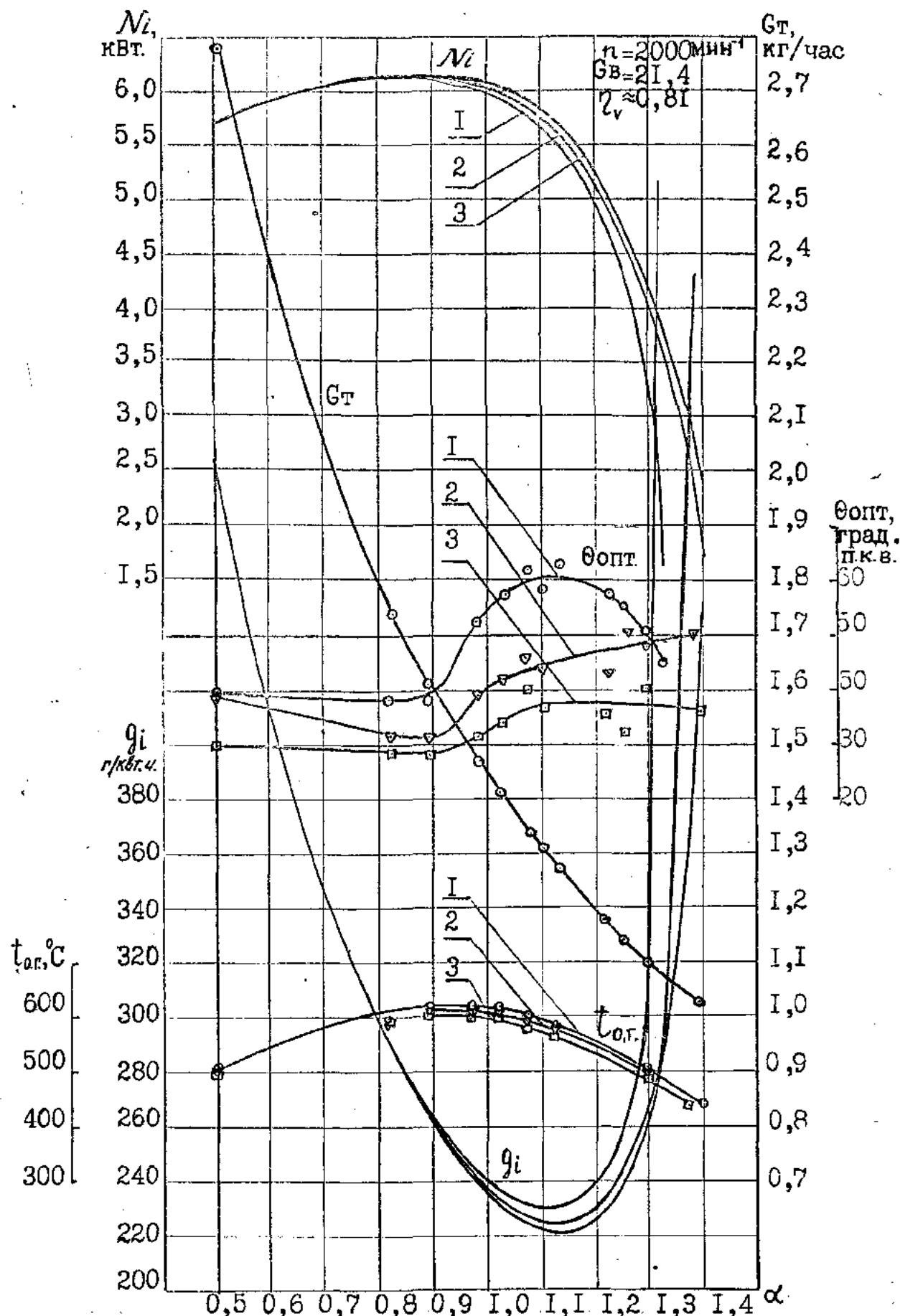


Рис.4.3. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А.

1 — одноискровая система зажигания; 2 — то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 — две системы зажигания

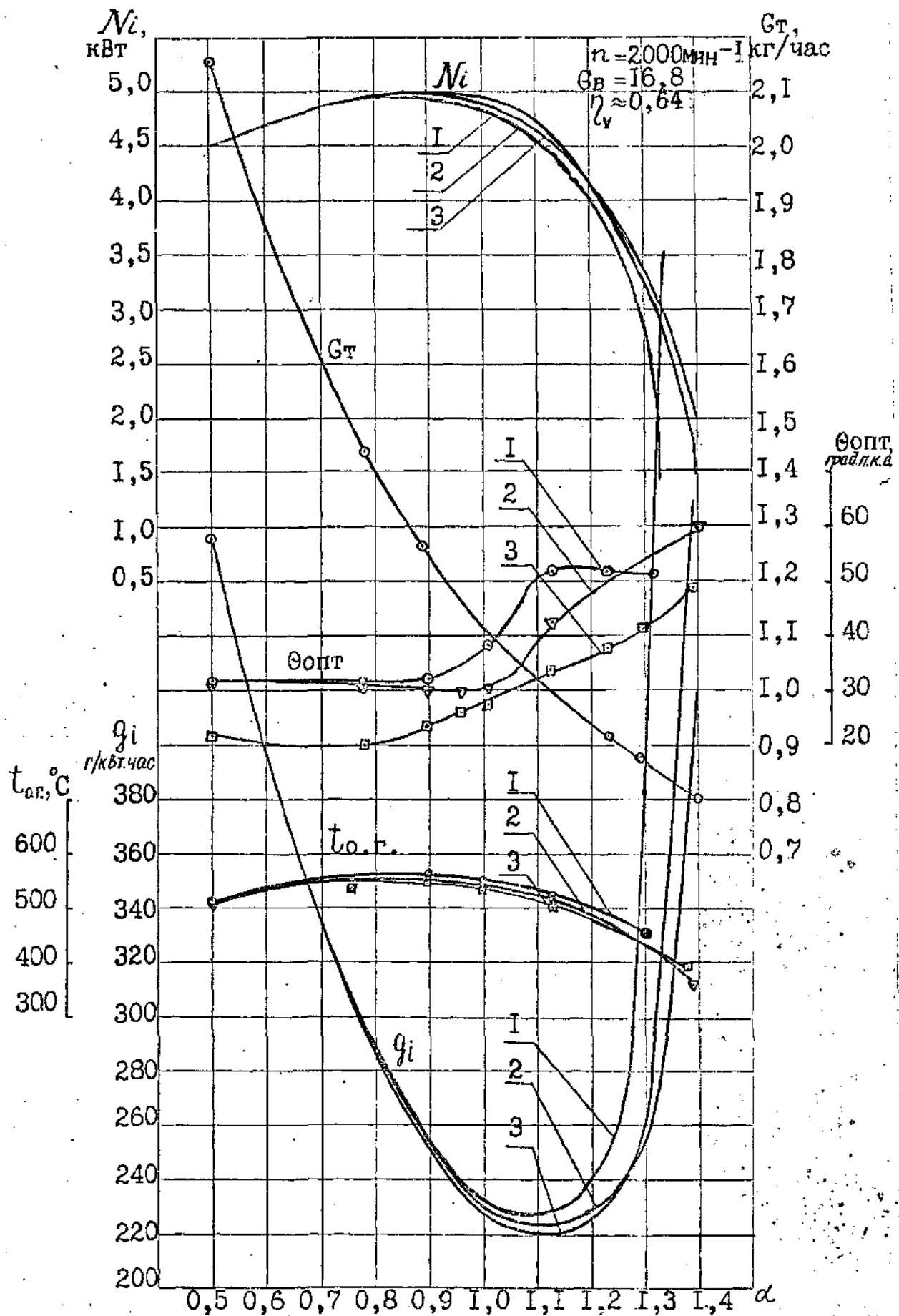


Рис.4.4. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

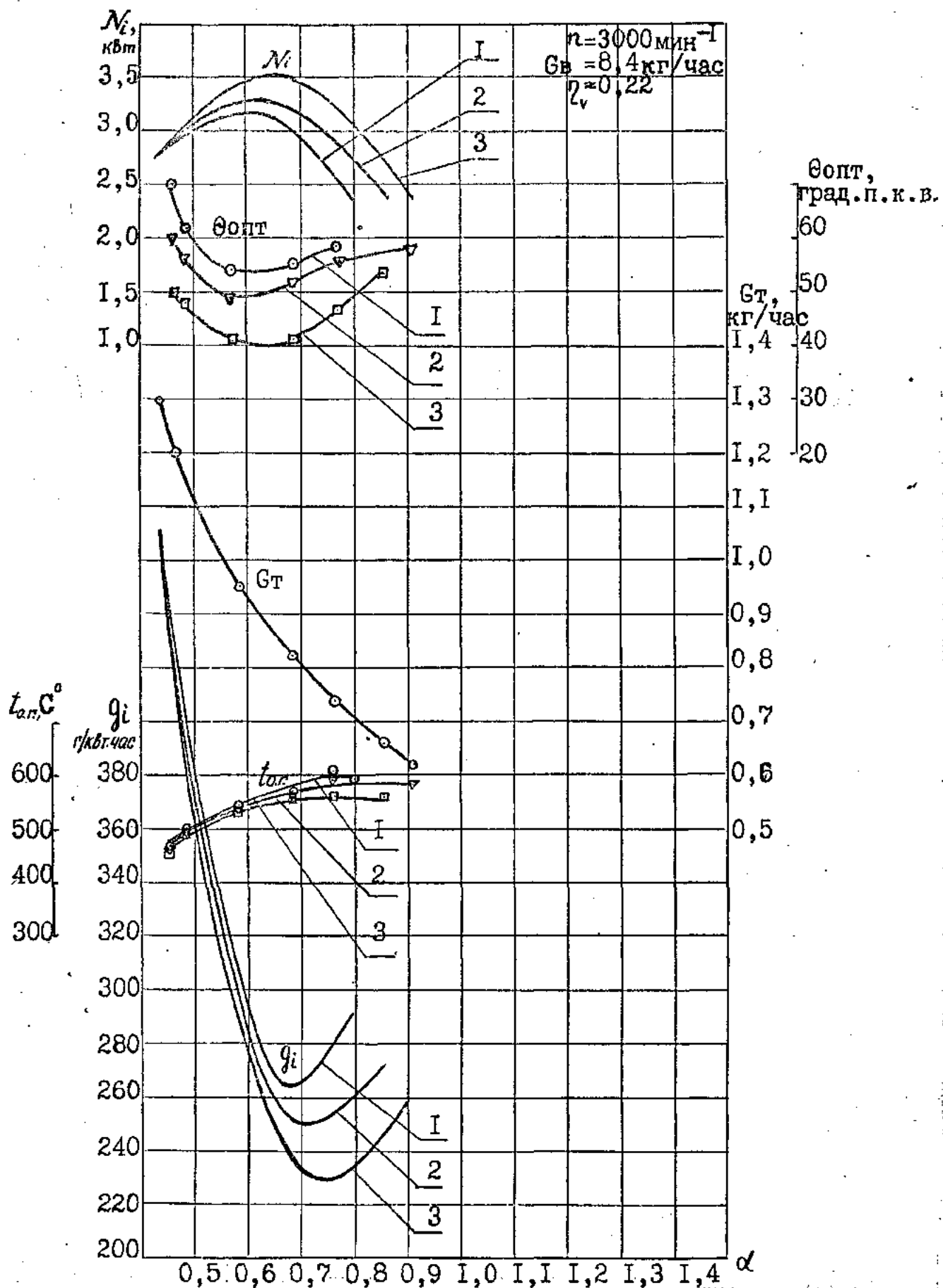


Рис. 4.5. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А по составу смеси.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

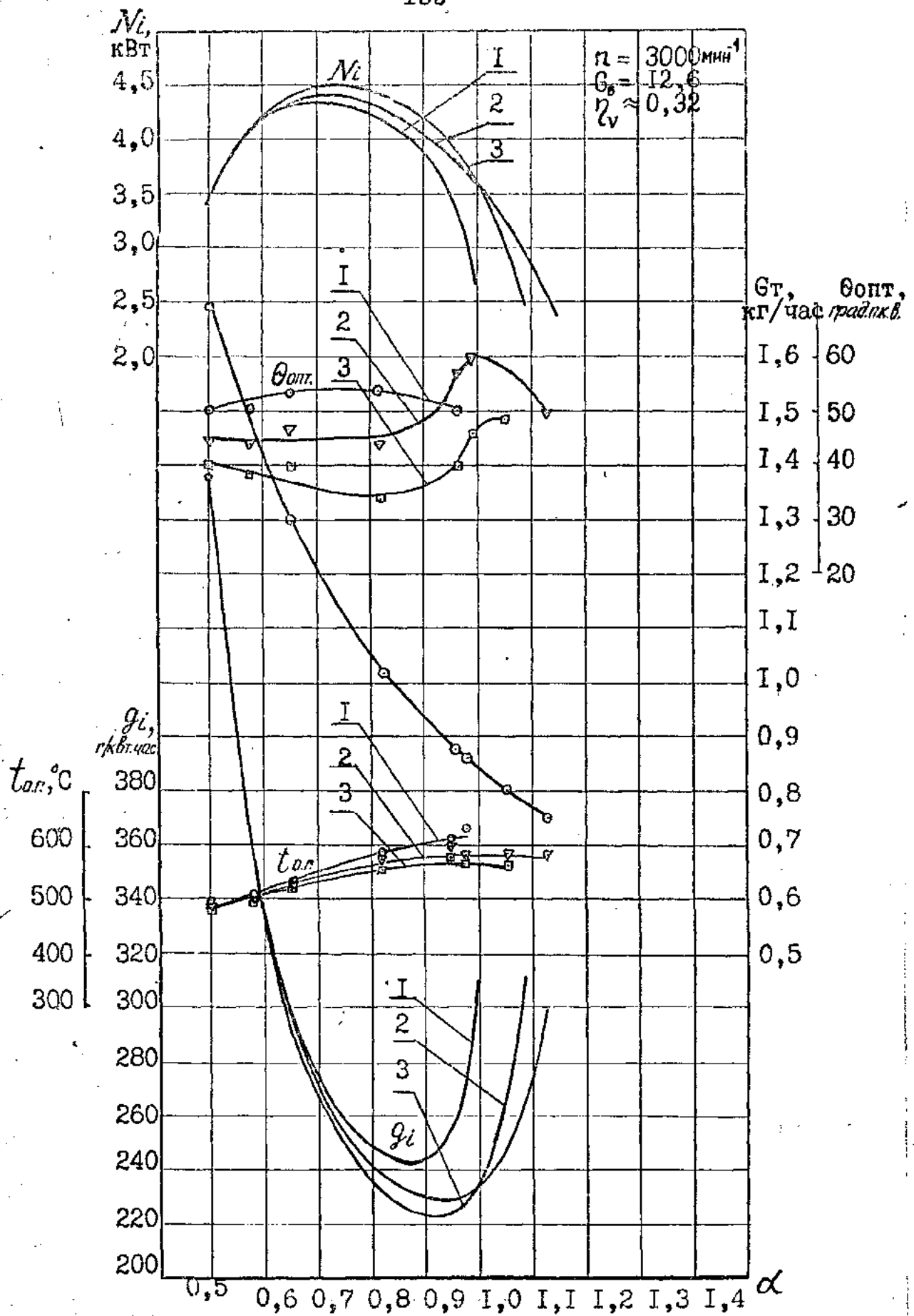


Рис.4.6. Регулировочная характеристика по составу смеси двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

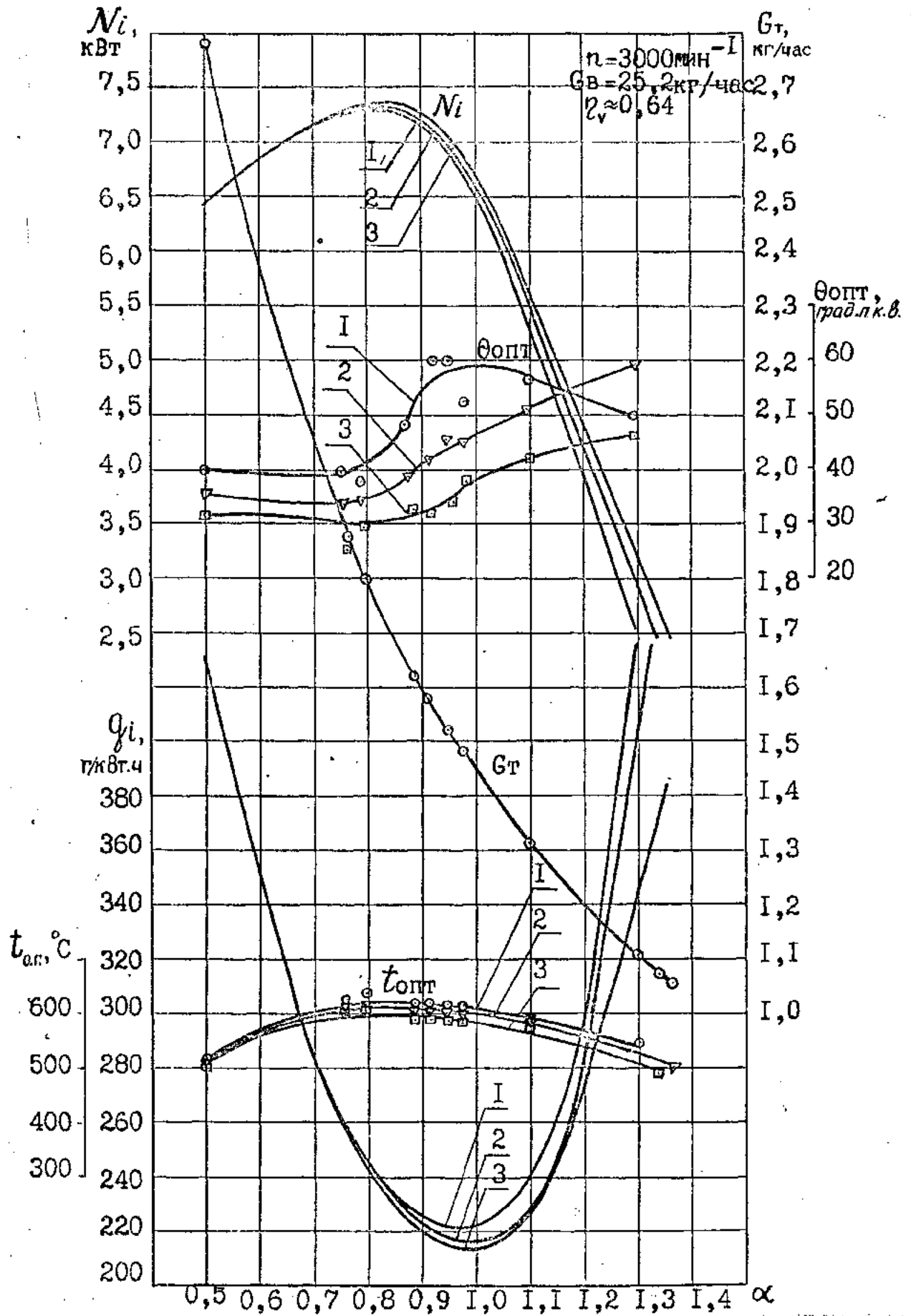


Рис. 4.7. Регулировочная характеристика по составу смеси двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

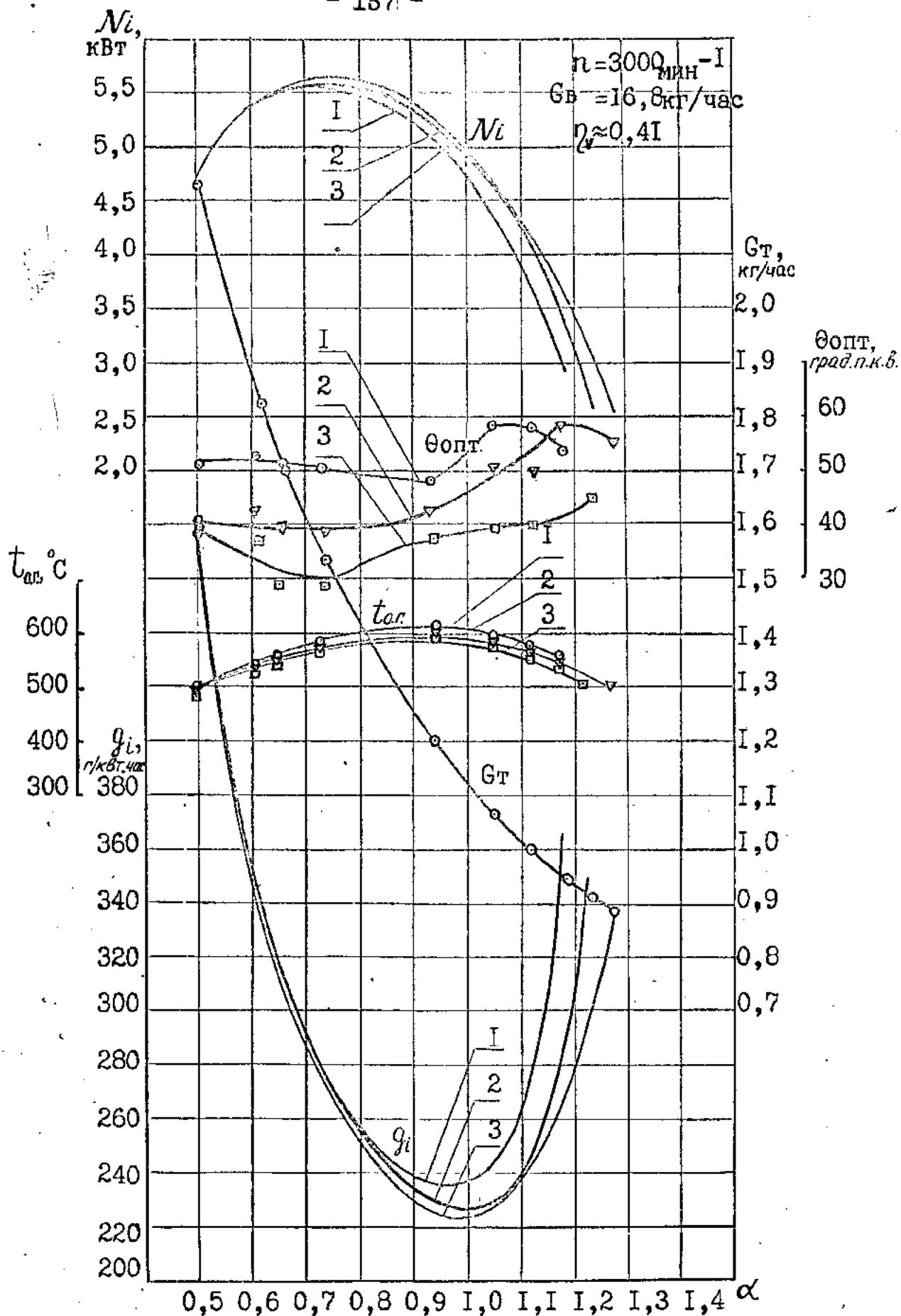


Рис.4.8. Регулировочная характеристика по составу смеси двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

