

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУРОГО

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания к лабораторным работам

ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД
2017

УДК 629.113(075.8)
А18

Печатается по решению
РИС НовГУ

Рецензент

кандидат технических наук, доцент **Н. Н. Заводов**

Силовые агрегаты ТиТТМО. указания к лаб. работам / авт.-сост. А.
А18 В. Капустин; НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород. 2017. – 55
с.

Указания содержат краткие методические рекомендации к выполнению лабораторных работ по курсу «Силовые агрегаты».

Предназначено для студентов по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 629.113(075.8)

© Новгородский государственный
университет, 2017

© А. В. Капустин, составление,
2017

ВВЕДЕНИЕ

Изучение теории автотракторных двигателей предполагает выполнение ряда лабораторных работ по испытанию двигателей. При этом преследуется цель – закрепить теоретические знания по изучаемому курсу, получению практических навыков по испытанию ДВС и анализу результатов этих испытаний.

Настоящие методические указания содержат краткий теоретический материал и рекомендации по выполнению лабораторных работ и составлению отчетов.

Организация лабораторных занятий

Перед лабораторной работой каждый студент должен внимательно ознакомиться с ее программой, методикой проведения опытов, специфическими особенностями в оборудовании и измерительной аппаратуре для данной лабораторной работы, прочитать соответствующие разделы лекций и литературных источников, подготовить необходимые таблицы. После проверки готовности студенты допускаются к лабораторному занятию. Для получения зачета студент обязан предъявить преподавателю оформленный отчет по работе, разъяснить методику проведения опытов и обработки результатов, ответить на контрольные вопросы, разъяснить основные выводы по работе.

Общие требования техники безопасности

К выполнению лабораторных и практических работ допускаются студенты, изучившие правила эксплуатации оборудования, применяемого при выполнении работ, и прошедшие инструктаж по технике безопасности.

Опасные производственные факторы в лаборатории испытания ДВС.

1. Электрические. Напряжение питания испытательных стендов и приборов 380/220 В.

2. Механические. Вращающиеся части ДВС и испытательных стендов. Особую опасность представляют испытательные стенды. Согласно технической характеристике они имеют предельную частоту вращения. При превышении этой частоты возможно механическое разрушение стенда.

3. Тепловые. Это нагретые части ДВС и системы удаления отработавших газов из лаборатории.

4. Пожарная опасность. В лаборатории находятся легко воспламеняемые горючие материалы (топливо и др. жидкости и газы), поэтому категорически запрещается курить и пользоваться открытым огнем.

Ответственным за исправность лабораторного оборудования и безопасность его эксплуатации является лаборант, закрепленный за лабораторией.

Требования безопасности перед началом работы

Перед выполнением работы ответственный должен убедиться в исправности:

- изоляции электропроводки;
- предохранителей, выключателей и розеток;
- соединений проводов и контактов;
- заземляющей проводки;

- ограждающих устройств;
- крепления ДВС, валов, балансирующей машины

и в наличии индивидуальных защитных устройств.

Прежде чем приступить к работе, каждый студент должен изучить правила и порядок включения, отключения электроустановки.

Требования безопасности во время работы:

- включение испытательной установки производится только с разрешения преподавателя;
- перед включением установки должен быть подан предупреждающий сигнал;
- студенты должны выполнять все требования преподавателя, связанные с обеспечением безопасности работ;
- при выполнении работ переходить с места на место запрещается;
- студенты обязаны следить за тем, чтобы подходы к стенду, пульту управления и защитной аппаратуре были свободными от посторонних предметов.

Требования безопасности в аварийных ситуациях

В случае возникновения аварийного режима следует немедленно перекрыть питание топливом и выключить зажигание испытуемого ДВС. В случае поражения электрическим током необходимо освободить пострадавшего от действия электрического тока, оказать экстренную медицинскую помощь, вызвать врача.

Требования безопасности при окончании работы

После выполнения работы тормозная электроустановка должна быть отключена. Вначале органом управления мощности ДВС (дрессельная заслонка, рейка топливного насоса) уменьшают мощность до нуля и отключают ДВС. Затем отключают питание электроэнергией. Все используемое оборудование должно быть прибрано. Покидать лабораторию можно только с разрешения преподавателя после проверки исправности лабораторного оборудования.

Ответственность за невыполнение положений, определяемых настоящими правилами, несут студенты в соответствии с действующим законодательством.

Лабораторная работа 1. ОБОРУДОВАНИЕ И АППАРАТУРА ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Тормозная установка предназначена для поглощения мощности, развиваемой испытываемым двигателем, измерения крутящего момента, а также для регулирования и стабилизации режимов испытаний. Установка состоит из электротормоза 3 с динамометром 4 и указателя крутящего момента (M_e) – 21.

Электротормоз через упругую муфту соединен с двигателем 7. На валу электротормоза имеются устройство для измерения частоты вращения (n) и суммарный счетчик оборотов с указателями 22 и 23.

Система выпуска служит для удаления отработавших газов и глушения шума выхлопа. Система состоит из газопровода 6, на конце которого размещен глушитель 8 в ресивере 9. Ресивер имеет предохранительный клапан и выпускную трубу 10. Температура отработавших газов (t_r) измеряется с помощью термоэлектрического термометра (термопары), установленного в выпускном трубопроводе, и указателя 20.

Система охлаждения служит для создания и стабилизации необходимого теплового режима двигателя. Для двигателей с жидкостным охлаждением применяется двухконтурный теплообменник 13 с холодильником, через который циркулирует холодная вода. Для измерения температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя установлен термометр сопротивления с указателем 16. Температура масла в картере двигателя также измеряется термометром сопротивления с указателем 17.

Система подачи воздуха служит для подачи и измерения расхода воздуха, потребляемого двигателем. Система состоит из объемного расходомера 12 типа РС и ресивера 11 с резиновой мембраной для сглаживания пульсаций давления воздуха, вызываемых работой двигателя. Для регистрации измерения количества воздуха (ΔV_B), поступающего в двигатель, имеется дистанционный счетчик с указателем 15. Температура поступающего воздуха (t_B) измеряется с помощью термометра сопротивления, установленного на входе в расходомер, с указателем 14.

Система подачи топлива служит для питания двигателя топливом и измерения его расхода массовым способом. Система состоит из топливного бака 18 и измерительного устройства 19 с блоком автоматики. Блок автоматики обеспечивает возможность одновременного автоматического измерения ряда показателей: $\Delta V_e, \Delta n, \Delta V_w, \Delta G_m, \tau_c$ – за время израсходования заданной дозы топлива.

На пульте управления размещаются указатели всех измерительных приборов для замера показателей двигателей, предусмотренных ГОСТами, а также дистанционные органы управления двигателем и тормозной установкой. Пульт управления должен находиться в изолированном от звука помещении. Наблюдение за работой стенда осуществляется через специальное смотровое окно.

Внешняя нагрузка на двигатель создается искусственно с помощью устройства, называемого тормозом. Независимо от принципа работы всякое тормозное устройство содержит элемент, вращающийся вместе с коленчатым валом двигателя (ротор) и статор, установленный неподвижно или подвешенный на подшипниках. В последнем случае статор имеет балансирную подвеску. На установившемся режиме реактивный момент статора тормоза равен крутящему моменту испытываемого двигателя. Этот момент может быть измерен с помощью силоизмерительного устройства – динамометра, позволяющего определить величину силы (P_T) на плече (l_T) (рис. 1.2). Плечо тормоза обычно берут разным 0,7162 м (реже 0,358 м), что облегчает в существующих конструкциях легкое вычисление мощности двигателя в лошадиных силах. Последняя может быть определена по формуле

$$N_e = \frac{P_T \cdot n}{1000} \text{ л. с.},$$

если, кроме значения P_T (кГс), известна частота вращения вала двигателя – n (об/мин).

В настоящее время при стендовых испытаниях используются электрические, гидравлические, индукторные и комбинированные тормозные установки. Тормоза указанных типов отвечают всем основным требованиям, предъявляемым к тормозным установкам, применяемым при испытаниях автотракторных двигателей.

Эти требования в основном сводятся к следующему:

1. Полное поглощение мощности, развиваемой испытываемым двигателем на всех режимах его работы.
2. Возможность плавного бесступенчатого регулирования в широком диапазоне нагрузки и частоты вращения вала двигателя.
3. Устойчивость тормозного режима при неизменном положении органов управления.
4. Возможность дистанционного управления.

Весьма желательной, а во многих случаях и необходимой, является также возможность принудительного проворачивания двигателя для определения величины его механических (внутренних) потерь и запуска. Этому требованию отвечают электрические тормозные установки.

На рис.1.2 приведена схема балансирующего электрического тормоза. Ротор 2 (якорь) вращается в подшипниках 3 корпуса 1 (статора), который установлен на подшипниках 4, расположенных в стойках 5 так, чтобы статор мог легко колебаться. Вал 6 электротормоза механически связан с коленчатым валом двигателя. Принцип работы тормоза основан на взаимодействии магнитных полей якоря и статора. При торможении статор увлекается в направлении вращения якоря. Величина усилия, с которым статор стремится повернуться в подшипниках 4, умноженная на плечо динамометра 7, и дает значение крутящего момента двигателя (M_e).

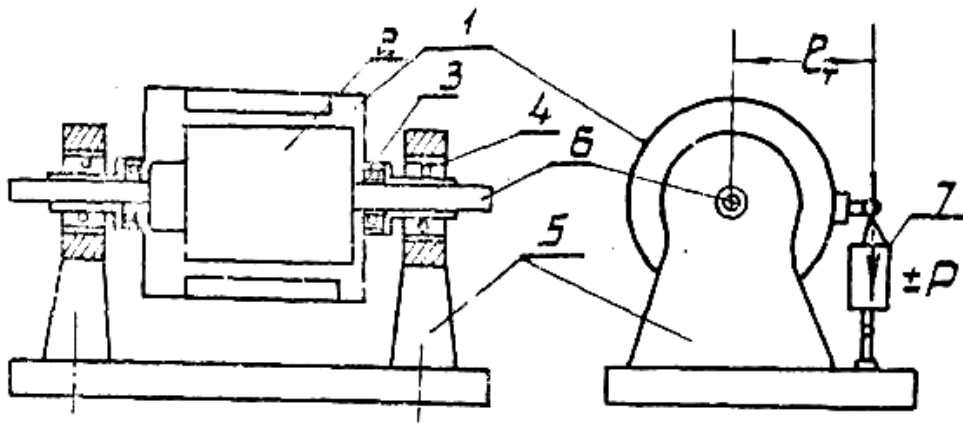


Рис. 1.2. Схема балансирующего электрического тормоза

1.2. Формулы для расчета показателей при испытаниях двигателей

1. Эффективный крутящий момент двигателя, Н · м

$$M_e = 9,81 \cdot P_T \cdot l_T \quad (1.1)$$

где P P_T – показания весов тормозной установки, кгс;

l_T – плечо тормозной установки, в существующих конструкциях,

$l_T = 0,7162$ м.

При таком плече момент равен

$$M_e = 7,026 \cdot P_T, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.2)$$

2. Эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_T \cdot n}{1000}, \text{ л. с.} \quad (1.3)$$

$$N_e = \frac{P_T \cdot n}{1360}, \text{ кВт}. \quad (1.4)$$

3. Среднее эффективное давление для четырехтактного двигателя, МПа

$$P_e = 0,01256 \cdot M_e \cdot i V_h, \quad (1.5)$$

где $i V_h$ – рабочий объем двигателя, л.

4. Часовой расход топлива при замера массовым методом, кг/ч

$$G_T = \frac{3,6 \cdot \Delta G}{\tau}, \quad (1.6)$$

где ΔG – масса дозы топлива в граммах, израсходованная за время замера – τ в секундах.

5. Часовой расход воздуха, кг/ч

$$G_B = \frac{3600 \cdot \rho_B \cdot \Delta V_B}{\tau}, \quad (1.7)$$

где ΔV_B – объем воздуха в м³, израсходованный за время замера – τ в секундах.

6. Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{1000 \cdot G_B}{30 \cdot \rho_B \cdot n \cdot i \cdot V_h}. \quad (1.8)$$

7. Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T \cdot l_0}, \quad (1.9)$$

где l_0 – стехиометрическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; среднее значение для бензина $l_0 = 14,9$, а для дизельного топлива

$l_0 = 14,4$ кг воздуха, на 1 кг топлива.

8. Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_T}{N_e}. \quad (1.10)$$

9. Мощность условных механических потерь при определении методом прокручивания двигателя от электроустановки (от электрического тормозного стенда)

$$N_M = \frac{P_{MT} \cdot n}{1000}, \text{ л. с.}, \quad (1.11)$$

$$N_M = \frac{P_{MT} \cdot n}{1360}, \text{ кВт}, \quad (1.12)$$

где P_{MT} – показания весов тормозной установки при прокручивании испытываемого двигателя, кгс.

10. Индикаторная мощность, кВт

$$N_i = N_e + N_M. \quad (1.13)$$

11. Механический КПД

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i}. \quad (1.14)$$

12. Момент условных механических потерь двигателя, Н·м

$$M_M = 9,81 \cdot P_{MT} \cdot l_{MT}, \quad (1.15)$$

где P_{MT} – показания весов тормозной установки, кгс;

l_{MT} – плечо тормозной установки; в существующих конструкциях

$l_{MT} = 0,7162$ м.

При $l_{MT} = 0,7162$ м момент равен

$$M_M = 7,026 \cdot P_{MT}, \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.16)$$

13. Удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_i = g_e \cdot \eta_M. \quad (1.17)$$

14. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{H_u \cdot g_i}, \quad (1.18)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

15. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (1.19)$$

Содержание отчета

1. Схема испытательной установки.
2. Отдельные расчетные формулы по указанию преподавателя.

Контрольные вопросы

1. Из каких систем состоит стенд для испытания двигателей?
2. Какие требования предъявляют к испытательным установкам?
3. Как измеряется крутящий момент испытываемого двигателя?
4. Как определяют эффективную мощность двигателя?
5. Как определяют часовой расход топлива?
6. Как определяют удельный эффективный расход топлива?
7. Как определяют коэффициент избытка топлива?

Лабораторная работа 2. РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПО СОСТАВУ СМЕСИ

Цель работы:

- установить зависимости эффективной мощности, удельного эффективного расхода топлива и других показателей двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) от коэффициента избытка воздуха или от часового расхода топлива;
- определить мощностной и экономичный составы смеси (α_m , $\alpha_{эж}$);
- при снятии серии регулировочных характеристик для разных скоростных режимов и положений дроссельной заслонки определить требования двигателя к мощностному и экономичному составам смеси.

Подготовка двигателя

ДсИЗ оснащается карбюратором, который позволяет управлять изменением расхода бензина при постоянном расходе воздуха. Применяются 2 способа управления расходом топлива. В первом способе карбюратор оборудуют специальной конусной иглой, установленной в отверстии главного топливного жиклера. При отворачивании или заворачивании иглы изменяется проходное сечение жиклера и, следовательно, изменяется расход топлива.

Во втором способе расход топлива изменяют путем изменения давления (разрежения) в поплавковой камере карбюратора. В этом случае поплавковая камера герметизируется и подключается к специальному устройству, которое может создавать в ней избыточное давление или разрежение.

