

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Самара 2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Составитель: Ковылов Ю.Л.

САМАРА
Издательство Самарского университета
2016

УДК 62-932.2

Составитель: К о в ы л о в Ю р и й Л е о н и д о в и ч

Рецензент: К н ы ш Ю р и й А л е к с е е в и ч

Теория рабочих процессов ДВС: метод. указания к лабораторным работам
/ Ковылов Ю.Л. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2016. -40 с.: ил.

Приводятся методические указания для выполнения лабораторных работ по курсу Теория рабочих процессов ДВС для студентов 3, 4 курсов специалитета 240502.65 Проектирование двигателей и энергетических установок, профиль Двигатели внутреннего сгорания.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей

УДК 62-932.2

© Самарский университет, 2018

Содержание

1	Лабораторная работа №1 «Характеристика по составу смеси».....	5
2	Лабораторная работа №2 «Характеристика по углу опережения зажигания»	12
3	Лабораторная работа №3 «Индицирование ДВС»	17
4	Лабораторная работа №4 «Внешняя скоростная характеристика поршневого ДВС»	24
5	Лабораторная работа №5 «Нагрузочная характеристика»	30
6	Обработка результатов эксперимента	33
7	Обработка результатов индицирования	35

1 Лабораторная работа №1 «Характеристика по составу смеси»

Цель работы: Получение характеристики по составу смеси производится для выявления регулировки карбюратора на мощностные и экономические показатели работы двигателя, а также для установки оптимальной регулировки карбюратора на испытуемом режиме работы двигателя.

Общие сведения о характеристике

Характеристика по составу смеси это зависимость основных показателей работы двигателя от коэффициента избытка воздуха α при постоянных частоте вращения вала и положении дроссельной заслонки, а также оптимальной величине угла опережения зажигания на каждом режиме работы.

Эта характеристика может быть использована при проектировании и настройке органов регулирования топливной системы для обеспечения оптимальной работы двигателя на разных режимах.

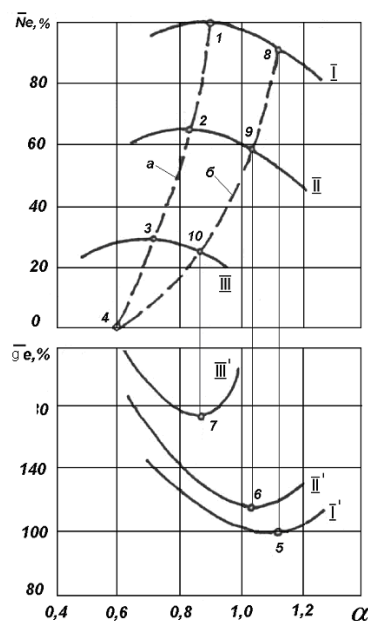


Рисунок 1.1 - Характеристика ДСИЗ по составу ТВС.

Напомним, что коэффициент α показывает насколько состав реальной топливовоздушной смеси (ТВС) по количеству воздуха отличается от теоретически необходимого количества L_0 для полного сгорания 1 килограмма топлива. Постоянные значения n об/мин и положения дросселя обеспечивают постоянный расход воздуха $G_a = const$. Следовательно, изменить величину возможно только за счёт изменения расхода топлива G_T . Поэтому характеристику по составу смеси при испытании карбюраторного двигателя получают либо установкой топливных жиклёров разной

пропускной способности, либо регулировкой проходного сечения главного топливного жиклёра (обычно с помощью профилированной иглы).

$$\alpha = \frac{G_e}{G_m \cdot L_0} \quad (1.1)$$

При испытании двигателя с впрыском топлива регулируется величина его цикловой подачи. Экспериментальные данные показывают, что характеристика по составу смеси ДСИЗ, т.е. $N_e, g_e = f(\alpha)$, имеет вид, изображённый на рис. 1.1. Здесь по оси ординат отложены удельный расход топлива в процентах от минимального его значения и эффективная мощность двигателя, выраженная в процентах от максимальной мощности, получающейся при данной частоте вращения вала и полностью открытой дроссельной заслонке. Кривые *I* и *I'* соответствуют работе двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке; кривые *II* и *II'*, *III* и *III'* - работе при частично открытой дроссельной заслонке. Из графика видно, что коэффициент избытка воздуха, соответствующий максимальной мощности (точки 1, 2, 3), меньше коэффициента α , при котором обеспечивается наименьший удельный расход топлива (точки 5, 6, 7), т.е. при максимальной экономичности двигателя.

Максимальная мощность при всех положениях дроссельной заслонки получается при коэффициенте избытка воздуха α , меньшем единицы. С переходом на работу с прикрытой дроссельной заслонкой коэффициент α , соответствующий режиму максимальной мощности, уменьшается. При полном открытии дроссельной заслонки наименьший удельный расход топлива, т.е. наиболее экономичная работа двигателя, соответствует несколько обеднённой смеси ($\alpha = 1,1$). С прикрытием дроссельной заслонки коэффициент избытка воздуха, соответствующий наиболее экономичной работе, уменьшается и при значительном прикрытии становится меньше единицы. Таким образом, с прикрытием дроссельной заслонки ТВС как для получения максимальной мощности, так и для получения максимальной экономичности должна обогащаться. Если соединить на кривых *I*, *II* и *III* точки 1,2 и 3, соответствующие максимальной мощности, и точки 8,9,10, характеризующие работу двигателя на наиболее экономичных режимах, то получим две дополнительные линии: кривую *a*, соответствующую регулировке карбюратора на максимальную мощность, и кривую *б*, соответствующую регулировке карбюратора на максимальную экономичность. Область, заключённая между этими двумя кривыми, и является той областью значений коэффициента α , в которой целесообразна регулировка карбюратора. Вне этой области регулировка карбюратора нецелесообразна, т.к. одновременно понижается мощность двигателя и ухудшается его экономичность.

В зависимости от назначения и условий работы двигателя регулировкой карбюратора можно обеспечить получение смеси, состав которой

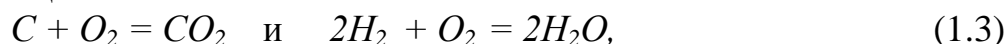
приближается к составу, характеризуемому кривой *a* или кривой *б*. Точка 4 соответствует коэффициенту избытка воздуха на режиме холостого хода двигателя.

Физический смысл появления **двух характерных составов ТВС (на максимальную мощность и на максимальную экономичность)** связан с особенностями организации протекания процесса горения.

При $\alpha = 1$ соотношение расходов воздуха и топлива через систему подготовки ТВС строго равно теоретически необходимому

$$\frac{G_a}{G_m} = L_0 \quad (1.2)$$

Но величина L_0 рассчитывается по стехиометрическим уравнениям химических реакций



в которых совершенно не учитываются реальные условия подготовки ТВС и её горения. В уравнениях (1.3) по умолчанию предполагается, что весь объём ТВС уже идеально подготовлен и топливо представляет собой смесь углерода и водорода. На самом деле топливо – это смесь молекул различных углеводородов, причём в реальных условиях в различных участках объёма ТВС соотношение кислорода, углерода и водорода может заметно отличаться от какого-то среднего значения. Кроме того, некоторая часть топлива может ещё находиться в жидком, а не в парообразном состоянии. Всё это приводит к тому, что в реальных условиях подготовки и горения ТВС, соотношение $\alpha = 1$ оказывается недостаточным для максимально возможного преобразования ТВС в продукты сгорания и эта задача может быть решена лишь при некотором избытке воздуха над теоретически необходимым. Как показывает опыт, при $\alpha \approx 1,1$.

Академик Б.С. Стечкин показал, что для конкретного двигателя, имеющего определённую степень сжатия, форму камеры сгорания и размеры цилиндра, индикаторный КПД зависит только от состава ТВС:

$$\eta_i = const \cdot \eta_\alpha, \quad (1.4)$$

где η_α - коэффициент состава смеси, характеризующий степень использования энергии, введённой в двигатель с топливом. Этот коэффициент показывает относительное изменение η_i при переходе от теоретического состава ТВС ($\alpha = 1$) к какому-либо другому. Для всех углеводородных топлив изменение η_α по α примерно одинаково (см. рис. 1.2). Видно, что коэффициент η_α достигает максимума при $\alpha \approx 1,1$.

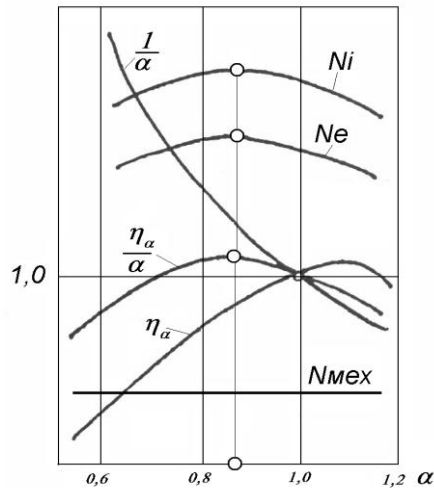


Рисунок 1.2 - Причины появления состава ТВС на максимальную экономичность.

$$\eta_{\alpha} = \frac{\eta_i}{\eta_{i(\alpha=1)}} \quad (1.5)$$

Состав смеси на максимальную мощность формально можно пояснить тем, что с уменьшением коэффициента избытка воздуха (при $G_6 = const$) расход топлива

$$G_m = \frac{G_6}{\alpha L_0} = \frac{const}{\alpha} \quad (1.6)$$

увеличивается обратно пропорционально α (см. рис. 1.2),

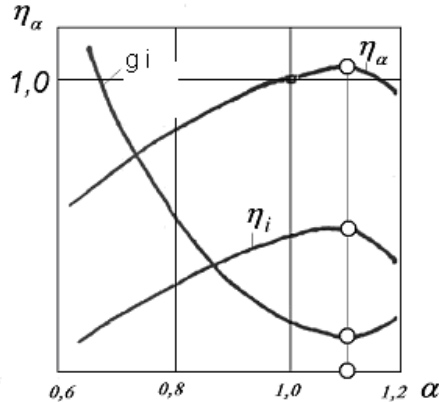


Рисунок 1.3 - Причины появления состава ТВС на максимальную мощность

индикаторный КПД снижается в соответствии с (1.4). В результате индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \eta_v \rho_k \frac{n}{30\tau} \eta_i \quad (1.7)$$

а при $\frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \eta_v \rho_k \frac{n}{30\tau} = const$ (по условиям получения характеристики) зависит от количества подведённого топлива (α) и качества его использования (η_{α}), т.е.

$$N_i = const \frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} \quad (1.8)$$

Вид этой зависимости приведён на рис. 1.2. Эффективная мощность меньше индикаторной на постоянную величину $N_{мех}$ (при $n = const$)

$$N_e = N_i - N_{мех} . \quad (1.9)$$

К сказанному следует добавить, что в появлении и этой отличительной точки характеристики по составу смеси нашли своё отражение особенности протекания процесса горения.