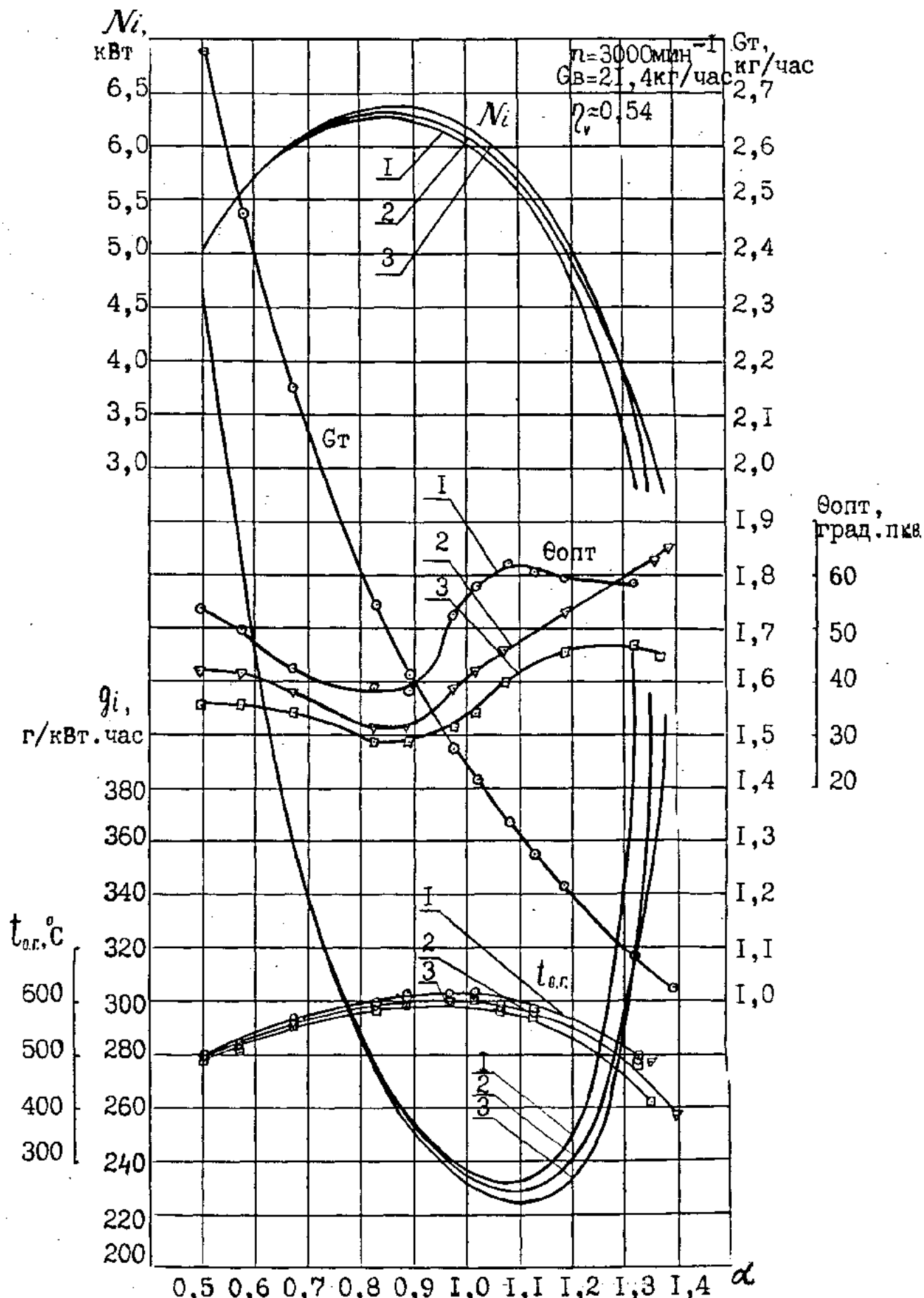


Рис.4.9. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А по составу смеси.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

- 2 - с той же системой зажигания с подпиткой искры дополнительной энергией 1280 мДж;
- 3 - при двухискровом зажигании двумя системами с коммутаторами ТК-102.

Из представленных графиков следует, что при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж удельный индикаторный расход топлива уменьшается. Минимум кривой, показывающей зависимость удельного индикаторного расхода топлива от коэффициента избытка воздуха смещается при подаче дополнительной энергии в искру в сторону более бедных смесей. Влияние энергии источника зажигания возрастает по мере снижения нагрузки.

Такое же явление наблюдается при двухискровом зажигании двумя системами с коммутаторами ТК-102 и со свечами зажигания, расположенными как указано на рис.3.6 (вторая свеча расположена на месте датчика давления). Удельный индикаторный расход топлива при двухискровом зажигании по данной схеме ниже, чем при подаче в одну искру дополнительной энергии 1280 мДж, предельно допустимой с точки зрения обеспечения стойкости электродов свечи зажигания.

Индикаторная мощность двигателя при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж возрастает в зависимости от нагрузки двигателя и состава смеси, характеризуемого в данном случае величиной коэффициента избытка воздуха. Максимум кривой индикаторной мощности смещается при подаче в искру дополнительной энергии в зону более бедных смесей.

Показатели индикаторной мощности при двухискровом зажигании выше, чем при одноискровом, даже при подаче в искру предельно допустимой величины энергии 1280 мДж.

Начало ощутимого расхождения значений мощности и удельных индикаторных расходов топлива при подаче дополнительной энергии в искру и при включении второй системы зажигания соответствует

составу смеси, характеризуемому коэффициентом избытка воздуха  $\alpha \approx 0,8$ . Имеется тенденция к смещению этой точки в зону более богатой смеси, по мере снижения нагрузки.

Угол опережения зажигания уменьшается при подаче в искру дополнительной энергии при всех составах смеси, за исключением смесей обедненного и бедного состава, характеризуемых коэффициентом избытка воздуха  $\alpha \geq 1,2$ . Уменьшение углов опережения зажигания, как было указано выше, связано с уменьшением периода задержки повышения давления в результате сгорания  $\varphi_i$ . На бедных смесях образование устойчивого первичного очага воспламенения лимитируется термодинамическими условиями в момент зажигания. С другой стороны нормальная скорость распространения пламени при бедных смесях уменьшается. Снижение нормальной скорости распространения пламени требует увеличения угла опережения зажигания, но при этом момент зажигания оказывается при меньших давлении и температуре рабочей смеси. При бедных смесях энергия системы зажигания оказывается недостаточной, и угол опережения зажигания приходится уменьшать относительно термодинамически оптимального. Это мероприятие обеспечивает в некоторой степени работу двигателя в данных условиях, но отрицательно сказывается на его топливной экономичности. При подаче дополнительной энергии в искру энергия зажигания может оказаться достаточной для воспламенения бедных рабочих смесей даже при снижении нагрузки, т.е. при пониженных температуре и давлении, а также при увеличенном относительном количестве остаточных газов. Появляется возможность обеспечить термодинамически оптимальный угол опережения зажигания даже в более неблагоприятных условиях. Следует отметить, что при зажигании двумя искрами с энергией 40 мДж наблюдается та же тенденция по углу опережения зажигания, что и при зажигании одной такой искрой, так как любая из двух искр способна воспламенить смесь только определенного состава в данных

конкретных условиях. В связи с изложенным, наблюдается некоторое уменьшение углов опережения зажигания, или снижение динамики его роста по мере обеднения смеси при одноискровой системе зажигания с энергией 40 мДж и, аналогично - с двумя такими системами зажигания.

В системе зажигания с подачей в искру дополнительной энергии 1280 мДж сохраняется тенденция роста угла опережения зажигания по мере обеднения рабочей смеси топливом практически до предела устойчивой работы двигателя (см., например, рис.4.3; 4.4; 4.6; 4.7; 4.8; 4.9).

Температура отработавших газов при подаче дополнительной энергии в искру и при включении второй системы зажигания уменьшается на 10-30°, большее снижение температуры соответствует двухискровому зажиганию. Уменьшение температуры отработавших газов возрастает по мере обеднения рабочей смеси топливом.

На рис.4.10 и 4.11 представлены регулировочные характеристики двигателя УК-7А по составу смеси в зависимости от часового расхода топлива при частоте вращения вала двигателя 2000 мин<sup>-1</sup> и расходах воздуха от 8,4 до 21,4 кг/час и при частоте вращения вала 3000 мин<sup>-1</sup> и расходах воздуха от 8,4 до 25,4 кг/час (в зависимости от нагрузки). Из представленных зависимостей следует, что удельные индикаторные расходы топлива возрастают по мере снижения нагрузки. Максимальные удельные расходы топлива соответствуют работе двигателя при одноискровой системе зажигания с коммутатором ТК-102, минимальные - двухискровому зажиганию при помощи двух систем с коммутаторами ТК-102 и двух свечей зажигания. При работе двигателя с одноискровой системой зажигания и подпиткой искры энергией 1280 мДж удельные индикаторные расходы топлива имеют промежуточные значения.

При частоте вращения вала двигателя 2000 мин<sup>-1</sup> удельный ин-

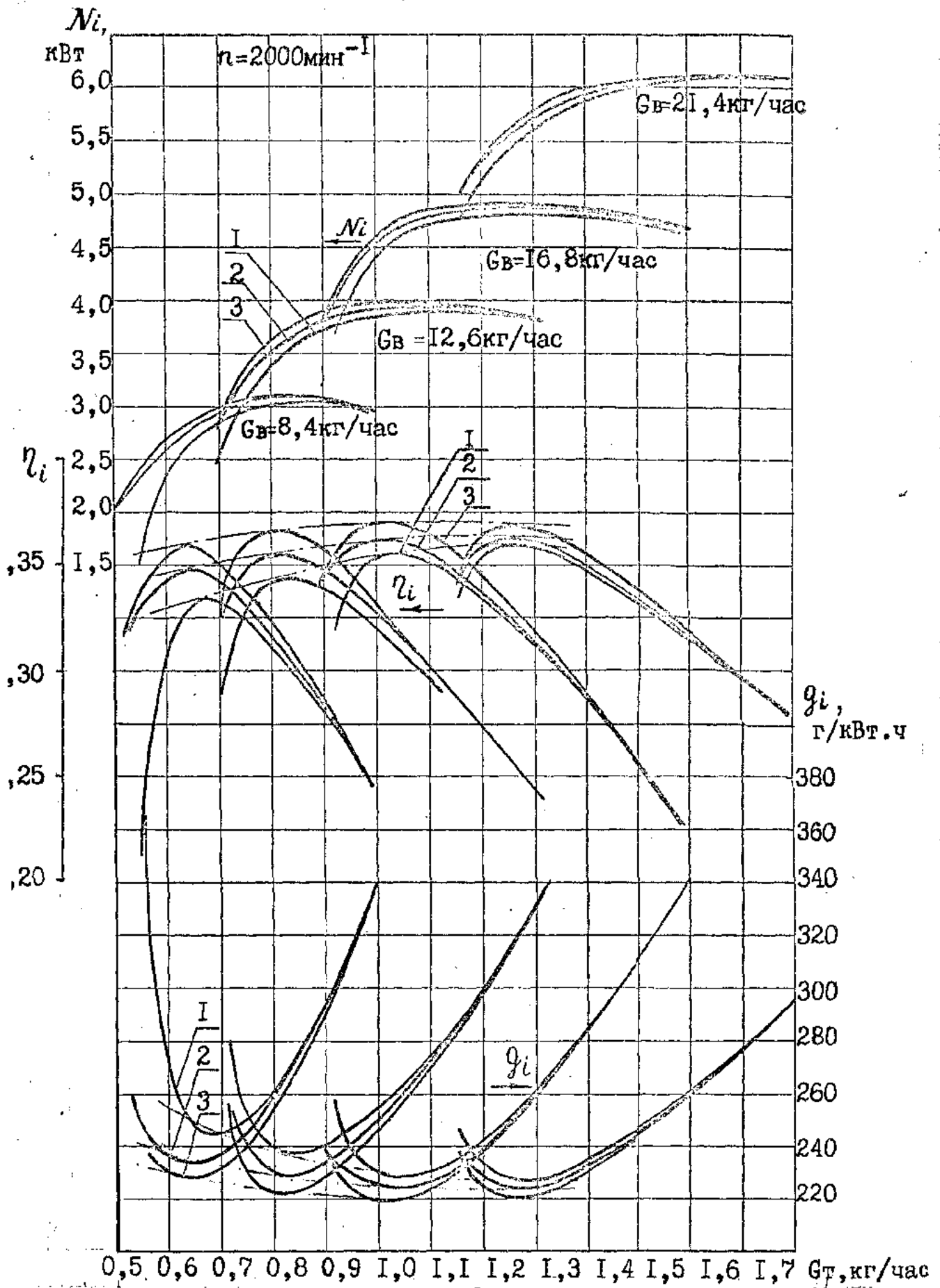


Рис. 4.10. Регулировочная характеристика по расходу топлива двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

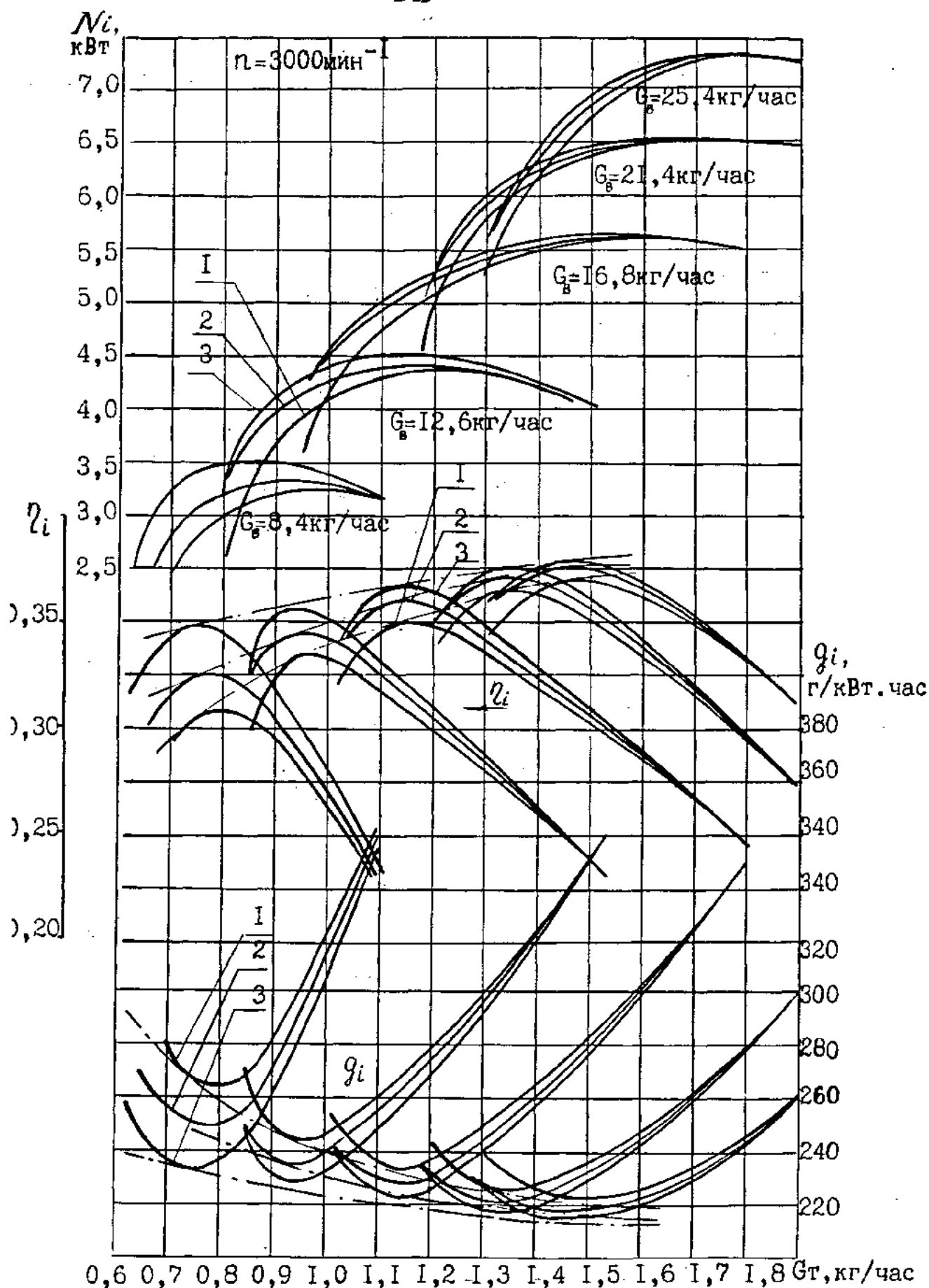


Рис.4.II. Регулировочная характеристика двигателя УК-7А по расходу топлива.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

дикаторный расход топлива изменяется при уменьшении нагрузки в указанных выше пределах от 230 до 245 г/кВт.час при одноискровой системе зажигания, от 224 до 232 г/кВт.час при подаче дополнительной энергии 1280 мДж в искру и от 220 до 228 г/кВт.час при двухискровом зажигании. Таким образом, при увеличении энергии, дополнительно подаваемой в искру до 1280 мДж удельные индикаторные расходы топлива уменьшаются на 2,6-5,3%. При двухискровом зажигании, по сравнению с одноискровым зажиганием, удельные индикаторные расходы топлива уменьшаются на 4,3-6,9%.

При частоте вращения вала двигателя 3000 мин<sup>-1</sup> удельный индикаторный расход топлива изменяется при изменении нагрузки в указанных выше пределах от 222 до 264 г/кВт.час при одноискровом зажигании, от 218 до 250 г/кВт.час при подаче дополнительной энергии 1280 мДж в искру и от 215 до 230 г/кВт.час при двухискровом зажигании. При увеличении энергии, подаваемой дополнительно в искру до 1280 мДж удельные индикаторные расходы топлива уменьшаются на 1,8-5,3%. При двухискровом зажигании удельные индикаторные расходы топлива уменьшаются на 3,2-12,8%, по сравнению с одноискровым зажиганием.

Разница в удельных индикаторных расходах топлива при частотах вращения вала двигателя 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup> объясняется различием исследованных режимов по коэффициенту наполнения. Если взять один и тот же диапазон изменений по коэффициенту наполнения, то при его изменении от 0,32 до 0,64 и при частоте вращения вала 2000 мин<sup>-1</sup> удельный индикаторный расход топлива изменяется, как было указано выше, от 230 до 245 г/кВт.час при одноискровом зажигании, от 224 до 232 при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж и от 220 до 228 при двухискровом зажигании. При увеличении энергии, дополнительно подаваемой в искру, удельный индикаторный расход топлива уменьшается на 1,8-5,3%, а при двухискровом

зажигании - на 4,3-6,9%.

При частоте вращения вала 3000 мин<sup>-1</sup> удельный индикаторный расход топлива (в г/кВт.час) при изменении коэффициента наполнения от 0,32 до 0,64 изменяется от 222 до 242 при одноискровом зажигании, от 218 до 230 при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж и от 215 до 224 при двухискровом зажигании. Таким образом, при увеличении энергии, дополнительно подаваемой в искру до 1280 мДж, удельные индикаторные расходы топлива уменьшаются на 1,8-5,0%, а при двухискровом зажигании - на 3,2-7,4%, по сравнению с базовым уровнем.

Исследование топливной экономичности двигателя УК-7А во всем диапазоне частот вращения вала двигателя и нагрузок позволило установить, что уменьшение удельных индикаторных расходов топлива при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж составляет величину от 2 до 5%. При двухискровом зажигании уменьшение удельных индикаторных расходов топлива составляет от 3 до 7%, по сравнению с базовым уровнем, определенным при одноискровом зажигании, без подпитки искры дополнительной энергией.

На втором этапе определения регулировочных характеристик по составу смеси была исследована зависимость крутящего момента и удельного расхода топлива двигателя УК-7А, в зависимости от величины дополнительной энергии, подаваемой в искру. Было установлено, что при подаче дополнительной энергии в искру, мощность и удельный расход топлива изменяются пропорционально логарифму величины дополнительной энергии, выраженной в миллиджоулях. На рис.4.12 представлена характеристика по энергии зажигания, полученная при частоте вращения вала двигателя УК-7А 2000 мин<sup>-1</sup>, расходе воздуха 8,4 кг/час и расходе топлива от 0,53 до 0,7 кг/час ( $\alpha=0,8-1,0$ ).