2.1. Основные теоретические положения

Регулировочной характеристикой ДсИЗ по составу смеси (по расходу топлива) называют графические зависимости мощностных, экономических, токсических и других показателей двигателя от состава смеси (*коэффициента избытка воздуха*) или от часового расхода топлива при постоянной частоте вращения и постоянном (фиксированном) положении дроссельной заслонки.

Состав смеси принято оценивать *коэффициентом избытка воздуха*, который равен отношению фактического количества воздуха, поступившего в цилиндры двигателя, к теоретически необходимому (стехиометрическому) для полного сгорания топлива. При испытаниях двигателей коэффициент избытка воздуха определяют по формуле (1.9).

В качестве примера на рис. 2.1 показана регулировочная характеристика по составу смеси.

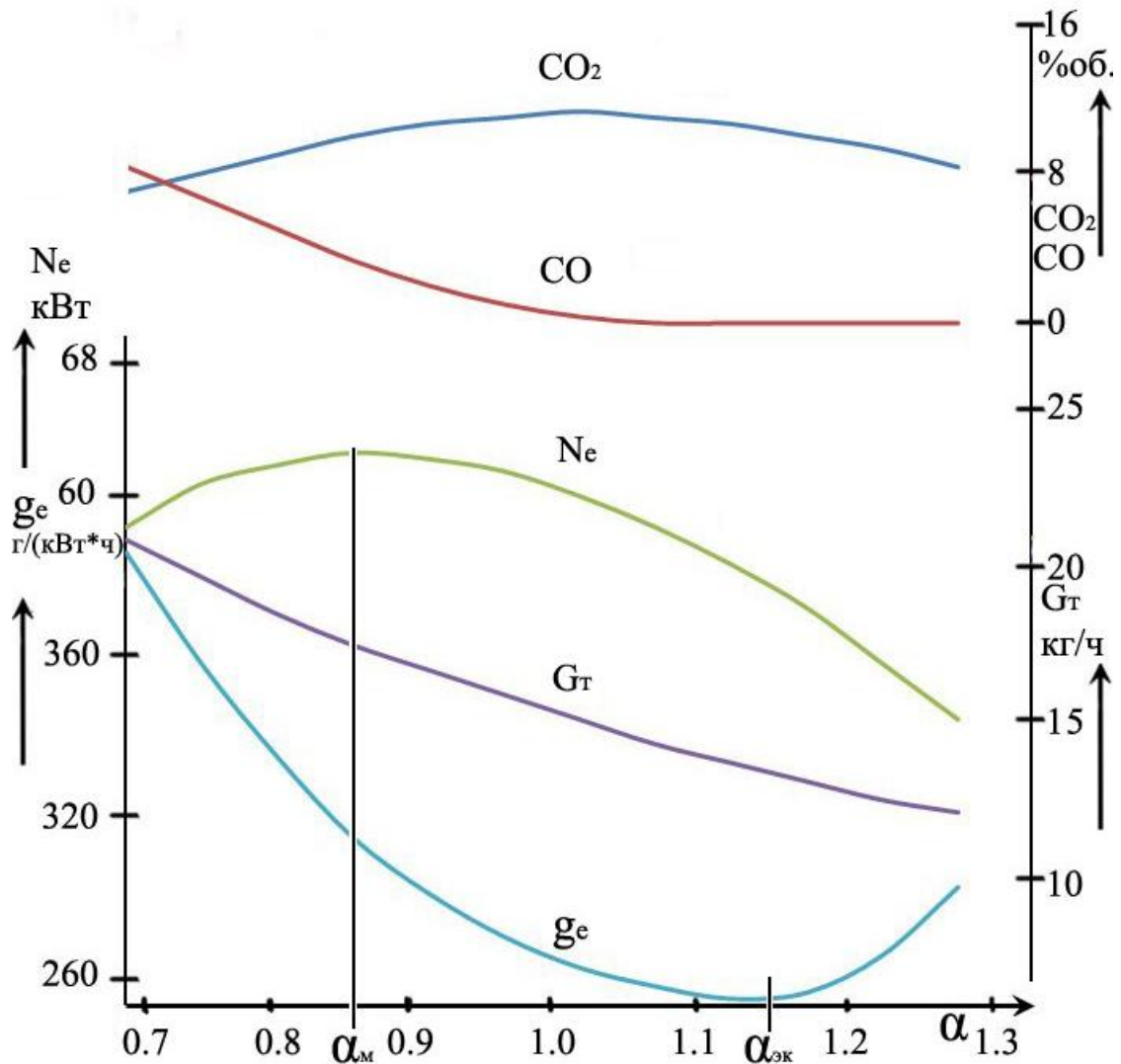


Рис. 2.1. Регулировочная характеристика двигателя (ДсИЗ) по составу смеси

Как видно, при увеличении коэффициента избытка воздуха (при обеднении смеси) от $\alpha = 0,7$ до $\alpha = 1,3$ мощность вначале увеличивается, достигает максимума и затем уменьшается. Состав смеси, при котором достигается наибольшая мощность, принято называть *мощностным* составом смеси. Соответствующий ему коэффициент избытка воздуха обозначают α_M . Для бензиновых двигателей (с однородной гомогенной смесью) мощностной состав при полном открытии дроссельной заслонки находится примерно в пределах $\alpha_M \approx 0,8-0,9$. В приведенном примере $\alpha_M \approx 0,87$. При таком составе смеси топлива с воздухом скорость химических реакций окисления топлива достигает наибольших значений. С точки зрения горения такая смесь наиболее активна (реакционноспособна). Обогащение или обеднение смеси по отношению к мощностному составу приводит к замедлению активности горения и соответствующему снижению мощности. Кроме того, обогащение смеси ниже α_M приводит к существенным потерям энергии топлива от химической (недостаток кислорода) неполноты сгорания. Уменьшение же мощности при обеднении смеси выше α_M дополнительно обусловлено

уменьшением энергии, вводимой в цикл ДВС из-за уменьшения цикловой дозы топлива при прежней цикловой дозе рабочего тела – воздуха.

Удельный эффективный расход топлива по мере обеднения уменьшается, достигает минимума, а затем увеличивается. Состав смеси, при котором достигается наилучшая экономичность (наименьший удельный эффективный расход топлива или наибольший эффективный КПД), принято называть *экономичным составом смеси*. Соответствующий ему коэффициент избытка воздуха обозначают $\alpha_{ЭК}$. В приведенном примере $\alpha_{ЭК} \approx 1,13$.

Создание рабочих процессов двигателей, позволяющих как можно далее сместить $\alpha_{ЭК}$ в сторону обеднения – одно из важнейших направлений повышения экономичности ДсИЗ.

При $\alpha_{ЭК}$ достигается наиболее полное преобразование тепловой энергии (химической энергии топлива) в механическую энергию ДсИЗ. При составах смеси беднее $\alpha_{ЭК}$ начинается быстрое увеличение удельного расхода топлива. При таком обеднении замедляются процессы как воспламенения и развития начального очага горения, так и последующего горения смеси. При сильном обеднении смеси резко увеличивается цикловая нестабильность (большие различия пиковых давлений в последовательных циклах), работа двигателя становится неустойчивой вплоть до появления пропусков горения в отдельных цилиндрах и циклах.

Системы топливоподачи и смесеобразования любой конструкции для ДсИЗ с количественным управлением мощностью должны обеспечивать подготовку смеси на всех режимах между $\alpha_{М}$ и $\alpha_{ЭК}$.

При работе ДсИЗ с полным открытием (и близким к полному открытию) дроссельной заслонки от двигателя необходимо получить наибольшую мощность. Поэтому система должна готовить состав смеси, близкий к мощностному – $\alpha_{М}$.

При частичном открытии дроссельной заслонки важно обеспечить экономичную работу двигателя и система должна готовить $\alpha_{ЭК}$.

При изменении скоростного и нагрузочного режимов ДсИЗ значения $\alpha_{М}$ и $\alpha_{ЭК}$ изменяются. Особенно сильно изменяется $\alpha_{ЭК}$ при изменении нагрузки (дросселировании). С прикрытием дроссельной заслонки ухудшаются условия воспламенения и сгорания смеси (уменьшаются давление и температура, увеличивается доля остаточных газов, снижается турбулизация или вихревое движение заряда). В результате двигатель требует более активной (богатой) смеси. Поэтому $\alpha_{ЭК}$ смещается в сторону обогащения до значений $\alpha_{ЭК} = 0,7-0,8$ при глубоком дросселировании.

Состав смеси сильно влияет на экологические показатели двигателя (рис. 2.2).

При работе двигателя на обогащенной смеси из-за недостатка кислорода образуется наибольшее количество СО. С обеднением выбросы СО быстро уменьшаются и при $\alpha = 1,05$ становятся пренебрежительно малыми.

Наибольший выброс NO_x наблюдается при $\alpha = 1,07-1,1$. Образование окислов азота зависит от температуры цикла и наличия свободного кислорода. При небольшом обеднении появляется свободный кислород и, в то же время, сохраняются высокие пиковые температуры цикла. При таком составе смеси создаются наиболее благоприятные условия для образования окислов азота.

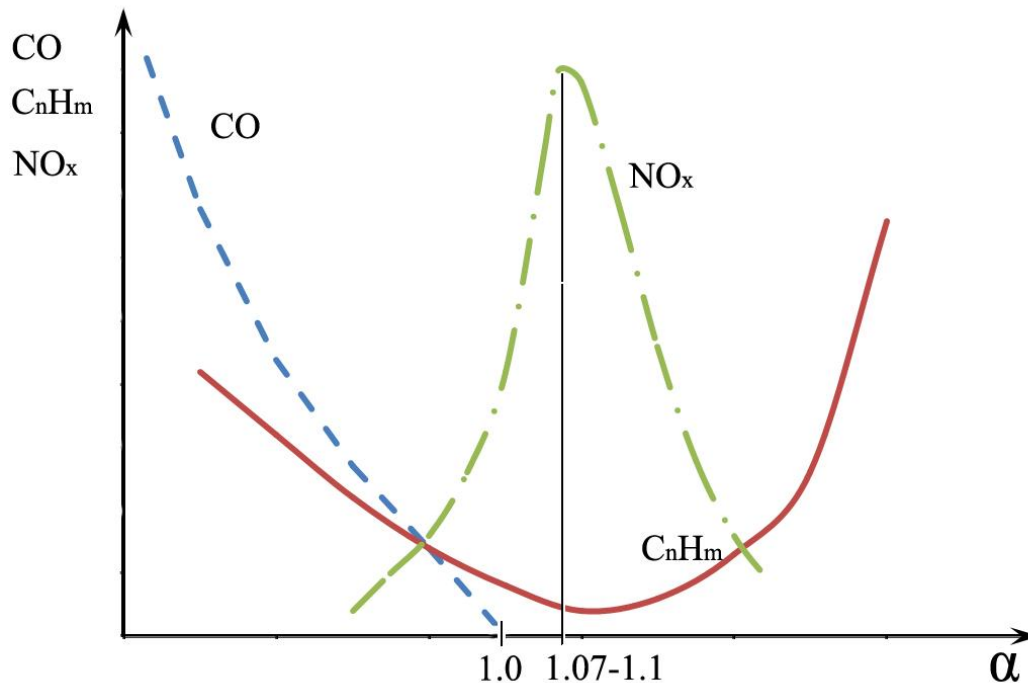


Рис. 2.2. Экологическая характеристика карбюраторного двигателя

Наибольшее количество несгоревших углеводородов C_nH_m образуется при работе на обогащенных или сильно обедненных смесях из-за ухудшения полноты сгорания, особенно в слое заряда, прилегающего к стенкам камеры сгорания.

2.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Установить заданный преподавателем режим работы двигателя по частоте вращения и положению дроссельной заслонки.
3. Установить богатый состав смеси (примерно $\alpha = 0,7$).
4. Поворачивая корпус прерывателя-распределителя, подобрать угол опережения зажигания, при котором весы тормозной установки показывают наибольшее значение крутящего момента.

Частоту вращения двигателя поддерживать постоянной за счет изменения нагрузки.

5. После стабилизации теплового режима записать в протокол испытания показания весов тормозной установки, время замера, количество поступившего в двигатель воздуха и топлива, частоту вращения и другие величины.

6. Увеличить коэффициент избытка воздуха примерно на 0,1 и повторить замеры.

7. Повторить операции 2–6 на других скоростных и нагрузочных режимах. По мере увеличения коэффициента избытка воздуха мощность будет возрастать, а затем падать. Снятие характеристики прекращают, когда появится заметная неустойчивость работы двигателя.

8. По расчетным формулам для каждой снятой точки характеристики определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива.

9. Построить в масштабе на миллиметровой бумаге формата А4 зависимости:
 $N_e = f(\alpha)$, $g_e = f(\alpha)$, $G_T = f(\alpha)$.

10. Определить на графиках мощностной (α_M) и экономичный ($\alpha_{ЭК}$) составы смеси.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием α_M и $\alpha_{ЭК}$.

Контрольные вопросы

1. Что называется регулировочной характеристикой по составу смеси?
2. Что называют коэффициентом избытка воздуха?
3. Как изменяется мощность и экономичность двигателя при изменении коэффициента избытка воздуха?
4. Почему при прикрытии дроссельной заслонки уменьшается $\alpha_{ЭК}$?
5. Методика снятия регулировочной характеристики по составу смеси.
6. Какие основные токсичные вещества могут содержаться в отработавших газах ДсИЗ?
7. Как изменяется содержание CO, NO_x, C_nH_m при изменении состава смеси?

Лабораторная работа 3. РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ ПО УГЛУ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

Цель работы:

- приобрести практические навыки в снятии регулировочных характеристик поршневых двигателей по углу опережения зажигания;
- оценить влияние угла опережения зажигания на мощность, экономичность и другие показатели двигателя;
- получить практические навыки определения оптимального угла опережения зажигания для различных режимов работы двигателя;
- научиться анализировать зависимости основных показателей двигателя от угла опережения зажигания, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Для снятия регулировочной характеристики по углу опережения зажигания двигатель оснащается устройством, позволяющим во время испытаний поворачивать корпус прерывателя-распределителя таким образом, чтобы осуществлялась возможность изменения угла опережения зажигания в диапазоне, равном 0–60 градусов поворота коленчатого вала.

3.1. Основные теоретические положения

Регулировочной характеристикой по углу опережения зажигания называют графические зависимости мощности, удельного эффективного расхода топлива и др. показателей двигателя от угла опережения зажигания при постоянстве положения дроссельной заслонки.

Углом опережения зажигания называется угол в градусах поворота коленчатого вала (°ПКВ) от момента подачи искры до момента прихода поршня в верхнюю мертвую точку (ВМТ).

Путем изменения этого угла можно управлять положением процесса сгорания (процессом подвода теплоты) относительно ВМТ в действительном цикле ДВС.

С точки зрения технической термодинамики наиболее высокий термический КПД цикла ДсИЗ можно получить, если теплоту подводить мгновенно в условиях постоянного объема при положении поршня в ВМТ. Процесс выделения теплоты в действительном цикле ДВС требует определенного времени. В результате реальный процесс выделения теплоты протекает при некотором изменении объема. Чтобы уменьшить снижение КПД, связанное с этим, процесс тепловыделения стремятся организовать как можно ближе к ВМТ, обычно начиная до ВМТ и заканчивая после ВМТ.

