

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Автомобильный транспорт и автосервис»

ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
для студентов направления
190700.62

Курган 2014

Кафедра: «Автомобильный транспорт и автосервис»

Дисциплины: «Транспортная энергетика»
(направление 190700.62)

Составил: канд. техн. наук, доц. В.Н. Шабуров.

Утверждены на заседании кафедры «14» декабря 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета «20» декабря 2013 г.

ОБЩАЯ МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ И ОФОРМЛЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторные работы по дисциплине проводятся с целью практического освоения теоретического материала и закрепления знаний, полученных в лекционных курсах.

Учебно-методическое руководство студентами осуществляет преподаватель, в помощь которому на всё время проведения занятий прикрепляется учебный мастер кафедры.

В начале каждого занятия студенты знакомятся с теоретическими вопросами и методическими указаниями по проведению работы. Преподаватель проверяет правильность усвоения студентами теории и методики, контролирует качество выполнения работы студентами, даёт указания по устранению допущенных ими ошибок.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВС

1 Цель работы

Изучение термодинамических циклов ДВС и их анализ.

2 Общие положения

Исторические сведения

Из анализа прямого обратимого цикла следует, что с увеличением средней температуры теплоотдатчиков и понижением средней температуры теплообменников термический КПД цикла возрастает.

До 70-х годов прошлого столетия единственным источником механической работы являлась паровая машина, в которой применялся пар низких температур и малых давлений. Газы с высокой температурой, получаемые при горении топлива, сначала направлялись в паровые котлы для получения пара низкого давления, который и являлся рабочим телом. Такое использование теплоты топлива приводило к низким термическим КПД паросиловых установок.

Поиски ученых и изобретателей многих стран мира привели к созданию нового двигателя, в котором газы, получаемые при горении топлива, непосредственно воздействовали на поршень машины. Такие машины, где топливо сжигается непосредственно в цилиндре под поршнем, называются *двигателями внутреннего сгорания (ДВС)*.

Одним из первых, указавших на возможность создания двигателя внутреннего сгорания, является Сади Карно. В 1824 г. в своей работе «Размышления о движущей силе огня». В 1862 г. французский инженер Бо-де-Роша запатентовал двигатель, принципы построения которого совпадали с высказываниями Карно. В 1877 г. немецкий инженер Отто построил бензиновый двигатель, работа, которого осуществлялась по принципу, предложенному Бо-де-Роша.

В 1897 г. немецкий инженер Дизель разработал двигатель высокого сжатия, работавший на керосине, который распылялся в цилиндре воздухом высокого давления от компрессора. Русские инженеры в значительной степени усовершенствовали и улучшили двигатель Дизеля.

В 1904 г. русским инженером Г. В. Тринклером был построен бескомпрессорный двигатель, в котором сгорание топлива сначала происходило при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении. Такой двигатель, со смешанным сгоранием топлива, получил в настоящее время широкое распространение во всех странах мира.

Все современные поршневые ДВС разделяются на три группы:

- 1) с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме;
- 2) с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении;
- 3) со смешанным сгоранием топлива частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении.

При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых ДВС обычно определяют количество подведенной и отведенной теплоты, а также основные параметры состояния рабочего тела в типичных точках цикла, причем температуры в промежуточных точках вычисляют как функции начальной температуры газа, и вычисляют термический КПД цикла по основным характеристикам, после чего производят его анализ.

Основными характеристиками или параметрами любого цикла двигателя внутреннего сгорания являются следующие безразмерные величины:

- **степень сжатия**, представляющая собой отношение начального удельного объема рабочего тела к его удельному объему в конце сжатия:

$$\varepsilon = v_1 / v_2 ; \quad (1.1)$$

- **степень повышения давления**, представляющая собой отношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты;

$$\lambda = P_3 / p_2 ; \quad (1.2)$$

- **степень предварительного расширения, или степень изобарного расширения**, представляющая собой отношение объемов в конце и в начале изобарного процесса подвода теплоты.

$$\rho = v_3 / v_2 . \quad (1.3)$$

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме

Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по диаграмме, в которой дается изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня за весь цикл. Такую диаграмму, снятую с помощью специального прибора индикатора, называют **индикаторной диаграммой**. Площадь замкнутой фигуры индикаторной диаграммы изображает в определенном масштабе индикаторную работу газа за один цикл.

На рисунке 1.1 изображена индикаторная диаграмма двигателя, работающего с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме. В качестве горючего для этих двигателей применяют легкое топливо – бензин, светильный или генераторный газ, спирты и др. При ходе поршня из левого мертвого положения в крайнее правое через всасывающий клапан засасывается горючая смесь, состоящая из паров и мелких частиц топлива и воздуха. Этот процесс изображается на диаграмме кривой 0-1, которая называется *линией всасывания*. Очевидно, линия 0-1 не является термодинамическим процессом, так как в нем основные параметры не изменяются, а изменяются только масса и объем смеси в цилиндре. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается, происходит сжатие горючей смеси. Процесс сжатия на диаграмме изображается кривой 1-2, которая называется *линией сжатия*. В точке 2, когда поршень еще немного не дошел до левого мертвого положения, происходит воспламенение горючей смеси от электрической искры. Сгорание горючей смеси происходит почти мгновенно, т.е. практически при постоянном объеме. Этот процесс на диаграмме изображается кривой 2-3. В результате сгорания топлива температура газа резко возрастает и давление увеличивается (точка 3). Затем продукты горения расширяются. Поршень перемещается в правое мертвое положение, и газы совершают полезную работу. На индикаторной диаграмме процесс расширения изображается кривой 3-4, называемой *линией расширения*. В точке 4 открывается выпускной клапан, и давление в цилиндре падает почти до наружного давления. При дальнейшем движении поршня справа налево из цилиндра удаляются продукты сгорания через выпускной клапан при давлении, несколько превышающем атмосферное давление. Этот процесс изображается на диаграмме кривой 4-0 и называется *линией выпуска*.