Из представленных графиков следует, что мощность воз-

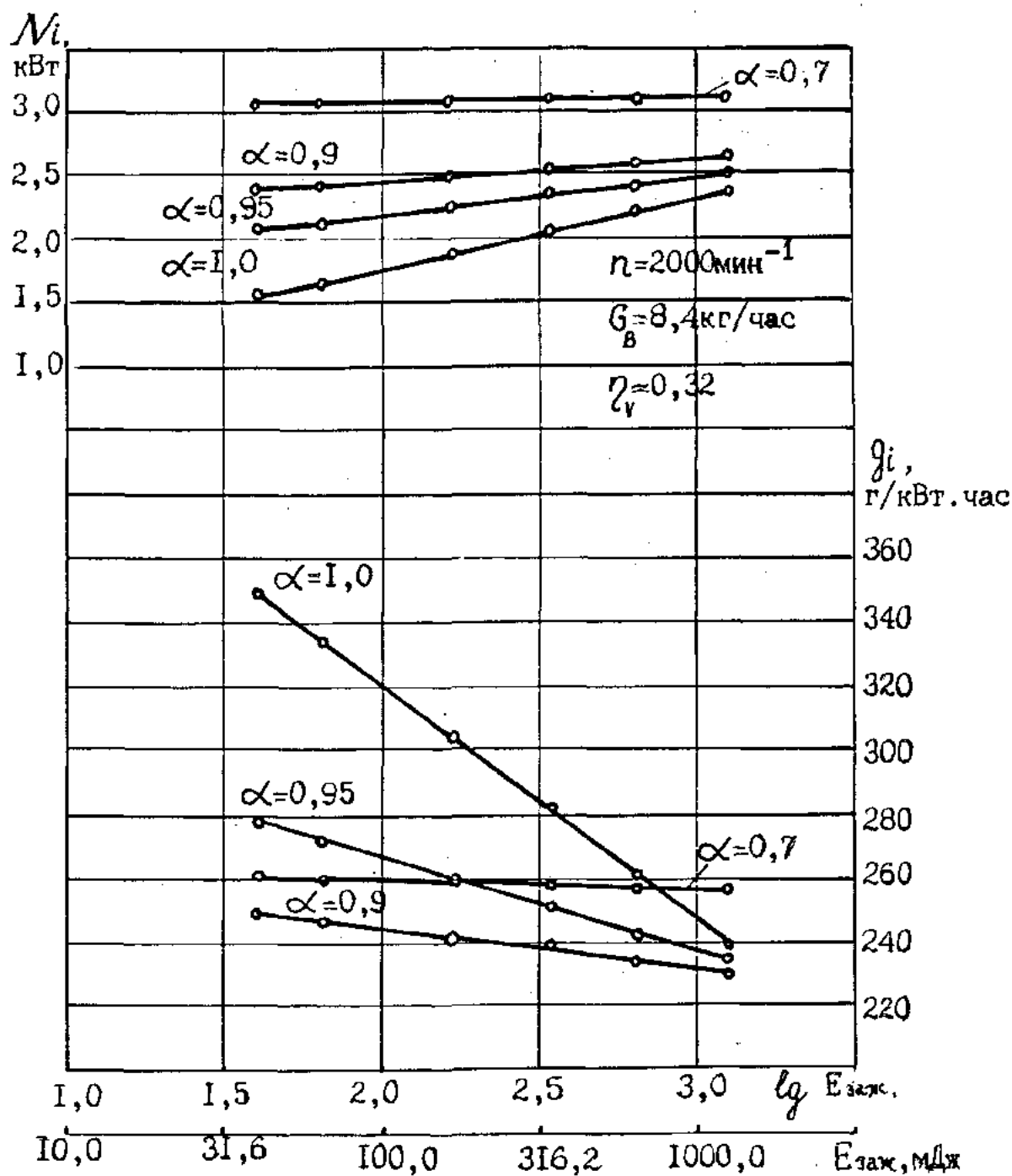


Рис.4.12. Характеристика по энергии зажигания двигателя УК-7А.

При экономичном составе смеси  $\alpha = 0,9$ ;

при мощностном  $\alpha = 0,7$

растает в исследованном диапазоне расходов топлива с 1,6 до 3,1 кВт. При увеличении дополнительной энергии, подаваемой в искру, крутящий момент и удельный индикаторный расход топлива изменялись в зависимости от состава смеси. Чем беднее смесь, тем больше влияние дополнительной энергии, подаваемой в искру, на крутящий момент и удельный индикаторный расход топлива. Например, при составе смеси, характеризуемом коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,0$ , удельный индикаторный расход топлива, с ростом дополнительной энергии, подаваемой в искру, от 40 до 1280 мДж, уменьшался на 31,4%.

Практический интерес представляет уменьшение удельного индикаторного расхода топлива при минимальных его значениях на данном режиме работы двигателя. При исследованном в данном случае режиме глубокого дросселя, максимум экономичности наступает при составе смеси, характеризуемом коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,9$ . При этом составе смеси удельный расход топлива, с ростом дополнительной энергии от 40 до 1280 мДж, подаваемой в искровой разряд, уменьшается с 248 до 232 г/кВт.час, т.е. на 6,5%.

Следует отметить, что из данных, представленных на рис. 4.12, можно сделать заключение, что если на данном двигателе по каким-либо причинам состав смеси неравномерен от цикла к циклу, или неодинаков в разных цилиндрах, то потеря крутящего момента от такого отрицательного воздействия будет меньше при большей энергии зажигания. Этим можно объяснить противоречие между данными, представленными на рис. 4.12 и результатами исследований, ранее проведенных рядом авторов по влиянию параметров искрового разряда на рабочие показатели двигателя. Действительно, согласно упомянутому графику изменение энергии зажигания от 40 до 100 мДж снижает удельный расход топлива примерно на 1%, и это на самом чувствительном с энергии зажигания режиме работы данного двигателя

( $\eta_v = 0,32$ ,  $\gamma_i = 0,2$ ). Если учесть изложенные выше соображения, то максимальное уменьшение удельного расхода топлива может быть 8,5%, что совпадает по порядку с результатами большинства исследований в данной области (см. главу I настоящей работы).

На рис. 4.13 и 4.14 представлены рабочие характеристики двигателя, в зависимости от величины дополнительной энергии, подаваемой в искру при частоте вращения вала двигателя 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup>.

#### 4.3.2. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания

На рис. 4.15 приведены регулировочные характеристики по углу опережения зажигания, определенные при частоте вращения вала 2000 мин<sup>-1</sup>, полностью открытой дроссельной заслонке и мощностном составе смеси, характеризуемом коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,89$ . Характеристики определялись для системы зажигания с коммутатором ТК-102, для той же системы с подпиткой искрового разряда дополнительной энергией 1280 мДж и двухискрового зажигания с двумя коммутаторами ТК-102 и двумя свечами. Испытания проводились на трех топливах: бензины А-76; Аи-93 и "Экстра".

Из представленных графиков следует, что при подаче в искровой разряд дополнительной энергии 1280 мДж, запасаемой в емкости, характер протекания кривых крутящего момента и удельного расхода топлива и их абсолютные значения практически не изменяются. Однако эти кривые смещаются параллельно оси абсцисс в сторону меньших углов опережения зажигания, что связано с уменьшением длительности периода задержки подъема давления  $\varphi_1$ . Оптимальные углы опережения зажигания при одноискровой системе зажигания и системе с подпиткой составляют 32 и 28° до в.м.т. соответственно. Угол возникновения слышимой детонации при работе двигателя на бензине А-76 составляет 22° до в.м.т. как для одноискровой сис-

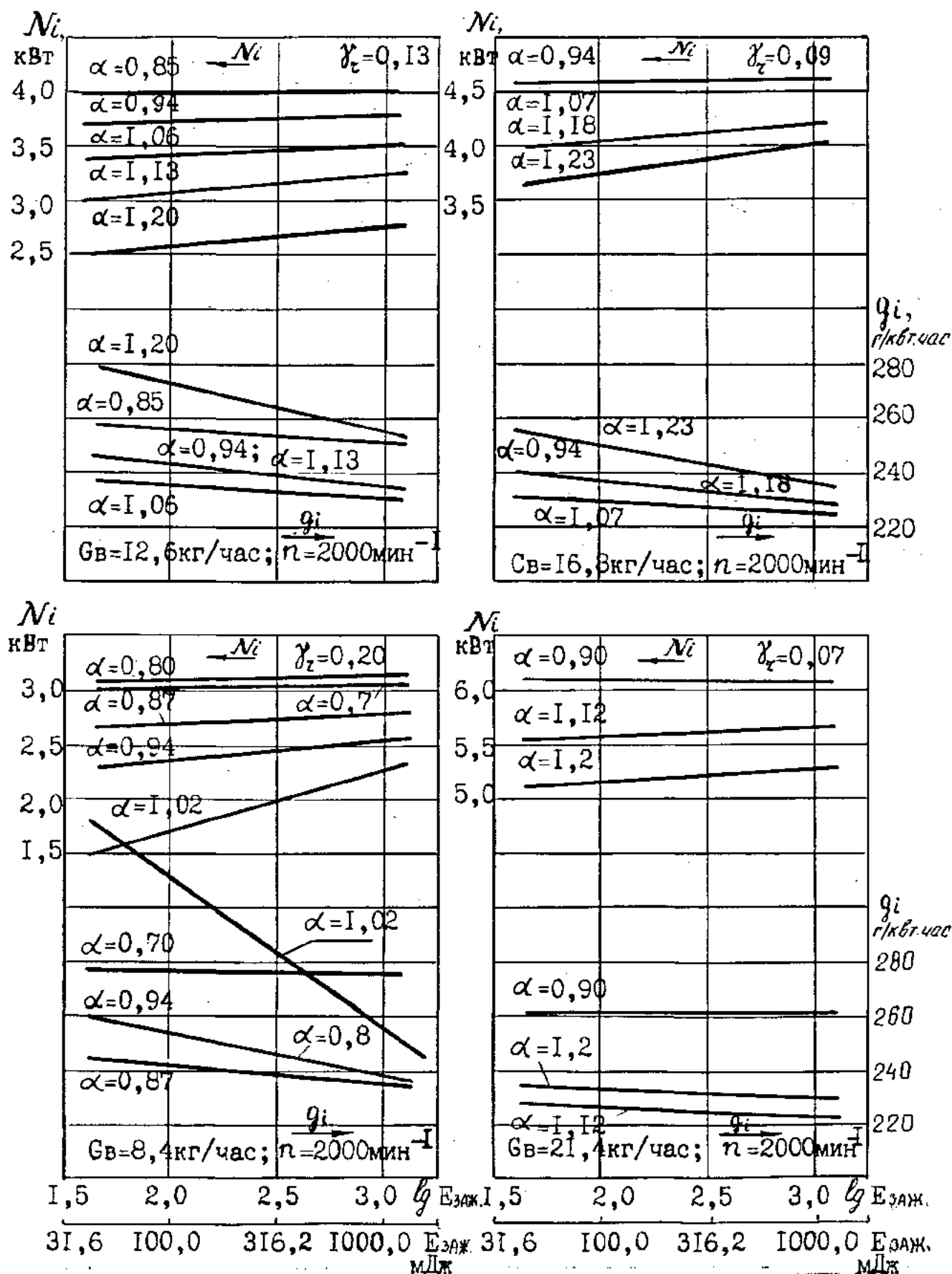


Рис.4.13. Характеристика по энергии зажигания двигателя УК-7А. Энергия подпитки 40,80,160,320,640 и 1280 мДж.

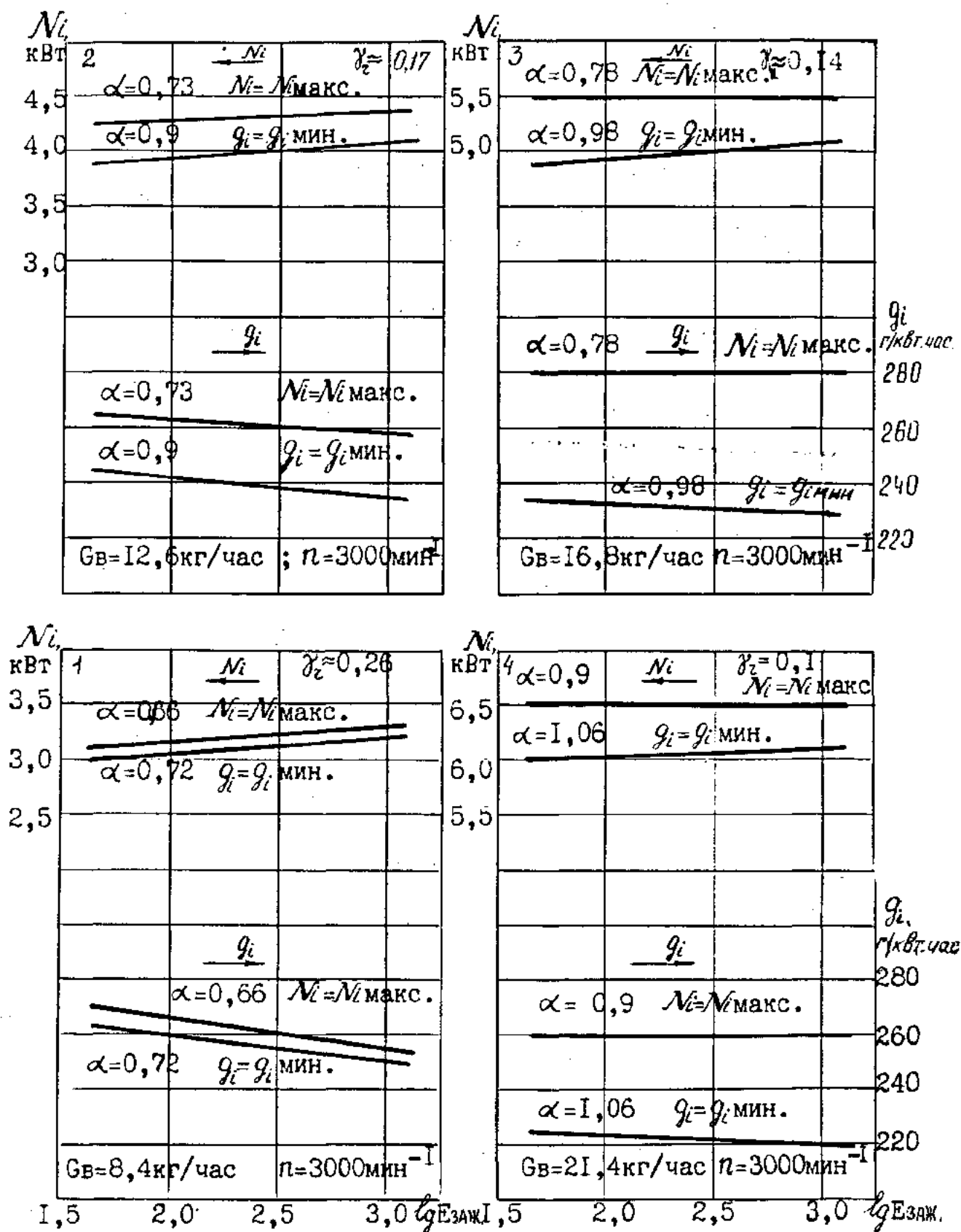


Рис.4.14. Характеристика по энергии зажигания двигателя УК-7А.  
Энергия подпитки 40,80,160,320,640 и 1280 мДж.

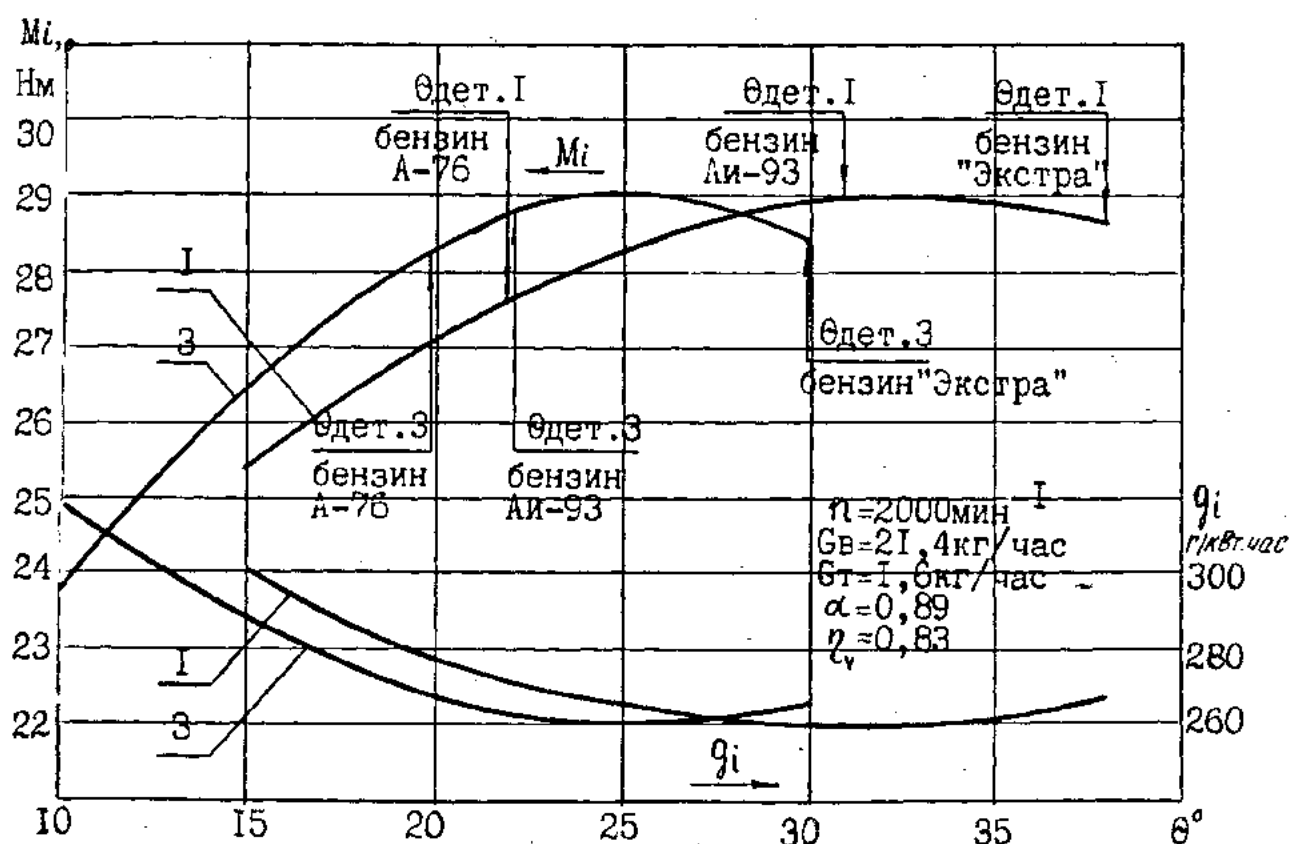
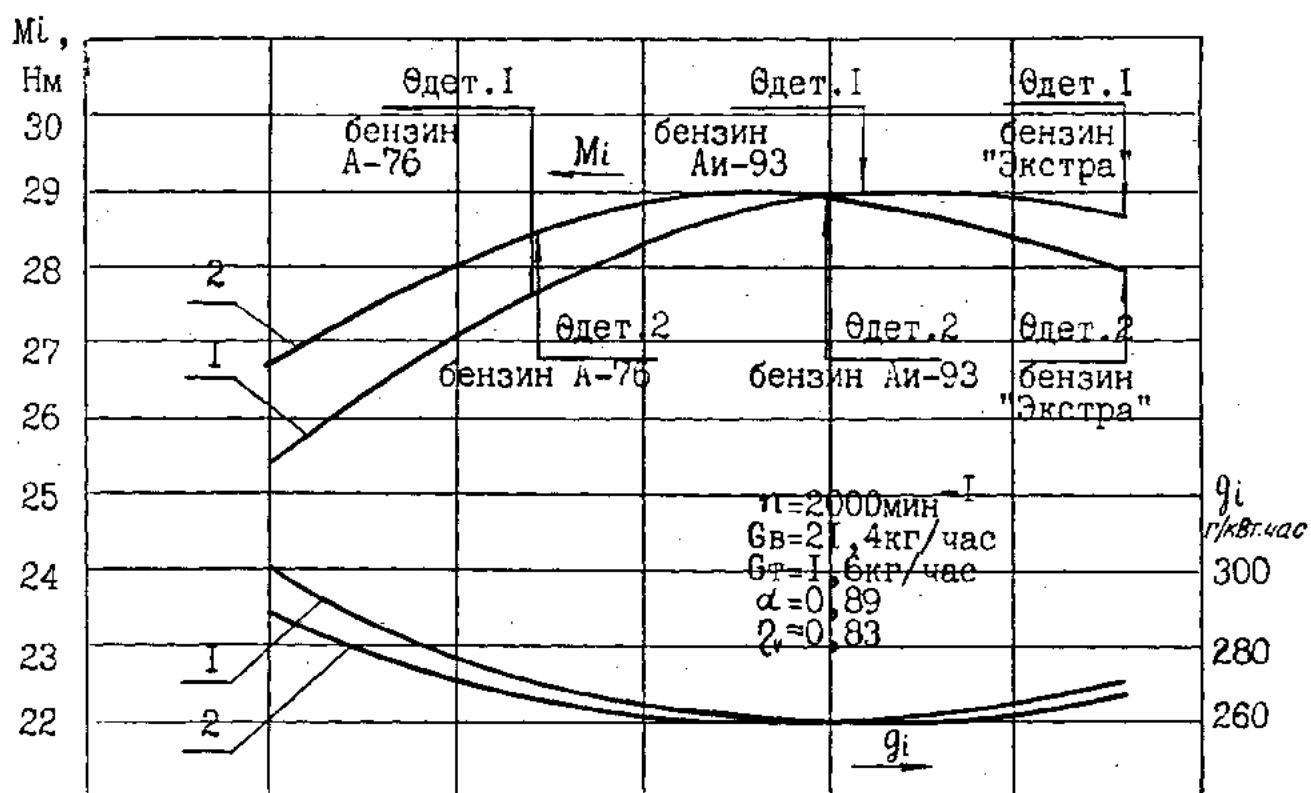


Рис.4.15. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией I280 мДж; 3 - две системы зажигания

темы зажигания, так и для той же системы с подпиткой, а при бензине Аи-93 соответственно  $31^\circ$  и  $30^\circ$  до в.м.т. При работе двигателя на бензине "Экстра" угол начала слышимой детонации одинаков для обоих случаев и равен  $38^\circ$  до в.м.т., однако крутящий момент при этом у одноискровой системы зажигания на 2,5% выше.

Удельный расход топлива при подаче в искру дополнительной энергии 1230 мДж при углах возникновения слышимой детонации на бензине А-76 уменьшается на 1,5%, на бензине Аи-93 не изменяется, а на бензине "Экстра" возрастает на 1,5%.

При двухискровой системе зажигания оптимальный угол опережения зажигания смещается в сторону еще более поздних углов, чем у одноискровой системы и системы с подпиткой. Характер протекания кривых крутящего момента и удельного расхода топлива несколько изменяется. Обе кривые протекают более круто по углу опережения зажигания, оптимальный угол опережения зажигания у двухискровой системы равен  $24^\circ$  до в.м.т. (у одноискровой  $32^\circ$ ). Угол возникновения слышимой детонации при работе двигателя на бензине А-76 равен  $20^\circ$  до в.м.т. (у одноискровой  $22^\circ$ ), на бензине Аи-93 равен  $22^\circ$  до в.м.т. (у одноискровой  $31^\circ$ ), а на бензине "Экстра" -  $30^\circ$  до в.м.т. (у одноискровой  $38^\circ$ ).