Напомним, что мощность двигателя N_e [Дж/с] - это количество работы [Дж], которое он способен совершить в единицу времени. Следовательно, с одной стороны, N_e зависит от работоспособности рабочего тела двигателя, а с другой стороны, от скорости, с которой преобразуется энергия при совершении термодинамического цикла.

Работоспособность RT [Дж/кг] смеси газов, совершающих в процессе расширения полезную работу, изменяется по α так, как это показано на рис. 1.3. То, что максимум температуры в процессе горения получается при $\alpha = 1$ (или чуть меньше 1), объясняется двумя действующими факторами. При $\alpha > 1$ с увеличением α всё большая доля тепла, выделившегося при сгорании стехиометрической ($\alpha = 1$) ТВС, расходуется на подогрев избыточного воздуха, что снижает общую температуру смеси газов.

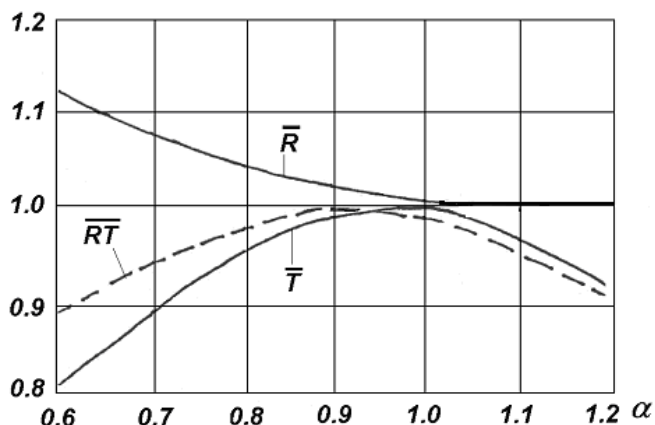


Рисунок 1.4 - Влияние состава ТВС на работоспособность продуктов сгорания.

При $\alpha < 1$ с уменьшением α из-за недостатка одного из реагентов (воздуха) общее выделение тепла при горении становится всё меньше и меньше. Рост газовой постоянной R при снижении α связан с изменением состава продуктов сгорания. При $\alpha \geq 1$ теоретически в состав рабочего тела кроме азота входят молекулы трёхатомных газов H_2O и CO_2 . При $\alpha < 1$ к ним добавляется некоторое количество продуктов неполного сгорания: CO и H_2 . Поскольку газовая постоянная смеси связана с универсальной газовой постоянной $R_u = 8314,33$ [Дж/кг] через молекулярную массу μ продуктов сгорания совершения термодинамического цикла.

Работоспособность RT [Дж/кг] смеси газов, совершающих в процессе

расширения полезную работу, изменяется по α так, как это показано на рис. 1.3. То, что максимум температуры в процессе горения получается при $\alpha = 1$ (или чуть меньше 1), объясняется двумя действующими факторами. При $\alpha > 1$ с увеличением α всё большая доля тепла, выделившегося при сгорании стехиометрической ($\alpha = 1$) ТВС, расходуется на подогрев избыточного воздуха, что снижает общую температуру смеси газов.

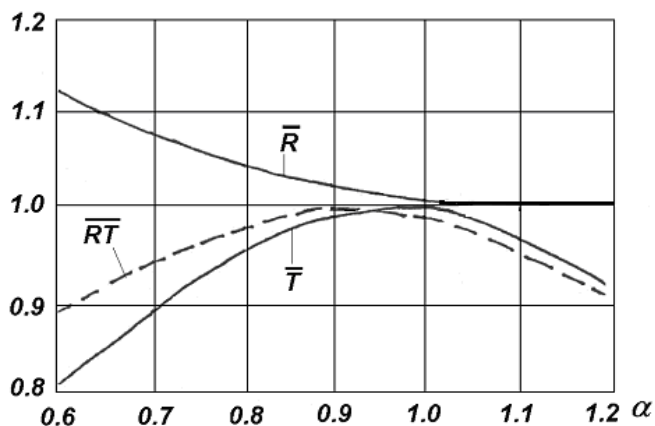


Рисунок 1.4 - Влияние состава ТВС на работоспособность продуктов сгорания.

При $\alpha < 1$ с уменьшением α из-за недостатка одного из реагентов (воздуха) общее выделение тепла при горении становится всё меньше и меньше. Рост газовой постоянной R при снижении α связан с изменением состава продуктов сгорания. При $\alpha \geq 1$ теоретически в состав рабочего тела кроме азота входят молекулы трёхатомных газов H_2O и CO_2 . При $\alpha < 1$ к ним добавляется некоторое количество продуктов неполного сгорания: CO и H_2 . Поскольку газовая постоянная смеси связана с универсальной газовой постоянной $R_{\mu} = 8314,33 \text{ [Дж/кг]}$ через молекулярную массу μ продуктов сгорания зависимость $g_e = f(\alpha)$ несколько отличается от рис. 1.1, поскольку на величину g_e кроме индикаторного КПД влияет и коэффициент η_{mex} :

$$g_e = \frac{const}{\eta_i \cdot \eta_{mex}}. \quad (1.11)$$

Очевидно, что при $N_{mex} = const$ ($n = const$) коэффициент

$$\eta_{mex} = 1 - \frac{N_{mex}}{N_i}, \quad (1.12)$$

изменяется по α так же, как и N_i (см.рис. 1.7). В результате минимум g_e смещается относительно минимума g_i ближе к $\alpha = 1$. Как показывает практика, **состав ТВС на максимальную экономичность** соответствует $\alpha \approx 1,05 \dots 1,08$ (при полностью открытой дроссельной заслонке).

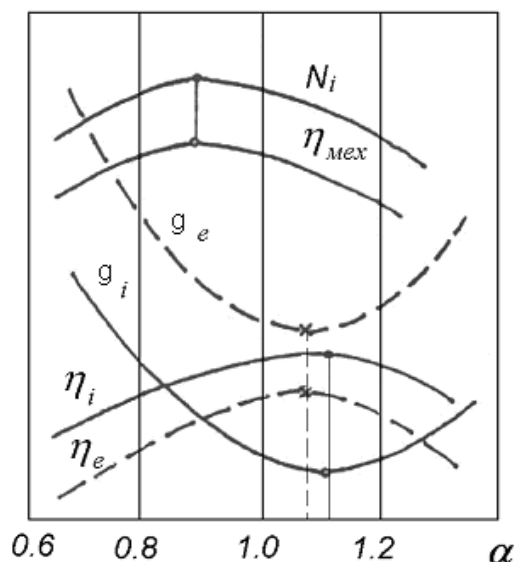


Рисунок 1.7 - К пояснению несовпадения минимумов g_e и g_i

Если дроссельная заслонка прикрывается, то частота вращения вала двигателя снижается. Это влечёт за собой снижение скорости движения воздуха во впускном тракте, следовательно, ухудшается и качество подготовки ТВС. По этой причине доля топлива, сгорающего с максимальной полнотой, снижается и для достижения требуемой мощности двигателя приходится увеличивать общий расход топлива G_m , т.е. и g_e (см. рис. 1.1, кривые I', II', III'). К той части топлива, которая сгорает с максимальной полнотой тепловыделения, полностью применимо всё изложенное выше относительно причин появления минимума g_i и g_e при $\alpha > 1$. Но при работе двигателя на частичных режимах с понижением n общий расход топлива растёт столь значительно, что величина α , при которой достигается $g_e = \min$, рассчитанная по суммарному расходу топлива, оказывается меньше единицы (рис. 1.1, линия III').

Таким образом, существуют совершенно объективные причины, из-за действия которых при горении любой ТВС максимальная полнота её сгорания и максимальная работоспособность получающейся смеси газов, т.е. и мощность двигателя, реализуются при разном соотношении топлива и воздуха. При проектировании двигателя и регулировании его топливной аппаратуры следует знать и учитывать эти особенности характеристики по составу ТВС.

Методика проведения эксперимента

Получение регулировочной характеристики двигателя по составу смеси происходит следующим образом:

1. Запуск и прогрев двигателя;
2. Двигатель выводится на режим по частоте вращения вала n , при котором планируется получение регулировочной характеристики.

3. Постепенно «обогащая» ТВС (регулировкой G_m) выводят двигатель на режим минимально устойчивых оборотов и регистрируют параметры работы двигателя.
4. Далее «забедняя» смесь с заданным шагом регистрируют параметры работы двигателя. Повторяют эксперимент с этим шагом до минимально устойчивых оборотов, контролируя при этом частоту вращения коленчатого вала (обороты n должны быть неизменными).
5. Постепенно изменяя состав смеси переводят двигатель на режим оптимального коэффициента избытка воздуха. Прикрывая дроссельную заслонку, выводят двигатель на режим холостого хода и выдерживают его до установления стабильного теплового режима.
6. Выключение двигателя.

Содержание отчёта.

1. Принципиальная схема установки.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Протокол измеренных и рассчитанных величин.
4. Графическое изображение характеристики.
5. Выводы (анализ полученных характеристик).

Вопросы для самоконтроля.

1. Что такое характеристика поршневого ДВС по составу топливовоздушной смеси?
2. Условия и методика получения данной характеристики.
3. Основные системы испытательного стенда и измеряемые параметры
4. Объяснить характер изменения основных параметров работы ДВС при изменении состава ТВС

2 Лабораторная работа №2 «Характеристика по углу опережения зажигания»

Цель работы: Получение характеристики производится для выявления зависимости мощностных и экономических показателей двигателя от угла опережения (запаздывания) зажигания и для определения оптимальных моментов подачи искры, при которых с наибольшей полнотой можно использовать тепло, полученное вследствие сгорания топлива на различных нагрузочных и скоростных режимах работы.