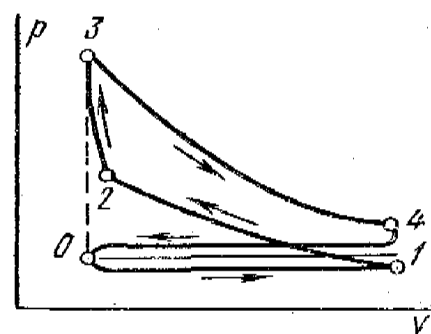


Рисунок 1.1 – Индикаторная диаграмма двигателя

Рассмотренный рабочий процесс совершается за четыре хода поршня (такта) или за два оборота вала. Такие двигатели называются *четырёхтактными*.

Процесса реального двигателя внутреннего сгорания с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме не является замкнутым. В нем имеются все признаки необратимых процессов: трение, химические реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен при конечной разности температур и т.д.

Анализ такого цикла с точки зрения теории тепловых процессов невозможен, а поэтому термодинамика исследует не реальные процессы двигателей внутреннего сгорания, а идеальные, обратимые циклы. В качестве рабочего тела принимают идеальный газ с постоянной теплоемкостью. Цилиндр заполнен постоянным количеством рабочего тела. Разность температур между источником теплоты и рабочим телом бесконечно малая. Подвод теплоты к рабочему

телу осуществляется от внешних источников теплоты, а не за счет сжигания топлива. То же необходимо сказать об отводе теплоты.

Таким образом, изучение идеальных термодинамических циклов позволяет производить при принятых допущениях анализ и сравнение работы различных двигателей и выявлять факторы, влияющие на их экономичность. Диаграмма, построенная при указанных условиях, является не индикаторной диаграммой двигателя внутреннего сгорания, а $p\nu$ -диаграммой цикла с подводом количества теплоты при постоянном объеме.

Рассмотрим идеальный термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом количества теплоты, состоящий из двух изохор и двух адиабат. На рисунке 1.2 представлен цикл в $p\nu$ - и Ts -диаграммах.

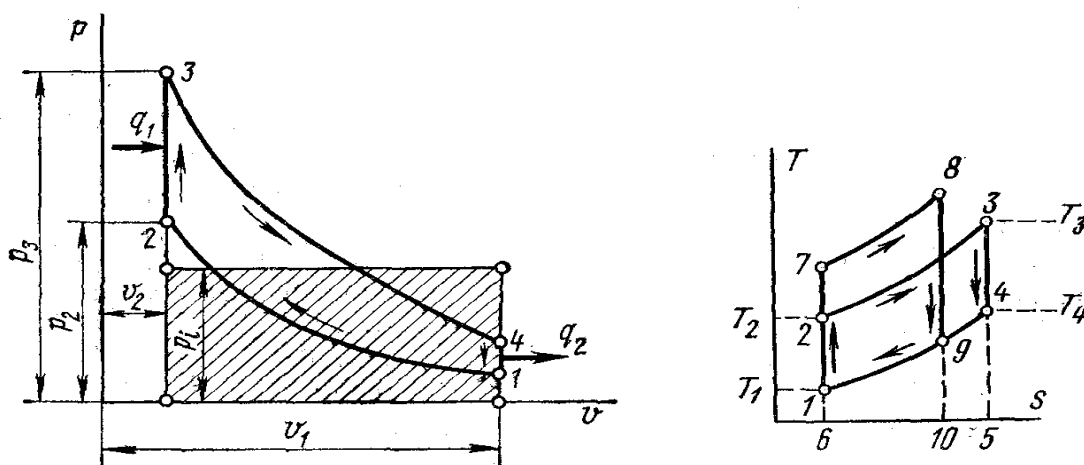


Рисунок 1.2 – Термодинамический цикл двигателя с изохорным подводом теплоты

Осуществляется цикл следующим образом. Идеальный газ с начальными параметрами p_1, ν_1 и T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2. По изохоре 2-3 рабочему телу сообщается количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3-4. Наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом отводится количество теплоты q_2 в теплоприемник. Характеристиками цикла являются степень сжатия и степень повышения давления.

Определяем термический КПД этого цикла, полагая, что теплоемкость c_v и величина k постоянны:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (1.4)$$

Количество подведенной теплоты $q_1 = c_v(T_3 - T_2)$, а количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$. Тогда термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.5)$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:

- в точке 2:

$$v_2 = v_1 / \varepsilon; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

- в точке 3:

$$v_3 = v_2 = v_1 / \varepsilon; p_3 = p_2 \lambda = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda;$$

- в точке 4:

$$v_4 = v_1; p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = p_3 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = p_1 \lambda,$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda.$$

Подставляя найденные значения температур в уравнение термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda - T_1}{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.7)$$

Из уравнения следует, что термический КПД такого цикла зависит от степени сжатия ε и показателя адиабаты k или от природы рабочего тела. КПД увеличивается с возрастанием ε и k . От степени повышения давления λ термический КПД не зависит.

С учетом Ts -диаграммы (рисунок 1.2) КПД определяем из соотношения площадей:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл6235 - пл6145}{пл6235} = \frac{пл1234}{пл6235}.$$

Очень наглядно можно проиллюстрировать зависимость КПД от увеличения ε на Ts -диаграмме.