На рис. 3.1 показан участок индикаторной диаграммы, развернутой по углу поворота коленчатого вала, включающий процесс сгорания. Весь процесс сгорания в двигателе с воспламенением от искры условно принято делить на три фазы.

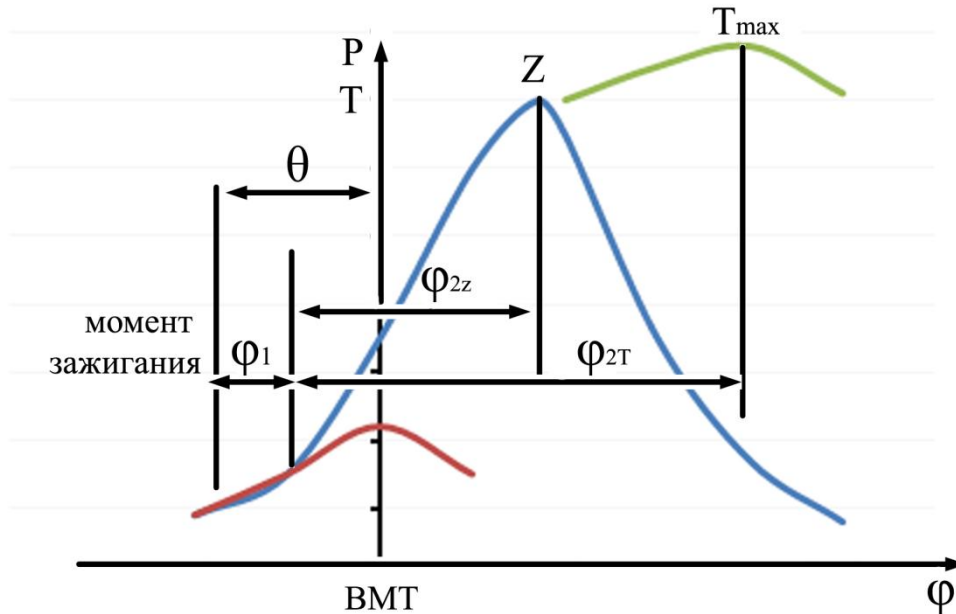


Рис. 3.1. Процесс сгорания по индикаторной диаграмме

Для определения начальной фазы сгорания на индикаторную диаграмму цикла со сгоранием накладывают индикаторную диаграмму цикла сжатие-расширение без сгорания. Как видно из рис. 3.1, после подачи искры с углом опережения зажигания (θ) в первой фазе (φ_1) сгорания кривые циклов со сгоранием и без сгорания сливаются в одну линию. В этот период происходит формирование и развитие очага горения. Вследствие сравнительно малой плотности количество сгораемой смеси, и, следовательно, выделившейся теплоты невелико. Поэтому на индикаторной диаграмме не наблюдается повышения давления от сгорания над давлением сжатия.

За начало второй фазы сгорания принят момент заметного повышения давления от сгорания над давлением сжатия. За конец второй фазы принимают момент достижения максимума давления (точка Z). Длительность второй фазы обозначена φ_{2z} .

В период второй фазы выделяется основная часть теплоты (примерно 2/3), а пламя распространяется практически по всему объему сгорания.

В этих двигателях принято считать период сгорания от момента начала второй фазы до момента достижения максимума температуры цикла ($T_{\max}$) *длительностью тепловыделения*. Соответственно длительность тепловыделения на рис. 3.1 обозначена φ_{2T} . При нормальной организации сгорания за этот период выделяется 95% теплоты сгораемого топлива.

Таким образом, основная часть теплоты вводимого в цикл топлива выделяется за период тепловыделения (φ_{2T}). Положение этой фазы относительно ВМТ решающим образом влияет на мощностные и экономические показатели ДВС.

Угол опережения зажигания, при котором достигается наивыгоднейшее положение φ_{2T} относительно ВМТ и, следовательно, наилучшие при данном режиме показатели ДВС, называется *оптимальным углом опережения зажигания* — $\theta_{\text{опт}}$.

Угол $\theta_{\text{опт}}$ определяют путем снятия регулировочных характеристик по углу опережения зажигания. Одна из таких характеристик показана на рис. 3.2.

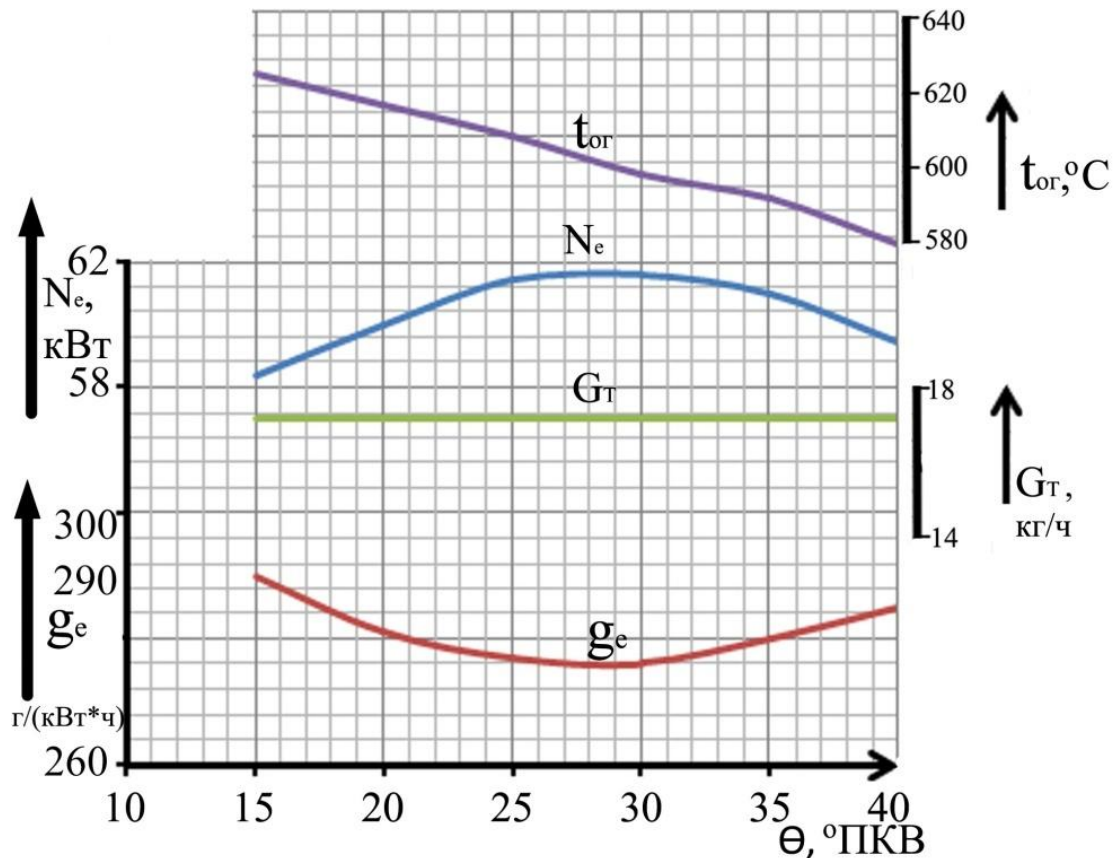


Рис. 3.2. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания

Как видно, максимальная эффективная мощность (N_e) и наименьший удельный эффективный расход топлива (g_e) достигаются при $\theta_{опт}$. Часовой расход топлива (G_T) остается неизменным, а температура отработавших газов ($t_{ог}$) снижается по мере увеличения угла зажигания. Снижение температуры $t_{ог}$ характеризует уменьшение доли теплоты, уносимой с отработавшими газами (ОГ). При углах зажигания, больших оптимального угла, мощность падает, а удельный расход топлива растет. Это связано с тем, что при раннем зажигании увеличиваются потери теплоты в охлаждающую среду и на диссоциацию, а также увеличиваются работа, затрачиваемая на сжатие смеси до прихода поршня в ВМТ, и потери на трение в цилиндропоршневой группе. Рост давления и температур цикла при увеличении угла зажигания может вызвать такие нарушения процесса сгорания, как детонация и преждевременное воспламенение. С уменьшением угла опережения зажигания снижаются пиковые значения давления и температуры в цикле, возрастают цикловая нестабильность сгорания, теплота, выбрасываемая с ОГ, уменьшается степень расширения продуктов сгорания. Вследствие этого мощность падает, а удельный расход топлива увеличивается. Позднее зажигание приводит также к перегреву двигателя и, особенно, выпускных клапанов.

Угол опережения зажигания существенно влияет на токсичность ОГ (рис. 3.3). Содержание окислов азота (NO_x) возрастает примерно по линейной зависимости с уве-

личением угла опережения зажигания, что объясняется увеличением максимальных значений температуры циклов.

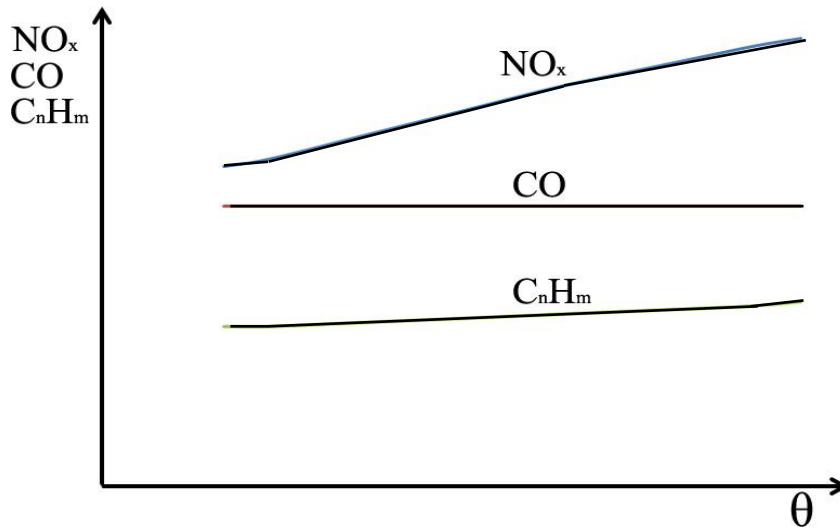


Рис. 3.3. Влияние угла опережения зажигания на токсичные показатели двигателя

На содержание оксида углерода угол зажигания влияет мало.

На характер зависимости несгоревших углеводородов (C_nH_m) от угла опережения зажигания влияют конструктивные особенности ДВС, организация процесса сгорания, коэффициент избытка воздуха. Как правило, уменьшение угла зажигания, особенно на бедных смесях, приводит к снижению выбросов C_nH_m , так как из-за повышения температуры ОГ более интенсивно протекают реакции окисления C_nH_m в процессе выпуска.

С изменением скоростного и нагрузочного режимов двигателя оптимальный угол опережения зажигания изменяется (рис. 3.4). Например, для двигателя ВАЗ-2106 изменение $\theta_{\text{опт}}$ по частоте вращения от 1000 до 4000 об/мин составляет около 20 °ПКВ. При увеличении нагрузки двигателя ВАЗ-2106 от минимальной до нагрузки при полном открытии дроссельной заслонки $\theta_{\text{опт}}$ уменьшается примерно на 20–25 °ПКВ (при скорости двигателя 2000 об/мин).

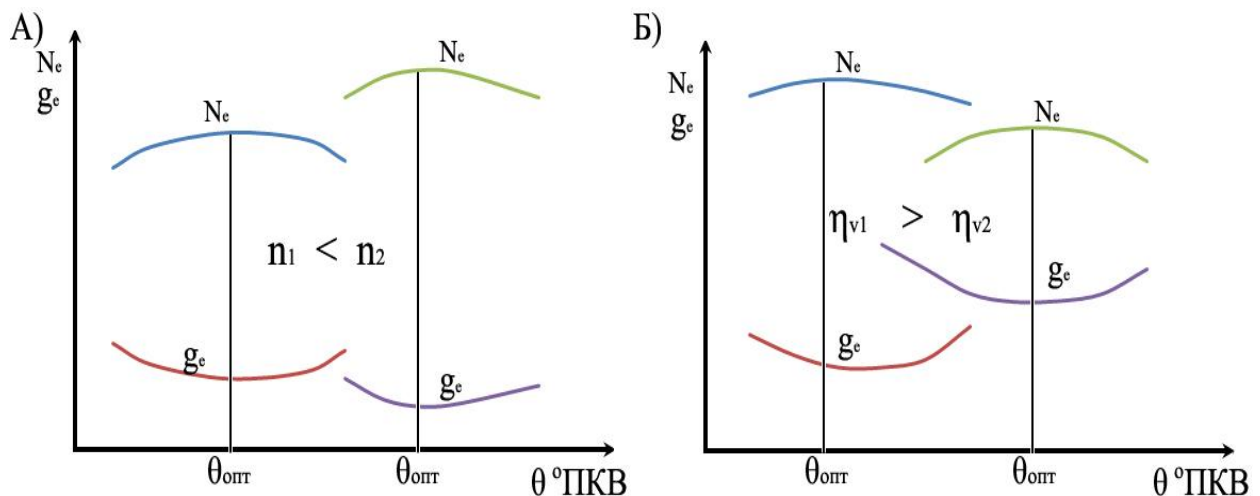


Рис. 3.4. Влияние на оптимальный угол опережения зажигания скорости (А) и наполнения (Б)

С увеличением частоты вращения двигателя длительность второй фазы в градусах поворота коленчатого вала почти не меняется, так как турбулентная скорость сгорания возрастает примерно пропорционально частоте вращения. Начальная же фаза (φ_1), в которой развитие пламени во многом определяется законами ламинарного горения, увеличивается с ростом частоты вращения. При неизменном моменте зажигания это вызывает смещение периода тепловыделения (φ_{2T}) на линию расширения, что, в свою очередь, приводит к ухудшению мощных и экономических показателей ДВС. Чтобы восстановить положение (φ_{2T}) относительно ВМТ, необходимо установить оптимальный угол опережения зажигания ($\theta_{опт}$).

При прикрытии дроссельной заслонки, то есть при уменьшении нагрузки, снижается турбулентность заряда и давление в цилиндре двигателя, увеличивается разбавление горючей смеси остаточными газами. Изменение этих факторов приводит к увеличению длительности всех фаз сгорания, поэтому оптимальный угол опережения зажигания увеличивается. Кроме того, при прикрытии дроссельной заслонки изменяется состав смеси. При полных нагрузках (и близких к ним) в ДсИЗ подают обогащенную смесь. При переходе к средним нагрузкам смесь обедняют до экономического состава. Обеднение же смеси увеличивает длительность сгорания, особенно его первую фазу, что приводит к увеличению оптимального угла опережения зажигания. При переходе к малым нагрузкам предел эффективного обеднения смеси уменьшается, и ДсИЗ требует обогащенной смеси. В данном случае изменение оптимального угла определяется изменением процесса сгорания от уменьшения наполнения и обогащения смеси. При сильно прикрытой дроссельной заслонке давление и температура смеси в момент подачи искры при раннем зажигании оказываются слишком низкими, и смесь перестает воспламеняться. Поэтому в ряде случаев при малых нагрузках оптимальный угол опережения зажигания перестает увеличиваться и может даже несколько уменьшаться с уменьшением нагрузки.

Система зажигания ДсИЗ должна проследивать изменение оптимального угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения и нагрузки (положения органа управления наполнением) двигателя и обеспечивать реальный угол опережения зажигания как можно ближе к оптимальному во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов ДсИЗ.