Общие сведения о характеристике.

Эта характеристика представляет собой зависимость основных показателей работы двигателя от величины опережения начала процесса горения относительно момента прихода поршня в верхнюю мёртвую точку (ВМТ).

Технически началом процесса горения считается момент подачи напряжения на электрическую свечу зажигания в ДсИЗ или момент впрыска топлива через форсунку в цилиндр двигателя с воспламенением от сжатия (в дизелях). На индикаторной диаграмме этот момент отмечается точкой u на политропе сжатия. Поскольку все характерные точки на индикаторной диаграмме могут быть точно соотнесены с соответствующими углами поворота коленчатого вала $\varphi_{кв}$, момент зажигания горючей смеси в камере сгорания фиксируют по углу $\varphi_{оз}$, на который зажигание опережает приход поршня в ВМТ (угол опережения зажигания - $\varphi_{оз}$).

Характеристику получают для каждого установившегося режима работы двигателя (при $n = const$) с целью определения оптимального угла φ_{opt} , при котором основные показатели: N_e и g_e имеют наивыгоднейшее значения (см. рис. 2.1).

Анализ экспериментально полученных индикаторных диаграмм при различных углах $\varphi_{оз}$ показал (см. рис. 2.2), что изменение начала процесса горения практически никак не сказывается на скорости его протекания. Это проявляется в том, что на развернутых по углу поворота коленвала $\varphi_{кв}$ индикаторных диаграммах градиент нарастания давления $dp/d\varphi$ практически не меняется при $\varphi_{оз} = var$. Отсюда следует вывод, что **регулирование угла опережения зажигания только сдвигает процесс горения относительно ВМТ**, не изменяя характер его протекания.

Теоретически в ДВС, работающих по любому термодинамическому циклу, момент начала процесса горения (т.е. момент начала подвода тепла Q_1 к рабочему телу) должен совпадать с моментом прихода поршня в ВМТ.

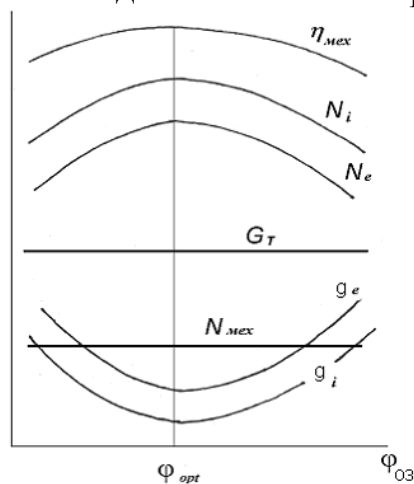


Рисунок 2.1 - Типичный вид характеристики ДВС по углу опережения зажигания.

Однако скорости распространения турбулентного пламени в камерах сгорания существующих ДВС сравнительно невелики (15...30 м/с). Следовательно, процесс сгорания топливовоздушной смеси (ТВС) протекает не мгновенно, а занимает некоторый промежуток времени (25...50° по углу поворота $\varphi_{кв}$). В этих условиях воспламенение ТВС в ВМТ приведёт к тому,

что процесс горения (с учётом периода индукции) будет происходить в процессе расширения и закончится, когда поршень пройдёт примерно половину своего рабочего хода. По этой причине индикаторная диаграмма (см. рис. 2.3-а) будет весьма существенно отличаться от теоретического цикла, т.е. резко уменьшится полученная индикаторная работа L_i .

Как известно, индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} . \quad (2.1)$$

По условиям получения данной характеристики величина Q_1 остаётся практически постоянной на данном режиме работы двигателя ($G_m = const$, см. рис. 2.1.). Следовательно, при **позднем зажигании** ($\varphi_{оз} < \varphi_{opt}$) η_i снижается и вместе с ним пропорционально уменьшается индикаторная мощность

$$N_i \sim \eta_i \quad (2.2)$$

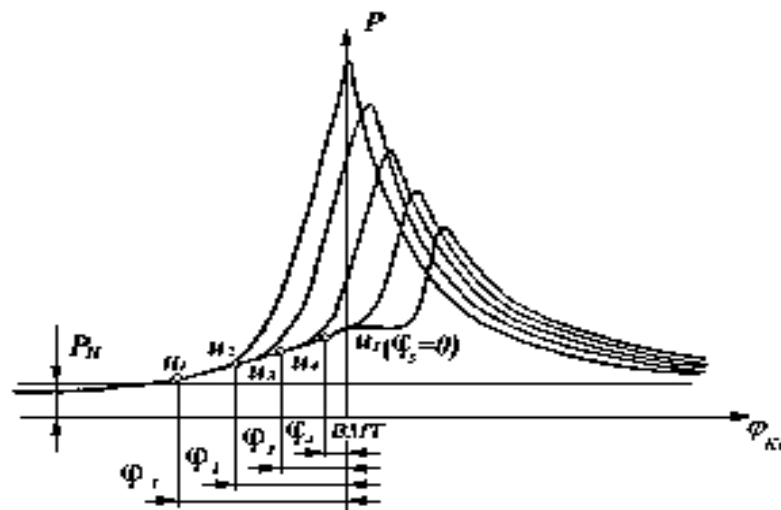


Рисунок 2.2 - Индикаторные диаграммы, развёрнутые по углу поворота коленчатого вала, при различных углах опережения зажигания.

и обратно пропорционально увеличивается индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} . \quad (2.3)$$

Поскольку эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_{мех} , \quad (2.4)$$

то при $N_{мех} = const$ на постоянном режиме работы ($n = const$), N_e изменяется эквидистантно N_i , а g_e - эквидистантно g_i (рис. 2.1).

Если при настройке системы зажигания выставить угол $\varphi_{оз} > \varphi_{opt}$ (так называемое **раннее зажигание**), то процесс горения начнётся и будет интенсивно развиваться в процессе сжатия рабочего тела. Вновь образующиеся горячие продукты сгорания, пытаясь расшириться, вызовут

резкое увеличение давления в свободном объёме цилиндра, что повлечёт за собой существенное увеличение работы сжатия $L_{сж}$ (см. рис. 2.3 - в и 2.2).

При росте температуры и давления газов интенсифицируется теплоотдача в стенку цилиндра. В результате увеличиваются потери энергии рабочего тела в систему охлаждения, т.е. снижается доля энергии, которую можно преобразовать в полезную работу. При росте температуры в этом же направлении действует и интенсификация экзотермических химических реакций диссоциации.

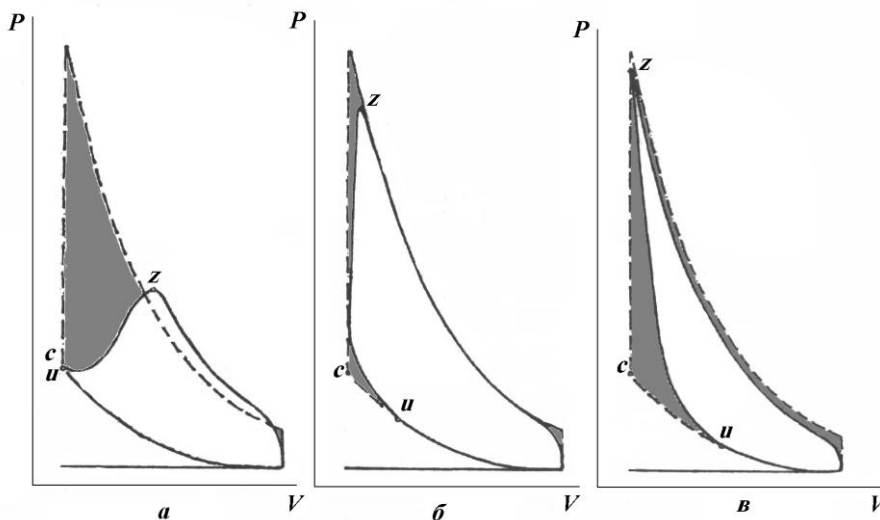


Рисунок 2.3 - Схемы индикаторных диаграмм при различных значениях угла опережения зажигания:

а - позднее зажигания; **б** - оптимальное опережение зажигания; **в** - раннее зажигание.

По этим же причинам работа расширения L_p получается заметно меньше теоретически возможной (см. рис. 2.3–в и 2.2). Следовательно, при отклонении угла опережения зажигания в сторону $\varphi_{оз} > \varphi_{opt}$ индикаторная работа $L_i = L_p - L_{сж}$ также уменьшается. В соответствии с (2.1), (2.2), (2.3) и (2.4) поведение $\eta_i, N_i, g_i, N_e, g_e$ аналогично тому, как это обсуждалось для варианта $\varphi_{оз} > \varphi_{opt}$.

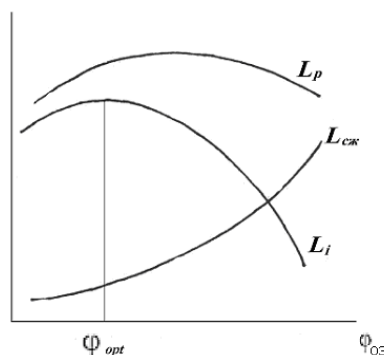


Рисунок 2.4 - Изменение индикаторной работы и её составляющих по углу опережения зажигания.

Очевидно, что существует оптимальное значение угла опережения зажигания, при реализации которого процесс горения происходит тогда,

когда поршень с очень малой скоростью перемещается около ВМТ. В этом случае процесс $c - z$ на индикаторной диаграмме выглядит почти как симметричная кривая относительно ВМТ (см. рис. 2.3–б). Опыт показывает, что наилучший результат в работе двигателя получается когда максимум тепловыделения (точка z) располагается после ВМТ через $8...15^{\circ}$ по $\varphi_{кв}$.

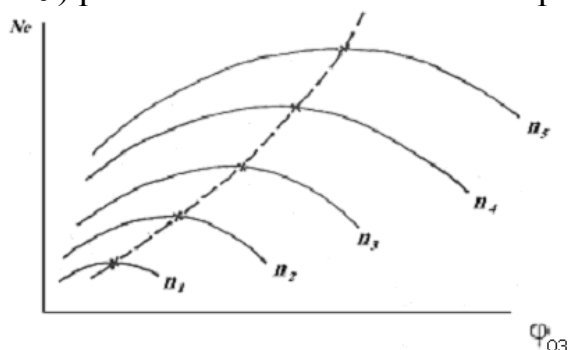


Рисунок 2.5 - Характеристики по углу опережения зажигания на нескольких режимах работы двигателя ($n_1 < n_2 < n_3 < n_4 < n_5$).