При равенстве площадей подведенного количества теплоты в двух циклах ($пл67810 = пл6235$), но при разных степенях сжатия КПД будет больше у цикла с большей степенью сжатия, так как в теплоприемник отводится меньшее количество теплоты, т.е. $пл61910 < пл6145$.

Однако увеличение степени сжатия ограничивается возможностью преждевременного самовоспламенения горючей смеси, нарушающего нормальную работу двигателя. Кроме того, при высоких степенях сжатия скорость сгорания смеси резко возрастает, что может вызвать взрывное горение, которое резко снижает экономичность двигателя и может привести к поломке его деталей. Таким образом, в ДВС с подводом количества теплоты при постоянном объеме нельзя применять высокие степени сжатия. В связи с этим рассматриваемые двигатели имеют относительно низкие КПД.

Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении

Изучение циклов с подводом количества теплоты при постоянном объеме показало, что для повышения экономичности двигателя, работающего по этому циклу, необходимо применять высокие степени сжатия. Но это увеличение ограничивается температурой самовоспламенения горючей смеси. Если же производить раздельное сжатие воздуха и топлива, то это ограничение снимается. Воздух при большом сжатии имеет настолько высокую температуру, что подаваемое в цилиндр топливо самовоспламеняется без всяких специальных запальных приспособлений. И наконец, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое тяжелое и дешевое топливо — нефть, мазут, смолы, каменноугольные масла и пр.

Таковыми высокими достоинствами обладают двигатели, работающие с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении. В них воздух сжимается в цилиндре двигателя, а жидкое топливо распыляется сжатым воздухом от компрессора. Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до $\varepsilon = 20$) и исключает преждевременное самовоспламенение топлива. Процесс горения топлива при постоянном давлении обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки.

Рассмотрим идеальный цикл двигателя с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении, т.е. цикл с подводом количества теплоты при постоянном давлении. На рисунке 1.3 изображен этот цикл в $p\nu$ - и Ts -диаграммах. Осуществляется он следующим образом. Газообразное рабочее тело с начальными параметрами p_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2; затем телу по изобаре 2-3 сообщается некоторое количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3-4. И наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом в теплоприемник отводится теплота q_2 .

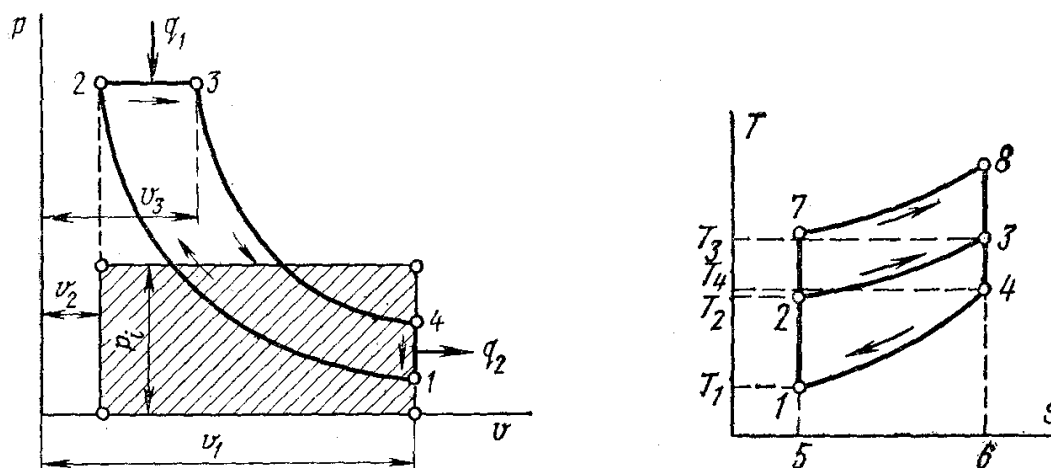


Рисунок 1.3 – Термодинамический цикл двигателя с изобарным подводом теплоты

Характеристиками цикла являются степень сжатия и степень предварительного расширения.

Определим термический КПД цикла, полагая, что теплоемкости c_v и c_p и их отношение $k = \frac{c_p}{c_v}$ постоянны:

Количество подведенной теплоты $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$.

Количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)}. \quad (1.8)$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:

• в точке 2:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}, \quad p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \quad T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

• в точке 3:

$$v_3 = v_2 \rho = \frac{v_1 \rho}{\varepsilon}, \quad p_3 = p_2 = p_1 \varepsilon^k, \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho;$$

$$\bullet \quad T_3 = \rho T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho;$$

• в точке 4:

$$v_4 = v_1, \quad p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = p_1 \varepsilon^k \left(\frac{v_1 \rho}{\varepsilon v_1} \right)^k = p_1 \rho^k,$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^{k-1}, \quad \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_3}{v_2} \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_1},$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \rho^k.$$

Подставляя полученные значения температур в уравнение для термического КПД цикла, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \rho^k - T_1}{k(T_1 \varepsilon^{k-1} \rho - T_1 \varepsilon^{k-1})} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}. \quad (1.9)$$

Из уравнения следует, что термический КПД цикла зависит от степени сжатия ε , показателя k и степени предварительного расширения ρ . С увеличением ε и k КПД увеличивается, а с увеличением ρ — уменьшается.

На Ts -диаграмме КПД определяют из соотношения площадей:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл6235 - пл6145}{пл6235} = \frac{пл1234}{пл6235}.$$

Влияние степени сжатия на КПД цикла наглядно иллюстрируется на Ts -диаграмме. При равенстве площадей отведенного количества теплоты в теплоприемник ($пл1456$) КПД больше у цикла с большей степенью сжатия, так как площадь его полезной работы больше, т.е. $пл.1784 > пл.1234$.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении.