В традиционных конструкциях систем зажигания ДсИЗ для приближения реального угла опережения зажигания к оптимальному углу предусмотрены центробежный и вакуумный автоматы опережения зажигания. Центробежный и вакуумный автоматы поддерживают угол опережения зажигания вблизи оптимального значения при изменении скоростного и нагрузочного режимов двигателя. В условиях эксплуатации, когда нарушается работа центробежного и вакуумного автоматов, ухудшаются экономические и мощностные показатели двигателя. Кроме этого, увеличивается износ двигателя. Например, экспериментально установлено, что увеличение угла опережения зажигания от оптимального угла на 15 °ПКВ увеличивает скорость изнашивания основных деталей почти в два раза.

3.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.

2. Установить заданный преподавателем режим работы двигателя по частоте вращения, положению дроссельной заслонки, расходу топлива.

3. Поворачивая корпус прерывателя-распределителя, примерно подобрать угол опережения зажигания, при котором весы тормозной установки показывают наибольшее значение крутящего момента.

4. Повернуть корпус прерывателя-распределителя в сторону уменьшения угла опережения зажигания, чтобы показания весов тормозной установки снизились на 15–20%. При этом частоту вращения двигателя поддерживать постоянной за счет изменения нагрузки.

5. После стабилизации теплового режима записать в протокол испытания показания весов тормозной установки, время замера количества поступившего в двигатель воздуха и топлива, частоту вращения, угол опережения зажигания, температуру отработавших газов и другие величины.

6. Увеличивая угол опережения зажигания на 5°ПКВ, повторить, замеры. По мере увеличения угла опережения зажигания мощность будет возрастать, а затем падать. Снятие характеристик прекращают, когда падение мощности вновь составит 15–20%, или же появится детонация.

7. Повторить операции 2–6 на других скоростных и нагрузочных режимах.

8. По расчетным формулам для каждой снятой точки характеристики определить эффективную мощность и удельный эффективный расход топлива.

9. Построить в масштабе на миллиметровой бумаге формата А4 зависимости: $N_e = f(\theta)$, $g_e = f(\theta)$, $G_T = f(\theta)$, $t_{ог} = f(\theta)$ и определить оптимальный угол зажигания для каждого режима.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием α_M и $\alpha_{ЭК}$.

Контрольные вопросы

1. Что такое регулировочная характеристика по углу опережения зажигания?
2. Что такое угол опережения зажигания?
3. На какие основные фазы (периоды) принято делить процесс сгорания в двигателе с воспламенением от искры?
4. Как и почему изменяется мощность при изменении угла опережения зажигания?
5. Как и почему изменяется удельный эффективный расход топлива при изменении угла опережения зажигания?
6. Как влияет угол опережения зажигания на температуру отработавших газов?
7. Как влияет частота вращения двигателя и открытие дроссельной заслонки на величину оптимального угла зажигания?
8. Что предусмотрено в конструкции прерывателя-распределителя для автоматического регулирования угла опережения зажигания при изменении скоростного и нагрузочного режимов?
9. Как влияет угол опережения зажигания на токсичность ОГ двигателя?
10. Как влияет угол опережения зажигания на эксплуатационную надежность двигателя?

Лабораторная работа 4. НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы:

- оценить топливную экономичность и другие показатели двигателя при изменении нагрузки;
- приобрести практические навыки в снятии нагрузочных характеристик карбюраторных двигателей;
- определить нагрузку, при которой двигатель работает с наилучшей экономичностью в заданном скоростном режиме;
- определить мощность (нагрузку), при которой вступает в работу экономайзер карбюратора;
- научиться анализировать зависимости основных показателей двигателя от нагрузки, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Двигатель оснащается устройством, фиксирующим дроссельную заслонку при различных положениях во всем диапазоне от закрытого до полностью открытого положения и позволяющего измерять величину открытия заслонки в градусах или в процентах от полного ее открытия.

4.1. Основные теоретические положения

Нагрузочной характеристикой карбюраторного двигателя называют зависимость часового, удельного расходов топлива и других показателей от мощности (крутящего момента, среднего эффективного давления) при постоянной скорости двигателя.

Различают два типа нагрузочных характеристик:

- нагрузочная характеристика оптимального по экономичности регулирования двигателя или идеальная нагрузочная характеристика:
- реальная или просто нагрузочная характеристика.

При снятии идеальной нагрузочной характеристики для каждого значения мощности подбирают оптимальный угол опережения зажигания, экономичный состав смеси и оптимальные параметры других систем (например, системы рециркуляции отработавших газов). Идеальная характеристика позволяет оценить предельно возможную экономичность двигателя и степень совершенства его рабочего процесса. Такие характеристики снимают при исследованиях и доводке двигателей. Они служат основой для разработки систем зажигания и питания нового двигателя.

Реальные нагрузочные характеристики снимают при углах опережения зажигания и составах смеси, обеспечиваемых системами зажигания и питания испытуемого двигателя. По серии таких характеристик, снятых при различных скоростях двигателей, можно оценить фактические экономические и экологические показатели по всему полю рабочих режимов двигателя, выбрать наиболее экономичные режимы работы, что важ-

но при подборе двигателя к автомобилю (трактору) и выборе передаточных чисел трансмиссии. Путем сравнения реальных нагрузочных характеристик с идеальными можно оценить совершенство установленных регулировок систем зажигания и питания двигателя (и др. систем).

Из теории ДВС известно, что мощность двигателя определяется количеством теплоты, вносимой с топливом в единицу времени ($H_u \times G_T$), и эффективностью преобразования этой теплоты в работу, оцениваемой эффективным КПД – $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$, т.е.:

$$N_e = \frac{H_u \cdot G_T}{3600} \cdot \eta_i \cdot \eta_m. \quad (4.1)$$

Часовой расход топлива определяется выражением:

$$G_T = \frac{1}{\alpha \cdot l_0} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau} \cdot i V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_k \cdot 10^{-3}, \quad (4.2)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива;
 η_i – индикаторный КПД;
 η_m – механический КПД;
 α – коэффициент избытка воздуха;
 l_0 – стехиометрическое количество воздуха на 1 кг топлива;
 $i V_h$ – рабочий объем (литраж) двигателя;
 η_v – коэффициент наполнения;
 ρ_k – плотность воздуха на впуске;
 n – частота вращения двигателя;
 τ – тактность двигателя.

Учитывая, что нагрузочная характеристика снимается при постоянной частоте вращения $n = \text{const}$, а физико-химические свойства бензина (H_u, l_0), атмосферные условия (ρ_k) и конструктивные параметры двигателя ($i \cdot V_h, \tau$) неизменны, из выражения (4.1), (4.2) следует, что эффективная мощность равна:

$$N_e = \text{const} \left(\frac{\eta_v}{\alpha} \right) \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \quad (4.3)$$

а индикаторная:

$$N_i = \text{const} \left(\frac{\eta_v}{\alpha} \right) \cdot \eta_i. \quad (4.4)$$

Выражения (4.3) и (4.4) показывают, что управление мощностью при постоянной скорости двигателя возможно за счет изменения двух режимных факторов: коэффициента наполнения – η_v и коэффициента избытка воздуха – α . В первом случае из-

меняется количество подаваемого в цилиндры свежего заряда, во втором – качество (состав) горючей смеси. Соответственно, метод управления мощностью путем изменения коэффициента наполнения называют *количественным методом* управления (регулирования) мощностью, а путем изменения коэффициента избытка воздуха (состава смеси) – *качественным методом*.

Метод управления мощностью при одновременном изменении η_v и α называют *смешанным методом*.

Двигатель с внешним смесеобразованием и однородным составом смеси может работать в сравнительно узком диапазоне изменения состава смеси. Поэтому определяющее воздействие на изменение мощности оказывает положение дроссельной заслонки, т.е. количественное наполнение цилиндров горючей смесью. Поэтому такие двигатели называют *двигателями с количественным регулированием мощности*.

Современные двигатели с искровым зажиганием оснащаются системами впрыскивания топлива, отличающимися достаточно большим конструктивным разнообразием. В одних системах впрыск бензина осуществляют до цилиндра, и происходит внешнее смесеобразование. В других системах впрыск производят внутрь цилиндра, как в процессе впуска, так и в процессе сжатия, и происходит внутреннее смесеобразование. В этих двигателях, как правило, реализовано послойное смесеобразование (двигатели с расслоенным зарядом), которое позволяет осуществить процесс сгорания очень бедных смесей – $\alpha = 3$ и более. Широкий диапазон изменения состава смеси от мощностного ($\alpha = 0,8–0,9$) до экономичного $\alpha \approx 3$ позволяет в широких пределах управлять мощностью за счет изменения качества (состава) смеси. Но все же этого недостаточно, чтобы полностью перейти на качественное управление мощностью, как это осуществляется в дизельных двигателях. Поэтому применяется смешанный метод управления: за счет изменения коэффициента наполнения и за счет изменения коэффициента избытка воздуха. Оптимальное сочетание этих режимных факторов должна обеспечивать электронная система управления двигателем.

К карбюраторным двигателям иногда также применяют термин – двигатели со смешанным регулированием мощности, так как при уменьшении наполнения и вблизи полного открытия дроссельной заслонки смесь обогащают, т. е. воздействуют на мощность путем изменения состава смеси. Совместное изменение η_v и α оказывает сложное воздействие на рабочий процесс и показатели двигателя. При открытии дроссельной заслонки коэффициент наполнения в карбюраторном двигателе по нагрузочной характеристике изменяется примерно в диапазоне $\eta_v = 0,2–0,85$. На режимах вблизи максимального наполнения желательно от двигателя получить наибольшую мощность и карбюратор должен готовить смесь мощностного состава $\alpha = 0,8–0,9$. По мере прикрытия дроссельной заслонки желательно, чтобы двигатель работал с наилучшей экономичностью, и карбюратор должен готовить смесь экономичного состава $\alpha = 1,1–1,15$. Однако при таком составе двигатель способен рабо-

тять с наилучшей экономичностью до мощности, составляющей примерно $N_e = 0,6 N_{emax}$. Дальнейшее уменьшение мощности за счет прикрытия дроссельной заслонки заметно ухудшает условия воспламенения и сгорания смеси из-за роста коэффициента остаточных газов, снижения термодинамических параметров состояния смеси к моменту воспламенения (P_c , T_c) и уровня газодинамического состояния (уменьшаются вихревое движение и турбулизация смеси). Чтобы процесс сгорания в этих условиях протекал стабильно с достаточной интенсивностью, требуется наиболее реакционноспособная горючая смесь – смесь более богатого состава. Поэтому по мере снижения мощности ниже $0,6 N_{emax}$ карбюратор должен постепенно обогащать смесь вплоть до $\alpha = 0,8–0,9$ на режиме холостого хода. Такой характер изменения состава смеси в зависимости от нагрузки автоматически обеспечивается работой всех дозирующих систем карбюратора.

При открытии дроссельной заслонки, начиная с режима холостого хода до достижения мощности примерно $N_e = 0,8 N_{emax}$, постепенное обеднение смеси обеспечивается системой холостого хода и главной дозирующей системой (с системой компенсации) карбюратора. При дальнейшем открытии дроссельной заслонки вступает в работу экономайзер и обогащает смесь до мощного состава на режиме N_{emax} .

Ухудшение условий воспламенения и сгорания смеси по мере прикрытия дроссельной заслонки требует более раннего зажигания. Поэтому система зажигания двигателя должна автоматически увеличивать угол зажигания по мере уменьшения наполнения двигателя. В некоторых моделях двигателей на режимах близких к режиму минимальных оборотов холостого хода угол зажигания вновь несколько уменьшают с тем, чтобы к моменту искрового заряда получить более высокую температуру и давление смеси для обеспечения более стабильного развития начального очага горения.

Часовой расход топлива почти прямо пропорционально возрастает с увеличением мощности, но с момента начала работы экономайзера наблюдается характерное его увеличение (рис. 4.1).

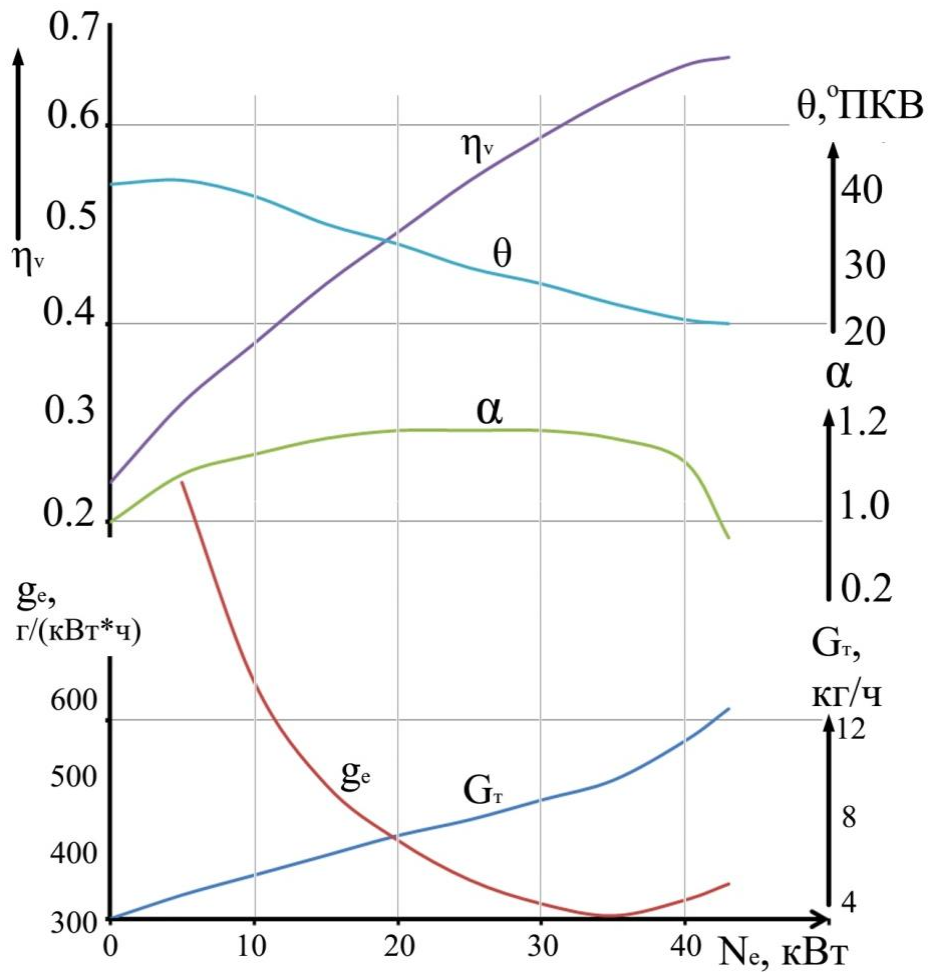


Рис. 4.1. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

Индикаторный КПД двигателя достигает максимального значения при нагрузке около $0,8 N_{emax}$ (рис. 4.2).

На этом режиме механический КПД (η_m) достаточно высок и их сочетание ($\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$) обеспечивает на этом режиме наилучшую топливную экономичность двигателя: $g_e = \min; \eta_e = \text{const}/g_e = \max$. На режимах

$N_e \geq 0,8 N_{emax}$ индикаторный КПД снижается преимущественно из-за неизбежного химического недогорания топлива, вызванного обогащением смеси.