Пунктир - линия оптимальных углов $\varphi_{оз}$. Для симметрии начинать процесс горения следует до ВМТ с углом опережения зажигания примерно такой же величины. Из-за наличия периода индукции в развитии химических реакций угол $\varphi_{оз}$ приходится несколько увеличивать. Оптимальными считаются углы $\varphi_{opt} = 30...40^{\circ}$ для быстроходных ДсИЗ и $\varphi_{opt} = 15...20^{\circ}$ для дизелей.

Поскольку скорость, с которой протекает процесс горения, зависит от большого числа факторов, имеющих индивидуальное значение для каждого конкретного двигателя и каждого конкретного режима его работы, то характеристику по $\varphi_{оз}$ получают для каждого двигателя и на нескольких режимах (см. рис. 2.5). В дальнейшем полученные значения φ_{opt} используются для регулировки системы зажигания или для проектирования автоматической системы, управляющей величиной $\varphi_{оз}$.

Методика проведения эксперимента

Получение регулировочной характеристики двигателя по углу опережения зажигания происходит следующим образом:

1. Запуск и прогрев двигателя;
2. Двигатель выводится на режим по частоте вращения вала n , при котором планируется получение регулировочной характеристики.
3. Постепенно изменяя угол опережения зажигания выводят двигатель на режим «поздних» углов опережения зажигания и регистрируют параметры работы двигателя.
4. Далее увеличивая угол опережения зажигания с заданным шагом снимают параметры работы двигателя. Повторяют эксперимент с этим шагом до максимально «ранних» углов опережения зажигания,

- контролируя при этом частоту вращения коленчатого вала (обороты n должны быть неизменными).
5. Постепенно изменяя угол опережения зажигания переводят двигатель на режим оптимального угла опережения зажигания. Прикрывая дроссельную заслонку, выводят двигатель на режим холостого хода и выдерживают его до установления стабильного теплового режима.
 6. Выключение двигателя.

Содержание отчёта

1. Принципиальная схема установки.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Протокол измеренных и рассчитанных величин.
4. Графическое изображение характеристики.
5. Выводы (анализ полученных характеристик).

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое характеристика поршневого ДВС по углу опережения зажигания?
2. Условия и методика получения данной характеристики.
3. Основные системы испытательного стенда и измеряемые параметры.
4. Объяснить характер изменения основных параметров работы ДВС при изменении угла опережения зажигания.

3 Лабораторная работа №3 «Индицирование ДВС»

Цель работы: Изучение процесса индицирования ДВС. Получение навыков обработки индикаторных диаграмм, расчета индикаторных параметров. Выявление зависимости формы индикаторной диаграммы от угла опережения зажигания.

Общие сведения

Индицирование натурального двигателя необходимо для экспериментального получения индикаторных параметров (L_i , p_i , N_i , g_i , η_i , q_i) и сопоставления их расчетными значениями. Также индикаторная диаграмма служит исходными данными для дальнейшего динамического и прочностного расчета.

Система индицирования ДВС

Для определения эффективности преобразования химической энергии топлива, вносимого в двигатель, в тепловую, необходимо знать

индикаторные параметры, такие, как индикаторная мощность – N_i , среднее индикаторное давление – P_i , индикаторный удельный расход топлива – g_i , индикаторный к.п.д. – η_i . Их определение связано с регистрацией изменяющегося давления в цилиндре в зависимости от хода поршня или $\varphi_{кв}$ с последующей обработкой полученной диаграммы. Устройства для записи быстроизменяющихся давлений называют индикаторами. По принципу действия их разделяют на электрические и пневмоэлектрические или стробоскопические (точечные).

Электрические устройства индицирования обеспечивают запись мгновенных значений давления в цилиндре за каждый рабочий цикл двигателя, т.е. позволяют получать одноцикловую диаграмму. Стробоскопические - последовательно фиксируют давления, относящиеся к отдельным точкам индикаторной диаграммы за время протекания сотен циклов, обеспечивая таким образом получение многоцикловых диаграмм. Из них при последующей обработке получают некоторую осредненную диаграмму.

Для получения индикаторных параметров в данной лабораторной работе установка с двигателем УМЗ-5А оснащена электрической системой индицирования, общая схема которой показана на рис. 10

Давление в цилиндре двигателя воспринимается чувствительным элементом (гибкой мембраной) индуктивного датчика ДД-10. Поскольку мембрана располагается заподлицо с поверхностью камеры сгорания, т.е. воспринимает значительный тепловой поток, в конструкции датчика предусмотрено её охлаждение водой. Сигнал датчика поступает в индикатор ИД – 2И (индикатор давления двухканальный индуктивный). Это высокочастотный прибор, предназначенный для измерения быстроизменяющихся давлений в различных пневматических или гидравлических системах. Он может быть использован для измерения давления как в одной, так и одновременно в двух точках исследуемой системы. Диапазон измеряемых давлений - $(0,5... 1000) \cdot 10^5$ Па в зависимости от применяемого датчика.

В усилителе – преобразователе индикатора ИД-2И сигнал датчика преобразуется в изменение величины электрического тока, управляющего отклонением шлейфа светолучевого осциллографа. Это отклонение с помощью оптической системы осциллографа фиксируется в виде линейного перемещения светящейся точки на его экране и одновременно регистрируется в виде осциллограммы на фотобумаге. С помощью других шлейфов осциллографа регистрируются момент срабатывания электрической свечи двигателя и момент прихода его поршня в ВМТ.

Регистрация быстроменяющихся величин

При испытании двигателей помимо статических регистрируется значительное количество динамических параметров и процессов. В этом случае измеряемый величину преобразуют в электрический сигнал, который

затем регистрируют с помощью самопишущих приборов - осциллографов (от греч. "записывающий колебания") на светочувствительном носителе (такой осциллограф называют "шлейфовым") или с помощью аппаратуры, работающей на магнитном носителе.

Шлейфовые осциллографы

Основным элементом шлейфового осциллографа является вибратор (шлейф) петлевого или рамочного типа. Вибратор включают в электрическую цепь, соединяющую его с первичным преобразователем измеряемой величины (датчиком). Петлевой вибратор (см.рис. 3.1) состоит из петли (ленты из электропроводящего материала) 1, помещённой в поле постоянного магнита 5. На петлю наклеено миниатюрное зеркальце 3, отклоняющееся вместе с петлей на угол, пропорциональный величине протекающего по ней тока. Зеркальце отражает направленный на него луч света на ленту фотобумаги или фотоплёнки, которая становится носителем изучаемой информации. Лента протягивается специальным механизмом.

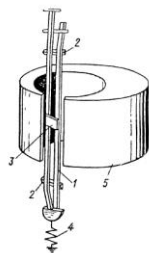


Рисунок 3.1 - Петлевой вибратор шлейфового осциллографа
1- лента-проводник, 2- опоры, 3-зеркальце, 4- пружина, 5- магнит.

В шлейфовом осциллографе на одну ленту-носитель одновременно записывается несколько сигналов (до 20) от нескольких вибраторов, собранных в пакет, а также отметки времени в виде тонких поперечных линий или штрихов. В зависимости от скорости изменения изучаемых параметров может меняться скорость движения ленты-носителя (0,5...10 000 мм/с) и интервалы отметок времени (2...0,002с). Рамочные вибраторы имеют тот же принцип действия, что и петлевые. В них ток протекает по рамке, состоящей из нескольких витков проволоки, чем увеличивается чувствительность. Частота собственных колебаний петлевых гальванометров 1200...20 000 Гц, рамочных 20...3000 Гц. Эти диапазоны позволяют регистрировать широкий класс быстропротекающих процессов.

Оптическая схема шлейфового осциллографа приведена на рис. 3.2. Луч света от лампы высокой яркости 1 в виде узкой полосы попадает на зеркала 4 всех вибраторов (на рис. показан только один из них). Отразившийся луч делится на два. Один направляется на движущуюся светочувствительную ленту 6 и на ней оставляет запись (шлейф) изучаемого сигнала. Другой, отражаясь от зеркала 8 попадает на вращающийся зеркальный многогранный барабан 10 и далее на матовый экран 11, на котором при соответствующей синхронизации частоты вращения барабана

10 и частоты исследуемого процесса можно наблюдать неподвижное изображение записи, осуществляемой на ленте-носителе. Тот же матовый экран используют для визуализации положения светового шлейфа каждого вибратора и регулирования их размещения по ширине ленты-носителя перед началом эксперимента.

Для отметки промежутков времени используется свет от лампочки 13, который прерывается вращающимися дисками 15, имеющими прорези, и через зеркало 16 направляется на ленту-носитель.

В настоящее время находят применение шлейфовые осциллографы типа Н-700, К-12, К-20-21, Н-109, Н-115, Н-117, К-105 и др. В них в качестве ленты носителя используются фотоплёнки или фотобумаги шириной 36...300 мм и длиной рулона 5...50 м. Они снабжаются дистанционным управлением, могут включаться при подаче электрического импульса (возникающего, например, при начале изучаемого процесса) или наоборот, давать электрический импульс при начале работы для возбуждения изучаемого процесса. Поскольку измерительными схемами для первичных преобразователей измеряемых величин как правило являются электрические мосты, то вибратор осциллографа включают в измерительную диагональ такого моста последовательно с регулятором чувствительности.

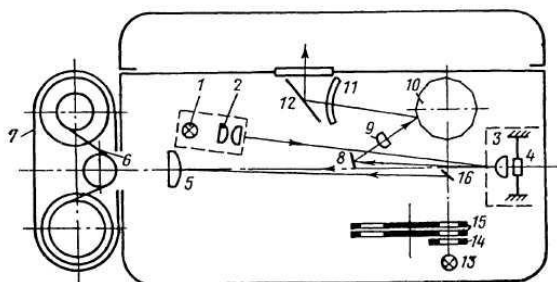


Рисунок 3.2 - Оптическая схема шлейфового осциллографа

1- лампа высокой яркости, 2- конденсор, 3- окно вибратора, 4- зеркальце вибратора, 5- цилиндрическая линза, 6- фото бумага или фотолента, 7- кассета, 8- зеркало, 9- цилиндрическая линза, 10- зеркальный барабан, 11- матовый экран, 12- зеркало, 13- лампа отметчика времени, 14- диафрагма, 15- вращающиеся диски, 16- зеркало.