Смешанный цикл

Двигатели с постепенным сгоранием топлива при $p=const$ имеют некоторые недостатки. Одним из них является наличие компрессора, применяемого для подачи топлива, на работу которого расходуется 6-10% от общей мощности двигателя, что усложняет конструкцию и уменьшает экономичность двигателя. Кроме того, необходимо иметь сложные устройства насоса, форсунки и т.д.

Стремление упростить и улучшить работу таких двигателей привело к созданию бескомпрессорных двигателей, в которых топливо механически распыляется при давлениях 50-70 МПа. Этот двигатель лишен недостатков обоих разобранных типов двигателей. Жидкое топливо топливным насосом подается через топливную форсунку в головку цилиндра в виде мельчайших капелек. Попадая в нагретый воздух, топливо самовоспламеняется и горит в течение всего периода, пока открыта форсунка: вначале при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении.

Идеальный цикл двигателя со смешанным подводом количества теплоты изображен на рисунке 1.4 в $p\nu$ - и Ts -диаграммах.

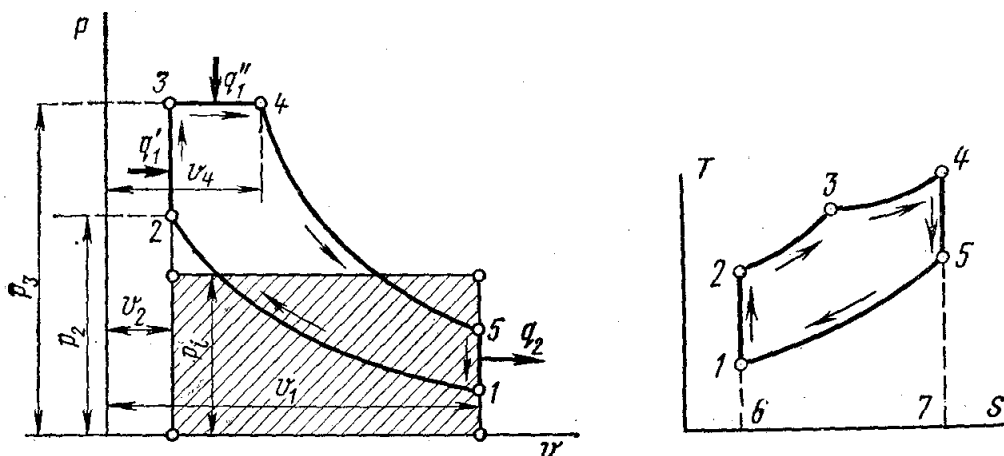


Рисунок 1.4 – Термодинамический цикл двигателя со смешанным подводом теплоты

Рабочее тело с параметрами p_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2, По изохоре 2-3 к рабочему телу подводится первая доля теплоты q_1' . По изобаре 3-4 подводится вторая доля теплоты q_1'' . От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате 4-5. И наконец, по изохоре 5-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние – в точку 1, при этом отводится теплота q_2 в теплоприемник. Характеристиками цикла являются степень сжатия, степень повышения давления и степень предварительного расширения.

Определим термический КПД цикла при условии, что теплоемкости c_p, c_v и показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$ постоянны:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1' + q_1''}. \quad (1.10)$$

Первая доля подведенного количества теплоты $q_1' = c_v(T_3 - T_2)$.

Вторая доля подведенного количества теплоты $q_1'' = c_p(T_4 - T_3)$.

Количество отведенной теплоты $q_2 = c_v(T_5 - T_1)$.

Термический КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}. \quad (1.11)$$

Параметры рабочего тела во всех характерных точках цикла:

• в точке 2:

$$v_2 = v_1 / \varepsilon; p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = p_1 \varepsilon^k; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \quad T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

• в точке 3:

$$v_3 = v_2 = v_1 / \varepsilon, p_3 = p_2 \lambda = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda \quad T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda;$$

• в точке 4:

$$v_4 = v_3 \rho = v_1 \rho / \varepsilon, p_4 = p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda, \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \rho, T_4 = \rho T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho;$$

• в точке 5:

$$v_5 = v_1, p_5 = p_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k = p_1 \varepsilon^k \lambda \left(\frac{v_1 \rho}{\varepsilon v_1} \right)^k = p_1 \rho^k \lambda,$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1} \right)^{k-1}, \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{v_4}{v_2} \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_4}{v_1},$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \lambda \rho^k.$$

Подставив полученные значения температур всех типичных точек в выражение для термического КПД цикла, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda \rho^k - T_1}{(T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}) + k(T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho - T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda)},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (1.12)$$

Из уравнения следует, что КПД цикла, зависит от k , от степеней сжатия, повышения давления и предварительного расширения. С увеличением k , ε и λ КПД цикла возрастает, а с увеличением ρ КПД уменьшается.

На Ts -диаграмме КПД цикла со смешанным подводом количества теплоты определяем из соотношения площадей

$$\eta_i = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{пл62347 - пл6157}{пл62347} = \frac{пл1234}{пл62347}$$

Для этих двигателей обычно принимают $\varepsilon = 10-14$, $\lambda = 1,2-1,7$ и $\rho = 1,1-1,5$. Цикл со смешанным подводом количества теплоты обобщает два исследованных цикла, и из полученного уравнения (1.11) можно получить КПД циклов с изохорным и изобарным подводом количества теплоты.

Если допустить, что $\lambda=1$, то цикл со смешанным подводом количества теплоты превращается в цикл с изобарным подводом количества теплоты, а из уравнения 1.11 получаем уравнение КПД этого цикла (1.9). Если принять, что $\rho = 1$, то цикл со смешанным подводом количества теплоты превращается в цикл с изохорным подводом количества теплоты, а из уравнения (1.11) получаем уравнение КПД этого цикла (1.7).