Крутящий момент при возникновении слышимой детонации с двухискровой системой на бензине А-76 на 2,6% выше, чем с одноискровой; на бензине Аи-93 и "Экстра" - практически одинаков. Удельные расходы топлива при двухискровой системе, в сравнении с одноискровой, практически одинаковы при углах возникновения слышимой детонации на бензинах Аи-93 и "Экстра", а на бензине А-76 на 1,5 процента меньше.

#### 4.3.3. Характеристика холостого хода

На рис. 4.16 представлена характеристика холостого хода двига-

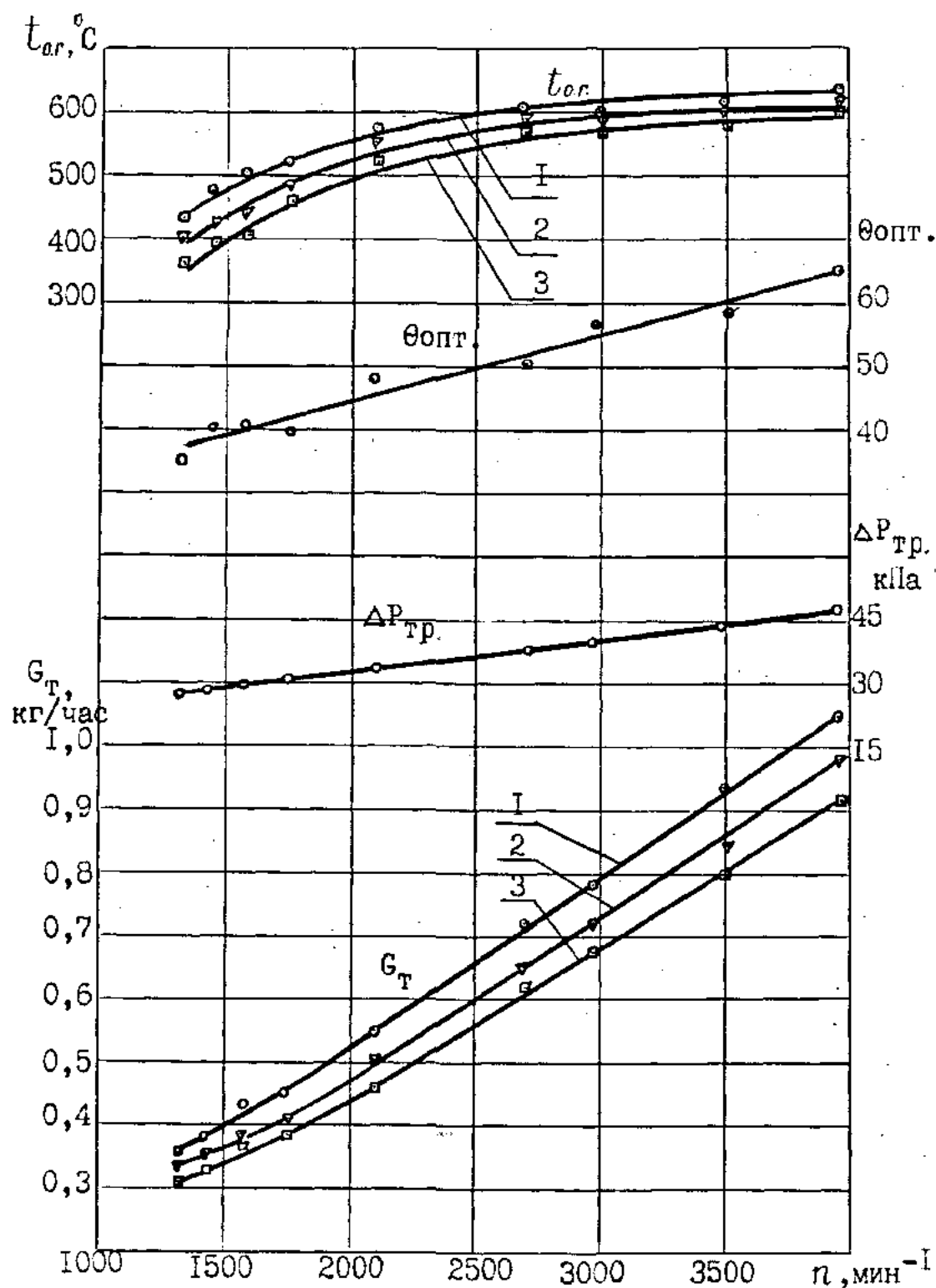


Рис.4.16. Характеристика холостого хода двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - тоже, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

теля УК-7А, определенная для одноискровой системы зажигания с коммутатором ТК-102, той же системы зажигания с подпиткой искры до - дополнительной энергией 1280 мДж и двухискровой системы зажигания с двумя коммутаторами ТК-102 и двумя свечами.

В отличие от методики, принятой при определении регулировочных характеристик по составу смеси, расход топлива на холостом ходу определялся при постоянном в каждой точке угле опережения зажигания, так как в процессе предварительных испытаний было установлено, что разница в угле опережения зажигания у всех трех испытанных системах незначительно влияет на различие в расходе топлива, а его точное определение для каждой системы на холостом ходу весьма трудоемко.

Из графика на рис.4.16 следует, что часовой расход топлива на холостом ходу при подаче дополнительной энергии 1280 мДж в искру уменьшается на 6-7%, в зависимости от частоты вращения вала двигателя. Температура отработавших газов уменьшается на 20-40 °С, также в зависимости от частоты вращения вала двигателя.

При двухискровой системе зажигания часовой расход топлива на холостом ходу, в сравнении с одноискровой системой, снижается на 14,0-14,5%, в зависимости от частоты вращения вала двигателя. Температура отработавших газов уменьшается на 35-80 °С, в зависимости от частоты вращения двигателя.

#### 4.3.4. Определение содержания углеводородов и окиси углерода в отработавших газах

При определении регулировочных характеристик по расходу топлива измерялось содержание углеводородов в отработавших газах. На рис.4.17 и 4.18 представлены зависимости содержания углеводородов ( $C_nH_m$ ) от расхода топлива при частоте вращения вала двигателя 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup> и расходе воздуха 8,4; 12,6; 16,8; 21,4 и 25,4 кг/час.

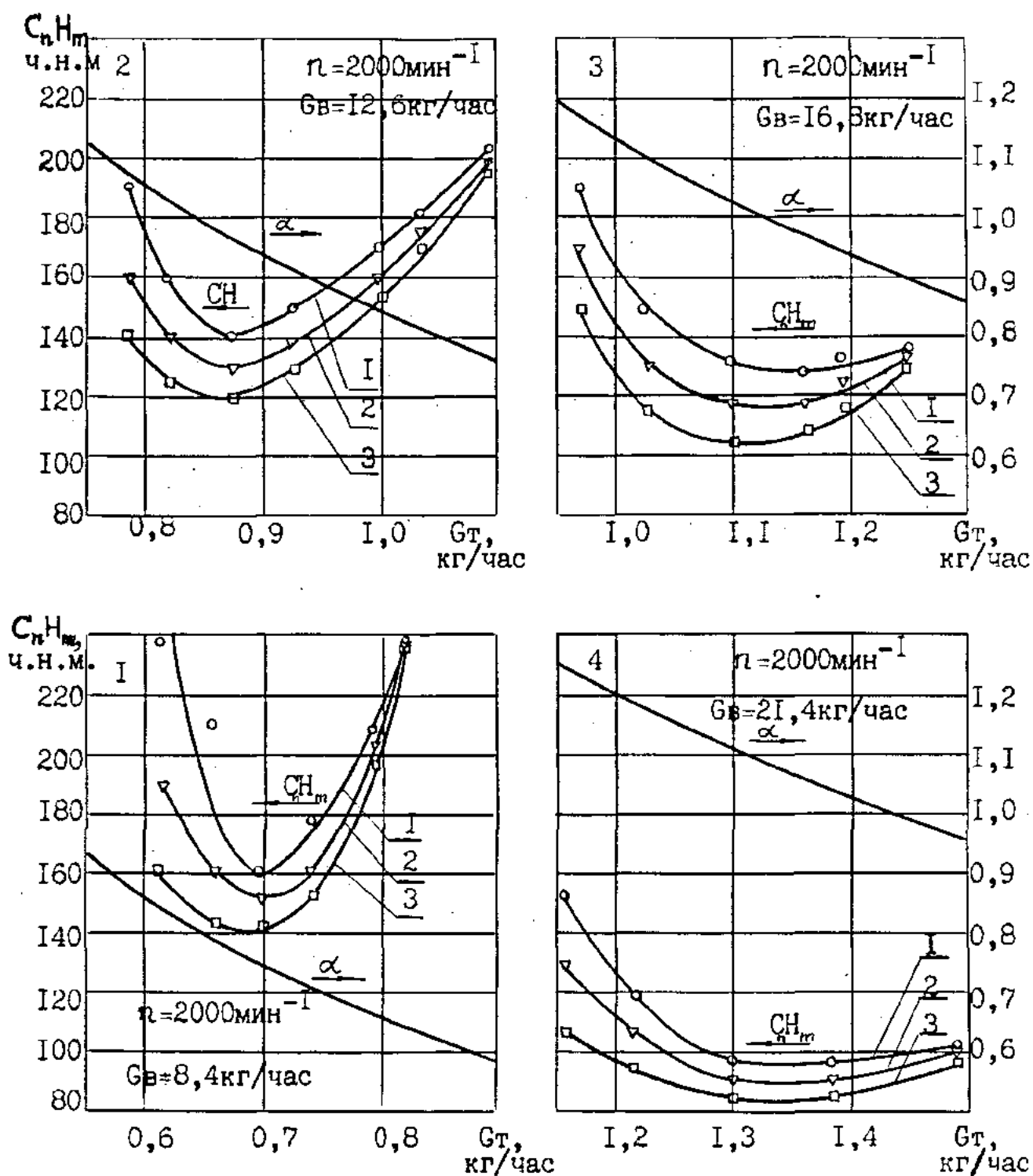


Рис.4.17. Содержание углеводородов в отработавших газах двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

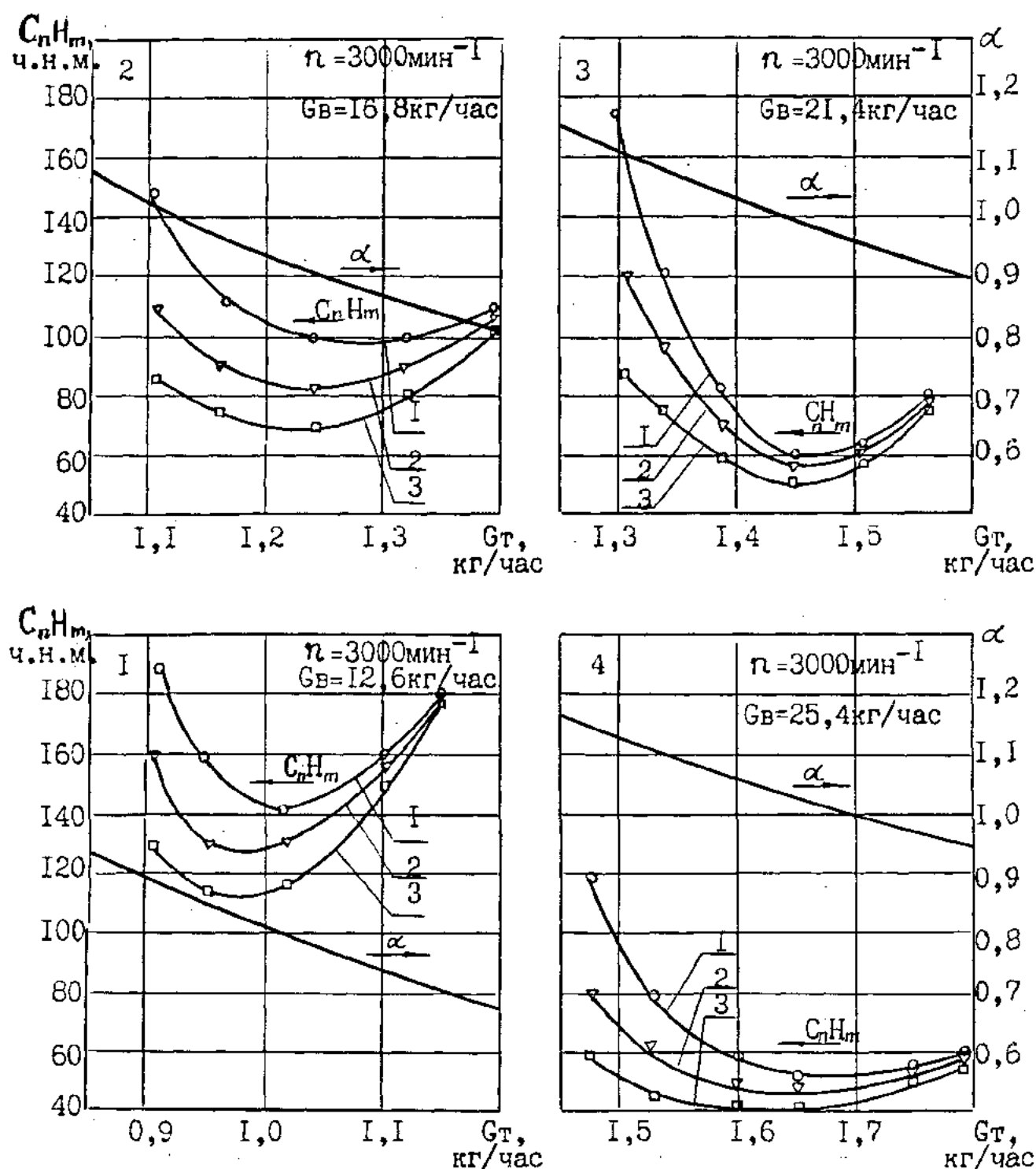


Рис.4.18. Содержание углеводородов в отработавших газах двигателя УК-7А.

1 - одноискровая система зажигания; 2 - то же, с подпиткой энергией 1280 мДж; 3 - две системы зажигания

При подаче дополнительной энергии 1280 мДж в искру наблюдалось снижение содержания углеводородов в отработавших газах на 6-9% при частоте вращения вала двигателя 2000 мин<sup>-1</sup>. При частоте вращения вала двигателя 3000 мин<sup>-1</sup> наблюдалось снижение содержания углеводородов в отработавших газах на 16-20%. Расчет был проведен в точках с расходом топлива, соответствующих минимальным удельным расходам топлива.

При включении на тех же режимах второй системы зажигания и отключении подпитки, содержание углеводородов в отработавших газах уменьшалось на 7-16% при частоте вращения вала двигателя 2000 мин<sup>-1</sup> и на 16-33% при частоте 3000 мин<sup>-1</sup>. Наблюдалось некоторое смещение минимума кривой  $C_n H_m = f(G_r)$  в сторону бедных смесей.

Анализ содержания окиси углерода CO в отработавших газах осуществлялся при работе двигателя в диапазоне частот вращения вала 1000-4000 мин<sup>-1</sup> и при расходах воздуха от 8,4 до 25,4 кг/час (максимальная величина расхода воздуха при частоте вращения вала  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> составляла 12,6 кг/час, при  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup> - 21,4 кг/час, при  $n = 3000$  - 21,4 кг/час и при  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup> - 29,6 кг/час). В результате эксперимента было установлено, что процентное содержание окиси углерода в отработавших газах, при работе двигателя УК-7А в указанном выше диапазоне режимов одинаково, как с одноискровой системой зажигания, так и при системе зажигания с подпиткой искры дополнительной энергией 1280 мДж, так и при двухискровой системе зажигания (два коммутатора ТК-102, две свечи зажигания).

#### 4.4. Сравнительное исследование форкамерно-факельного и интенсифицированного источника зажигания

Исследование было проведено в НАМИ на одноцилиндровом дви-

двигателе УК-7Ф, аналогичной по конструкции и оснащению двигателю УК-7А установки НИИавтоприборов, на которой был проведен основной объем исследований, результаты которых, так же как и описание установки, изложены выше.

Отличие двигателя УК-7Ф от двигателя УК-7А заключалось в наличии форкамеры объемом  $3 \text{ см}^3$  в месте расположения основной свечи зажигания (рис.4.19). Отношение объема форкамеры к объему основной камеры сгорания составлял 6,4%. Площадь проходного сечения соединительного канала -  $0,28 \text{ см}^2$ , а отношение площади проходного сечения соединительного канала к объему форкамеры было равно  $0,094 \text{ см}^{-1}$ . Так же, как и у двигателя УК-7А у двигателя УК-7Ф имелось два отверстия с резьбой М14х1,25, в которые можно устанавливать свечи зажигания. Одно отверстие было выполнено таким образом, что искровой промежуток свечи зажигания располагался в форкамере, рядом с впускным отверстием. Вторая свеча зажигания могла быть установлена в основной камере сгорания (см.рис.4.19).

Для оценки топливной экономичности двигателя УК-7А при работе с форкамерно-факельным зажиганием и источником зажигания с увеличенной энергией определялись регулировочные характеристики по составу смеси при частоте вращения вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузке, характеризуемой коэффициентом наполнения  $\eta_v = 0,4$ .

Эксперимент был проведен в следующей последовательности:

- при работе двигателя с форкамерно-факельным зажиганием, свечой А20ДИ и классической системой зажигания с катушкой Б7 определялась регулировочная характеристика по составу смеси;
- на том же режиме работы при отключенной подаче топлива в форкамеру определялась регулировочная характеристика при работе двигателя с увеличенной энергией источника зажигания.

Состав отработавших газов ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$ ,  $\text{NO}_x$ ) определялся с помощью двух газоанализаторов - фирмы "Бекман" (США) и фирмы

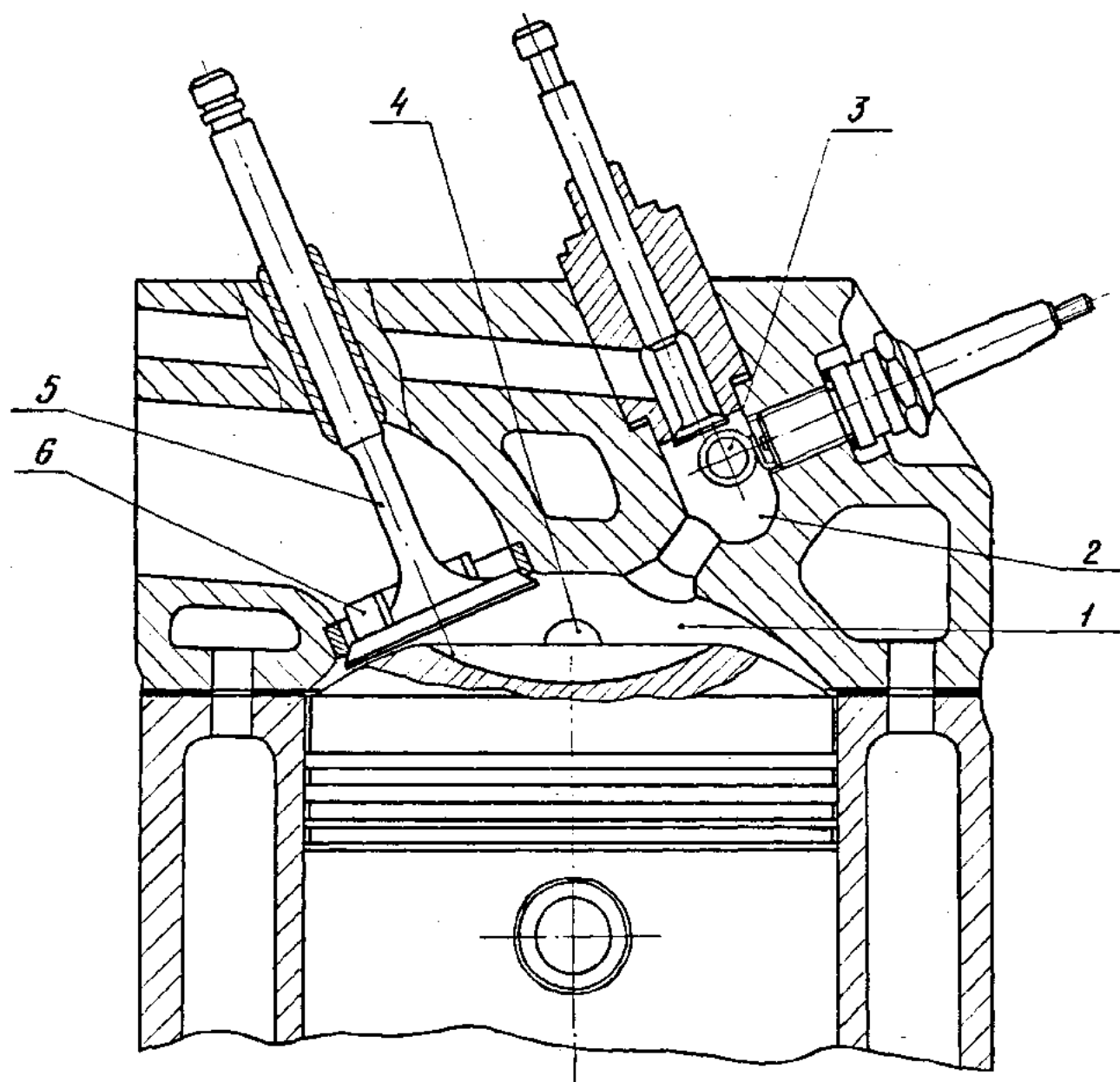


Рис.4.19. Двигатель УК-7Ф.

Поперечный разрез камеры сгорания.

1 - основная камера; 2 - форкамера; 3 - окно для наблюдения; 4 - отверстие для установки датчика давления; 5 - впускной клапан; 6 - ширма

"Рикен Кейки" (Япония).

На рис. 4.20 представлены регулировочные характеристики по составу смеси при работе двигателя УК-7Ф при форкамерно-факельном зажигании при источнике зажигания с увеличенной до 1280 мДж энергией.

Из представленных характеристик следует, что предел устойчивой работы двигателя УК-7Ф с форкамерно-факельным зажиганием увеличился с состава смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,20$  при интенсифицированном источнике зажигания до состава смеси при  $\alpha = 1,68$ . Предел эффективного обеднения смеси при форкамерно-факельном зажигании соответствует  $\alpha = 1,35$ , а при увеличенной до 1280 мДж энергии источника зажигания соответствует  $\alpha = 1,05$ . Минимальный удельный расход топлива при работе двигателя на форкамерно-факельном зажигании составил величину 228 г/кВт. час, при интенсифицированном источнике зажигания - 232 г/кВт. час, то есть на 1,7% больше.