Уменьшение индикаторного КПД с понижением нагрузки ниже $0,8 N_{emax}$, вызвано отмеченным ранее ухудшением условий воспламенения, сгорания и увеличением их длительности из-за дросселирования свежего заряда, вынужденного по этой причине обогащения смеси, а также увеличением относительных потерь теплоты теплопередачей в стенки.

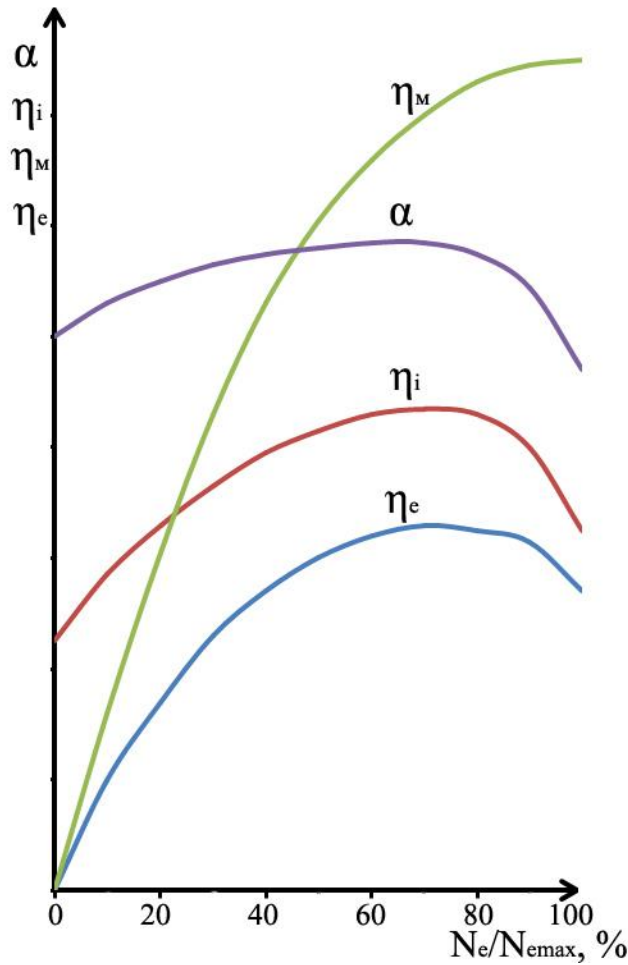


Рис. 4.2. Влияние степени нагрузки двигателя на разные КПД

Из теории двигателей известно, что мощность механических потерь (N_m) главным образом зависит от скорости двигателя. Влияние дросселирования незначительно. При данном анализе им можно пренебречь, как величиной малой, и допустить, что $N_m = \text{const}$. Поэтому изменение механического КПД при дросселировании определяется изменением индикаторной мощности согласно зависимости (рис. 4.2)

$$\eta_m = \frac{1 - N_m}{N_i} = \frac{1 - \text{const}}{N_i}. \quad (4.5)$$

При этом эффективный КПД снижается как из-за уменьшения η_i , так и, главным образом, из-за уменьшения η_m . В результате удельный эффективный расход топлива при снижении нагрузки увеличивается, достигая на режиме холостого хода значения

$$g_e = \frac{\text{const}}{\eta_e} = \frac{\text{const}}{0} = \infty. \quad (4.6)$$

4.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Установить заданный преподавателем режим работы двигателя по частоте вращения путем плавного открытия дроссельной заслонки.
3. Провести измерения всех необходимых показателей на первой точке характеристики после стабилизации показаний приборов.
4. Приоткрыть дроссельную заслонку, зафиксировав ее в новом положении. Увеличить нагрузку тормоза для поддержания заданной частоты вращения и после стабилизации теплового состояния двигателя провести измерения на второй точке характеристики.
5. Продолжить испытания в той же последовательности. Измерение показателей последней точки характеристики проводят при полном открытии дроссельной заслонки. Чтобы более точно найти режим наилучшей экономичности и выявить момент вступления в работу экономайзера в диапазоне нагрузок выше 75% от максимальной интервал открытия дроссельной заслонки уменьшают и точки на характеристике располагают чаще (см. рис. 4.1).
6. После обработки результатов испытаний строят кривые нагрузочной характеристики:

$$G_T = f(N_e); g_e = f(N_e); \alpha = f(N_e); \theta = f(N_e); \eta_v = f(N_e) \text{ и др. (4.7)}$$

Графически должны быть выявлены следующие характерные точки характеристики:

- минимальный удельный эффективный расход топлива;
- часовой расход топлива на режиме холостого хода;
- часовой и удельный расходы топлива, а также эффективная мощность в процентном отношении от максимальной в момент вступления в работу экономайзера;
- часовой и удельный расходы топлива при максимальной мощности;
- коэффициенты избытка воздуха при работе двигателя на холостом ходу, в режиме наилучшей экономичности, в режиме максимальной мощности.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием характерных точек по п.4.2.

Контрольные вопросы

1. Что называют нагрузочной характеристикой двигателя?
2. Чем отличается реальная нагрузочная характеристика от идеальной, или от характеристики оптимального регулирования?
3. Что такое количественный и качественный методы управления мощностью?

4. Почему при прикрытии дроссельной заслонки смесь обогащают?
5. Как изменяются η_v , α , θ по нагрузочной характеристике? Назовите факторы, определяющие это изменение.
6. Укажите особенности и причины изменения η_i , η_e , η_m по нагрузочной характеристике.
7. Как изменяется экономичность двигателя по нагрузочной характеристике? Назовите наиболее экономичный режим работы ДВС.
8. Назовите примерные диапазоны изменения η_v и α по нагрузочной характеристике.

Лабораторная работа 5. НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы:

- оценить топливную экономичность и другие показатели двигателя при изменении нагрузки;
- приобрести практические навыки в снятии нагрузочных характеристик карбюраторных двигателей;
- выбрать часовой расход топлива или коэффициент избытка воздуха (внешнюю нагрузку двигателя), соответствующие наибольшей мощности и наилучшей топливной экономичности;
- научиться анализировать зависимости основных показателей двигателя от нагрузки, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Двигатель оснащается приводным устройством для перемещения рейки топливного насоса в заданное положение, фиксирования и регистрации данного положения. В учебных опытах привод управляет рейкой через регулятор частоты вращения двигателя.

Можно отключить регулятор частоты, соединив тягу привода кинематически жестко с рейкой топливного насоса, а также отсоединить на топливном насосе ограничитель подачи топлива. В этом случае можно снять характеристику двигателя в более широком диапазоне изменения внешней нагрузки и найти режим наибольшей мощности.

5.1. Основные теоретические положения

Нагрузочной характеристикой дизельного двигателя называют зависимость его основных показателей ($G_T, g_e, \eta_m, \eta_v, \alpha$ и др.) от нагрузки, оцениваемой N_e (или M_e , или P_e) при постоянной частоте вращения двигателя.

По серии нагрузочных характеристик, снятых при разных, но постоянных в пределах одной характеристики частотах вращения, можно определить наиболее экономичные режимы работы дизеля. Данные этих характеристик можно использовать для расчета агрегатов трансмиссии и др.

В дизелях происходит внутреннее смесеобразование. В этих двигателях топливовоздушная смесь неоднородна по составу из-за неравномерного распределения впрыскиваемого топлива по объему камеры сгорания. При среднем коэффициенте избытка воздуха, определяемому по формуле (1.9), в камере сгорания имеются зоны с локальными значениями $\alpha = 0-\infty$. Начальные очаги пламени образуются в зонах с наиболее благоприятными условиями воспламенения при значении $\alpha \approx 0,9$. Такая неоднородность состава смеси обеспечивает в дизелях устойчивые процессы самовоспламенения и сгорания в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха.

Как известно, при постоянной частоте вращения мощность двигателя определяется зависимостью:

$$N_e = \frac{\text{const} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v}{\alpha}. \quad (5.1)$$

В дизелях отсутствует орган управления коэффициентом наполнения, определяющим количество рабочего тела в цилиндре. Управление мощностью в таких двигателях происходит за счет изменения коэффициента избытка воздуха, характеризующего качество горючей смеси. Поэтому такие двигатели называют *двигателями с качественным регулированием мощности*.

Качественное управление мощностью обеспечивает устойчивую работу дизеля во всем диапазоне изменения внешней нагрузки – от режима холостого хода до режима максимальной мощности. Коэффициент избытка воздуха (состав смеси) в данном случае изменяют количеством подаваемого в цилиндры топлива.

Как следует из формулы (5.1), наибольшая мощность, при прочих равных условиях, достигается при максимуме отношения η_v/α . Это условие выполняется при коэффициенте избытка воздуха порядка $\alpha = 1,05$. Однако на практике не допускается работа дизеля при таком составе смеси. Наибольшее обогащение смеси в существующих дизелях ограничивается значением, $\alpha = 1,2-1,5$ (меньшие значения для дизелей с разделенными камерами сгорания). При этом мощность примерно на 10% меньше мощности, получаемой при $\alpha = 1,05$.

Обогащение смеси до значений α меньше 1,2–1,5 вызывает увеличение дымности выше допустимого уровня, резкое увеличение удельного расхода топлива и тепловой напряженности двигателя. В результате в несколько раз повышается износ цилинд-

ропоршневой группы. Обычно наименьшее значение α и соответствующая ему мощность ограничиваются для конкретных моделей дизелей по условию допустимой дымности.

Наименьший удельный эффективный расход топлива (g_e , см. рис. 5.1) у дизелей наблюдается при $\alpha = 2$.

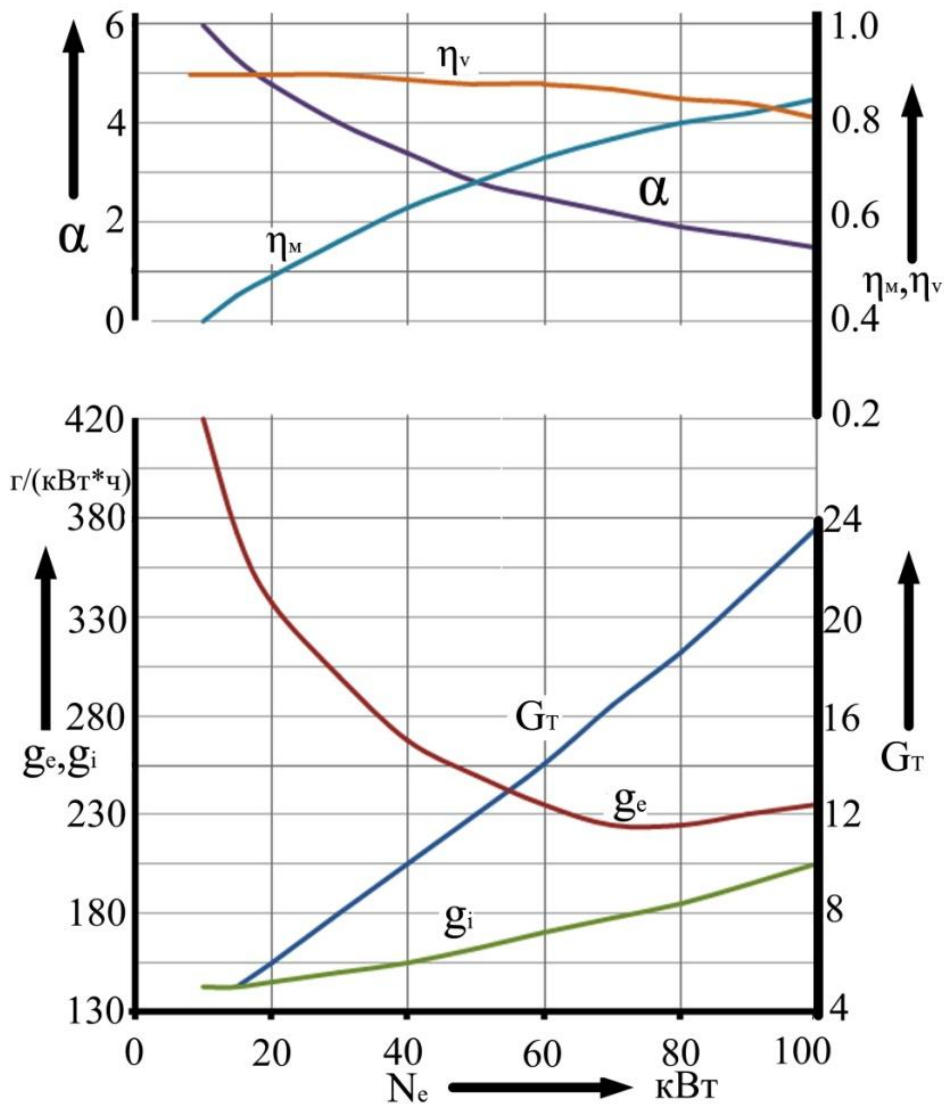


Рис. 5.1. Нагрузочная характеристика дизельного двигателя

Отклонение от этого состава смеси, как в сторону обеднения, так и в сторону обогащения, ухудшает топливную экономичность. Такой характер изменения удельного эффективного расхода определяется совместным влиянием на него индикаторного и механического КПД. При обеднении смеси вплоть до значений $\alpha = 4-5$ индикаторный удельный расход уменьшается, а, следовательно, индикаторный КПД, характеризующий эффективность использования теплоты, растет, так как $\eta_i = \text{const} / g_i$. Это объясняется тем, что с уменьшением цикловой подачи топлива улучшаются условия смесеобразования, происходит более полное сгорание топлива, увеличивается степень последующего его расширения, уменьшаются относительные потери теплоты в стенки

и с отработавшими газами. При очень малых подачах топлива, когда $\alpha > 5$ (режим холостого хода), индикаторный расход увеличивается (индикаторный КПД снижается) из-за ухудшения условий распыливания и сгорания малых доз топлива.

При постоянной частоте вращения двигателя мощность механических потерь изменяется незначительно и при данном анализе приемлемо допущение $N_m = const$. Поэтому механический КПД снижается при уменьшении нагрузки согласно зависимости:

$$\eta_m = \frac{1 - const}{N_i}. \quad (5.2)$$

Таким образом, режим наилучшей топливной экономичности определяется условием:

$$\eta_e = \frac{const}{g_e} = \eta_i \cdot \eta_m = max. \quad (5.3)$$

Ухудшение экономичности при обеднении связано со снижением η_m , а при обогащении – со снижением η_i из-за ухудшения условий самовоспламенения и сгорания.

С увеличением мощности массовое количество воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, незначительно уменьшается, и коэффициент наполнения снижается (рис. 5.1). Это объясняется тем, что с ростом нагрузки и соответствующим увеличением тепловой энергии, вводимой в цилиндры с топливом, увеличиваются и тепловые потоки в стенки, что ведет к росту теплонапряженности всех деталей двигателя. В результате увеличивается подогрев воздуха при наполнении, уменьшается плотность и, соответственно, масса поступающего воздуха.

Высокие степени сжатия дизелей, качественное регулирование мощности, сгорание бедных смесей обеспечивают дизелям в условиях эксплуатации более высокую экономичность в сравнении с карбюраторными двигателями, особенно при работе на частичных нагрузках.