При обработке осциллограмм пользуются градуировочными графиками, полученными в предварительных экспериментах. Для измерения линейных размеров на осциллограмме применяют координатные столы, которые перемещаются с помощью микрометрических винтов, и масштабные линейки. В настоящее время обработка проводится с помощью какого – либо графического редактора на компьютере. Находят применение и автоматы считывания. Точность регистрации и расшифровки параметров на осциллограмме редко превышает 3%. Недостатком процесса осциллографирования можно считать большой объем дешифруемой информации (длинные плёнки и рулоны фотобумаги), достоинством - наглядность полученной записи.

Индикаторные параметры

Среднее индикаторное давление. Изменение давления в течение всего рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием и дизеля показано на расчетных индикаторных диаграммах (рис.3.3). Площадь не скругленных диаграмм (асzba) в определенном масштабе выражает теоретическую расчетную работу газов за один цикл двигателя. Эта работа, отнесенная к ходу поршня, является теоретическим средним индикаторным давлением p_i' .

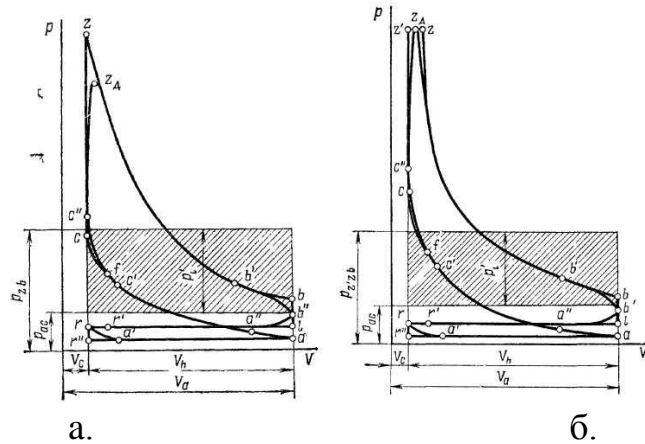


Рисунок 3.3 - Индикаторная диаграмма а - ДСИЗ, б – дизеля.

При графическом определении p_i' по индикаторной диаграмме необходимо:

1. определить площадь под кривой ac (работа, затраченная на сжатие рабочей смеси) и, отнеся ее к ходу поршня, получить величину среднего давления процесса сжатия p_{ac} ;
2. определить площадь под кривой zb (рис. 3.3а) или под кривой z'zb (рис. 3.3б), которая выражает работу расширения. Отнеся эту площадь к ходу поршня, определить среднее давление процесса расширения p_{zb} или $p_{z'zb}$;
3. определить $p_i' = p_{zb} - p_{ac}$ для ДСИЗ или $p_i' = p_{z'zb} - p_{ac}$ для дизеля;
4. сравнить площадь заштрихованного прямоугольника со сторонами p_i' и V_h и площадь индикаторной диаграммы ac(z')zba. При правильном определении p_{ac} , p_{zb} ($p_{z'zb}$) и p_i' сравниваемые площади должны быть равны.

Для ДСИЗ (рис. 3.3а), работающего по циклу с подводом теплоты при $V = \text{const}$, теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.1)$$

Для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right] \quad (3.2)$$

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла отличается от значения p_i' на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет скругления в точках c, z, b .

Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы φ_n и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i .

Коэффициент полноты диаграммы φ_n принимается равным:

Для карбюраторных двигателей.....0,94—0,97

Для дизелей.....0,92—0,95

Среднее давление насосных потерь при процессах впуска и выпуска:

$$\Delta p_i = p_r - p_a \quad (3.3)$$

Для четырехтактных двигателей без наддува величина Δp_i положительна. В двигателях с наддувом от приводного нагнетателя при $p_a > p_r$ величина Δp_i отрицательна. При газотурбинном наддуве значение p_a может быть как больше, так и меньше p_r т. е. величина Δp_i может быть как отрицательной, так и положительной.

При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери, так как при экспериментальном определении работы трения обычно пользуются методом прокрутки двигателя, и, естественно, в определяемых таким методом механических затратах на прокрутку двигателя учитываются и затраты на насосные ходы. В связи с этим принимают, что среднее индикаторное давление p_i отличается от p_i' только на коэффициент полноты диаграммы:

$$p_i = \varphi_i \cdot p_i' \quad (3.4)$$

При работе на полной нагрузке величина p_i (МПа) достигает:

Для четырехтактных карбюраторных двигателей.....0,6-1,6

Для четырехтактных дизелей без наддува.....0,7-1,1

Для четырехтактных дизелей с наддувом.....до 2,2

Меньшие значения среднего индикаторного давления в дизелях без наддува, по сравнению с карбюраторными двигателями, объясняются тем, что при неизменных параметрах термодинамического цикла увеличение степени сжатия ведет к снижению подводимого к рабочему телу тепла, следовательно, и к уменьшению работы цикла. Кроме того дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха. Это вызывает неполное использование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Индикаторная мощность.

Индикаторная мощность двигателя N_i - работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени.

Для многоцилиндрового двигателя (кВт):

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \quad (3.5)$$

где p_i - среднее индикаторное давление, МПа; V_h - рабочий объем одного цилиндра, л (дм³); i - число цилиндров; n - частота вращения коленчатого вала, об/мин; τ - тактность двигателя.

Индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива.

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

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_0} = \frac{L_i}{g_u \cdot H_u}, \quad (3.6)$$

где L_i - теплота, эквивалентная индикаторной работе, МДж/цикл; H_u - низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; g_u - цикловая подача топлива кг/цикл.

Таким образом, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

В современных автомобильных и тракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, величина индикаторного КПД составляет:

Для карбюраторных двигателей.....	0,26—0,35
Для дизелей.....	0,38—0,50
Для газовых двигателей.....	0,28—0,34

При известной величине индикаторного КПД может быть вычислен индикаторный удельный расход [г/(кВтч)] жидкого топлива:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u}, \quad (3.7)$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе, индикаторный удельный расход газового топлива рассчитывают в [м³/(кВтч)]:

$$v_i = \frac{3.6}{\eta_i \cdot H'_u}, \quad (3.8)$$

употребляется и удельный расход [МДж/(кВтч)] теплоты на единицу мощности:

$$q_i = v_i \cdot H'_u, \quad (3.9)$$

В формулах p_i и p_k выражены в МПа; ρ_k - в кг/м³; H_u - в МДж/кг; H_u - в МДж/м³; l_0 в кг/кг топл; M_1' - в моль/моль топл; T_k - в К.

Удельные расходы топлива на номинальном режиме:

Для карбюраторных двигателей.....	$g_i=235-320$ г/(кВтч)
Для дизелей.....	$g_i=170-230$ г/(кВтч)

Для газовых двигателей..... $q_i=10,5-13,5$ МДж/(кВтч)

Методика проведения эксперимента

Индицирование двигателя происходит следующим образом:

1. Запуск и прогрев двигателя;
2. Двигатель выводится на режим по частоте вращения вала n , при котором планируется запись индикаторных диаграмм.
3. Постепенно изменяя угол опережения зажигания выводят двигатель на режим «поздних» углов опережения зажигания, снимают параметры работы двигателя и производят запись индикаторных диаграмм.
4. Далее повторяют эксперимент на оптимальном и максимально «раннем» углах опережения зажигания, контролируя при этом частоту вращения коленчатого вала (обороты n должны быть неизменными).
5. Постепенно изменяя угол опережения зажигания переводят двигатель на режим оптимального угла опережения зажигания. Прикрывая дроссельную заслонку, выводят двигатель на режим холостого хода и выдерживают его до установления стабильного теплового режима.
6. Выключение двигателя.

Содержание отчёта

1. Принципиальная схема установки.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Протокол измеренных и рассчитанных величин.
4. Графическое изображение обработанной индикаторной диаграммы.
5. Выводы (анализ полученных характеристик).

Вопросы для самоконтроля

1. Какой процесс называют индицированием ДВС?
2. Пояснить как и изменяется индикаторная диаграмма ДВС при изменении угла опережения зажигания?
3. Основные системы испытательного стенда и измеряемые параметры.
4. Система индицирования стенда.

4 Лабораторная работа №4 «Внешняя скоростная характеристика поршневого ДВС»

Цель работы: Закрепление знаний полученных в курсе «ТРП». Освоение методики получения ВСХ. Понять причины характера изменения $M_{кр}$, N_e , g_e

Общие сведения о характеристике

Скоростными характеристиками поршневого ДВС называют зависимости основных показателей его работы (N_e , g_e , $M_{кр}$ и т.д.) от скорости вращения вала (n , об/мин) при постоянном положении органа регулирования режима работы и переменной нагрузке.

Регулирование режима работы двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) производят дроссельной заслонкой, расположенной во впускной системе. В двигателях с воспламенением от сжатия - зубчатой рейкой, задающей положение плунжеров топливного насоса. В данных лабораторных работах испытывается карбюраторный ДсИЗ, поэтому далее упоминается только дроссельная заслонка. Скоростные характеристики получают при регулировках топливной системы и системы зажигания, обеспечивающих максимальную мощность двигателя при данном положении дроссельной заслонки. Характеристики, полученные при открытии дроссельной заслонки менее 100%, называют частичными. Скоростная характеристика, полученная при полном открытии дроссельной заслонки, носит название внешней, поскольку её графическое изображение в координатах $N_e = f(n)$ очерчивает внешнюю границу области возможных режимов работы двигателя. Следовательно, внешняя скоростная характеристика ДВС показывает предельные возможности двигателя в диапазоне его эксплуатации по скоростям вращения вала n_{\min} - n_{\max} .