Угол опережения зажигания при работе двигателя УК-7Ф при изменении состава смеси от богатого до бедного предела увеличился с 11 до 31° п.к.в. При интенсифицированном источнике зажигания угол опережения зажигания при тех же условиях изменялся от 17 до 50° п.к.в.

Температура отработавших газов при обеднении смеси от мощностного до предельного по обеднению состава, при работе двигателя УК-7Ф с форкамерно-факельным зажиганием, уменьшилась с 600 до 410 °С, с увеличенной энергией источника зажигания - с 585 до 440 °С.

На рис. 4.21 приведены результаты анализа отработавших газов в процессе определения регулировочных характеристик по составу смеси. Минимальное содержание углеводородов в отработавших газах составляет величину 410 ч.н.м. при работе двигателя с форкамерно-

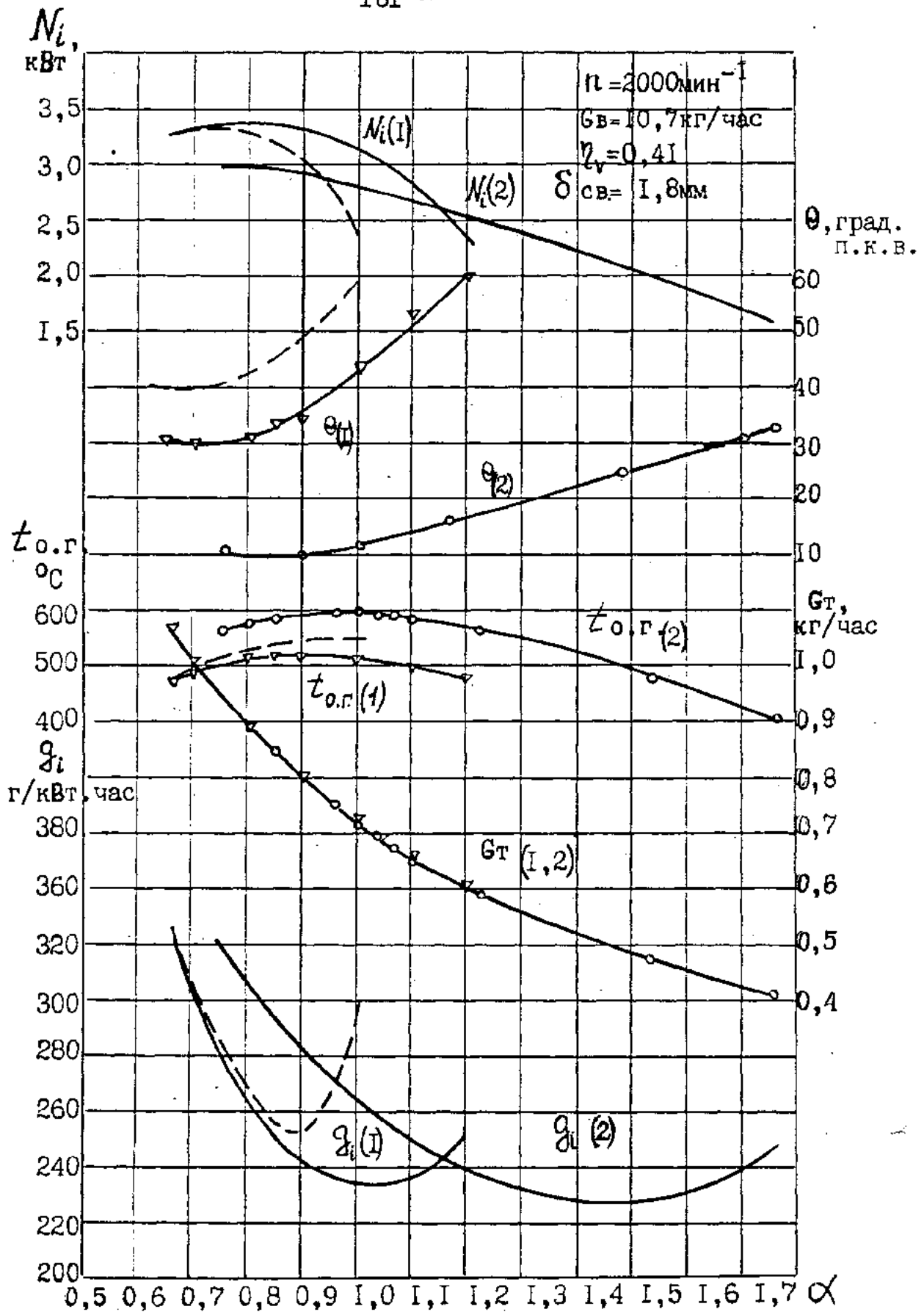


Рис.4.20. Регулировочные характеристики по составу смеси двигателя УК-7А.

1 - интенсифицированный источник зажигания с энергией подпитки 1280 мДж; 2 - форкамерно-факельное зажигание. Пунктиром указаны параметры при классической системе зажигания (ориентировочно)

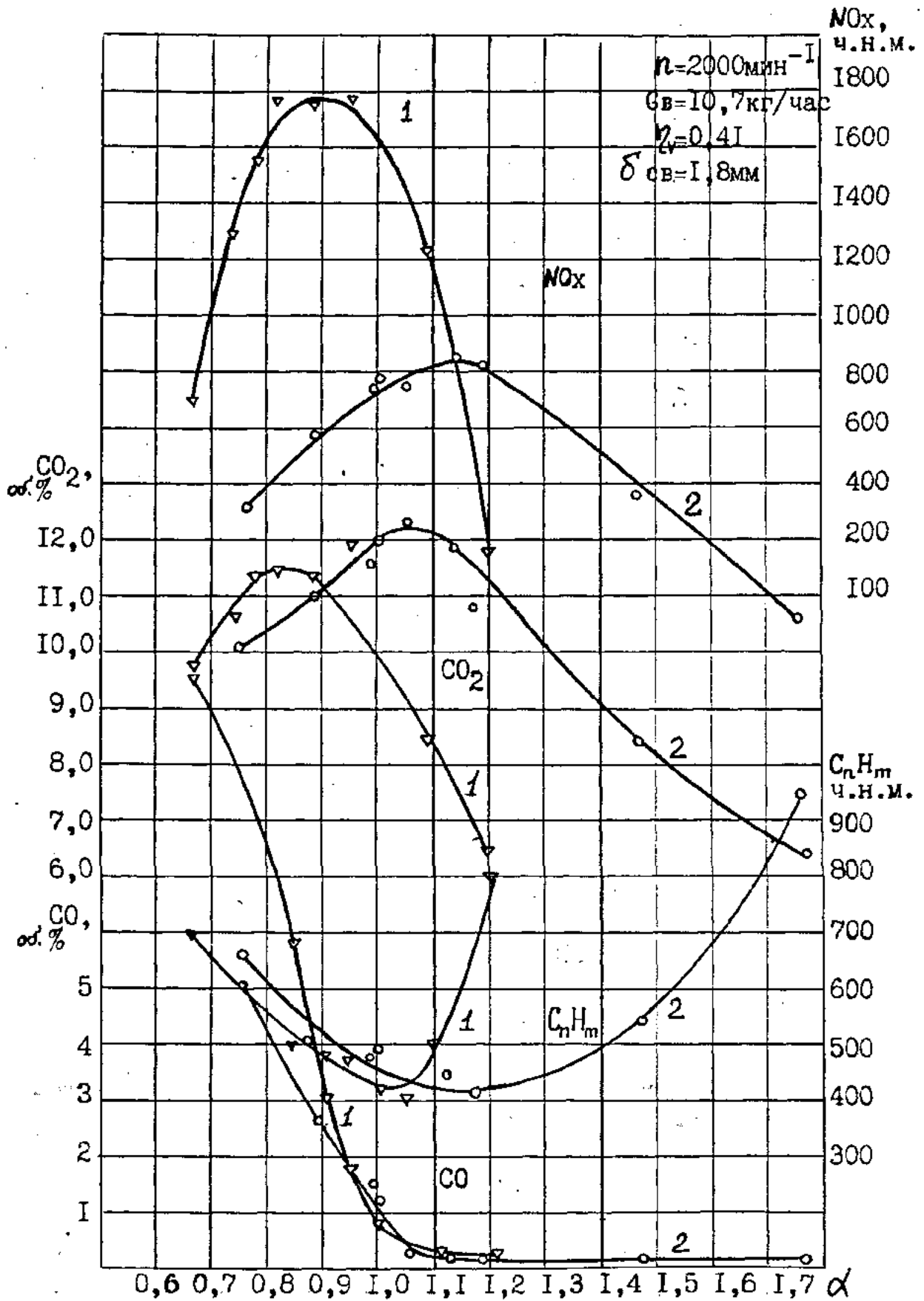


Рис.4.21. Состав отработавших газов при определении регулировочной характеристики по составу смеси двигателя УК-7Ф.  
 1 - интенсифицированный источник зажигания с энергией подпитки 1280 мДж; 2 - форкамерно-факельное зажигание

факельным зажиганием и 360 ч.н.м. - при увеличенной энергии источника зажигания. Содержание окиси углерода в отработавших газах практически одинаково при обоих вариантах зажигания. Максимальное содержание двуокиси углерода при форкамерно-факельном зажигании - 12,5%, при увеличенной энергии источника зажигания - 11,5%.

Отмечено существенное возрастание количества окислов азота при работе двигателя с увеличенной энергией источника искрового зажигания. Максимальное содержание  $NO_x$  при работе двигателя с форкамерно-факельным зажиганием составляет величину 850 ч.н.м., а при работе с увеличенной до 1280 мДж энергией источника зажигания - 1750 ч.н.м., то есть примерно вдвое больше.

#### 4.5. Исследование влияние увеличенной до 1280 мДж энергией источника зажигания на топливную экономичность опытного двигателя ГАЗ-52-04

Для проверки влияния на топливную экономичность увеличенной энергии источника зажигания дальнейший эксперимент был проведен на рядном шестицилиндровом нижнеклапанном двигателе ГАЗ-52-04 со степенью сжатия 8,5. Испытания были проведены на опытном образце двигателя, установленном на стенде, оборудованном в полном соответствии с ГОСТ 14846-81.

Отличие двигателя ГАЗ-52-04 от серийного заключалось в увеличенной до 8,5 степени сжатия и наличии вытеснителя, выполненного в виде прилива в головке цилиндра и занимающего часть объема камеры сгорания. Площадь вытеснителя составляла 70% площади камеры сгорания.

В головке цилиндра было выполнено два отверстия, в которые могли быть установлены свечи зажигания с резьбой на корпусе М14х1,25 мм.

В процессе испытаний определялись регулировочные характеристики по составу смеси и по ним строились нагрузочные характеристики. Частота вращения вала двигателя в процессе испытаний составляла величину  $2000 \text{ мин}^{-1}$ .

На рис. 4.22 представлена нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04 при различной установке свечей зажигания.

Из представленных данных следует, что топливная экономичность этого двигателя существенно зависит от положения свечи зажигания в камере сгорания.

При установке свечи в положение № 2 (более оптимальное) расход топлива при нагрузке 30 кВт сократился с 8,8 до 8,6 кг/час (на 2,3%), при нагрузке 20 кВт - с 7,3 до 6,8 кг/час (на 6,8%), а при нагрузке 10 кВт - с 5,5 до 4,9 кг/час (на 10,9%). Соответственно уменьшились удельные эффективные расходы топлива. Коэффициент избытка воздуха при тех же нагрузках увеличился с 0,84 - 1,12 до 0,92 - 1,14. Оптимальные углы опережения зажигания увеличились на 1 - 4° п.к.в.

На рис. 4.23 представлена нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04 при положении свечи зажигания в отверстие №1. Как было установлено ранее, топливная экономичность двигателя при работе с серийной системой зажигания в этом случае существенно снижалась.

После установки на двигатель системы подпитки искры дополнительной энергией 1280 мДж нагрузочная характеристика была снова снята на тех же режимах. Было установлено, что топливная экономичность двигателя возросла до уровня, соответствовавшего его работе на серийной системе зажигания при положении свечи № 2 (более оптимальном).

При установке свечи в положение № 2 и подключение к основной системе подпитывающего устройства было установлено, что топливная

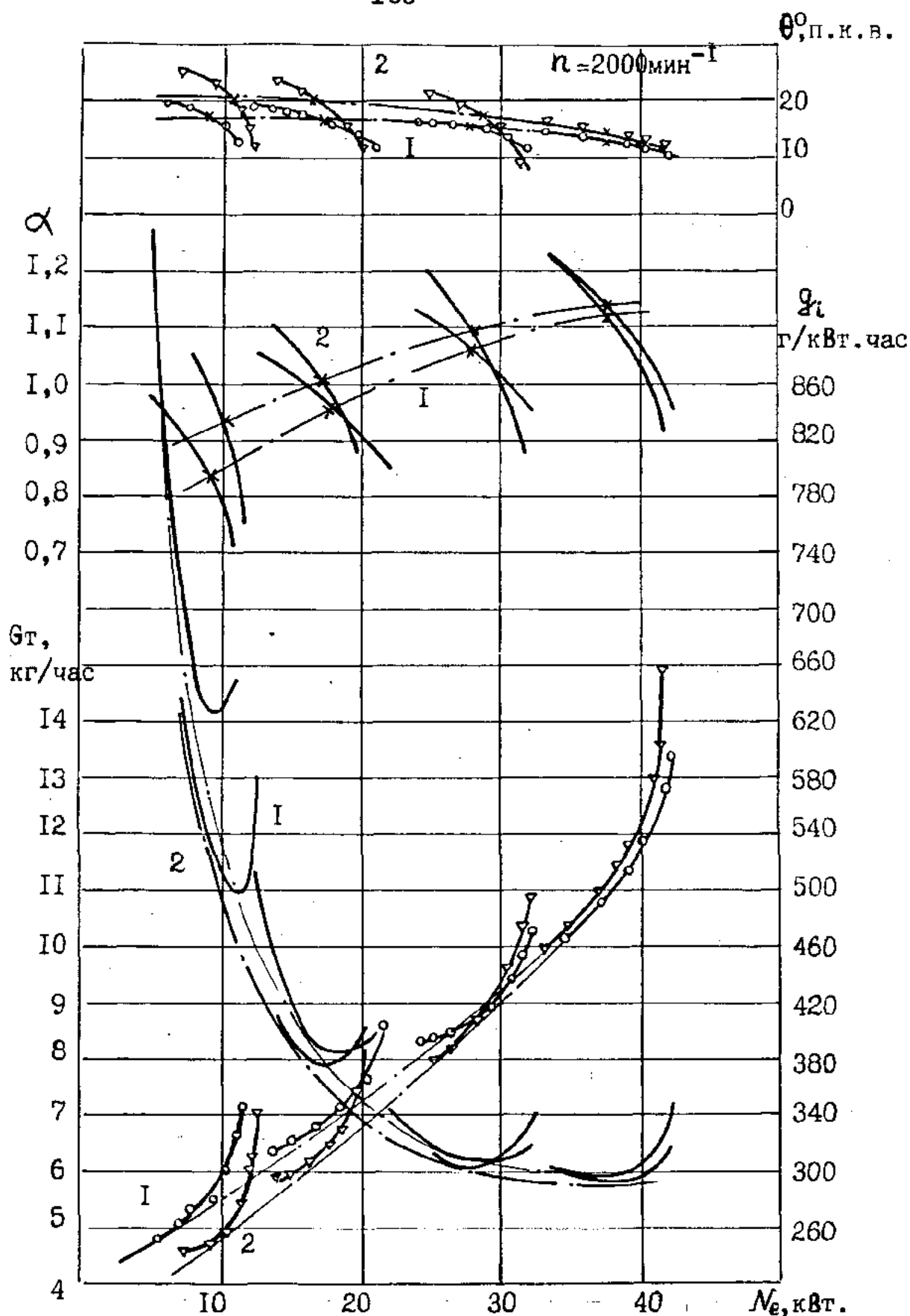


Рис. 4.22. Нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04.  
Система зажигания серийная.  
1 - свеча зажигания в положении № 1; 2 - свеча зажигания в положении № 2

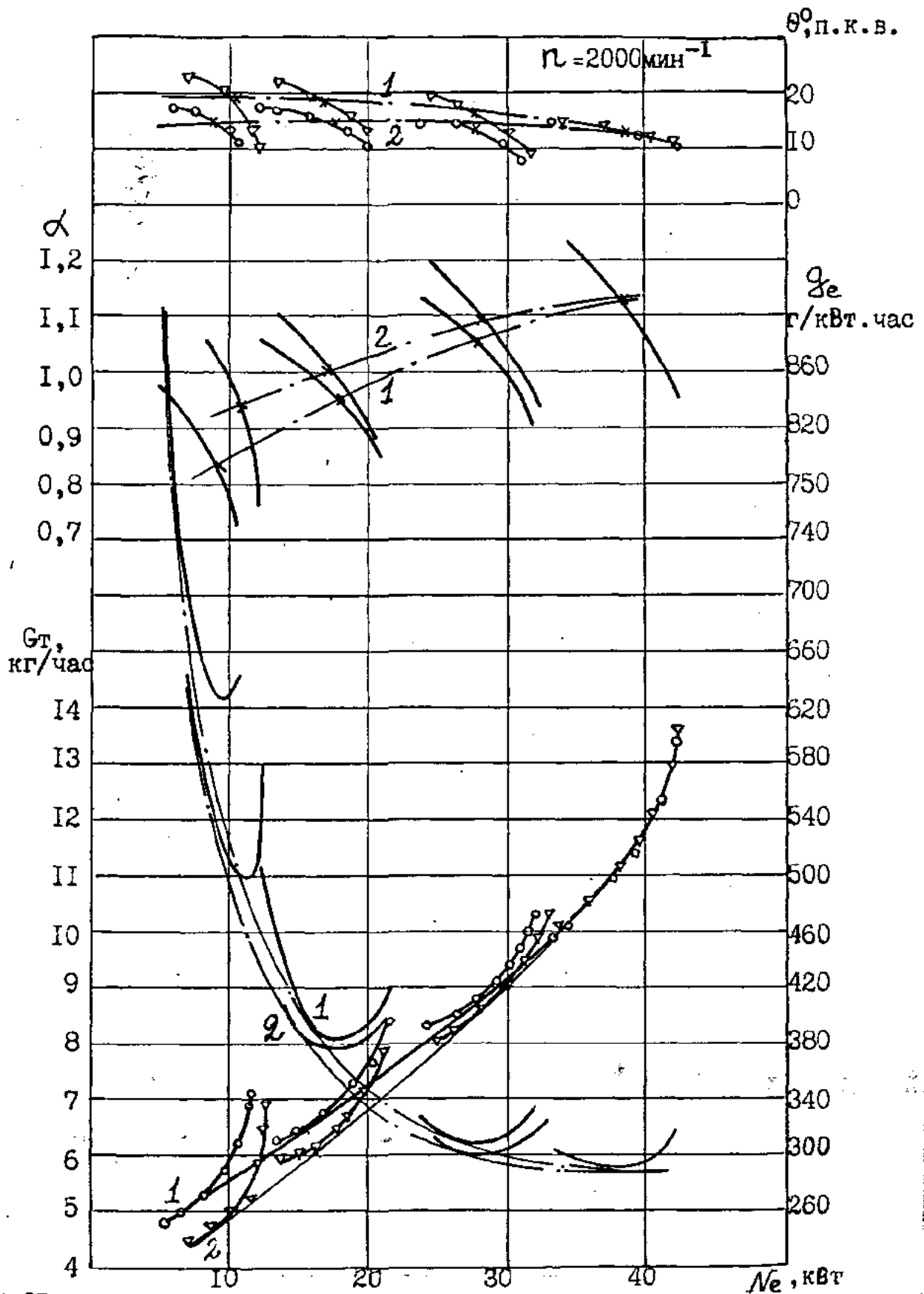


Рис. 4.23. Нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04.  
Свеча зажигания в положении № 1 (менее оптимальное).  
1 - серийная система зажигания; 2 - та же система с подачей  
в искру дополнительной энергии 1280 мДж

экономичность в этом случае возрастает незначительно и только при малых нагрузках (менее 50%).

На рис. 4.24 представлена нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04, определенная при установке свечи зажигания в положение № 2 (более оптимальное). Из приведенных данных следует, что при нагрузке 20 кВт расход топлива уменьшается при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж с 6,8 до 6,6 кг/час (на 2,9%), а при нагрузке 10 кВт - с 4,8 до 4,6 кг/час (на 4,2%).

Коэффициент избытка воздуха при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж увеличивается при той же нагрузке с 0,94 - 1,09 до 0,96 - 1,11. Оптимальный угол опережения зажигания уменьшается на 2 - 4° п.к.в.

#### 4.6. Определение зоны подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя

Определение зоны подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя осуществлялось с использованием аппаратуры и по методике фоторегистрации, описанной в разделе 3.3.

На рис. 4.25 показано изменение зоны подогрева рабочей смеси при подаче в искру дополнительной энергии от 40 до 1280 мДж. На рис. 4.26 показана зависимость объема зоны подогрева искрой рабочей смеси, построенная по результатам обработки фотографий, частично показанных на рис. 4.25.