На рис. 5.2 приведено сравнение эффективности этих двигателей при работе на номинальном скоростном режиме. Для наглядности мощность и удельный эффективный расход топлива даны в относительных единицах. За 100% принят наименьший удельный эффективный расход дизельного двигателя.

Как видно, на режиме наилучшей топливной экономичности удельный эффективный расход топлива у дизеля примерно на 10–15% ниже, чем у карбюраторного двигателя. По мере уменьшения нагрузки удельный расход топлива увеличивается у обоих типов двигателей, но явно видно преимущество дизеля: на малых нагрузках разрыв в топливной экономичности достигает почти 50%. Это объясняется характером изменения индикаторных КПД. У дизелей индикаторный КПД увеличивается при уменьшении нагрузки, а у карбюраторных ДВС – снижается. Поэтому, в условиях эксплуатации автотракторные дизели расходуют примерно на 30% меньше топлива, чем карбюраторные двигатели.

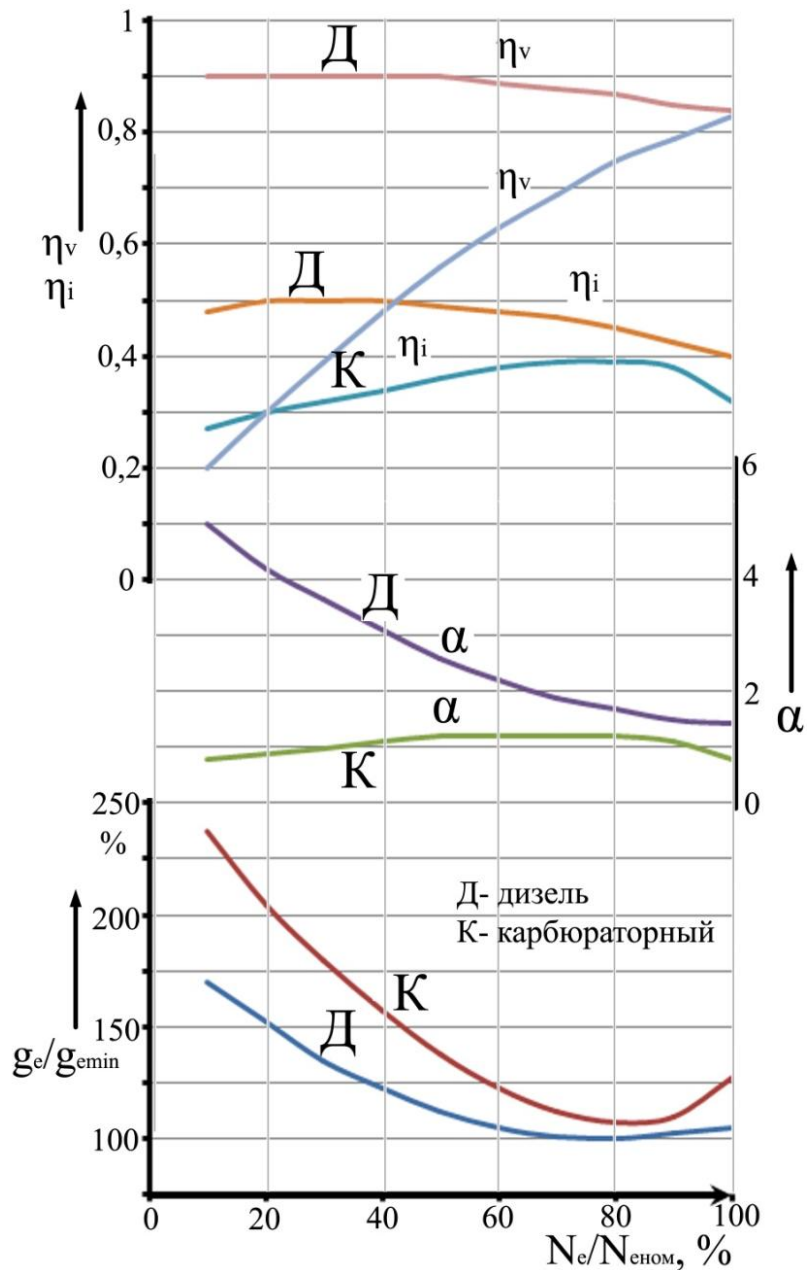


Рис. 5.2. Сравнение эффективности работы двигателей.

5.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Установить максимальное значение показания весов тормозной установки путем плавного перемещения рычага привода рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). Заданный режим работы двигателя по частоте вращения поддерживать изменением внешней нагрузки (тормозной установкой).
3. Провести измерения всех необходимых показателей на первой точке характеристики после стабилизации скорости и показаний приборов.
4. Повернуть рычаг привода ТНВД в сторону уменьшения мощности дизеля, уменьшить нагрузку тормоза для поддержания заданной частоты вращения. После ста-

билизации теплового состояния двигателя и показания приборов провести измерения на второй точке характеристики.

5. Продолжить испытания в той же последовательности, чтобы получить 6–8 точек характеристики. Измерение показателей последней точки характеристики провести на режиме холостого хода. Чтобы более точно найти режим наилучшей экономичности в диапазоне нагрузок от N_{max} до $0,5 N_{\text{max}}$ измерения следует проводить чаще.

6. После обработки результатов испытаний строят кривые нагрузочной характеристики:

$$G_T = f(N_e); g_e = f(N_e); \alpha = f(N_e); \eta_v = f(N_e) \text{ и др.}$$

Графически должны быть выявлены следующие характерные точки характеристики:

- минимальный удельный эффективный расход топлива;
- часовой расход топлива на режиме холостого хода;
- часовой и удельный расходы топлива при максимальной мощности;
- коэффициенты избытка воздуха при работе двигателя на холостом ходу, в режиме наилучшей экономичности, в режиме максимальной мощности.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием характерных точек по п. 5.2.

Контрольные вопросы

1. Что называют нагрузочной характеристикой дизеля?
2. Раскройте понятие «двигатели с качественным регулированием мощности».
3. Почему в дизелях возможно сгорание бедных смесей?
4. Каковы примерные пределы изменения коэффициента избытка воздуха в дизельном двигателе?
5. Объясните изменения основных показателей дизеля (η_v , a , g_i , g_e , η_m) по нагрузочной характеристике.
6. Почему индикаторный КПД дизеля возрастает при снижении нагрузки?
7. Почему коэффициент наполнения дизельного двигателя уменьшается с увеличением нагрузки?
8. Какими факторами ограничивается максимальная нагрузка дизеля при данной частоте вращения?
9. Объясните причины более высокой экономичности дизелей по отношению к карбюраторным двигателям.
10. Дайте сравнительный анализ изменения η_i , g_i , g_e , η_v , a по нагрузочным характеристикам карбюраторного и дизельного ДВС.

Лабораторная работа 6. СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Цель работы:

- оценить топливную экономичность и другие показатели при изменении частоты вращения двигателя;

- приобрести практические навыки в снятии скоростных характеристик карбюраторных двигателей;
- найти скоростные режимы максимальной мощности, максимального крутящего момента, наименьшего удельного расхода топлива;
- научиться анализировать зависимости основных показателей двигателя от скорости, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Двигатель оснащается приводным устройством для фиксирования дроссельной заслонки карбюратора в заданном положении и регистрации данного положения.

6.1. Основные теоретические положения

Скоростной характеристикой двигателя с искровым зажиганием (ДсИЗ) называется зависимость мощностных, экономических, экологических и др. показателей работы двигателя от его скорости при постоянном положении органа управления наполнением (дроссельной заслонки).

Различают внешние и частичные (внутренние) скоростные характеристики.

Внешней характеристикой называется скоростная характеристика, снятая при полном открытии дроссельной заслонки.

Внешняя скоростная характеристика является основной паспортной характеристикой двигателя. По этой характеристике указываются важнейшие технические показатели двигателя: $N_{еном}$ – номинальная мощность, гарантируемая заводом-изготовителем при номинальной частоте вращения – $n_{еном}$, максимальный крутящий момент M_{emax} и соответствующая ему частота вращения – n_m ; минимально устойчивая частота вращения – n_{min} и др.

В зависимости от комплектности двигателя различают мощность нетто и мощность брутто. При определении мощности нетто двигатель комплектуется вспомогательными устройствами: воздухоочистителем и глушителями шума впуска и выпуска, соответствующими трубопроводами, радиатором, вентилятором системы охлаждения, генератором, устройствами снижения токсичности отработавших газов. Регулировки систем питания и зажигания должны отвечать условиям завода-изготовителя.

При определении мощности брутто проводят испытания без названных узлов и оборудования, которые приводят к росту внутренних потерь на газообмен, ухудшению очистки цилиндров от остаточных газов и наполнения их свежей топливно-воздушной смесью. Поэтому мощность брутто больше мощности нетто.

Анализ скоростной характеристики карбюраторного двигателя позволяет выявить динамические и экономические показатели его работы и оценить испытываемый двигатель в отношении приемистости и быстроходности (см. рис. 6.1).

Эффективный крутящий момент определяется зависимостью:

$$M_e = \frac{const \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v}{\alpha}. \quad (6.1)$$

Вид кривой $M_e = f(n)$ зависит от изменения параметров $\alpha, \eta_v, \eta_i, \eta_m$ по частоте вращения.

Коэффициент наполнения вначале возрастает, достигает максимума при скоростном режиме, когда достигается примерно наибольший крутящий момент, а затем па-

дает. При частоте вращения $n < n_m$ наполнение двигателя ухудшено из-за неоптимальности фаз газораспределения. С ростом n фазы газораспределения становятся более благоприятными для наполнения, и η_v повышается до некоторого максимума, а затем начинает интенсивно падать. Снижение наполнения в области высоких скоростей объясняется возрастанием гидравлических потерь на впуске, а также неоптимальностью фаз газораспределения более высоким скоростям двигателя.

Индикаторный КПД η_i с ростом скорости сначала также повышается до некоторого максимума вследствие улучшения смесеобразования и уменьшения потерь на теплоотдачу, а затем начинает снижаться из-за ухудшения сгорания вследствие сокращения времени, отводимого на сгорание.

Механический КПД η_m с ростом скорости неизменно снижается вследствие увеличения механических (внутренних) потерь двигателя.

Основное влияние на протекание $M_e = f(n)$ оказывает зависимость коэффициента наполнения $\eta_v = f(n)$.

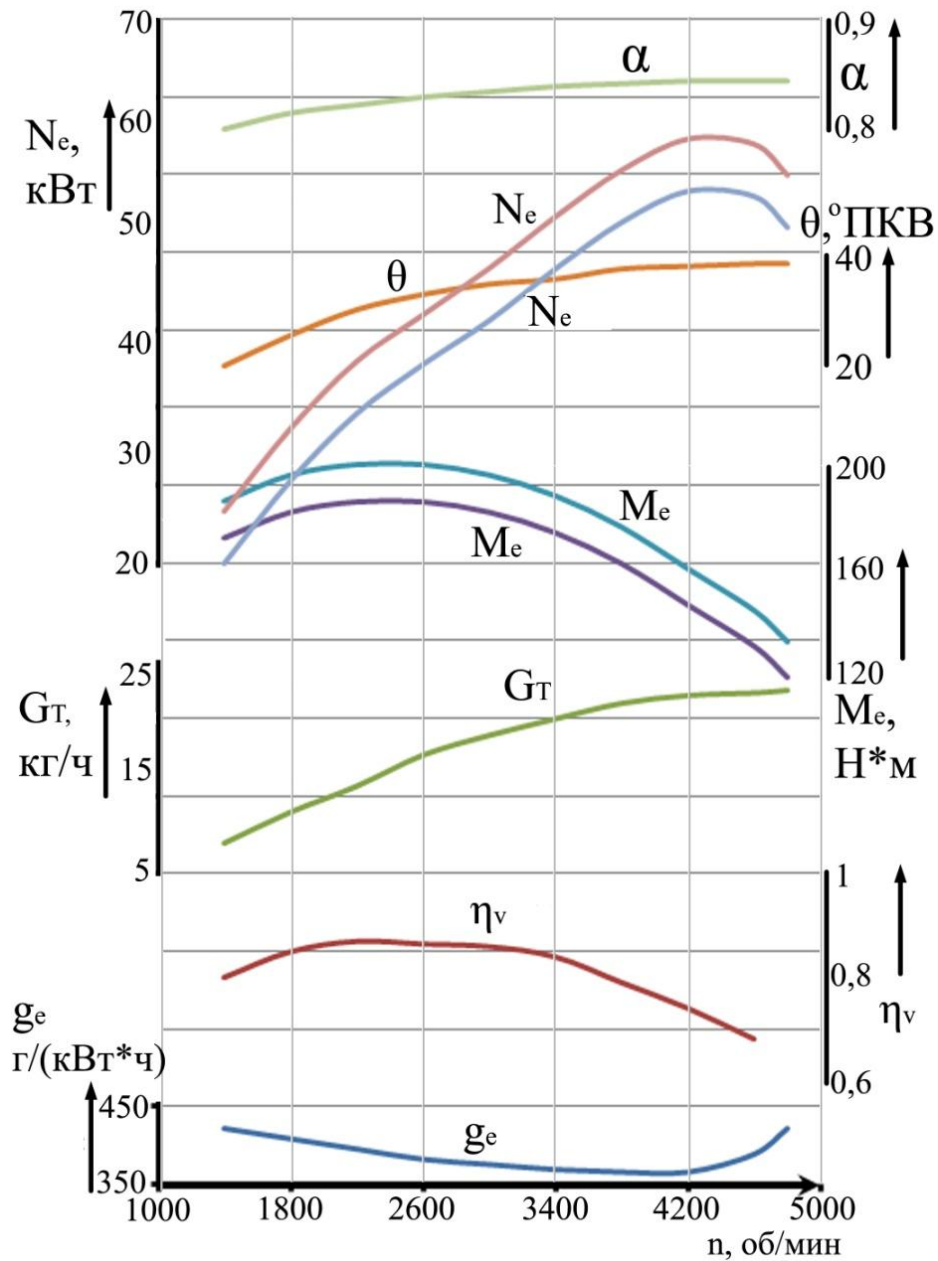


Рис. 6.1. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного ДВС

В результате совместного действия перечисленных факторов крутящий момент возрастает на участке $n_{min} - n_M$, а затем падает.

По кривой $M_e = f(n)$ внешней скоростной характеристики можно определить важный динамический показатель – коэффициент приспособляемости, равный

$$K = \frac{M_{emax}}{M_N}. \quad (6.2)$$

Здесь M_N – крутящий момент на скоростном режиме максимальной мощности. Коэффициент приспособляемости характеризует способность двигателя к самопреодолению кратковременных перегрузок. Для карбюраторных двигателей по внешней скоростной характеристике $K = 1,25-1,35$.

На кривой $N_e = f(n)$ можно выделить несколько характерных участков. В интервале от n_{min} до n_m мощность N_e изменяется приблизительно прямо пропорционально n . На участке от n_m до n_N мощность увеличивается медленнее: с одной стороны n двигателя растет и растет число циклов в единицу времени, с другой – M_e падает в силу указанных выше причин. На участке от n_N до n_{max} рост n уже не компенсирует падения M_e , и кривая N_e снижается. Часовой расход топлива G_T вначале растет почти прямо пропорционально n , но в дальнейшем повышение G_T замедляется вследствие падения η_v .