Типичное изменение параметров по внешней скоростной характеристике показано на рис. 4.1 Для пояснения этих зависимостей удобно использовать известные взаимосвязи параметров работы поршневых двигателей. Так эффективная мощность N_e может быть представлена как произведение крутящего момента на валу двигателя на его угловую скорость

$$N_e = M_{кр} \cdot \omega = M_{кр} \frac{2\pi \cdot n}{60} = 0.1047 M_{кр} \cdot n, \quad (4.1)$$

Поскольку

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_H \cdot n}{30\tau} \quad (4.2)$$

где P_e - среднее эффективное давление, V_H - рабочий объём цилиндров двигателя, τ - его тактность, то

$$M_{кр} = \frac{P_e \cdot V_H}{\pi \cdot \tau} \quad (4.3)$$

Для конкретного двигателя $V_H = \text{const}$ и $\tau = \text{const}$, следовательно, $M_{кр} = \text{const } P_e$. Поскольку

$$P_e = P_i \eta_{мех}, \quad (4.4)$$

то, используя известное выражение

$$P_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} \eta_v \cdot \rho_k \cdot \eta_i \quad (4.5)$$

можно выяснить: какие параметры и как влияют на характер зависимости $M_{кр} = f(n)$.

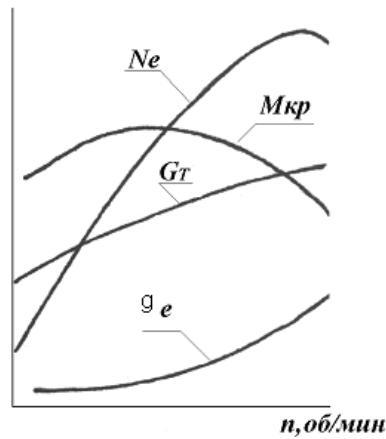


Рисунок 4.1 - Типичное изменение параметров двигателя по внешней скоростной характеристике

При получении внешней скоростной характеристики по определению топлива (H_u/L_0), внешние условия (ρ_k), настройка двигателя на максимальную мощность ($\alpha=0,85\dots 0,95$) и зависящий от α индикаторный КПД η_i являются постоянными величинами, следовательно,

$$M_{кр} = const \cdot \eta_v \cdot \eta_{мех} \quad (4.6)$$

Изменение η_v по частоте вращения вала n (рис. 4.2) объясняется тем, что с увеличением n растёт средняя скорость поршня $W_{н.ср.} = \frac{S \cdot n}{30}$ и вместе с ней скорость движения топливоздушной смеси во впускной системе. Это приводит к количественному возрастанию двух эффектов, противоположно влияющих на η_v (см. рис.4.2) :

- увеличивается гидравлическое сопротивление впускной системы ΔP_a (по этой причине η_v снижается);
- увеличивается дозарядка цилиндров двигателя топливоздушной смесью (фдоз) за счёт инерционности потока во впускной системе и запаздывания закрытия впускных клапанов (это приводит к росту η_v).

В результате при некотором значении n порт коэффициент наполнения достигает своего максимального значения. Это означает, что на данном режиме в цилиндры двигателя поступает максимальное количество энергоносителя, что при прочих равных условиях обеспечит максимальное выделение тепла, совершение максимальной работы $L_i = P_i V_H$ и максимальной удельной работы цикла $P_i=L_i/V_H$ (см. рис. 4.2).

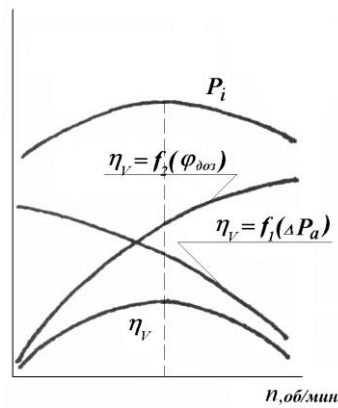


Рисунок 4.2 - Изменение коэффициента наполнения и среднего индикаторного давления по частоте вращения вала

Удельная работа P_e , которую можно реализовать на валу двигателя, отличается от той, что получена в цилиндре (P_i), на величину механических потерь (4.6). Известно, что

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i}, \quad (4.7)$$

где $N_{мех}$ - затраты энергии на внутренние потребности двигателя, а N_i - индикаторная мощность, полученная в цилиндрах двигателя. Поскольку

$$N_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{n}{30\tau} \quad (4.8)$$

то по определению внешней скоростной характеристики

$$\frac{H_u}{\alpha L_0} V_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{1}{30\tau} = const = K \quad (4.9)$$

т.е.

$$N_i = K \eta_v n. \quad (4.10)$$

Очевидно, что произведение η_v и n даёт зависимость $N_i = B \cdot n^p$ (здесь p либо равно 1, либо менее 1), представленную на рис.4.3. Мощность механических потерь обобщённо может быть выражена как

$$N_{мех} = A \cdot n^m, \quad (4.11)$$

где $m = 1,8 \dots 2,2$ в зависимости от конструкции двигателя. В среднем можно принять $m = 2$. Тогда

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{An^2}{Bn} = 1 - Cn \quad (4.12)$$

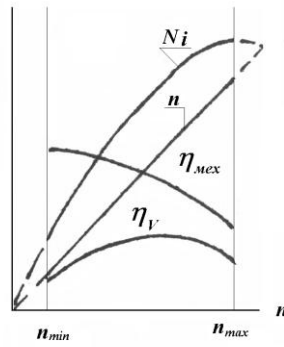


Рисунок 4.3 - К пояснению характера зависимости индикаторной мощности от частоты вращения вала двигателя

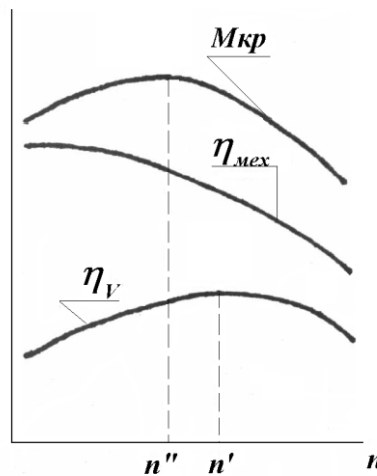


Рисунок 4.4 - Характер изменения крутящего момента на валу двигателя от частоты его вращения

т.е. с ростом частоты вращения вала коэффициент $\eta_{мех}$ уменьшается (рис. 4.4). Подводя итог изложенному анализу изменения основных параметров работы двигателя, можно сказать, что на основе выражения (4.6) получается зависимость $M_{кр} = f(n)$, изображённая на рис. 4.4, а на основе выражения (4.4) зависимость $N_e = f(n)$, изображённая на рис. 4.1. Чтобы уяснить характер зависимости $g_e = f(n)$, следует вспомнить, что

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}} \quad (4.13)$$

При постоянной величине α (настройка двигателя на максимальную мощность) $g_e \sim 1/\eta_{мех}$, что и даёт зависимость, приведенную на рис. 4.1. В современных двигателях настройка карбюратора или системы впрыска топлива выполняется с учётом экологических требований, что выражается в отступлении на некоторых режимах от α , обеспечивающего $N_e \max$. Поэтому характер зависимости $g_e = f(n)$ может отличаться от изображённого на рис. 4.1, поскольку на неё будет оказывать влияние изменение η_i от α .

Методика проведения эксперимента

Получение внешней характеристики двигателя происходит следующим образом:

1. Запуск и прогрев двигателя;
2. Двигатель выводится на режим по максимальной частоты вращения 2800об/мин, соответствующий первой экспериментальной точке. Постепенно открывают дроссельную заслонку карбюратора до полностью открытого состояния, повышают ток обмотки возбуждения генератора .
3. Производится регистрация параметров работы двигателя.
4. Регулированием нагрузки режим работы двигателя по частоте вращения вала уменьшается на 200 об/мин. Производится регистрация параметров.
5. Этот шаг повторяется до номинальной частоты вращения $n_{nom}=2000$ об/мин. Положение дроссельной заслонки при этом сохраняется неизменным.
6. Далее прикрывая дроссельную заслонку выводят двигатель на 1800 об/мин, одновременно открывая дроссельную заслонку до полностью открытого состояния и повышая ток обмотки возбуждения генератора выставляют заданный режим.
7. Производится регистрация параметров работы двигателя.
8. Регулированием нагрузки режим работы двигателя по частоте вращения вала уменьшается на 200 об/мин. Производится регистрация параметров.
9. Характеристику продолжают получать до минимальной частоты вращения $n_{min}=1000$ об/мин.
10. Постепенно прикрывая дроссельную заслонку, выводят двигатель на режим холостого хода и выдерживают его до установления стабильного теплового режима.
11. Выключение двигателя.

Содержание отчёта

1. Принципиальная схема установки.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Протокол измеренных и рассчитанных величин.
4. Графическое изображение характеристики.
5. Выводы (анализ полученных характеристик).

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое скоростные характеристики поршневого ДВС?
2. В чём отличие частичных и внешней скоростных характеристик?
3. Условия и методика получения внешней скоростной характеристики.

4. Объяснить характер изменения основных параметров работы ДВС по внешней скоростной характеристике.

5 Лабораторная работа №5 «Нагрузочная характеристика»

Цель работы: Закрепление знаний полученных в курсе «ТРП». Освоение методики получения нагрузочной характеристики ДСИЗ.

Общие сведения о характеристике

Двигатели, являющиеся приводом электрогенераторов, насосов, компрессоров и т.п. должны при изменении нагрузки (расхода электроэнергии, жидкости или газа) поддерживать практически постоянную частоту вращения вала. Для оценки качества работы таких двигателей анализируют их характеристики, полученные при различных сочетаниях нагрузки и расходов топлива, но при $n = \text{const}$. Такие характеристики называют нагрузочными.

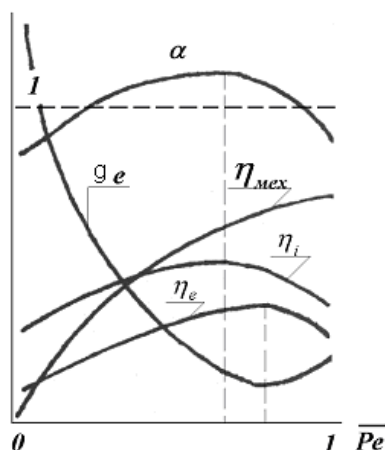


Рисунок 5.1 - Нагрузочная характеристика.