Сравнение циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания

Степень совершенства любого цикла определяется значением его термического КПД. Обычно сравнение циклов проводится на Ts -диаграмме. При этом применяют метод сравнения площадей на Ts -диаграмме

Сравнение циклов с изохорным и изобарным подводом теплоты при разных степенях сжатия и при равенстве количеств отведенной теплоты и одинаковых максимальных температурах T_3 . На рисунке 1.5 цикл с изохорным подводом количества теплоты изображен пл. 1234, цикл с изобарным подводом количества теплоты – пл. 1534; максимальные температуры в точке 3 у них одинаковы. Количество отведенной теплоты в обоих циклах изображается *пл.6147*. Так как подведенное количество теплоты в цикле с изобарным подводом изображается большей площадью, чем подведенное количество теплоты в цикле с изохорным подводом теплоты, т.е. *пл.6537 > пл.6237*, то КПД цикла с изобарным подводом количества теплоты больше КПД цикла с изохорным подводом количества теплоты.

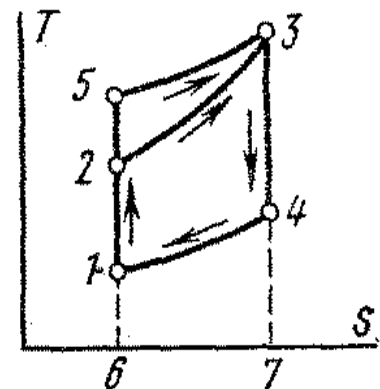


Рисунок 1.5 – Сравнение циклов

3 Порядок выполнения работы

- 1) Получить у преподавателя индивидуальное задание на лабораторную работу.
- 2) Определить основные параметры состояния в характерных точках, и термический КПД для каждого цикла по форме таблицы 1.1.
- 3) Оформить отчет по работе.

Таблица 1.1 – Результаты анализа термодинамического цикла

Показатели цикла			Значения параметров состояния				Термический КПД, η_t
ε	λ	ρ	Номер точки	T, К	P, МПа	V, л	
			1				
			2				
			3				
			4				
			5				

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС

1 Цель работы

Получение навыков определения индикаторных показателей ДВС и построение индикаторной диаграммы.

2 Общие положения

Индикаторные показатели

К индикаторным показателям двигателя относятся:

- среднее индикаторное давление p_i ;
- индикаторная мощность N_i ;
- индикаторный удельный расход топлива g_i ;
- индикаторный КПД η_i .

Среднее индикаторное давление p_i – это значение условного постоянного давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы индикаторной работе цикла.

Исходя из этого определения индикаторная работа цикла:

$$L_i = p_i \cdot F \cdot S, \quad (2.1)$$

где F – площадь поршня;

S – ход поршня.

Вместе с тем среднее индикаторное давление — величина, равная индикаторной работе цикла, приходящейся на единицу рабочего объема цилиндра:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (2.2)$$

где $V_h = FS$.

Обычно p_i измеряют в единицах давления (МПа), но правомерно его измерение и в единицах удельной работы (Дж/л).

Индикаторная мощность N_i – работа, совершаемая газами внутри цилиндров в единицу времени, или мощность, соответствующая индикаторной работе цикла.

Индикаторный удельный расход топлива g_i (г/кВт·ч) – количество топлива, расходуемого в двигателе за 1 ч, отнесенное к индикаторной мощности, развиваемой двигателем.

Определение индикаторных показателей на основе расчетного цикла.

Расчетный цикл учитывает реальные особенности и условия протекания действительного рабочего цикла. Изменение давления в течение всего рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием и дизеля показано на расчетных индикаторных диаграммах (рисунок 2.1). Площадь нескругленной диаграммы $aczba$ в определенном масштабе выражает теоретическую расчетную работу газов за один цикл двигателя. Эта работа, отнесенная к ходу поршня, — теоретическое среднее индикаторное давление p_i .

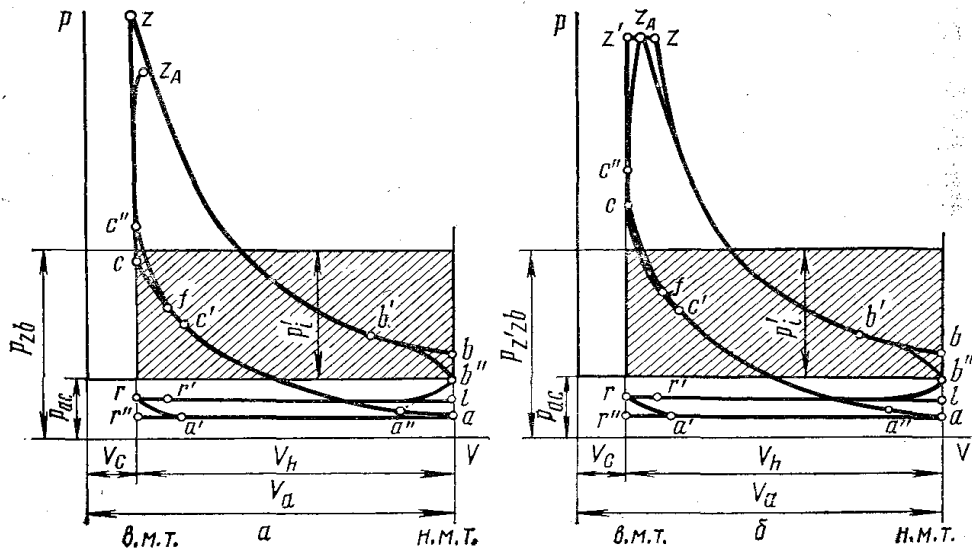


Рисунок 2.1 – Свернутые индикаторные диаграммы

Площадь скругленной диаграммы $ac'c''z_A b'b''a$ в определенном масштабе выражает действительную работу газов за один цикл двигателя.