Кривая удельного эффективного расхода топлива $g_e = f(n)$ зависит от характера изменения η_i и η_m при изменении n , о чем было сказано выше. В результате g_e вначале уменьшается, достигает минимума, а затем возрастает.

Частота вращения при максимальной мощности n_N на скоростной характеристике не совпадает с частотой вращения при минимальном удельном расходе топлива n_{g_e} : n_{g_e} всегда меньше n_N .

Кривая оптимального угла опережения зажигания $\theta_{opt} = f(n)$ показывает рост θ_{opt} с увеличением скоростного режима, что объясняется более сильным влиянием уменьшения времени, отводимого на сгорание, по сравнению с улучшением качества смесеобразования вследствие лучшей турбулизации свежего заряда. Увеличение длительности сгорания в градусах поворота коленчатого вала в основном определяется увеличением начальной (первой) фазы сгорания.

Скоростные характеристики, снимаемые при неполном (но постоянном) открытии дроссельной заслонки, называют частичными.

При закрытых положениях наблюдается более ранний, то есть на меньших частотах вращения, перегиб кривых мощности и удельного расхода топлива.

6.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Ввести двигатель в режим, соответствующий началу снятия характеристики: положение дроссельной заслонки – заданное, частота вращения – минимально устойчивая, зажигание – по условиям завода-изготовителя. Дать выдержку при работе двигателя на установившемся режиме не менее 1 мин и произвести запись показаний всех измерительных приборов.
3. Увеличить частоту вращения на 200–300 об/мин путем изменения регулировки тормоза (разгрузки его), дать выдержку на вновь установленном режиме 1–2 мин. Произвести запись показаний всех измерительных приборов.
4. Продолжить испытания в той же последовательности, чтобы получить 6–8 точек характеристики. Закончить снятие характеристики при скорости, на 10% превышающей номинальную скорость двигателя, а при наличии регулятора – при скорости, соответствующей полной разгрузке тормоза.
5. После обработки результатов испытаний построить графики скоростной характеристики:

$$M_e = f(n); N_e = f(n); G_T = f(n); g_e = f(n);$$

$$G_B = f(n); \alpha = f(n); \eta_v = f(n); \theta = f(n).$$

Графически должны быть выявлены следующие характерные точки характеристики:

- максимальная мощность и соответствующая частота вращения;
- максимальный крутящий момент и соответствующая ему частота вращения;
- минимальный удельный эффективный расход топлива и соответствующая частота вращения.

6. Определить коэффициент приспособляемости.

7. Дать объяснение характера влияния частоты вращения на мощность, экономичность и другие показатели работы двигателя.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием характерных точек по п. 6.2.

Контрольные вопросы

1. Что называется скоростной характеристикой карбюраторного двигателя?
2. Чем отличается внешняя скоростная характеристика от частичной скоростной характеристики?
3. Почему мощность брутто больше мощности нетто?
4. Почему при увеличении скорости коэффициент наполнения вначале увеличивается, а затем уменьшается?
5. Почему экономичность двигателя ухудшается при низких и высоких частотах вращения?
6. Что такое коэффициент приспособляемости? Назовите его значения для карбюраторных двигателей.
7. Назовите основные причины, определяющие изменение M_e , N_e , G_T , $\theta_{\text{опт}}$ от частоты вращения.
8. Изобразите графически протекание основных показателей двигателя при изменении частоты вращения.

Лабораторная работа 7. СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы:

- оценить топливную экономичность и другие показатели при изменении частоты вращения двигателя;
- приобрести практические навыки в снятии скоростных характеристик дизельных двигателей;
- найти скоростные режимы максимальной мощности, максимального крутящего момента, наименьшего удельного расхода топлива;
- научиться анализировать зависимости основных показателей двигателя от скорости, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Двигатель оснащается приводным устройством для фиксирования рычага управления рейкой топливного насоса высокого давления и регистрации данного положения.

7.1. Основные теоретические положения

Скоростной характеристикой дизельного двигателя называется зависимость мощностных, экономических, экологических и др. показателей двигателя от его скорости при постоянном положении органа управления топливоподачей.

Если орган управления топливоподачей установлен в положении максимальной подачи топлива, то скоростная характеристика называется внешней. Внешняя скоростная характеристика, снятая с работающим регулятором частоты вращения, является паспортной характеристикой дизеля.

Внешнюю скоростную характеристику можно снять при фиксированном положении рейки, которое соответствует положению рейки на номинальном режиме при управлении через регулятор. Угол опережения впрыскивания соответствует техническим условиям завода-изготовителя. В этом случае зависимости изменения мощности, коэффициента наполнения, часового и удельного эффективного расходов топлива от частоты вращения имеют тот же характер, что и для карбюраторного двигателя.

Однако коэффициент наполнения изменяется не так существенно, как в случае карбюраторного двигателя. Это связано с тем, что впускные тракты дизелей имеют меньше гидравлическое сопротивление, и скорости меняются в более узком диапазоне.

В дизеле при неизменном положении рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД), а, следовательно, при неизменном положении активного хода плунжера плунжерной пары цикловая доза топлива с ростом частоты вращения увеличивается. Поэтому при увеличении частоты вращения в цикл поступает больше тепловой энергии. Количество воздуха, поступающего в цикл, почти неизменно или уменьшается незначительно. Это определяет особенность протекания крутящего момента: крутящий момент незначительно изменяется по частоте вращения и даже может увеличиваться с ростом частоты. Коэффициент приспособляемости

$$K = \frac{M_{emax}}{M_N} \quad (7.1)$$

составляет всего 1–1,05. При данных условиях дизель имеет неустойчивую работу при нагрузке, т.е. автоматически не справляется с временными перегрузками.

Для повышения устойчивости работы дизеля к изменяющимся нагрузкам в эксплуатации управление подачей топлива осуществляется через регулятор ТНВД, имеющим специальный корректор. При уменьшении частоты вращения дизеля из-за увеличения внешней нагрузки корректор перемещает рейку ТНВД в сторону повышения цикловой дозы топлива, крутящий момент увеличивается, и дизель автоматически преодолевает увеличение внешней нагрузки. Наличие корректора позволяет увеличить коэффициент приспособляемости до 1,2.

Внешняя скоростная характеристика с регуляторной ветвью представлена на рис. 7.1.

Характеристику можно разделить на 2 области: 1) область работы двигателя, когда в ТНВД работает корректор (корректорная ветвь характеристики; 2) область работы двигателя, когда работает регулятор (регуляторная ветвь характеристики). В корректорной области крутящий момент вначале возрастает, достигает максимума, а затем

снижается. Увеличение момента при снижении частоты вращения от номинального скоростного режима до скоростного режима наибольшего крутящего момента происходит за счет увеличения цикловых доз топлива с помощью корректора.

Остальные кривые на корректорной ветви характеристики изменяются подобно аналогичным кривым внешней скоростной характеристики ДсИЗ. Выделяют те же точки характеристики: максимальная мощность, максимальный крутящий момент, минимальный удельный расход топлива и соответствующие им скорости двигателя.

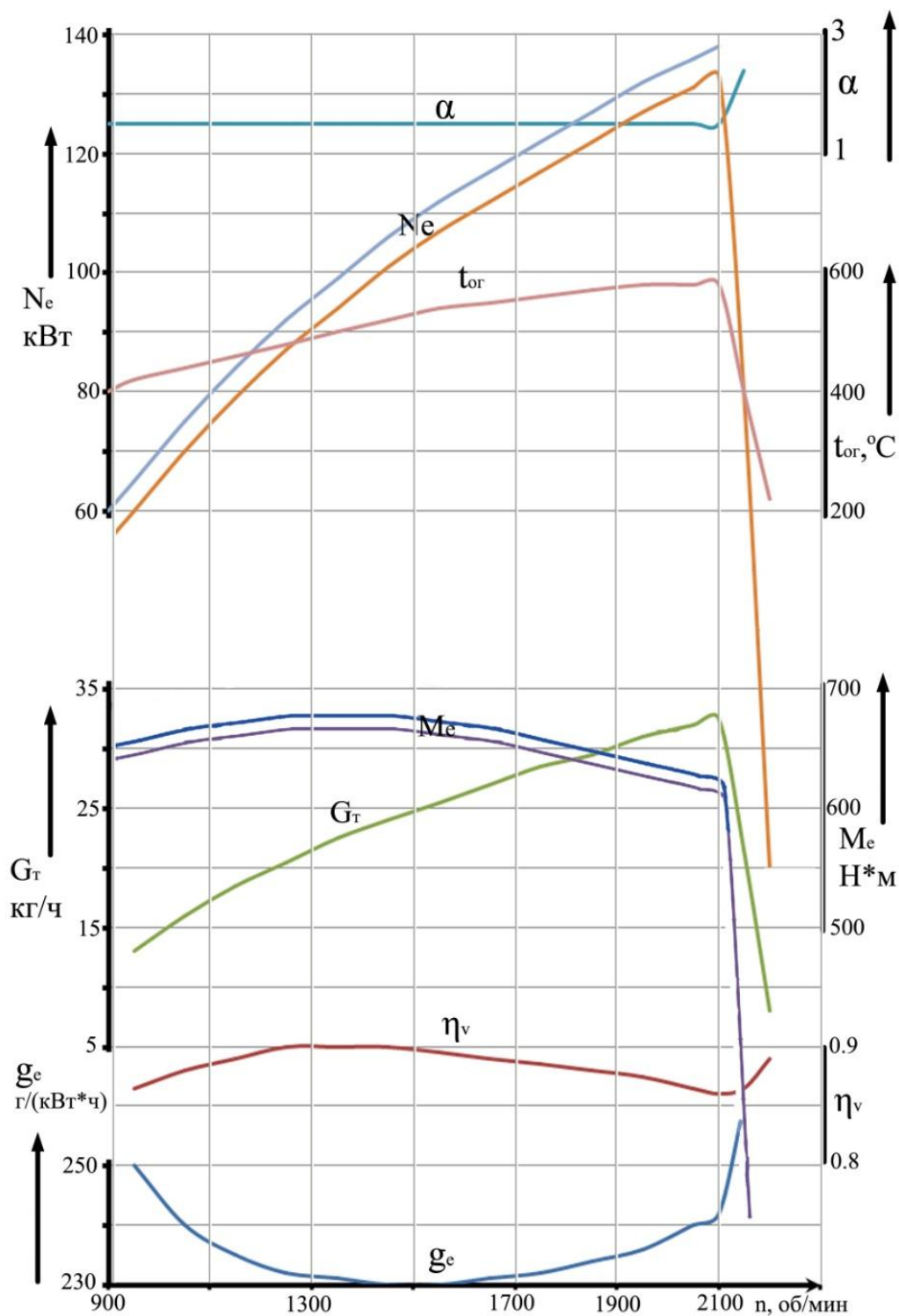


Рис. 7.1. Скоростная характеристика дизеля

При работе дизеля по регуляторной ветви скоростной характеристики изменение всех показателей двигателя определяется работой регулятора, который автоматически в зависимости от частоты вращения изменяет цикловую дозу топлива. Коэффициент избытка воздуха изменяется (в зависимости от особенностей рабочих процессов дизелей) от $\alpha = 6-8$ на режиме максимальной частоты вращения до $\alpha = 1,2-1,5$ на режиме номинальной мощности. Крутящий момент и эффективная мощность равны нулю, а удельный эффективный расход равен бесконечности при максимальной частоте вращения двигателя.

По регуляторной ветви оценивают степень неравномерности работы регулятора по формуле

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ср}}},$$

$$\text{где } n_{\text{ср}} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}.$$

7.2. Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Установить рычаг управления регулятором и зафиксировать в заданном положении. При снятии внешней скоростной характеристики рычаг установить в рабочее положение «до упора».
3. Ввести двигатель в режим, соответствующий началу снятия характеристики: положение рычага управления регулятором – заданное, частота вращения – минимально устойчивая, угол опережения впрыскивания – по техническим условиям завода-изготовителя. Дать выдержку при работе двигателя на установившемся режиме не менее 1 мин и произвести запись показаний всех измерительных приборов.
4. Увеличить частоту вращения примерно на 150–200 об/мин путем изменения регулировки тормоза (разгрузки его), дать выдержку на вновь установленном режиме 1–2 мин. Произвести запись показаний всех измерительных приборов.
5. Продолжить испытания в той же последовательности, чтобы получить 6–8 точек характеристики. Для выявления точки перегиба кривой мощности внешнюю нагрузку вблизи предполагаемого значения номинальной мощности изменяют постепенно на небольшую величину (при изменении частоты вращения двигателя с интервалом 30–50 об/мин).
- Закончить снятие характеристики при скорости, соответствующей полной разгрузке тормоза.
6. После обработки результатов испытаний построить графики скоростной характеристики:

$$\begin{aligned} M_e &= f(n); N_e = f(n); G_T = f(n); g_e = f(n); \\ G_B &= f(n); \alpha = f(n); \eta_v = f(n). \end{aligned}$$

Графически должны быть выявлены следующие характерные точки характеристики:

- максимальная мощность и соответствующая частота вращения;
- максимальный крутящий момент и соответствующая ему частота вращения;
- минимальный удельный эффективный расход топлива и соответствующая частота вращения.

7. Определить коэффициент приспособляемости и степень неравномерности работы регулятора

8. Дать объяснение характера влияния частоты вращения на мощность, экономичность и другие показатели работы двигателя.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик с указанием характерных точек по п. 7.2.

Контрольные вопросы

1. Что называется скоростной характеристикой дизельного двигателя?
2. Чем отличается внешняя скоростная характеристика от частичной скоростной характеристики?
3. Что такое коэффициент приспособляемости? Назовите его значения для дизельных двигателей при работе без корректора и с корректором подачи топлива.
4. Почему экономичность двигателя ухудшается при работе на регуляторе на высоких частотах вращения?
5. Назовите значения коэффициента избытка воздуха при работе дизеля на холостом ходу и полной нагрузке.
6. Назовите основные причины, определяющие изменение M_e , N_e , G_T , $\theta_{опт}$ от частоты вращения.
7. Изобразите графически протекание основных показателей двигателя при изменении частоты вращения.

Лабораторная работа 8. ХАРАКТЕРИСТИКА УСЛОВНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы:

- определить мощность механических потерь ($N_{мп}$), среднее давление механических потерь ($P_{мп}$) и механический КПД η_m двигателя в диапазоне рабочих частот вращения;

- приобрести практические навыки в оценке механических потерь двигателя;
- научиться анализировать зависимости основных показателей механических потерь от скорости, исходя из теории рабочего процесса ДВС.

Подготовка двигателя

Комплектность двигателя соответствует условиям испытаний по внешней скоростной характеристике карбюраторного двигателя или по корректорной ветви скоростной характеристики дизеля. Кроме того, двигатель оснащается устройством, обеспечивающим поочередное выключение зажигания в карбюраторном двигателе или прекращение впрыска топлива в дизеле в каждом из цилиндров. Выключение зажигания в отключаемом цилиндре обычно обеспечивается разрывом цепи высокого напряжения или коротким замыканием высоковольтного разряда на массу. Для дизелей с топливной аппаратурой разделенного типа отключение цилиндра требует установки специального приспособления на топливном насосе, поднимающим плунжер в положение ВМТ и поочередно прекращающим подачу топлива одной из насосных секций.