Обработка фотографий осуществлялась следующим образом:

- на фотографию накладывалась масштабная сетка и определялась площадь светящейся зоны;
- по результатам определения площади светящейся зоны на 5 фотографиях, снятых последовательно при одной и той же энергии источника зажигания, определялась средняя эквивалентная площадь круга;

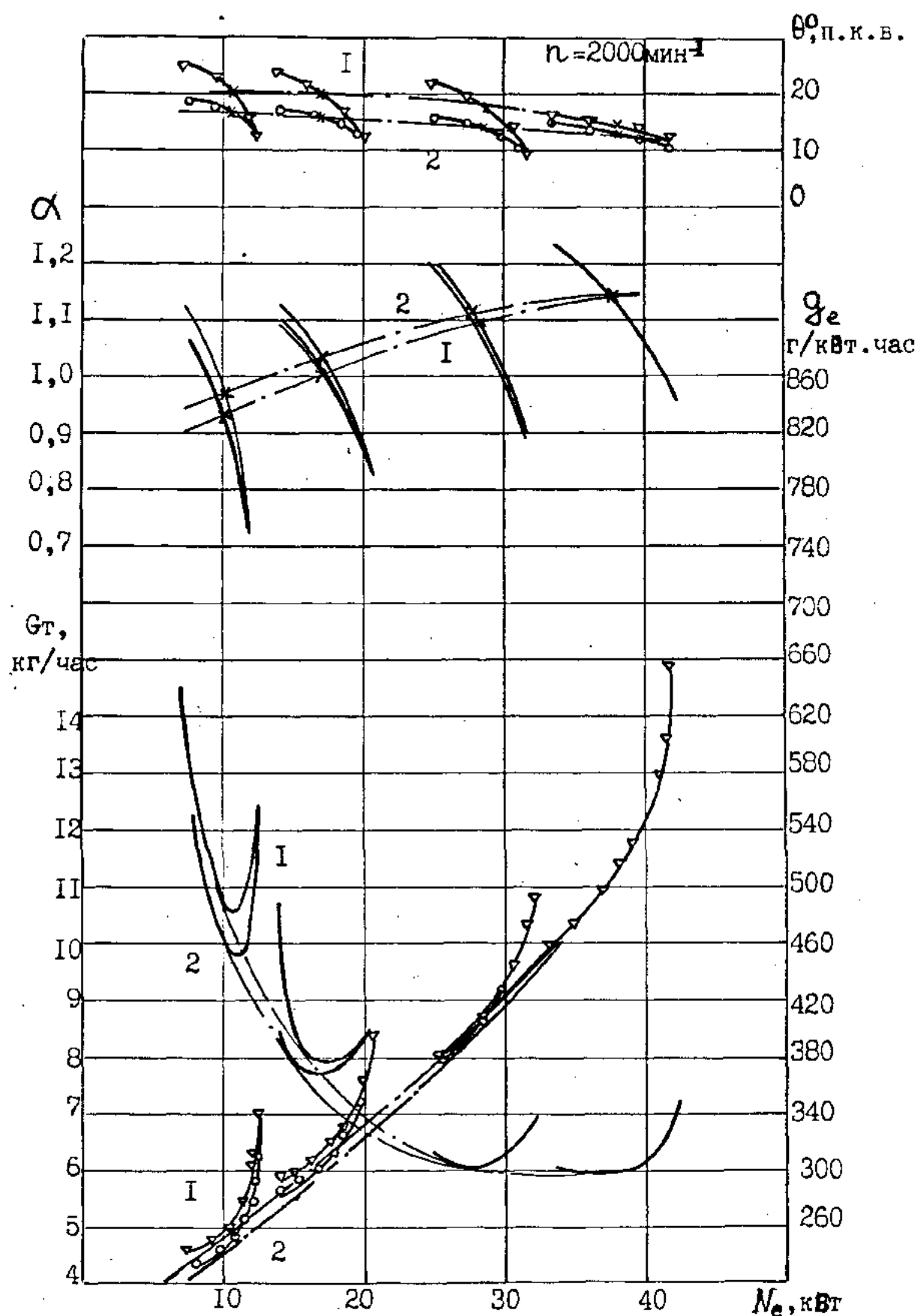


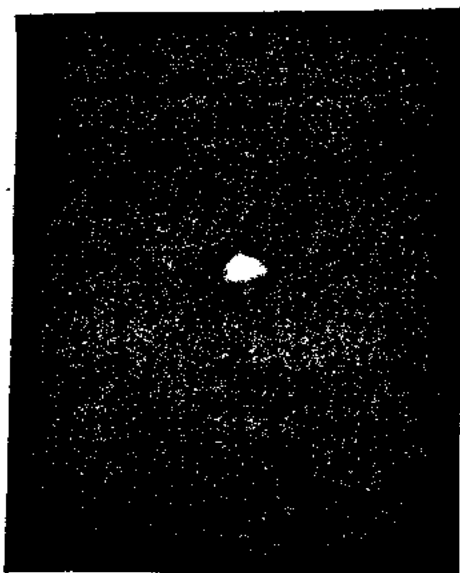
Рис.4.24. Нагрузочная характеристика двигателя ГАЗ-52-04.  
Свеча зажигания в положении № 2 (более оптимальное).  
I - серийная система зажигания; 2 - тоже, с подачей в искру  
дополнительной энергии 1280 мДж



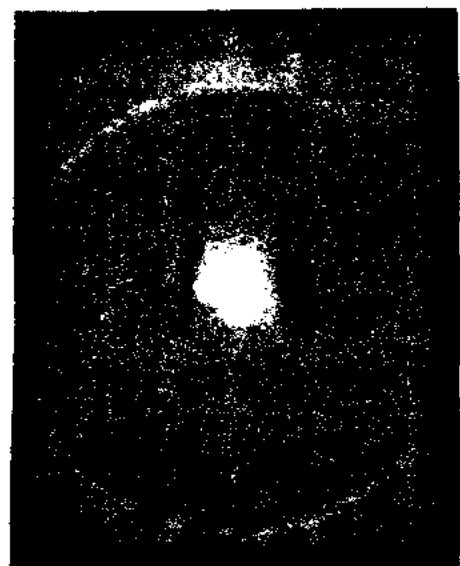
2)



3)



1)



4)

Рис.4.25. Размеры зоны подогрева искрой рабочей смеси  
в цилиндре двигателя в зависимости от  
энергии источника зажигания

1-  $E_{и}=160\text{мДж}$ , 2-  $E_{и}=320\text{мДж}$ , 3-  $E_{и}=640\text{мДж}$ , 4-  $E_{и}=1280\text{мДж}$ .

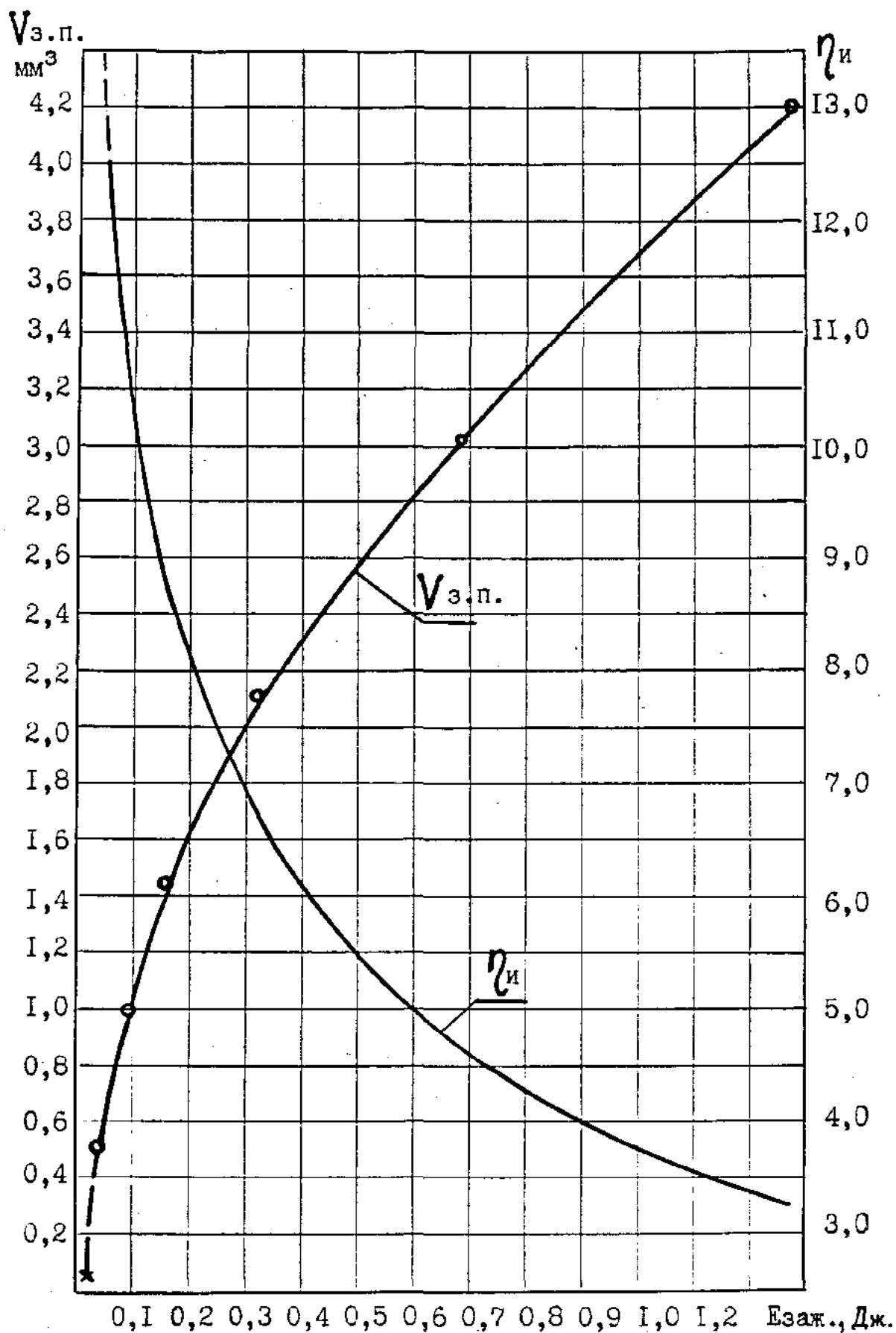


Рис.4.26. Зависимость объема зоны подогрева и термического  
к.п.д. искры от энергии зажигания

- по величине средней эквивалентной площади круга определялся средний объем зоны подогрева искрой рабочей смеси.

Из представленной зависимости объема зоны подогрева искрой рабочей смеси от энергии источника зажигания следует, что по мере роста энергии источника от 40 до 1280 мДж объем зоны подогрева возрастает от 0,45 до 4,2 мм<sup>3</sup>, и прирост объема зоны подогрева происходит нелинейно. Можно сделать вывод, что при увеличении энергии источника зажигания возрастают потери этой энергии на излучение и образование ударной волны (см. главу I).

Для оценки величины потерь энергии источника зажигания был произведен расчет объема, который мог бы быть подогрет в условиях двигателя от температуры 500 °С до температуры 2500 °С. Средняя теплоемкость газов в данном диапазоне была принята равной 24,5 кДж/кмоль.

Для определения термического к.п.д. искры полученные в результате эксперимента объемы зоны подогрева искрой рабочей смеси в цилиндре двигателя были отнесены к объемам, которые могли бы быть нагреты до необходимой температуры при адиабатическом подводе к рабочей смеси тепла, эквивалентного энергии источника зажигания.

На рис. 4.26 показана зависимость термического к.п.д. искры, определенная указанным выше методом, от энергии источника зажигания. При увеличении энергии источника зажигания от 40 до 1280 мДж термический к.п.д. искры уменьшается с 12,5 до 3,3%. Сравнение полученных данных с данными, полученными рядом авторов другими методами, показывает хорошую сходимость результатов /4.22; 4.25/.

#### 4.7. Выводы

1. При подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж удельный индикаторный расход топлива двигателя УК-7А уменьшается на 2-5%, в зависимости от величины частичной нагрузки.

2. При двухискровом синхронном зажигании двумя системами зажигания с коммутаторами ТК-102 удельный индикаторный расход топлива двигателя УК-7А сокращается на 3-7% в зависимости от величины частичной нагрузки.

3. При увеличении энергии, дополнительно подаваемой в искру, в пределах от 40 до 1280 мДж, удельный индикаторный расход топлива уменьшается обратно пропорционально логарифму энергии зажигания. Улучшение топливной экономичности с увеличением энергии зажигания зависит от состава смеси. Например, при частоте вращения вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузке, характеризуемой коэффициентом наполнения  $\eta_v = 0,32$ , удельный индикаторный расход топлива на пределе устойчивой работы двигателя при составе смеси, характеризуемом коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,0$ , уменьшается с 350 до 240 г/кВт.час (31,4%), а при  $\alpha = 0,9$  (экономичный в данном случае состав смеси) - с 248 до 232 г/кВт.ч (6,5%).

4. В случае увеличения энергии источника зажигания в пределах от 40 до 100 мДж, что соответствует возможности наиболее мощных современных электронных систем зажигания, уменьшение удельного индикаторного расхода при экономичном составе смеси составляет величину  $\approx 1,0\%$ , что практически не может быть обнаружено существующими средствами измерений расхода топлива. При обеднении смеси до состава, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 1,0$ , улучшение топливной экономичности составляет 8,5%, что вполне измеримо.

5. При работе двигателя с полной нагрузкой изменение энергии

источника зажигания в пределах от 40 до 1280 мДж практически не влияет на рабочие показатели двигателя УК-7А. Наблюдается некоторое уменьшение оптимальных углов опережения зажигания, связанное с сокращением периода задержки подъема давления при сгорании.

6. На холостом ходу отмечается наибольшее увеличение топливной экономичности. При подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж часовой расход топлива уменьшается на 6-7%, в зависимости от частоты вращения вала двигателя.

7. При применении двух систем зажигания с коммутаторами ТК-102 и синхронным зажиганием двумя искрами с энергией 40 мДж каждая, часовой расход топлива снижается на 14,0-14,5%.

8. Содержание углеводородов (ч.н.м.) в отработавших газах при подаче в искру дополнительной энергии 1280 мДж сокращается на 6-9% при частоте вращения вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и на 16-20% при частоте вращения вала двигателя  $3000 \text{ мин}^{-1}$ .

При применении двух систем зажигания и синхронном зажигании двумя искрами содержание углеводородов в отработавших газах сокращалось на 7-16% при частоте вращения вала двигателя  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и на 16-33% при частоте вращения вала двигателя  $3000 \text{ мин}^{-1}$ .

9. Процентное содержание окиси углерода в отработавших газах при изменении энергии источника зажигания практически не изменяется. При двух системах зажигания и синхронном зажигании двумя искрами содержание окиси углерода имеет ту же величину, что при одноискровом зажигании.

10. При сравнении форкамерно-факельного и интенсифицированного источника зажигания, проведенном на двигателе УК-7Ф в НАМИ было установлено, что минимальный удельный индикаторный расход топлива при форкамерно-факельном зажигании несколько меньше (на 1,7%). При работе с форкамерно-факельным зажиганием отме -

чается значительно больший предел устойчивой работы двигателя (до смеси при  $\alpha = 1,68$ ) и предел эффективного обеднения (при  $\alpha = 1,35$ ).

При увеличенной энергии источника зажигания несколько уменьшается содержание углеводородов в отработавших газах, в сравнении с форкамерно-факельным зажиганием (с 410 до 360 ч.н.м.). Количество окислов азота при увеличенной энергии источника зажигания возрастает примерно в два раза (с 850 до 1750 ч.н.м.).

II. При определении топливной экономичности двигателя ГАЗ-52-04 было установлено, что положение свечи зажигания существенно влияет на эффективный удельный расход топлива. Подача дополнительной энергии 1280 мДж в искру при не оптимальном положении свечи зажигания в камере сгорания приводило к уменьшению расхода топлива до уровня, обеспечиваемого при серийной системе зажигания и более оптимальном положении свечи.

Подача дополнительной энергии 1280 мДж в искру при свече зажигания, находящейся в более оптимальном положении, снижало эффективный расход топлива при нагрузке 25% на 4,2%, а при нагрузке 40% - на 2,9%. При нагрузке 60% и более прирост топливной экономичности при повышении энергии источника зажигания не наблюдался.

12. При увеличении энергии использованного в данных экспериментах источника зажигания от 40 до 1280 мДж его к.п.д. уменьшался с 12,5 до 3,3% и, следовательно, энергия зажигания составляла величину от 5 до 42 мДж.

## 5. ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Теоретически оценена возможность расширения предела обеднения рабочей смеси в бензиновых двигателях при увеличении энергии зажигания. Научно-обоснован метод повышения топливной экономичности бензиновых двигателей при частичных нагрузках путем подачи дополнительной энергии в искру. Определен к.п.д. источника зажигания и предложены некоторые рекомендации, направленные на его повышение.

2. Разработанные впервые методы оценки условий воспламенения рабочей смеси в бензиновых двигателях и определения энергии первичного очага воспламенения, с учетом потерь в электроды свечи зажигания, позволили теоретически и экспериментально подтвердить количественную связь между энергией зажигания и степенью возможного обеднения рабочей смеси.

3. Экспериментально установлено, что топливная экономичность бензиновых двигателей при интенсификации зажигания повышается за счет расширения предела эффективного обеднения смеси и улучшения воспроизводимости последовательных рабочих циклов. Подтверждено, что влияние интенсификации зажигания на мощностные и экономические показатели бензиновых двигателей проявляется по мере дросселирования и достигает максимума на режимах, близких к холостому ходу. При этом наблюдается тенденция к возрастанию влияния интенсификации зажигания на топливную экономичность с увеличением частоты вращения вала двигателя, что связано с ростом относительного количества остаточных газов и турбулентности заряда.

4. Доказано, что на частичных нагрузках при увеличении энергии зажигания от 5 до 42 мДж (энергия источника зажигания от 40 до 1280 мДж) расход топлива уменьшается на величину до 5%, а при

двухискровом синхронном зажигании без подпитки искр дополнительной энергией - до 7%. На холостом ходу при тех же условиях часовой расход топлива уменьшается соответственно на 7,0 и 14,5%.

5. Установлено, что содержание углеводородов в отработавших газах при увеличении энергии зажигания от 5 до 42 мДж (энергия источника зажигания от 40 до 1280 мДж) уменьшается на 6-20%, а при двухискровом синхронном зажигании без подпитки искр дополнительной энергией - на 7-33%, в зависимости от нагрузки и частоты вращения вала двигателя.

6. Экспериментально подтверждено, что для получения максимально возможного эффекта по топливной экономичности при интенсификации зажигания, необходимо соответственно скорректировать программы дозирования топлива и управления углом опережения зажигания.

7. В процессе проведения работы разработан метод оценки воспламенения рабочей смеси в бензиновых двигателях с использованием источника зажигания с регулируемой в пределах от 40 до 1280 мДж энергией. Создана специальная установка на базе одноцилиндрового бензинового двигателя УК-7А, оснащенная современным электронным оборудованием и предназначенная для исследования факторов, влияющих на топливную экономичность бензиновых двигателей. Результаты работы использованы при разработке и внедрении с годовым экономическим эффектом 469,5 тыс.руб. свечи зажигания для двигателя автомобиля ВАЗ-2108.

## ЛИТЕРАТУРА

### I. Официально-документальные материалы

- I.I. Материалы XXVI съезда КПСС. - М.: Политиздат, 1981, с.131-205.

### 2. Материалы съездов, конференций, симпозиумов

- 2.I. Вилюнов В.Н. Приближенные методы решения задач тепловой теории зажигания. - Первый всесоюзный симпозиум по горению и взрыву. Тезисы докладов. - М.: Наука, 1968, с.9-II.
- 2.2. Гаврилин А.И., Мельников М.А., Шнейдер В.Б. О зажигании инициирующих взрывчатых веществ электрической искрой. - Горение и взрыв. Материалы III всесоюзного симпозиума по горению и взрыву. М.: Наука, с.44-48.
- 2.3. Карницкий В.В. Отраслевое совещание. Повышение топливной экономичности автотранспортных средств. - Автомобильная промышленность, 1984, № 3, с.35-37.
- 2.4. Ленин И.М. Бензино-воздушные смеси разных составов, их окисление, пределы воспламеняемости и тепловыделение. - Всесоюзная научная конференция. Процессы смесеобразования и сгорания в быстроходных двигателях внутреннего сгорания. 4-5 октября 1973 г. (аннотации докладов) - М., 1973, с.133-144.
- 2.5. Чудаков Е.А. Основные проблемы сгорания топлива в автотракторных двигателях. - В сб. Труды научно-технического совещания по вопросам сгорания в транспортных двигателях. М., НИИНавтопром, 1951, с.7-28.
- 2.6. Champion Ignition and Engine Performance Conference.-Denver, Colorado, 1981.-p.239.
- 2.7. Hattory T., Goto K., Ohigashi S. Study of Spark Ignition in Flowing Lean Mixtures.-Conference of Fuel Economy and Emiss-

ions of Lean Burn Engines. The Institute of Mechanical Engines.-London, 1979, June 12-14.

### 3. Книги

- 3.1. Автомобильные и тракторные двигатели. Часть I. Теория двигателей и системы их топливоподачи /под редакцией И.М.Ленина - М.: Высшая школа, 1976, 386 с.
- 3.2. Артамонов М.Д., Панкратов Г.П. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М.: Машигиз, 1963, 520 с.
- 3.3. Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н., Степанов Ю.А., Трусов В.И., Ховак М.С. Автомобильные двигатели. - М.: Машиностроение, 1967, 495 с.
- 3.4. Арцимович Л.А. Элементарная физика плазмы. - М.: Атомиздат, 1966, 277 с.
- 3.5. Балагуров В.А. Аппараты зажигания. - М.: Машиностроение, 1968, 352 с.
- 3.6. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях.- М.: Машиностроение, 1969, 248 с.
- 3.7. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя.- Свердловск: Машигиз, 1962, 271 с.
- 3.8. Вильямс В.А. Теория горения.- М.: Физматгиз, 1971, 616 с.
- 3.9. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Основы теории горения.- М.: Машиностроение, 1976, 277 с.
- 3.10. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей /под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова - М.: Машиностроение, 1983, 375 с.
- 3.11. Дубовкин Н.Ф. Справочник по углеводородным топливам и продуктам их сгорания.- М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962, 288 с.
- 3.12. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания.-

М.: Машиностроение, 1973, 200 с.

- З.13. Зельдович Я.Б., Баренблатт Г.И., Либрович В.Б.,  
Махвиладзе Г.М. Математическая теория горения и взрыва.-  
М.: Наука, 1980, 479 с.
- З.14. Зельдович Я.Б., Воеводский В.В. Тепловой взрыв и распро-  
странение пламени в газах - М.: Изд.ММИ, 1947, 294 с.
- З.15. Иноземцев Н.В. Курс тепловых двигателей.- М.: Оборонгиз,  
1952, 471 с.
- З.16. Иноземцев Н.В., Кошкин В.К. Процессы сгорания в двигателях.-  
М.: Машиностроение, 1949, 344 с.
- З.17. Иост В. Взрывы и горение в газах.- М.: ИЛ., 1952, 687 с.
- З.18. Испытания двигателей внутреннего сгорания.  
Стефановский Б.С., Доколин Ю.М., Сорокин В.П., Васильев В.А.,  
Корси Е.К., Скобцов Е.А. - М.: Машиностроение, 1972, 368 с.
- З.19. Исследование влияния рабочего процесса и элементов конст-  
рукции бензиновых двигателей на выброс токсичных веществ с  
отработавшими газами.- Отчет ЦНИИАП НАМИ по теме № 222-74  
от 25.12.74. УДК 74005046, г.Дмитров, 1974.
- З.20. Карпов В.П. Горение газообразных смесей в двигателях.-  
М.: Машгиз, 1951, 120 с.
- З.21. Краткий автомобильный справочник НИИАТ.- М.: Транспорт,  
1983, 224 с.
- З.22. Кумагаи С. Горение.- М.: Химия, 1979, 255 с.
- З.23. Лаутон Дж., Вайнберг Ф. Электрические аспекты горения.-  
М.: Энергия, 1976, 296 с.
- З.24. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей -  
М.: Машиностроение, 1969, 368 с.
- З.25. Лернер М.О. Регулирование процесса горения в двигателях с  
искровым зажиганием.- М.: Наука, 1972, 295 с.