Рассмотрим определение теоретического среднего индикаторного давления p_i на основе расчетного цикла. Индикаторная работа смешанного цикла дизеля для нескругленной расчетной диаграммы:

Для смешанного цикла дизелей с учетом выражений получим:

$$p_i' = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.3)$$

где δ – степень последующего расширения $\delta = \varepsilon/\rho$;

n_1, n_2 – показатели политроп сжатия и расширения.

Для цикла с подводом теплоты при $V = \text{const}$ в двигателях с искровым зажиганием $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$. В этом случае на основе уравнения получим выражение среднего индикаторного давления для нескругленной диаграммы в следующем виде:

$$p_i' = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.4)$$

Средние значения показателей политроп определяются как:

$$n_1 = \frac{\lg P_c - \lg P_a}{\lg \varepsilon}; \quad n_2 = \frac{\lg P_z - \lg P_b}{\lg \delta}. \quad (2.5)$$

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла меньше среднего индикаторного давления p_i' расчетного цикла на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет скругления в точках c , z и b . При этом уменьшение среднего индикаторного давления оценивается коэффициентом полноты диаграммы ν и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i :

$$p_i = \nu p_i'. \quad (2.6)$$

Коэффициент полноты диаграммы ν принимают равным

- для карбюраторных двигателей 0,94...0,97;
- для дизелей — 0,92...0,95.

Среднее давление насосных потерь в процессах впуска и выпуска $\Delta p_i = p_r - p_a$. В четырехтактных двигателях без наддува величина Δp_i всегда имеет положительное значение. В случае газотурбинного наддува значение p_a может быть больше или меньше p_r и соответственно Δp_i может быть как отрицательной, так и положительной. Работа газообмена также может быть положительной или отрицательной. При экспериментальном определении работы трения обычно применяют метод прокрутки двигателя. В этом случае механические потери на прокрутку двигателя включают затраты на насосные ходы.

В двухтактных двигателях p_i , определенное по нескругленной диаграмме для полезной части хода поршня, пересчитывают на весь ход поршня, т.е.

$$p_i = \nu p_i' (1 - \psi),$$

где $\psi = 0,12...0,25$ – часть хода поршня, соответствующая продувке и характеризующая долю потерянного объема.

При работе двигателей на номинальном режиме значение p_i находится в следующих пределах:

- для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием без наддува, работающих на бензине (карбюраторные, с впрыском легкого топлива, форкамерно-факельные) – 0,8...1,2;
- для четырехтактных газовых двигателей с искровым зажиганием — 0,5...0,7;
- для четырехтактных дизелей без наддува – 0,75...1,05;
- с наддувом – до 2,2;
- для двухтактных карбюраторных с кривошипно-камерной продувкой – 0,25...0,45;
- для двухтактных дизелей без наддува – 0,35...0,7, с наддувом – до 1,2.

В автотракторных дизелях с низким и средним наддувом значения p_i находятся в пределах 1,2-1,5 МПа. Более высокие значения характерны для проектируемых двигателей с высоким наддувом и промежуточным охлаждением воздуха. Меньшие значения p_i в дизелях без наддува по сравнению с карбюраторными двигателями объясняются тем, что дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха. Это обуславливает менее эффективное исполь-

зование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Формулы индикаторной мощности N_i выводятся из следующих соотношений.

Индикаторная работа за цикл:

$$L_i = p_i V_h. \quad (2.7)$$

Индикаторная работа в минуту:

$$L_{i_мин} = \frac{L_i 2n}{\tau_{ДВ}}, \quad (2.8)$$

где n – частота вращения двигателя, об./мин;

$2n$ – число тактов в минуту в одном цилиндре;

$2n/\tau_{ДВ}$ – число циклов в минуту в одном цилиндре;

$\tau_{ДВ}$ – коэффициент тактности двигателя.

Индикаторная мощность двигателя:

$$N_i = \frac{L_i 2ni}{\tau_{ДВ} 60 \cdot 10^3} = \frac{p_i V_h ni}{3 \cdot 10^4 \tau_{ДВ}}, \quad (2.9)$$

где i – число цилиндров двигателя.

Принимаем p_i в МПа, а V_h в литрах, тогда N_i – в кВт.

$$N_i = \frac{p_i V_h ni}{30 \tau_{ДВ}}. \quad (2.10)$$

Индикаторный КПД – это отношение работы действительного цикла L_i к подведенной теплоте Q_p равной низшей теплоте сгорания цикловой дозы топлива.

$$\eta_i = L_i / Q_p. \quad (2.11)$$

Эффективность теплоиспользования в двигателях можно оценить по удельному расходу топлива (при работе на одном виде топлива). При работе на топливах с различной теплотой сгорания топлива H_u такая оценка возможна только на основе индикаторного коэффициента полезного действия η_i .

$$\eta_i = \frac{l_o \alpha P_i}{H_u \eta_v \rho_k}, \quad (2.12)$$

где l_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

α – коэффициент избытка воздуха;

η_v – коэффициент наполнения;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

Для бензинового двигателя $l_o=14,957$ кг/кг, $H_u=44$ МДж/кг; для дизеля $l_o=14,452$ кг/кг, $H_u=42,5$ МДж/кг.

Плотность заряда на впуске ρ_k , кг/м³,

$$\rho_k = 10^6 P_k / (287 T_k), \quad (2.13)$$

где P_k – давление наддува, МПа;

T_k – температура свежего заряда, К.