8.1. Основные теоретические положения

Механические (внутренние) потери ($N_{мп}$) двигателя включают потери на трение ($N_{т}$), газообмен ($N_{го}$), привод вспомогательных агрегатов ($N_{ва}$), прочие потери ($N_{пр}$).

Величина механических потерь характеризуется:

- 1) мощностью механических потерь

$$N_{мп} = N_{т} + N_{го} + N_{ва} + N_{пр}; \quad (8.1)$$

- 2) давлением механических потерь

$$P_{мп} = P_{т} + P_{го} + P_{ва} + P_{пр}; \quad (8.2)$$

- 3) механическим КПД

$$\eta_{м} = \frac{N_{е}}{N_{і}} = 1 - \frac{N_{мп}}{N_{і}}. \quad (8.3)$$

Основная составляющая механических потерь – потери на трение, достигают 60–70% от всех потерь и существенно изменяются с частотой вращения. Поэтому показатели механических потерь принято представлять в виде зависимости от частоты вращения (см. рис. 8.1):

$$N_{мп}, P_{мп}, \eta_{м} = f(n).$$

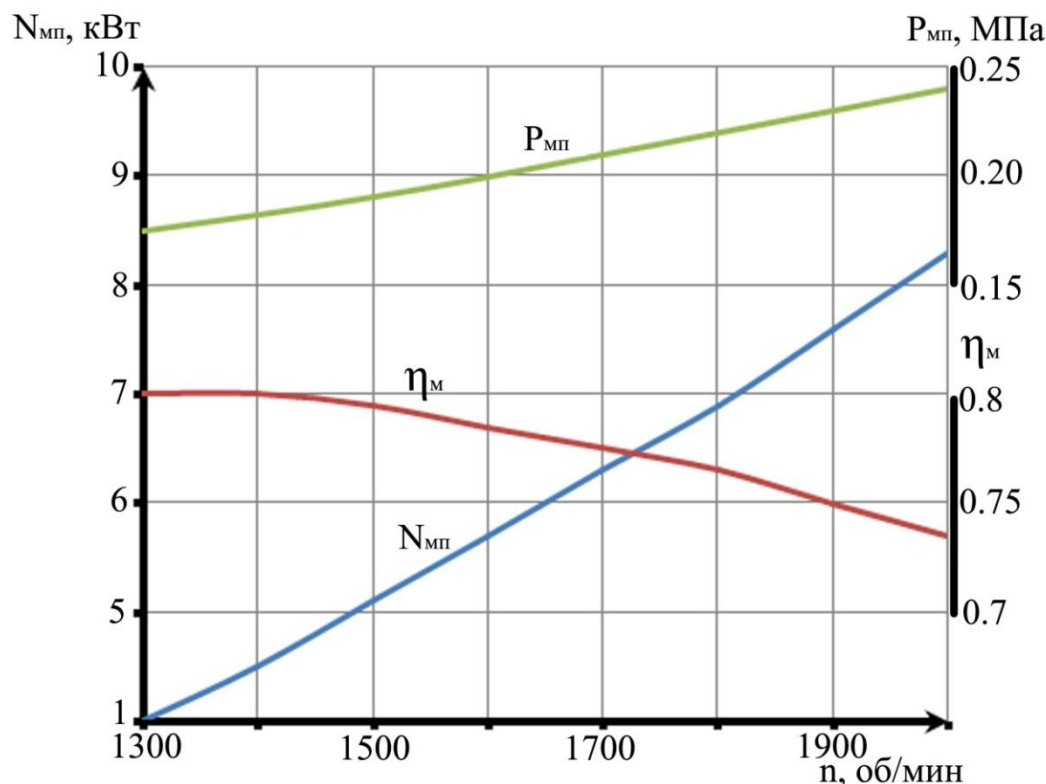


Рис. 8.1. Характеристика механических потерь двигателя

Механические потери и механический КПД двигателя можно определить следующими методами:

- методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности;
- методом выключения цилиндров;
- методом прокручивания коленчатого вала двигателя от постороннего источника энергии.

Определение мощности механических потерь и механического КПД методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности

Данный метод относится к косвенным методам определения механических потерь. Величины $N_{мп}$, $P_{мп}$, η_m рассчитываются после проведения моторных испытаний, индицирования двигателя, определения эффективной N_e и индикаторной N_i мощностей. Для индицирования в цилиндр двигателя устанавливается датчик (индикатор) для записи текущего давления в цилиндре в функции угла поворота коленчатого вала (индикаторной диаграммы $P = f(\varphi)$). После обработки диаграммы определяется среднее индикаторное давление P_i , по которому рассчитывается индикаторная мощность четырехтактного двигателя N_i .

$$N_i = P_i \frac{i \cdot V_h \cdot n}{120}. \quad (8.4)$$

При этом допускается, что рабочие процессы в цилиндрах протекают одинаково, а значение P_i отдельных цилиндров (i) равны.

Определяется мощность механических потерь, среднее давление механических потерь и механический КПД:

$$N_{мп} = N_i - N_e ; \quad (8.5)$$

$$P_{мп} = \frac{N_{мп} \cdot 120}{i \cdot V_h \cdot n} ; \quad (8.6)$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_{мп}}{N_i} . \quad (8.7)$$

В связи с необходимостью оснащения испытательного стенда сложной аппаратурой данный метод не нашел широкого распространения, и в учебных опытах подобные испытания не проводятся. В соответствии с ГОСТ 18509-80 и 14846-81 механические потери определяются методами выключения цилиндров или прокруткой двигателя от постороннего источника энергии.

Определение механических потерь и механического КПД методом выключения цилиндров

Известно, что эффективная мощность N_e определяется как разность индикаторной N_i и мощности механических потерь $N_{мп}$:

$$N_e = N_i - N_{мп} . \quad (8.8)$$

При проведении моторных испытаний двигателя на постоянной частоте вращения поочередно выключается из работы один из цилиндров. Допускается, что при отключении цилиндра его механические потери не меняются. Поэтому разница в эффективной мощности двигателя при работе всех цилиндров (N_e) и при одном отключенном ($N_{e\partial s-1}$) равна индикаторной мощности отключенного цилиндра (N_{ix}):

$$N_{ix} = N_e - N_{e\partial s-1} . \quad (8.9)$$

Полагают, что индикаторная мощность двигателя может быть определена, как сумма индикаторных мощностей цилиндров:

$$N_i = \sum_x N_{ix} . \quad (8.10)$$

После этого определяют механический КПД, мощность механических потерь и среднее давление механических потерь.

Определение механических потерь и механического КПД методом прокручивания коленчатого вала от постороннего источника энергии

Сущность метода состоит в том, что после работы двигателя на определенном скоростном режиме с полной нагрузкой выключается зажигание во всех цилиндрах карбюраторного двигателя или подача топлива в дизеле. Двигатель принудительно прокручивается с той же частотой вращения от балансирующей электрической машины. Полагается, что мощность, необходимая для принудительного вращения коленчатого вала двигателя с данной частотой вращения, равна мощности механических потерь.

Сравнительная оценка методов определения механических потерь

Метод индизирования позволяет оценить механические потери при работе всех цилиндров двигателя и обеспечивает наибольшую точность определения $N_{мп}$ и η_m . Имеет ограниченное применение из-за сложности применяемой аппаратуры и трудоемкости расчетов.

Метод отключения цилиндров двигателя достаточно прост и широко используется при оценке механических потерь карбюраторных двигателей и дизелей. Однако следует отметить, что при отключении цилиндра его индикаторная мощность определяется как разность двух близких величин $N_{ix} = N_e - N_{e \partial \varepsilon - 1}$. Это увеличивает относительную погрешность измерения $N_{мп}$. Кроме того, нарушаются исходные допущения метода. Во-первых, меняется индикаторная мощность цилиндров, работающих в этом случае с большей нагрузкой. Во-вторых, при отключении цилиндра в нем уменьшается трение, возрастают потери на газообмен. Совместное сложное воздействие названных факторов препятствует точному определению механических потерь.

Метод прокрутки двигателя является наиболее простым, но вместе с тем наименее точным. Это связано с резким изменением всех составляющих механических потерь при переходе от режима работы с полной нагрузкой к прокрутке двигателя. Например, потери на газообмен могут возрасти на 15–20%, а затраты на трение поршневых колец и юбки поршня могут уменьшаться в 2–2,5 раза. Поэтому, как правило, мощность механических потерь, определяемая при прокрутке, оказывается ниже действительной. Метод обеспечивает хорошую воспроизводимость результатов, полученных при испытаниях разных двигателей одной модели. Его целесообразно применять для сравнительных испытаний одной модели двигателя.

8.2. Порядок выполнения работы

Порядок выполнения работы при определении механических потерь и механического КПД методом выключения цилиндров

Двигатель прогревают до нормального теплового режима, полностью открывают дроссельную заслонку карбюраторного двигателя или ставят рычаг управления регулятором на упор максимальной частоты вращения. Изменяя нагрузку тормоза, регулируют необходимую частоту вращения двигателя. В учебных опытах для сокращения вре-

мени и объема экспериментов испытания проводят только на одном режиме – режиме максимального крутящего момента.

Первый опыт проводят при работе всех цилиндров. После стабилизации скоростного и теплового режима проводят измерения частоты вращения (n), усилия на тормозе (P_T), температуры охлаждающей жидкости (t_E) и масла (t_M). Затем выключают из работы первый цилиндр. После выключения цилиндра частота вращения снижается, но ее восстанавливают до исходного значения с точностью $\pm 1\%$, уменьшая нагрузку тормоза. После корректировки частоты вращения проводят аналогичные измерения. Включают цилиндр и восстанавливают заданную частоту вращения.

Во втором и последующих опытах перед выключением очередного цилиндра температура охлаждающей жидкости и масла должны быть восстановлены до исходного уровня.

По результатам испытаний определяют эффективную мощность при работе всех цилиндров N_e и при работе с последовательными отключениями одного из цилиндров: первого $N_{e\partial s-1}$, второго $N_{e\partial s-2}$ и т.д. Определяют индикаторную мощность каждого из отключенных цилиндров:

$$\begin{aligned} N_{i1} &= N_e - N_{e\partial s-1}; \\ N_{i2} &= N_e - N_{e\partial s-2}; \\ &\dots \\ N_{ix} &= N_e - N_{e\partial s-x}. \end{aligned}$$

Суммируя значения индикаторных мощностей, определяют индикаторную мощность двигателя:

$$N_i = \sum_x N_{ix},$$

а затем рассчитывают механический КПД:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{\sum N_{ix}},$$

мощность механических потерь двигателя:

$$N_{мп} = N_i - N_e = \sum N_{ix} - N_e.$$

Среднее давление механических потерь:

$$P_{мп} = \frac{N_{мп} \cdot 120}{i \cdot V_h \cdot n}.$$

*Порядок выполнения работы при определении механических потерь
и механического КПД методом прокручивания коленчатого вала
от постороннего источника энергии*

Двигатель прогревают до нормального теплового режима, полностью открывают дроссельную заслонку карбюраторного двигателя или устанавливают рычаг управления регулятором на упор максимальной частоты вращения дизеля.

Увеличивая нагрузку тормоза, устанавливают минимальную частоту вращения при работе двигателя с полной нагрузкой.

Первый опыт проводят при работающем двигателе для оценки исходного теплового состояния и величины эффективной мощности для заданной частоты вращения. Измеряют частоту вращения (n), усилие на тормозе (P_T), замеряют температуры охлаждающей жидкости (t_B) и масла (t_M).

Второй опыт проводят после выключения всех цилиндров и корректировки частоты вращения до заданной величины с точностью $\pm 1\%$. Допускается перед выключением цилиндров двигателя увеличить частоту вращения выше заданной таким образом, чтобы после выключения установилась требуемая частота вращения. Измеряют частоту вращения (n), усилие на тормозе (P_T), температуру охлаждающей жидкости (t_B) и масла (t_M). Результаты измерений заносят в протокол испытаний.

Третий опыт проводят на большей частоте вращения при работе всех цилиндров. Перед измерениями двигатель должен работать с полной нагрузкой в течение времени, необходимого для стабилизации исходного теплового режима. После восстановления значений t_B и t_M вновь измеряют n , P_T , t_B , t_M .

Четвертый опыт проводят аналогично второму. Указанные процедуры повторяются до частоты вращения при максимальной мощности.

По окончании испытаний для каждой частоты вращения рассчитывают значения мощности механических потерь ($N_{мп}$), среднего давления механических потерь ($P_{мп}$) и механического КПД (η_M). Строят графики названных параметров в функции частоты вращения. Для сравнения наносят на график значения $N_{мп}$, $P_{мп}$, η_M , определенные методом выключения цилиндров.

Содержание отчета

1. Копия протокола испытаний.
2. Графики характеристик по примеру рис. 8.1.

Контрольные вопросы

1. Какими методами определяют механические потери двигателя?
2. Назовите преимущества и недостатки различных методов оценки механических потерь.

3. Порядок выполнения работы при определении механических потерь и механического КПД методом выключения цилиндров.
4. Порядок выполнения работы при определении механических потерь и механического КПД методом прокручивания коленчатого вала от постороннего источника энергии.
5. Что включают механические потери двигателя?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 479 с.: с ил.
2. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 400 с.
3. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: учебник для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю. Кричевская и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 414 с.
4. Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 592 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания / под. ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1985. 312 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Лабораторная работа 1. ОБОРУДОВАНИЕ И АППАРАТУРА ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ.....	5
1.1. Основные теоретические положения.....	5
1.2. Формулы для расчета показателей при испытаниях двигателей.....	8
Лабораторная работа 2. РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПО СОСТАВУ СМЕСИ.....	11
2.1. Основные теоретические положения.....	11
2.2. Порядок выполнения работы.....	14
Лабораторная работа 3. РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ ПО УГЛУ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ	16
3.1. Основные теоретические положения.....	16
3.2. Порядок выполнения работы.....	21
Лабораторная работа 4. НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ	23
4.1. Основные теоретические положения.....	23
4.2. Порядок выполнения работы.....	29
Лабораторная работа 5. НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ	31
5.1. Основные теоретические положения.....	31
5.2. Порядок выполнения работы.....	35
Лабораторная работа 6. СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ	37
6.1. Основные теоретические положения.....	37
6.2. Порядок выполнения работы.....	40
Лабораторная работа 7. СКОРОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ	42
7.1. Основные теоретические положения.....	42
7.2. Порядок выполнения работы.....	45
Лабораторная работа 8. ХАРАКТЕРИСТИКА УСЛОВНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВИГАТЕЛЯ	47
8.1. Основные теоретические положения.....	47
8.2. Порядок выполнения работы.....	51
Список литературы	54

Учебное издание

**АВТОМОБИЛИ И ДВИГАТЕЛИ:
АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

Методические указания к лабораторным работам

Автор-составитель

Капустин Александр Васильевич

Редактор *Н. В. Васильева*

Компьютерная верстка *Е. В. Кирякова*

Изд. лиц. ЛР № 020815 от 21.09.98.

Подписано в печать 24.10.2008. Бумага офсетная. Формат 60×84 1/16.

Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 3,1. Уч.-изд. л. 3,4. Тираж 300 экз. Заказ №

Издательско-полиграфический центр

Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого.

173003, Великий Новгород Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано НовГУ.

173003, Великий Новгород, ул. б. Санкт-Петербургская, 41.