Эти характеристики могут быть использованы и для оценки возможности обеспечения постоянной скорости движения транспортного устройства, при переменном профиле траектории его движения (профиль дороги для автомобиля, профиль полёта для ЛА, волнение на поверхности акватории для водных судов и т.п.). На графике нагрузочной характеристики (рис. 5.1) по оси абсцисс откладывается один из параметров нагрузки: N_e , $M_{кр}$ или P_e (чаще всего в процентах). Поскольку

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_H n}{30\tau} \text{ или } N_e = M_{кр} \frac{2\pi \cdot \pi}{60} \quad (5.1)$$

то, очевидно, что все три параметра линейно зависят друг от друга (рис. 5.2). Поэтому в поле этой характеристики располагают лишь зависимости параметров топливной экономичности двигателя (g_i , g_e) и некоторых

других, с помощью которых можно пояснить изменение g_i и g_e . Из выражения

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_{мех}} \quad (5.2)$$

следует, что минимальный удельный расход топлива получается при нагрузке, соответствующей максимальному значению $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мех}$. Как следует из характеристики ДВС по составу ТВС изменение η_i строго связано с изменением коэффициента избытка воздуха α .

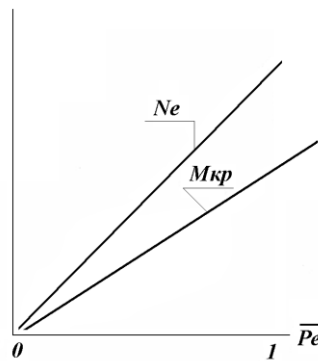


Рисунок 5.2 - Связь параметров, характеризующих нагрузку на двигатель при $n = \text{const}$

В большинстве ДсИЗ топливная аппаратура настраивается так, что на основных режимах работы двигателя стремятся получить максимальную полноту сгорания ТВС, т.е. $\alpha > 1$. При переходе на режим максимальной нагрузки состав смеси изменяется до $\alpha \approx 0,85 \dots 0,95$, обеспечивающий получение максимальной величины N_e . При снижении режима вплоть до холостого хода ($N_e = 0$), т.е. до минимально устойчивого режима работы, из-за невозможности обеспечить высокое качество подготовки ТВС смесь приходится существенно обогащать (до $\alpha \approx 0,6 \dots 0,7$) для того, чтобы получить устойчивое её воспламенение. При таком характере изменения α по нагрузке максимум η_i получается при α_{max} . Коэффициент механических потерь

$$\eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i} \quad (5.3)$$

с ростом нагрузки увеличивается, поскольку при $n = \text{const}$ мощность $N_{мех}$ остаётся постоянной величиной, а N_i растёт. В результате эффективный КПД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мех}$ имеет максимум при нагрузке большей, чем та, которая соответствует максимуму η_i . На режиме холостого хода $N_e = 0$ и $\eta_{мех} = 0$, следовательно $g_e \rightarrow \infty$.

Таким образом, характер изменения g_e по нагрузке на двигатель при $n = \text{const}$ имеет явно выраженный минимум и существенный рост на пониженных режимах. Чтобы выбрать наиболее оптимальные режимы

эксплуатации двигателя, при его испытании получают серию нагрузочных характеристик при $n_1 = \text{const}$, $n_2 = \text{const}$, $n_3 = \text{const}$ и т.д.

Пример такой серии показан на рис. 5.3. Кружками на каждой кривой $g_e = f(N_e)$ отмечены режимы работы двигателя по внешней скоростной характеристике, а штриховая линия, проведённая через минимумы g_e , показывает предельные возможности данного двигателя по топливной экономичности на каждой частоте вращения вала, Абсолютный минимум - точка $(N_e)_{\text{эк}}$ - является наиболее выгодным режимом эксплуатации испытанного образца двигателя.

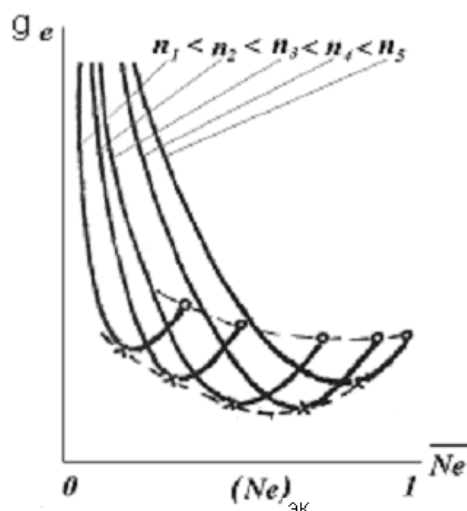


Рисунок 5.3 - Пример нагрузочной характеристики ДсИЗ

Методика проведения эксперимента

Получение нагрузочных характеристик двигателя происходит следующим образом:

1. Запуск и прогрев двигателя;
2. Двигатель выводится на режим по частоте вращения вала n_1 , соответствующий первой нагрузочной характеристике.
3. Производится регистрация параметров работы двигателя.
4. Постепенно открывают дроссельную заслонку карбюратора на угол, соответствующий шагу снятия характеристики (угол поворота дроссельной заслонки для регистрации шага может быть заменен разряжением за карбюратором). Одновременно регулированием нагрузки на двигатель обеспечивается условие $n_1 = \text{const}$. Регистрируют параметры работы двигателя.
5. Этот шаг повторяется до угла открытия дроссельной заслонки 100 %.

6. Далее постепенно прикрывая дроссельную заслонку карбюратора и регулируя нагрузку на двигатель, с тем же шагом получают характеристику в обратном порядке.
7. Двигатель выводят на режим по частоте вращения n_2 , соответствующий оборотам снятия второй нагрузочной характеристики.
8. Повторяются п.п. 3, 4, 5, 6 при $n_2 = \text{const}$.
9. П.п. 7 и 8 повторяются при $n_3 = \text{const}$, $n_4 = \text{const}$ и т.д. (количество характеристик определяется заданием на лабораторную работу).
10. Постепенно прикрывая дроссельную заслонку и регулируя нагрузку, выводят двигатель на режим холостого хода и выдерживают его до установления стабильного теплового режима.
11. Выключение двигателя.

Содержание отчёта

1. Принципиальная схема установки.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Протокол измеренных и рассчитанных величин.
4. Графическое изображение характеристики.
5. Выводы (анализ полученных характеристик).

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое нагрузочные характеристики поршневого ДВС?
2. Условия и методика получения нагрузочных характеристик.
3. Основные системы испытательного стенда и измеряемые параметры.
4. Объяснить характер изменения основных параметров работы ДВС по нагрузочной характеристике ДВС.

Обработка результатов эксперимента

Обработка результатов измерений сводится к вычислению параметров, необходимых для графического построения характеристики двигателя. Вычисление параметров необходимо проводить в системе СИ в следующей последовательности:

- Определение атмосферного давления:

$$P_H = \frac{B_H}{735.6} \cdot 9.81 \cdot 10^4, \text{ Па} \quad (1)$$

где: B_H - мм.рт.ст. - барометрическое давление;

- Эффективная мощность двигателя N_e :

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n \cdot \pi}{30000}, \text{ кВт} \quad (2)$$

где: $M_{кр}$ - крутящий момент в Нм, n – частота вращения коленвала.

- Крутящий момент $M_{кр}$:

$$M_{кр} = (P - P_0) \cdot g \cdot l, \quad (3)$$

где P , кг – нагрузка на весовой головке; P_0 , кг – начальная нагрузка на весовой головке; $g=9.81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; $l = 0.3581 \text{ м}$ – длина плеча.

- Часовой расход топлива G_T :

$$G_T = \frac{3600 \cdot V_M \cdot \rho_T}{\tau}, \text{ кг/ч} \quad (4)$$

где: $V_M=28,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – объем мерной емкости штихпробера; ρ_T , кг/м^3 – плотность топлива; τ , сек – время выработки мерного объема.

- Удельный эффективный расход топлива g_e :

$$g_e = \frac{G_T \cdot 1000}{N_e}, \text{ г/кВтч.} \quad (5)$$

- Давление воздуха на всасывании P_K ,

$$P_K = P_H - \Delta P_K, \text{ Па} \quad (6)$$

где: ΔP_K – гидравлическое сопротивление входной магистрали, Па

- Температура воздуха на входе в карбюратор T_K ,

$$T_K = t_K + 273, \text{ К} \quad (7)$$

где t_K - температура воздуха на входе в двигатель.

- Плотность воздуха на входе в двигатель ρ_K ,

$$\rho_K = \frac{P_K}{RT_K}, \text{ кг/м}^3 \quad (8)$$

где $R = 287 \text{ Дж/кг град}$ – газовая постоянная воздуха.

- Действительный расход воздуха через двигатель G_B ,

$$G_B = 60 \cdot (n_1 - n_0) \cdot V_p \cdot \rho_k, \text{ кг/ч.} \quad (9)$$

где $V_p=1.7094 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ – мерный объем расходомера; n_0 и n_1 начальное и конечное показания счетчика; время замера 60 сек; ρ_K , кг/м^3 плотность воздуха на входе в двигатель.

- Коэффициент избытка воздуха α ,

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot L_O}, \quad (10)$$

где $L_0=14,9$ -масса воздуха теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг топлива (стехиометрический коэффициент).

- Массовый теоретический расход воздуха через двигатель G_{BT} ,

$$G_{BT} = 30 \cdot V_H \cdot n \cdot \rho_K, \text{ кг/ч.} \quad (11)$$

$V_H, \text{ м}^3$ - рабочий объем двигателя, $n, \text{ об/мин.}$ - частота вращения коленчатого вала.

- Коэффициент наполнения η_V ,

$$\eta_V = \frac{G_B}{G_{BT}} \quad (12)$$

- Эффективный КПД η_e ,

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}, \quad (13)$$

где : $g_e, \text{ кг/кВтЧ}$ - удельный эффективный расход топлива,

$H_u = 44\ 200 \text{ кДж/кг}$ - низшая (рабочая) теплотворность топлива.

Обработка результатов индицирования

Во время тактов наполнения и выхлопа силы давления газов на поршень невелики и составляют лишь доли процента от максимальной силы. Поэтому ими можно пренебречь и при определении индикаторных параметров достаточно иметь диаграмму действительного цикла для тактов сжатия и расширения.