Для двигателей без наддува $P_k = P_o$, $T_k = T_o$.

Для двигателей с наддувом без охлаждения наддувочного воздуха

$$T_k = T_o(P_k/P_o)^{0,394}.$$

Для двигателей с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха

$$T_k = T_o(P_k/P_o)^{0,394} - \Delta T_k,$$

где ΔT_k – уменьшение температуры наддувочного воздуха при установке охладителя.

Коэффициент наполнения η_v определяется по выражению:

$$\eta_v = \varphi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}. \quad (2.14)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов, определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon P_a - P_r)}, \quad (2.15)$$

где ΔT – подогрев свежего заряда, К;

$\varphi_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки.

Рекомендации по выбору ΔT и $\varphi_{\text{доз}}$ даны в приложении.

При известной индикаторной мощности N_i и количестве израсходованного двигателем топлива G_T индикаторный удельный расход топлива g_i определяют по формуле:

$$g_i = \frac{G_T \cdot 10^3}{N_i}. \quad (2.16)$$

Связь между g_i и индикаторным КПД η_i при работе двигателя на жидком топливе определяют выражением:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i H_u}. \quad (2.17)$$

Если принять H_u в МДж/кг, а g_i — в г/(кВт·ч), то

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{g_i H_u}. \quad (2.18)$$

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

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{\eta_i \cdot H_u}. \quad (2.19)$$

Для современных автотракторных двигателей на номинальном режиме работы значение индикаторного КПД η_i составляет:

– для карбюраторных двигателей – 0,28... 0,38;

– для дизелей – 0,42... 0,52;

При этом удельный индикаторный расход топлива g_i составляет:

– для карбюраторных двигателей 235... 290 г/(кВт·ч);

– для дизелей 175... 220 г/(кВт·ч).

3 Порядок выполнения работы

1) Получить у преподавателя индивидуальное задание на лабораторную работу.

2) На основании данных задания определить основные параметры двигателя.

Рабочий объем цилиндра V_h , л,

$$V_h = \pi D^2 S / 4. \quad (2.20)$$

Объем камеры сгорания V_c , л,

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1). \quad (2.21)$$

Полный объем цилиндра V_a , л,

$$V_a = V_h + V_c. \quad (2.22)$$

Рабочий объем (литраж) двигателя $V_{л}$, л,

$$V_{л} = V_h \cdot i. \quad (2.23)$$

3) Определить индикаторные показатели, результаты расчетов представить в форме таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты расчета индикаторных показателей ДВС

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Значение
Среднее индикаторное давление	p_i	МПа	
Индикаторная мощность	N_i	кВт-ч	
Индикаторный КПД	η_i	–	
Плотность заряда на впуске	ρ_k	кг/м ³	
Коэффициент остаточных газов	γ_r	–	
Коэффициент наполнения	η_v	–	
Индикаторный удельный расход топлива	g_i	г/(кВт-ч)	

4) Оформить отчет по работе.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС

1 Цель работы

Получение навыков определения эффективных показателей ДВС и построение индикаторной диаграммы.

2 Общие положения

Механические потери

Часть индикаторной мощности двигателя затрачивается на преодоление механических потерь (внутренние потери и привод компрессора или продувочного насоса).

Внутренние потери включают:

- все виды механического трения;
- потери при газообмене;
- привод вспомогательных механизмов (вентилятор, генератор, топливный, водяной и масляный насосы и др.);
- вентиляционные потери, обусловленные движением деталей двигателя при больших скоростях в среде воздушно-масляной эмульсии и воздуха;
- газодинамические потери на перетекание заряда в дизелях с разделенными камерами сгорания.

По аналогии с понятием среднего индикаторного давления введено понятие среднего давления механических потерь как условного постоянного давления, на преодоление действия которого на поршень в течение одного хода поршня затрачивалась бы работа, равная работе механических потерь при осуществлении одного цикла.

Среднее давление механических потерь — удельная работа механических потерь при осуществлении одного цикла или работа механических потерь, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра.

Среднее давление механических потерь p_m можно представить в виде суммы средних давлений потерь на трение p_m , на газообмен p_z , на привод вспомогательных механизмов $p_{в.м}$, на привод компрессора и вентиляционных p_k и p_v .

$$P_m = P_m + P_z + P_{в.м} + P_k + P_v. \quad (3.1)$$

Потери мощности на трение составляют основную часть механических потерь (до 80% всех потерь). При этом на пары трения поршень – гильза, поршневые кольца – гильза приходится 45...55% и на трение в подшипниках – до 20% всех внутренних потерь.

Потери на трение зависят от газовых сил, сил инерции, нагружающих трущиеся пары, а также от силы упругости колец и пружин в передаточных звеньях.

Зависимость среднего давления внутренних потерь от скоростного режима двигателя может быть представлена в следующем виде:

$$p_m = a + bW_{п.ср} + dW_{п.ср}^2, \quad (3.2)$$

где $W_{п.ср}$ – средняя скорость поршня

$$W_{п.ср} = S n_N / 30. \quad (3.3)$$

С учетом того, что наибольшую долю внутренних потерь составляют потери на трение, то с определенным приближением можно принять линейную зависимость:

$$p_m = a + bW_{п.ср}. \quad (3.4)$$

Значения коэффициентов a и b зависят от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателя и приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов a и b

Тип двигателя	a , МПа	b , МПа с/м
Дизели с неразделенной камерой сгорания	0,105	0,012
Дизели с разделенной камерой сгорания	0,105	0,0138
Бензиновые двигатели:	$S/D > 1$	0,05
	$S/D < 1$	0,04

В двигателях с наддувом механические потери зависят также от отношения p_k/p_p .