- 3.26. Льюис Б., Эльбе Г. Горение, пламя и взрыв в газах - М.: Мир, 1968.-592 с.
- 3.27. Масленников М.М., Ралипорт М.С. Авиационные поршневые двигатели.- М.: Оборонпром, 1951,-847 с.
- 3.28. Мельников Н.В. Топливо-энергетические ресурсы СССР. - М.: Наука, 1971.-64 с.
- 3.29. Морган Д. Принципы зажигания.- М.: Машгиз, 1947.-128 с.
- 3.30. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Синельников Н.И. Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей.-М.: Машиностроение, 1971.-100 с.
- 3.31. Набоких В.А. Токсичность современных автомобилей и влияние параметров систем зажигания на ее снижение.- М.: НИИАвто - пром, 1973.-37 с.
- 3.32. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Лебедев С.Е., Либрович Б.Г., Чурсин М.М. Двигатели внутреннего сгорания. Том I.- М.: Машиностроение, 1957.-396 с.
- 3.33. Основы горения углеводородных топлив /под ред.Л.Н.Хитрина и В.А.Попова.- М.: ИЛ., 1960.-464 с.
- 3.34. Покровский Г.П. Электроника в системах питания автомобильных двигателей.- М.: Машиностроение, 1972.-135 с.
- 3.35. Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б., Рундыгин К.А., Корчунов Ю.Н., Шагалова С.Л., Шестаков С.М. Основы практической теории горения.- Л.: Энергия, 1973.-264 с.
- 3.36. Похил П.В., Мальцев В.М., Зайцев В.М. Методы исследования процессов горения и детонации.- М.: Наука, 1969.-301 с.
- 3.37. Процессы горения. /под ред.Б.Льюис, Р.М.Пиз,Х.М. Тейлор.- М.: Физматгиз, 1961.-559 с.
- 3.38. Райков И.Я. Испытание двигателей внутреннего сгорания.-М.: Высшая школа, 1975.-320 с.

- 3.39. Раушенбах Б.В., Белый С.А., Беспалов И.В., Бородачев В.Я., Волынский М.С., Прудников А.Г. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. -М.: Машиностроение, 1964.-526 с.
- 3.40. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. -М.: Машиностроение, 1960.-411 с.
- 3.41. Скобликов А.С., Минеев А.Н., Басс Б.А. Свечи зажигания искровые для двигателей внутреннего сгорания.- М.:НИИНавто - пром, 1972.-28 с.
- 3.42. Смаль Ф.В., Арсёнов Е.Е. Перспективные топлива для автомобилей.- М.: Транспорт, 1979.-151 с.
- 3.43. Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. -М.: Изд.АН СССР, 1960.-427 с.
- 3.44. Сороко-Новицкий В.И. Испытание автотракторных двигателей. -М.: Машгиз, 1955.-531 с.
- 3.45. Сполдинг Д.Б. Основы теории горения.-М-Л.: 1959.-320 с.
- 3.46. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избранные труды. -М.: Наука, 1977.-410 с.
- 3.47. Стечкин Б.С., Генкин К.И., Золотаревский В.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстро - ходного поршневого двигателя. -М.: Изд.АН СССР, 1960.-199 с.
- 3.48. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва.- М.: Изд.МГУ, 1957.- 442 с.
- 3.49. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента.- М.: Мир, 1972.- 384 с.
- 3.50. Щелкин К.И., Трошин А.К. Газодинамика горения.- М.: Изд. АН СССР, 1963.-256 с.
- 3.51. Щетинков Е.С. Физика горения газов.- М.: Наука, 1965.-739 с.
- 3.52. Ясько О.И. Электрическая дуга в плазмотроне.- Минск: Наука и техника, 1977.-151 с.

#### 4. Статьи

- 4.1. Аверсон А.Э., Барзыкин В.В., Мержанов А.Г. Динамические режимы зажигания.- Физика горения и взрыва, 1968, № 1, с20-32.
- 4.2. Аверсон А.Э., Барзыкин В.В., Мержанов А.Г. Приближенный метод решения задач тепловой теории зажигания.- Доклады АН СССР, 1968, т.168, № 1, с 131-134.
- 4.3. Апашев М.Д., Мещеряков Г.М. Влияние параметров поджигающего искрового разряда на характер воспламенения горючей смеси.- Автомобильная промышленность, 1968, № 5, с 12-14.
- 4.4. Апашев М.Д. Экспериментальный двигатель с прозрачными окнами для исследования процессов в поршневых двигателях.- В сб.: Сгорание и смесеобразование в дизелях. Лаб.двигателей АН СССР.- М.: Изд.АН СССР, 1960.- 172 с.
- 4.5. Ассовский И.Г., Закиров З.Г., Лейтунский О.И. О влиянии условий зажигания на горение топлива.- Физика горения и взрыва, 1983, № 1, с 41-46.
- 4.6. Басс Б.А., Дудиков Н.К. Свечи зажигания с повышенным сроком службы.- Автотракторное электрооборудование, 1983, № 3, с 10-11.
- 4.7. Басс Б.А., Курякова В.А., Минеев А.Н. Свеча зажигания с конической опорной поверхностью для автомобиля ЗАЗ-1102 "Запорожец".- Автомобильная промышленность, 1983, № 2, с 31-32.
- 4.8. Басс Б.А., Яхутль Д.Р. Теоретическое и экспериментальное исследование теплового поля в свечах зажигания.- В сб.Труды НИИавтоприборов.- М.: НИИавтопром, 1977, № 42, с.23-41.
- 4.9. Басс Б.А., Скобликов А.С. Малогабаритные свечи зажигания.- Автомобильная промышленность, 1984, № 9, с 10-11.
- 4.10. Вилюнов В.М. К теории искрового воспламенения.- Доклады АН СССР, 1973, том 208, № 1, с 66-69.

- 4.11. Виллюнов В.Н. К тепловой теории зажигания.- Физика горения и взрыва, 1966, № 2, с 77-82.
- 4.12. Виллюнов В.Н., Некрасов Е.А., Баушев В.С., Тимохин А.М.  
О закономерностях искрового воспламенения и выхода на стационарный режим горения.- Физика горения и взрыва, 1976, № 3, с 361-366.
- 4.13. Генкин К.И. Рабочий процесс и сгорание в двигателях с искровым зажиганием.- В сб.Сгорание в транспортных двигателях.- М.: Изд. АН СССР, 1951, с 102-138.
- 4.14. Джайлаубеков Е.А., Бенедиктов А.Р. Некоторые особенности рабочего процесса карбюраторного двигателя на холостом ходу.- В сб.Труды МАДИ,- М., 1972, вып.49, с 127-133.
- 4.15. Дик И.Г., Зурер А.Б. Применение метода интегральных соотношений в задачах теории зажигания.- Физика горения и взрыва, 1982, № 4, с 16-22.
- 4.16. Дмитриевский А.В., Каменев В.Ф., Киселев Б.А., Тупикин В.Н., Фомченко В.М., Некоторые вопросы теории рабочего цикла на режимах глубокого дросселирования.- Двигателестроение, 1979, № 5, с 8-12.
- 4.17. Жмудяк Л.М. Определение коэффициентов полезного действия отдельных частей рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания.- В сб.Труды МАДИ, 1972, № 49, с 41-44.
- 4.18. Жуков М.Ф. Электродуговые генераторы низкотемпературной плазмы.- Теплофизика высоких температур, 1972, том 10, № 6, с 1295-1307.
- 4.19. Загрязкин Н.Н., Мещеряков Г.М. Многоэлектродная свеча зажигания с предварительной ионизацией газового промежутка.- Труды института двигателей АН СССР, вып.6.- М., 1962, с 102-109.
- 4.20. Загрязкин Н.Н., Тимошенко Ю.И. Развитие пламени после под-

жигания стабилизированной и нестабилизированной электрической искрой.- Труды института двигателей АН СССР, вып.6.- М., 1962, с 110-117.

- 4.21. Зельдович Я.Б. К теории зажигания.- Доклады АН СССР, 1963, т.150, № 2, с 283-285.
- 4.22. Зельдович Я.Б., Симонов Н.И. К теории искрового воспламенения газовых взрывчатых смесей.- Журнал физической химии, 1949, т 23, вып.11, с 1361-1374.
- 4.23. Зельдович Я.Б., Франк-Каменецкий Д.А. К теории равномерного распространения пламени.- Доклады АН СССР, 1938, т 19, с 693-695.
- 4.24. Зельдович Я.Б., Франк-Каменецкий Д.А. Теория теплового распространения пламени.- Журнал физической химии, 1938, т.12, вып.1, с 100-105.
- 4.25. Зенгер Н.Н. Исследование воспламенения в искровом разряде.- В об.Сгорание в транспортных поршневых двигателях.- М.: НИИНавтопром, 1951, с 143-158.
- 4.26. Иливанов В.Д., Томбак М.А., Тараканов В.И. Анализ канала искрового разряда электрических систем зажигания по лазерным тенеграммам.- Автомобильная промышленность, 1979, № 4, с 25-26.
- 4.27. Исихора С. Три типа свечей зажигания.- Найнен Кикан, 1978, № 8, с 77-86.
- 4.28. Като Я. Тенденции развития свечей зажигания.- Перевод ВЦП № Г-31534 с японского языка статьи из журнала Дзюдося гидзюцу, 1979, т 33, № 10, с 838-844.
- 4.29. Костров В.А. Основные направления улучшения экономичности карбюраторных двигателей.- Автомобильная промышленность, 1980, № 5, с 35-38.

- 4.30. Кутенёв В.Ф. Прогрессивные направления улучшения показателей топливной экономичности и токсичности двигателей.- Автомобильная промышленность, 1982, № 2, с 7-9.
- 4.31. Льюис Б., Эльбе Г. Использование характеристических параметров для описания инициирования и стабилизации волн горения.- В сб.Химическая кинетика и цепные реакции. М.: Химия, 1966, с 588-601.
- 4.32. Магерамов Е.М. О неидентичности последовательных циклов в камере сгорания карбюраторного двигателя.- За технический прогресс, 1969, № 5, с 42-44.
- 4.33. Мещеряков Г.М. Применение предварительно ионизированного искрового разряда для зажигания горючих смесей в двигателе внутреннего сгорания.- Автомобильная промышленность, 1964, № II, с II-13.
- 4.34. Михельсон В.А. О нормальной скорости распространения гремучих газовых смесей.- Собрание сочинений.- М.: Новый агроном, 1930, том I, с 105.
- 4.35. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Джайлаубеков Е.А. К анализу условий воспламенения при работе карбюраторного двигателя на малых нагрузках.- В сб.Труды МАДИ, 1973, № 71, с 109-117.
- 4.36. Непорожний П.С. Настоящее и будущее энергетики мира.- В сб. Энергетика мира.- М.: Энергия, 1973, с 5-7.
- 4.37. Покровский Г.П., Басс Б.А. Исследование возможности повышения топливной экономичности бензинового двигателя за счет совершенствования свечи зажигания.- В сб.Повышение топливной экономичности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей.- М, 1982, с 78-82.
- 4.38. Свиридов Ю.Б. Влияние параметров процесса сгорания на индикаторные показатели двигателя.- В сб.Труды лаборатории двигателей АН СССР, вып 3.- М.: Изд.АН СССР, 1957, с 85-107.

- 4.39. Свиридов Ю.Б. Термодинамический анализ процесса сгорания в двигателе с искровым зажиганием.- В сб.Труды лаборатории двигателей АН СССР, вып.3.- М.: Изд.АН СССР, с 164-193.
- 4.40. Соколик А.С. Основы теории процесса нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием.- В сб. Сгорание в транспортных поршневых двигателях.- М.: Изд. АН СССР, 1951, с 37-56.
- 4.41. Стечкин Б.С., Апашев М.Д. О методе совместного исследования распространения пламени и изменения давления в двигателе с искровым зажиганием.- В сб.Труды лаборатории двигателей АН СССР, вып 3.- М.: Изд. АН СССР, 1957, с 155-163.
- 4.42. Семенов Е.С., Соколик А.С. Характеристики сферических пламен в стадии формирования.- Доклады АН СССР, 1962, т 145, № 2, с 369-372.
- 4.43. Румянцева А.Л., Пустельников С.Г., Чепланов В.И., Опарин И.М. Перспектива создания систем зажигания с искровым разрядом высокой энергии.- В сб. Труды НИИАвтоприборов, вып 53, М., 1982, с 71-84.
- 4.44. Соболев Л.М., Карасев В.А. Динамика сгорания в двигателе с двухстадийным процессом.- Автомобильная промышленность, 1982, № 7, с 5-7.
- 4.45. Титков А.И. Автомобильная техника в XI пятилетке.- Автомобильная промышленность, 1982, № 8, с 1-5.
- 4.46. Хайкин Б.Н., Мержанов А.Г. К теории теплового распространения фронта химической реакции.- Физика горения и взрыва, 1966, № 3, с 36-46.
- 4.47. Хиршфельдер Д.О. Теплопроводность многоатомных электронно-возбужденных или химически реагирующих смесей.- В сб. Пламена и химическая кинетика.- М.: ИЛ, 1961, с 180-212.
- 4.48. Человский М.Ф., Ковалев Л.Г. Некоторые основания к разра-

ботке усиленной искровой системы зажигания.- В сб. Труды Омского сельскохозяйственного института им.С.М.Кирова, т 58, 1965, с 107-III.

- 4.49. Шатров Е.В. Альтернативные топлива для двигателей.- Автомобильная промышленность, 1982, № 2, с 4-7.
- 4.50. Шикунина Н.М., Золотаревский В.С. О некоторых возможных причинах падения экономичности задресселированного бензинового двигателя.- В сб. Труды лаборатории двигателей АН СССР, вып 5,- М.: Изд. АН СССР, 1960, с 127-145.
- 4.51. Шелкин К.И. о сгорании в турбулентном потоке.- Журнал теоретической физики, 1943, том 13, № 9-10, с 520-530.
- 4.52 Anderson R.W., Asik J.R. Ignitability Experiments in a Fast Burn, Lean Burn Engine.-SAE Technical Paper Series, 1983, No.830477, 15pp.
- 4.53 Bohmeyer W., Kabel W., Borrmeiste J., Henker D. Erhöhung der Energie des Zündfunken und die damit mögliche kraftstoffeinsparung.-KFT, 1982, Nr.3, pp.74-76.
- 4.54 Dale D.J., Oppenheim A.K. Enhanced Ignition for I.C. Engines with Premixed Gases.-SAE Technical Paper Series, 1981, No.810146, 16pp.
- 4.55 Daniel W.A. Engine Variable Effects on Exhaust Hydrocarbon Composition.-SAE Technical Paper Series, No.670124, 1967, 22pp.
- 4.56 Durbin E.I., Tsai K.S. Extending the Lean Limit Operation of an S.I. Engine with a Multiple Electrode Spark Plug.- SAE Technical Paper Series, 1983, No.830476, 8p.
- 4.57 French C.C.I. A Universal Test Engine for Combustion Research.-SAE Technical Paper Series, 1983, No.830453, 9p.

- 4.58 Chorvatova Z. Zavisimost teploty iskry automobilovej sviecky od energie privadzanej na elektrody sviecky, vyse-trovana metody rotacnej teploty.-Elektrotechnicky obsor, 1981, 70, N.4, s.214-216.
- 4.59 Jonston R. Programable Energy Ignition System for Energy Optimization.-SAE Technical Paper Series, No.750348.
- 4.60 Kressner E., Richter J. Elektronische Hochleistungszünd-anlage EBZA 4n.-KFT, 1983, Nr.9, 276-278.
- 4.61 Les Oscare de la technique a Equip Auto.-RTA, 1983, N.438, pp.172-175.
- 4.62 Maly R., Saggau B., Wagner E., Ziegler G. Prospects of Igni-tion Enhancement.-SAE Technical Paper Series, 1983, No.830478, 18p.
- 4.63 Nakamura N., Kobayashi T., Masanori H., Takagi N. A New Pla-tinum Tipped Spark Plug Extends the Lean Misfire Limit and Useful Life.-SAE Technical Paper Series, 1983, No.830480, p.8.
- 4.64 Oppenheim, Teichman K., Hom K., Stewart H.E. Jet Ignition of an Ultra-Lean Mixture.-SAE Technical Paper Series, 1978, No.780637, 16p.
- 4.65 Plasma Jet Ignition Extends Lean Misfire Limit.-Automotive Engineering, 1983, v.91, No.4, pp.51-53.
- 4.66 Pabazzana H., Kalmar St. Benefits from Longer Gaps in Spark Plugs.-Automotive Industry, 1937, No.2, pp.222-225, 229.
- 4.67 Topham D.R., Smy P.R., Clements R.M. An Investigation of a Coaxial Spark Igniter With Emphasis on its Practical Use.-Combustion and Flame, 1975, v.25, No.2, pp.187-195.

- 4.68 Wyczalek F.A., Frank D.I., Newman J.G. Plasma Jet Ignition of Lean Mixtures.-SAE Technical Paper Series, 1975, No.750349, 13p.
- 4.69 Wyczalek F.A., Harden J.L., Maksymiuk S., Blewins J.L. EFJ Prechamber Torch Ignition of Lean Mixtures. SAE Technical Paper Series, 1975, No.750351, 16p.
- 4.70 Woschni G., Fieger J. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmebergungskoeffizienten im Ottomotor.-MTZ, 1981, v.42, Nr.6, s.229-234.

## 5 . Диссертации

- 5.1. Бадришвили Г.Н. Исследование влияния первичного очага воспламенения на показатели автомобильных двигателей.- Дис. ... канд.техн.наук.- Тбилиси, 1979.- 224 с.
- 5.2. Джайлаубеков Е.А. Исследование рабочих процессов карбюраторного двигателя на режимах холостого хода.- Дис. ... канд.техн.наук.- М., 1973, 191 с.
- 5.3. Князев А.С. Исследование возможности повышения экономичности автомобильного двигателя за счет интенсификации зажигания.- Дис. ... канд.техн.наук.- М., 1949, 166 с.
- 5.4. Малов В.В. Исследование характеристик искровых разрядов некоторых типов систем зажигания и их влияния на работу карбюраторного двигателя. - Дис. ...канд.техн.наук.- Волгоград, 1974, 230 с.
- 5.5. Мищенко Н.И. "Исследование влияния параметров искрового разряда на условия воспламенения и развитие процесса сгорания в двигателе легкого топлива.- Дис. ... канд.техн. наук.- М., 1973, 178 с.

- 5.6. Скобликов А.С. Исследование возможности улучшения экономичности карбюраторных двигателей за счет рационального выбора параметров искрового разряда от системы зажигания.- Дис. ... канд.техн.наук.- М., 1967.- 138 с.
- 5.7. Черняев Э.Х. Оптимизация цикла бензинового двигателя по току ионизации в зоне электродов свечи зажигания.- Дис. ... канд.техн.наук.- М., 1984.

## 6. Патентные документы

- 6.1. А.с. 714551 (СССР). Свеча зажигания /Б.А.Басс,З.С.Хазанов.- Оpubл.в Б.И., 1985, № 5.
- 6.2. А.с. 877674 (СССР). Свеча зажигания /А.С.Скобликов, Б.А.Басс.- Оpubл.в Б.И., 1981, № 40.
- 6.3. А.с. 817293 (СССР). Устройство зажигания для двигателя внутреннего сгорания /А.С.Скобликов, Н.И.Мищенко, Н.П.Крамарь, Б.А.Басс.- Оpubл. в Б.И., 1981, № 12.
- 6.4. А.с. 661134 (СССР). Система зажигания для карбюраторных двигателей внутреннего сгорания /Ю.С.Уткин.- Оpubл. в Б.И., 1979.
- 6.5. А.с. 590839 (СССР). Свеча зажигания /Ф.П.Федяев, Б.А.Басс, В.А.Любушкин.- Оpubл.в Б.И., 1978, № 4.
- 6.6. А.с. 712522 (СССР). Способ работы двигателя внутреннего сгорания /А.В.Шагун.- Оpubл.в Б.И., 1980, № 4.

## 8. Нормативно-технические документы

- 7.1. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний.- Переиздат, 1981.

- 7.2. ГОСТ 2043-74. Свечи зажигания искровые для двигателей внутреннего сгорания.- Переиздат, 1984.
- 7.3. ГОСТ 17.2.2.03-77. Охрана природы. Атмосфера. Содержание окиси углерода в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями. Нормы и метод определения.- Переиздат, 1977.
- 7.4. ГОСТ 10313-75. Бензины автомобильные для двигателей. Методы детонационных испытаний.- Переиздат, 1976.

## 8. Препринты

- 8.1. Аверсон А.Э. Теория зажигания.- Минск, 1977.- 33 с.  
(Препринт/ Институт тепло и массообмена им.А.В.Лыкова).

Утверждаю  
Главный инженер НИИАвтоприборов  
Р.Яхутль  
" 28 " 09 1984 г.



А К Т

внедрения научных результатов диссертационной работы по теме "Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей увеличением энергии источника искрового зажигания", выполненной аспирантом кафедры "Автомобильные и тракторные двигатели МАМИ" тов.Бассом Б.А.

г.Москва

25 сентября 1984г.

В соответствии с тематическим планом научно-исследовательских работ НИИАвтоприборов по теме 21/21-82 "Разработка свечей зажигания для новых двигателей автомобилей ГАЗ, ВАЗ, ЗАЗ, ЗИЛ и других заводов", раздел НТЗ № 20.19.84 "Исследование возможности повышения топливной экономичности автомобильного двигателя путем интенсификации зажигания", в отделе свечей НИИАвтоприборов проведена доводка установки для проведения исследований на базе одноцилиндрового бензинового двигателя УК-7А.