Для определения среднего индикаторного давления индикаторную диаграмму, записанную шлейфовым осциллографом в координатах давление-угол поворота КВ ($p-\varphi$) необходимо перестроить в координаты давление-объем ($p - V$). С этой целью:

а) из серии циклов, записанных один за другим на фотобумаге (см. рис. 6.1), выбирают обычно средний, наиболее отвечающий условиям работы двигателя и равномерной протяжке бумаги;

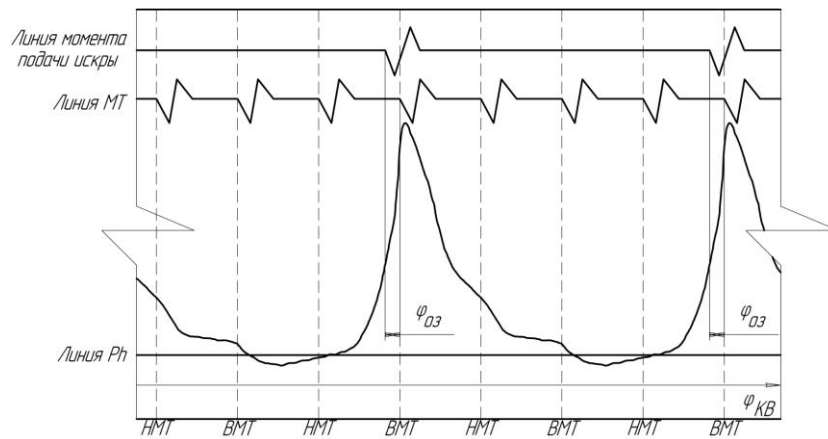


Рисунок 6.1 - Индикаторная диаграмма.

б) выбранный участок фотобумаги необходимо сканировать, для последующей обработки его в графическом редакторе;

в) на сканированный рисунок в графическом редакторе необходимо нанести ВМТ и НМТ выбранного цикла;

г) цикл следует разделить на равные отрезки, пропорциональные углу поворота КВ через 10...20 градусов, и через полученные точки провести ординаты (перпендикулярные линии P_n) до пересечения с контуром диаграммы. Для увеличения точности обработки, особенно в области процесса горения, следует выбирать меньшие величины из указанного диапазона;

д) разметить оси давления и объёмов так, как это показано на рис. 6.2.

е) для сохранения кинематического соответствия между перемещением поршня и углом поворота КВ при конечном отношении радиуса кривошипа к длине шатуна следует использовать поправку Брикса: $\frac{R \cdot \lambda}{2} = 6.0075 \text{ мм}$ (для

УМЗ 5А) и откладывать углы поворота КВ как показано на рис. 6.2.

ж) на перестроенной индикаторной диаграмме в НМТ конец линии расширения и начало линии сжатия соединить по изохоре образовав таким образом замкнутый контур действительного цикла при помощи графического редактора необходимо измерить и указать значение площади этого цикла.

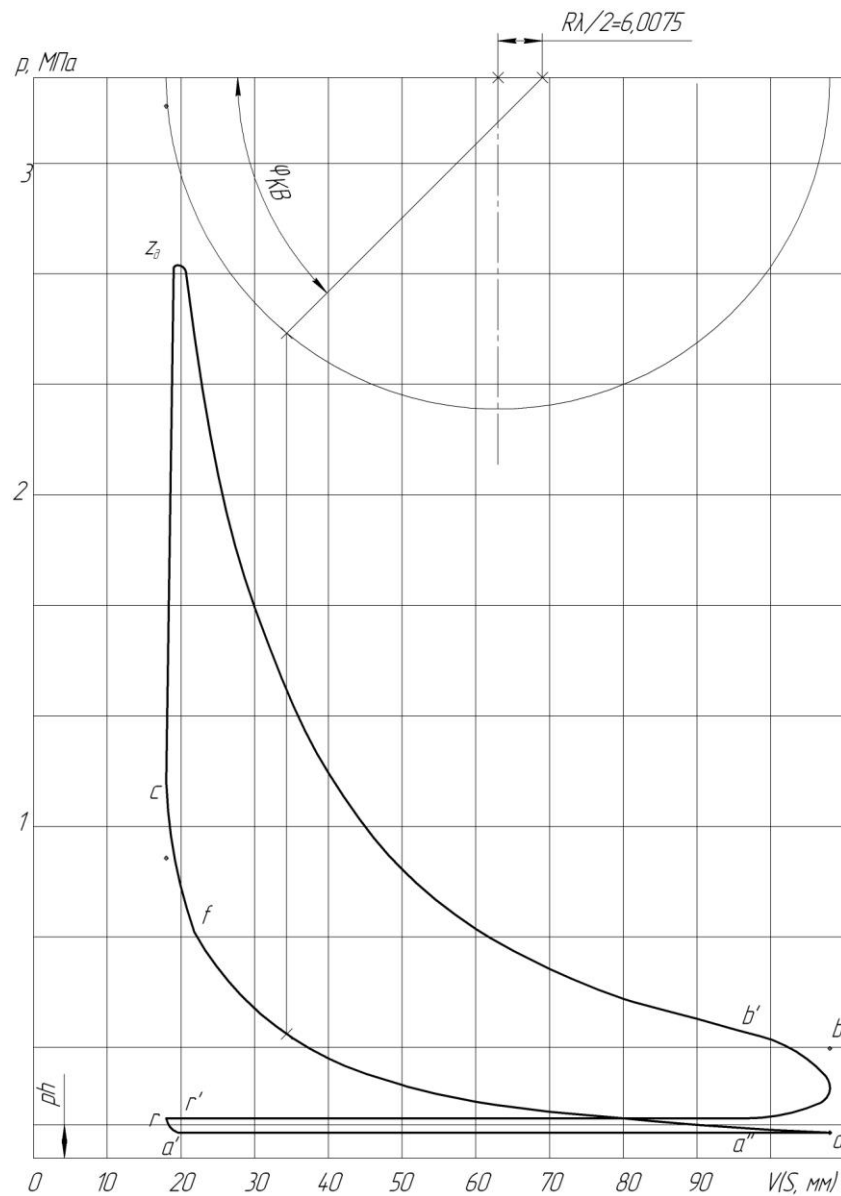


Рисунок 6.2 - Индикаторная диаграмма (свернутая).

Определение индикаторных параметров

Площадь полученной фигуры F_d пропорциональна индикаторной работе цикла.

- Среднее индикаторное давление:

$$P_i = \frac{F_d}{S_n} \cdot \mu_p \left(\frac{\text{Па}}{\text{мм}} \right), \quad \text{Па}, \quad (14)$$

где μ_p масштаб давлений на полученной диаграмме.

- Индикаторная работа цикла

$$L_i = P_i (\text{Па}) \cdot V_h (\text{м}^3), \quad \text{Дж} \quad (15)$$

- Индикаторную мощность двигателя:

$$N_i = \frac{L_i \cdot n}{30\tau} \cdot 10^{-3}, \text{ квт.} \quad (16)$$

- Индикаторный удельный расход топлива g_i :

$$g_i = \frac{G_T \cdot 1000}{N_i}, \text{ г/кВтч.} \quad (17)$$

- Индикаторный КПД η_i ,

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_u}, \quad (18)$$

Определение показателей политроп сжатия и расширения

Показатели политроп рассчитываются с использованием формулы для определения работы политропного процесса:

$$L = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (19)$$

Показатель политропы сжатия n_1

На индикаторной диаграмме выделите участок, соответствующий такту сжатия. Следует считать началом этого процесса (параметры рабочего тела p_1, v_1) точку пересечения линии p_H с линией изменения давления в такте сжатия, поскольку при $p < p_H$ впускной клапан скорее всего еще не был закрыт. Концом (параметры рабочего тела p_2, v_2)- момент подачи искры. В данной серии испытаний индицирование двигателя проводится при переменных углах опережения зажигания $\varphi_{03} = 0^0, 20^0, 40^0$. При определении показателя политропы n_1 точку, соответствующую параметрам p_2, v_2 , принимайте $\varphi_{03} = 40^0$, что исключит искажения процесса сжатия началом процесса горения ТВС при любом φ_{03} .

Давление:

$$P_{1,2} = l_p \cdot \mu_p, \text{ Па,} \quad (20)$$

где l_p - ординаты точек 1 или 2, мм.

Объем:

$$V_{1,2} = S_{1,2}(\text{мм}) \cdot 10^{-3} \cdot F_y(\text{мм}^2) + V(\text{мм}^3) \quad (21)$$

Здесь F_y - площадь цилиндра, V_c - объем камеры сгорания, который можно определить из соотношения:

$$\frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \varepsilon \quad (22)$$

Работа сжатия:

$$L_c = F_c \cdot \mu_L, \text{ Дж} \quad (23)$$

Здесь F_c - площадь, мм^2 под политропой сжатия (между точками 1 и 2),
а μ_L - масштаб работы, $\text{Дж}/\text{мм}^2$

$$\mu_L = \mu_p \cdot F_u \cdot \mu_s, \text{ Дж}/\text{мм}^2 \quad (24)$$

где μ_s - масштаб хода поршня $\text{мм}/\text{мм}$.

Показатель политропы расширения n_2

На индикаторной диаграмме выделите участок, соответствующий такту расширения своей кривизны, что скорее всего означает конец процесса догорания.. Началом этого процесса (параметры рабочего тела p_1, v_1) следует считать точку ,где линия, изображающая процесс горения изменяет знак Концом (параметры рабочего тела p_2, v_2)- так же изменение знака кривизны этой линии, т.к. в этот момент при подходе поршня к НМТ открывается выпускной клапан.

Формулы для расчета p_1, v_1 и p_2, v_2 в процессе расширения не отличаются от формул (6.20.....6.24), использованных при расчете величины n_1 .

При оформлении протокола выполненной работы следует записать все формулы, подстановку в них соответствующих чисел и полученный результат.

В выводах прокомментируйте полученные величины N_i, n_1, n_2 .

Методические материалы

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ ДВС**

Методические указания
Составитель *Ковылов Ю.Л.*

Редактор
Компьютерная вёрстка Пулькина А.Ю.
Подписано в печать ____ . Формат 60x84 1/34
Бумага офсетная. Печ. л. ____ .
Тираж ____ экз. Заказ ____ . Арт. ____ / 2018.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Изд-во Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.