Установка внедрена в практику научно-исследовательских работ НИИАвтоприборов, направленных на повышение топливной экономичности бензиновых двигателей, в 3-ем квартале 1984 года.

Зав.отделом свечей  
НИИАвтоприборов, к.т.н.



А.С.Скобликов

Зав.лабораторией  
моторных испытаний



В.Н.Румянцев



Утверждаю

Зам. директора НАМИ  
по научной работе, к.т.н.

Шатров Е.В.

10 1984 г.

А К Т

внедрения научный результатов диссертационной работы по теме  
"Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей  
увеличением энергии источника искрового зажигания", выпол-  
ненной аспирантом кафедры "Автомобильные и тракторные  
двигатели" Московского автомеханического института  
т.Бассом Б.А.

В научно-исследовательском автомобильном и автомоторном  
институте (НАМИ) проведено опробование метода оценки условий  
воспламенения в цилиндрах бензиновых двигателей с помощью систе-  
мы подпитки искры дополнительной энергией в пределах 40-1280 мДж.

Учитывая положительные результаты исследований условий вос-  
пламенения в цилиндрах двигателей ГАЗ-52-04 и УК-7Ф, упомянутый  
метод внедрен в практику научно-исследовательских работ, прово-  
димых НАМИ и направленных на повышение топливной экономичности  
бензиновых двигателей.

Зав.лабораторией

бензиновых двигателей, к.т.н.

Ведущий инженер

Л.И.Вахошин

В.И.Сонкин

Утверждаю  
Зам. директора НИИ автоприборов  
по научной работе, к.т.н.  
В.А. Набоких  
1984 г.



Утверждаю  
Главный инженер ЭЗАЭС  
А.И. Белов  
1984 г.



# А К Т

внедрения научных результатов диссертационной работы по теме  
"Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей уве-  
личением энергии источника искрового зажигания", проведенной  
аспирантом кафедры "Автомобильные и тракторные двигатели"  
Московского автомеханического института тов. Бассом Б.А.

Мы, нижеподписавшиеся: гл. конструктор Энгельсского завода  
автотракторных свечей зажигания (ЭЗАЭС) тов. Любушкин В.А. и зав.  
Отделом свечей НИИ автоприборов тов. Скобликов А.С. составили насто-  
ящий акт в том, что в соответствии с планом работ по научно-техни-  
ческому заданию № НТЗ 20.19.84 темы 21/21-82 "Исследование возмож-  
ности повышения топливной экономичности автомобильного двигателя  
путем интенсификации зажигания" аспирантом МАМИ Бассом Б.А. раз-  
работаны, экспериментально проверены и предложены:

- метод расчета условий воспламенения рабочей смеси в цилиндре  
бензинового двигателя в момент зажигания;
- метод расчета энергии первичного очага воспламенения с учетом  
энергии, выделившейся при сгорании рабочей смеси в объеме, подверг-  
нутом непосредственному воздействию искры;
- метод оценки потерь тепла первичным очагом воспламенения по  
мере его развития от электродов свечи зажигания;
- способ повышения топливной экономичности бензинового двигате-  
ля путем увеличения энергии зажигания.

Результаты упомянутой работы рекомендуется использовать при

разработке свечей зажигания перспективных бензиновых двигателей с улучшенными технико-экономическими показателями.

Для обеспечения возможности повышения топливной экономичности бензиновых двигателей при увеличенной энергии зажигания НИИавтоприборов, совместно с ЭЗАЭС разработали конструкцию и внедрили в III квартале 1984 года на заводе ЭЗАЭС свечу зажигания 37.3707 (AI7ДВ-10) с увеличенным до 0,7-0,85 мм искровым промежутком (раздел 2 темы 21/21-82 НИИавтоприборов и тема № 034304 комплексного плана ЭЗАЭС).

Годовой экономический эффект в народном хозяйстве, при внедрении свечи зажигания AI7ДВ-1 взамен свечи AI7ДВ на всю программу выпуска, составит 469500 руб.

Гл.конструктор ЭЗАЭС

*Любушкин* В.А.Любушкин

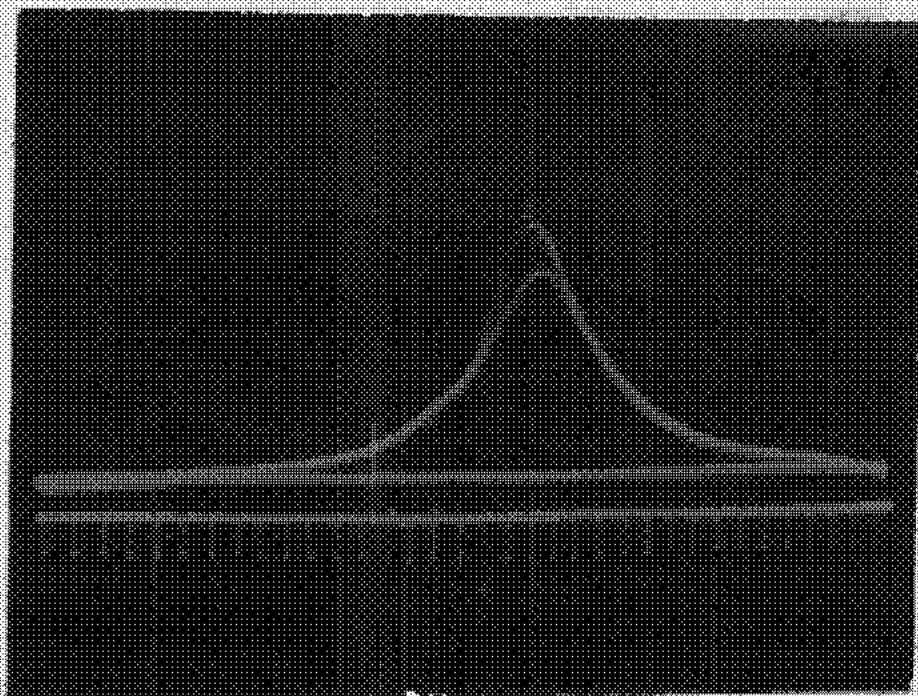
Зав.отделом свечей  
НИИавтоприборов, к.т.н.

*Скобликов* А.С.Скобликов

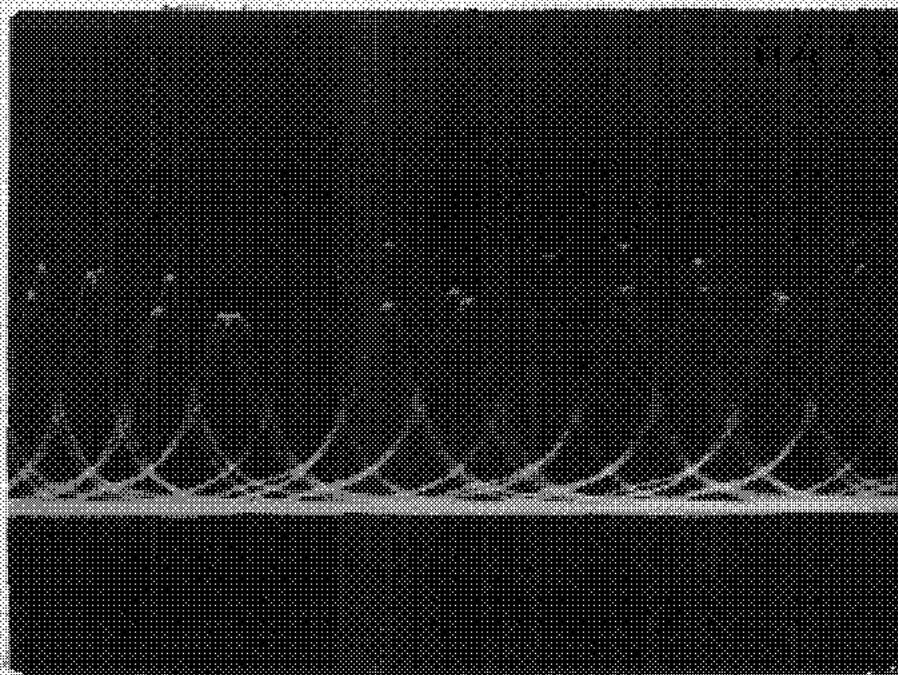
Исполнитель, аспирант кафедры  
"Автомобильные и тракторные  
двигатели" МАМИ

*Басс* Б.А.Басс

Некоторые результаты индицирования



А)



Б)

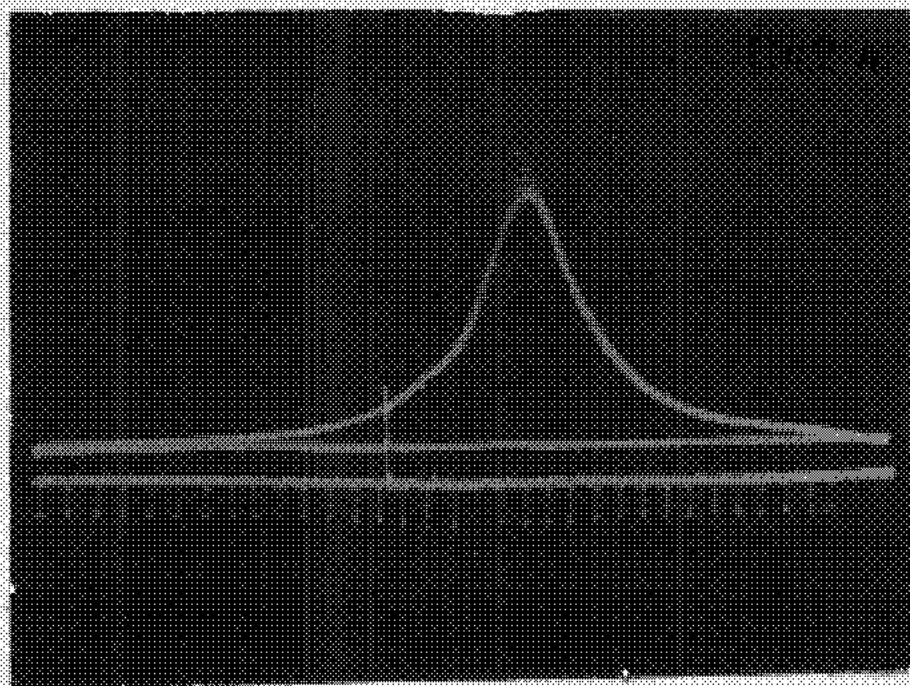
Рис.П.4.1. Индикаторная диаграмма давления в цилиндре двигателя УК-7А.

А - синхронизация по углу поворота вала двигателя;

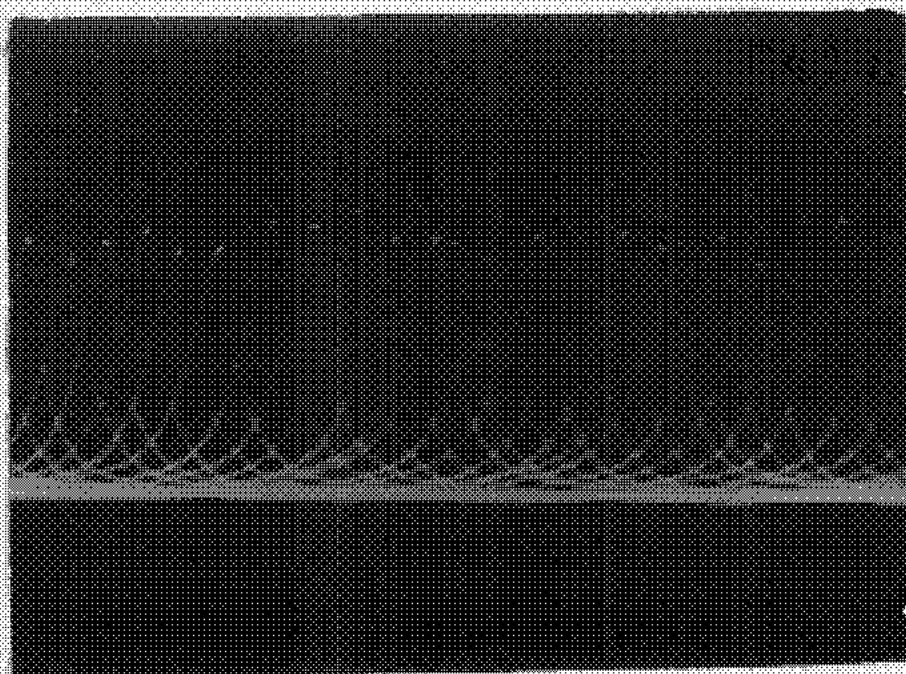
Б - синхронизация по времени.

Система зажигания ТК-102 с энергией 40 мДж.

$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $G_n = 12,6 \text{ кг/час}$ ;  $G_T = 0,8 \text{ кг/час}$ ;  $\eta_v = 0,48$ ;  
 $\alpha = 1,06$ ;  $\theta = 45^\circ$ .



А)



Б)

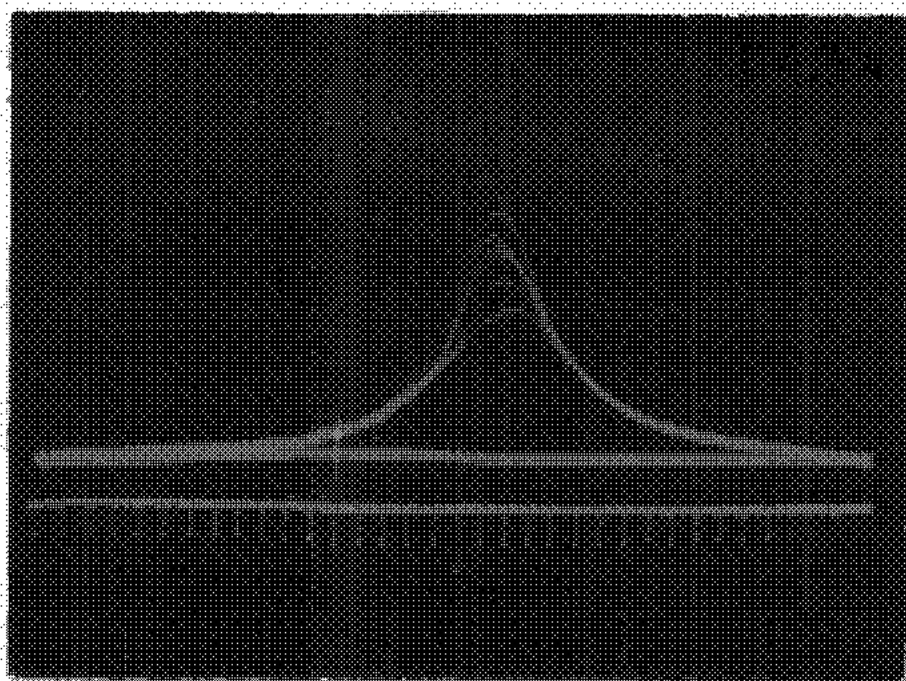
Рис. II.4.2. Индикаторная диаграмма давления в цилиндре двигателя УК-7А.

А- синхронизация по углу поворота вала двигателя;

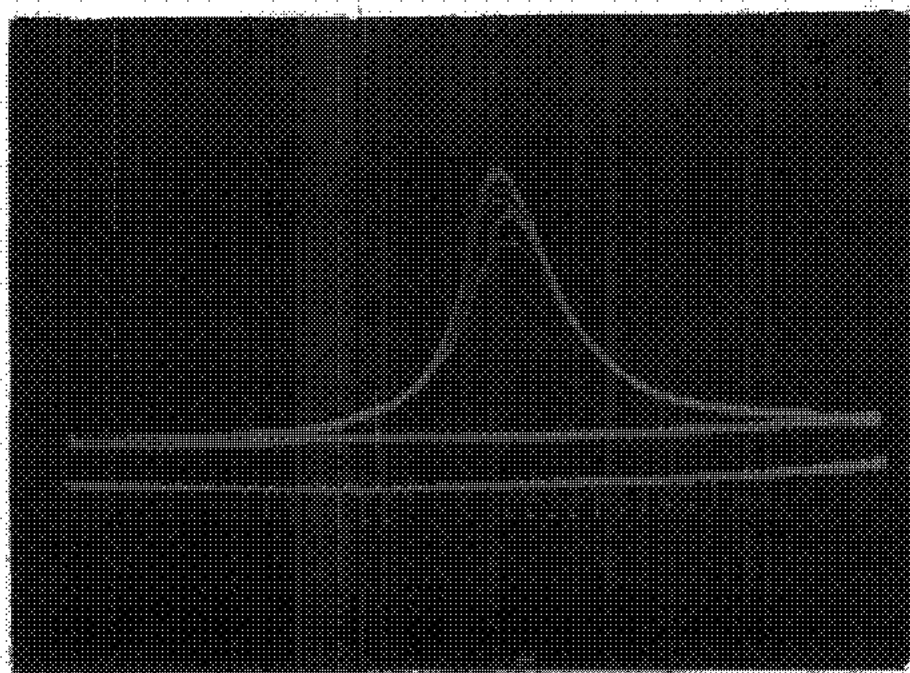
Б- синхронизация по времени.

Система зажигания ТК-102 с подпиткой дополнительной энергией 1280 мдж.

$n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $G_A = 12,6 \text{ кг/час}$ ;  $G_T = 0,5 \text{ кг/час}$ ;  
 $\eta_v = 0,48$ ;  $\alpha = 1,06$ ;  $\theta = 38^\circ$ .



А)



Б)

Рис.П.4.3. Индикаторная диаграмма давления в цилиндре двигателя УК-7А.

$n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $G_b = 12,6 \text{ кг/час}$ ;  $G_r = 0,74 \text{ кг/час}$ ;  
 $\eta_v = 0,48$ ;  $\alpha = 1,14$

А - система зажигания ТК-102 с энергией 40 мдж,  $\theta = 50^\circ$ .

Б - система зажигания ТК-102 с подпиткой дополнительной энергией 1280 мдж,  $\theta = 43^\circ$ .

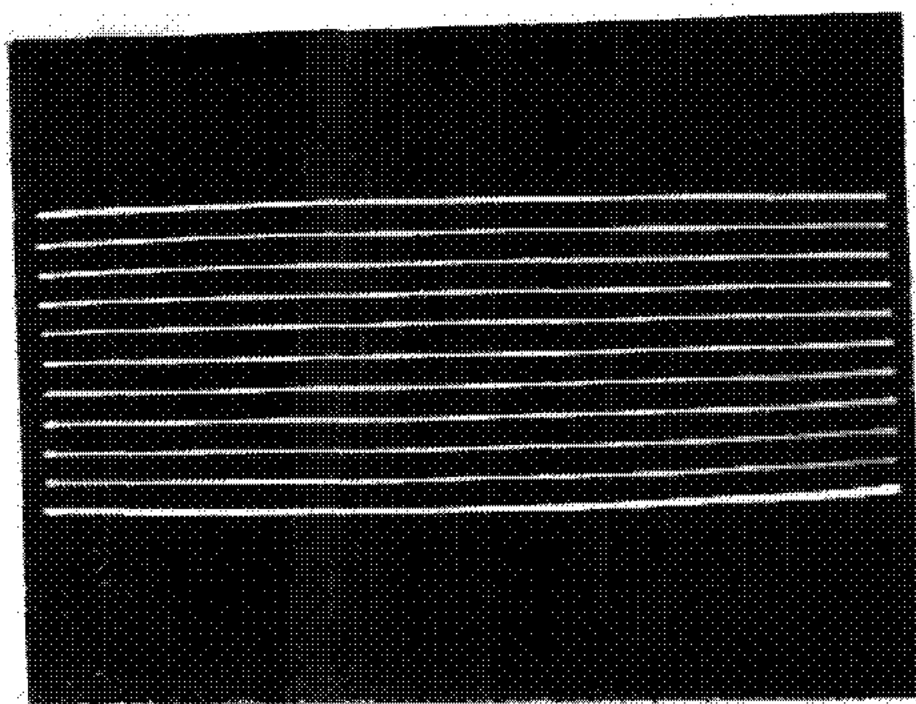


Рис.П.4.4. Калибровочные линии, полученные при тарировке датчика давления. Расстояние между линиями соответствует давлению 5 кг/см<sup>2</sup>.

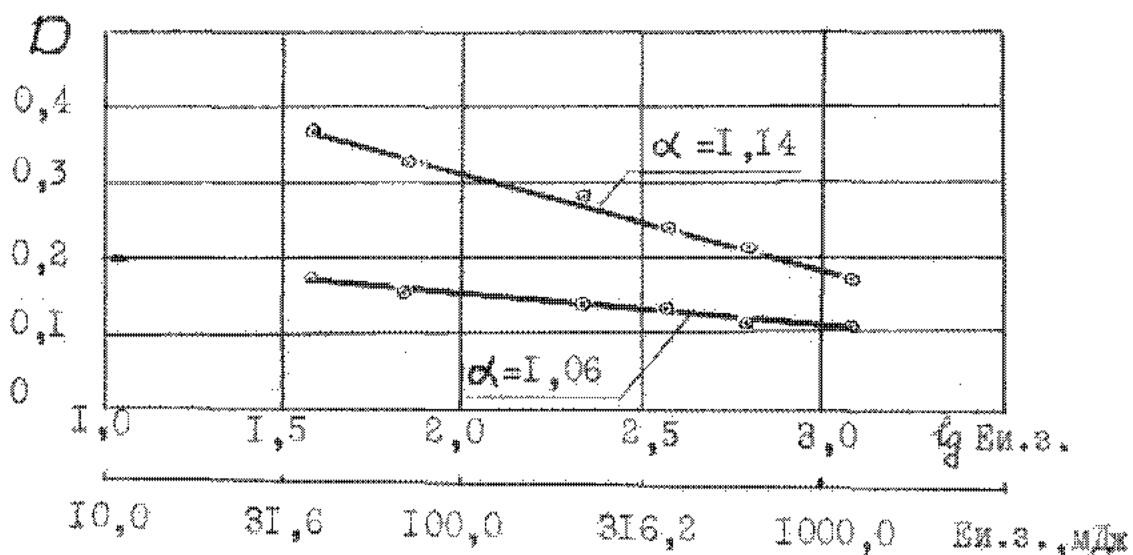


Рис.П.4.5. Зависимость величины невоспроизводимости последовательных циклов от энергии источника зажигания при различном составе рабочей смеси.