Среднее давление механических потерь p_m , МПа, определяют из выражения

$$P_m = (a+bW_{п.ср}) \cdot (P_k/P_o)^{0,1}. \quad (3.4)$$

Значения среднего давления механических потерь (МПа) находятся в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей – 0,15...0,25;
- для дизелей – 0,2...0,3.

Мощность механических потерь N_M – это мощность, затрачиваемая на преодоление внутренних сопротивлений в самом двигателе, а также на привод компрессора или продувочного насоса:

$$N_M = N_T + N_G + N_{B.M} + N_B + N_K, \quad (3.5)$$

где N_T , N_G , $N_{B.K}$, N_B , N_K – мощности, затрачиваемые соответственно на трение, на процесс газообмена, на приведение в действие вспомогательных механизмов (топливного, водяного и масляного насосов, вентилятора, генератора и др.), на перетекание заряда в дизелях с разделенными камерами сгорания, на приведение в действие компрессора или продувочного насоса. При этом мощность, затрачиваемая на газообмен N_G , учитывается только для четырехтактных двигателей.

По аналогии с индикаторной мощностью формула для мощности механических потерь может быть записана в следующем виде:

$$N_M = \frac{p_m V_h n i}{30 \tau_{ДВ}}. \quad (3.6)$$

Эффективные показатели

К эффективным показателям двигателя относятся

- среднее эффективное давление p_e ;
- эффективная мощность N_e ;
- эффективный КПД η_e ;
- эффективный удельный расход топлива g_e .

Среднее эффективное давление p_e – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, производимая в них за один такт, равнялась бы эффективной работе за цикл. Оно так же, как и среднее индикаторное давление, – мера удельной работы и измеряется в МПа или Дж/л.

Среднее эффективное давление p_e , характеризующее полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра, можно представить как отношение эффективной работы L_e двигателя за один цикл к рабочему объему цилиндра V_h , т.е.

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}, \quad (3.7)$$

где $L_e = L_i - L_M$;

L_i – индикаторная работа цикла;

L_m – работа механических потерь.

Среднее эффективное давление p_e можно представить как разность между средним индикаторным давлением p_i и средним давлением механических потерь p_m , т. е.

$$p_e = p_i - p_m. \quad (3.8)$$

При работе автотракторных двигателей на номинальном режиме значения p_e находятся в следующих пределах:

- для четырехтактных карбюраторных двигателей – 0,6...1,1;
- для четырехтактных дизелей без наддува – 0,55...0,85;
- для газовых двигателей – 0,5...0,75;
- для четырехтактных дизелей с наддувом – до 2;
- для двухтактных высокооборотных дизелей – 0,4..0,75.

Эффективная мощность N_e – мощность двигателя, снимаемая с коленчатого вала. Эта мощность передается трансмиссии автомобиля. Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, N_m :

$$N_e = N_i - N_m.$$

По аналогии с индикаторной мощностью формула эффективной мощности N_e (кВт) может быть записана в следующем виде:

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau_{ДВ}}. \quad (3.9)$$

Литровая мощность двигателя N_l , кВт/л,

$$N_l = \frac{P_e n_N}{30 \tau}. \quad (3.10)$$

Крутящий момент M_k (Нм) – средний за цикл момент, передаваемый от коленчатого вала силовой передаче автомобиля, можно определить из выражения для эффективной мощности N_e :

$$N_e = \frac{M_k \omega}{10^3}, \quad (3.9)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость коленчатого вала.

Подставляя в выражение 3.8 значение ω , получим:

$$M_k = 9550 \frac{N_e}{n}. \quad (3.10)$$

Если вместо N_e в формулу подставить выражение мощности (3.7), то получим:

$$M_k = \frac{p_e V_h i}{0,00314 \tau_{ДВ}}. \quad (3.11)$$

Откуда

$$p_e = \frac{0,00314 \tau_{ДВ}}{V_h i} M_k. \quad (3.12)$$

Таким образом, для данного двигателя, объединяя постоянные параметры через C , получим:

$$p_e = cM_K.$$

Следовательно, для данного двигателя крутящий момент прямо пропорционален среднему эффективному давлению.

Механический КПД η_M – оценочный показатель механических потерь в двигателе.

$$\eta_M = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{N_e}{N_i}, \quad (3.13)$$

$$\eta_M = \frac{p_i - p_M}{p_i} = 1 - \frac{p_M}{p_i}, \quad (3.14)$$

$$p_e = \eta_M p_i \quad N_e = \eta_M N_i. \quad (3.15)$$

При работе автотракторных двигателей на номинальном режиме значение η_M находится в следующих пределах:

- для четырехтактных карбюраторных двигателей – 0,7...0,85;
- для четырехтактных дизелей без наддува – 0,7...0,82;
- для газовых двигателей – 0,75...0,85;
- для четырехтактных дизелей с наддувом – 0,8...0,9;
- для двухтактных высокооборотных дизелей – 0,7...0,85.

Степень использования теплоты с учетом механических потерь в двигателе определяется эффективным коэффициентом полезного действия η_e и удельным эффективным расходом топлива g_e .

Эффективный КПД η_e определяют как отношение эффективной работы L_e двигателя на валу двигателя, к количеству теплоты $Q_{п}$, подведенной за цикл

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{п}}.$$

Так как $L_e = L_i \eta_M$,

$$\eta_e = \eta_i \eta_M. \quad (3.16)$$

Эффективный удельный расход топлива g_e . При известной эффективной мощности N_e и количестве израсходованного топлива G_T эффективный удельный расход топлива g_e (г/кВт·ч) определяют по формуле:

$$g_e = \frac{G_T 10^3}{N_e}. \quad (3.17)$$

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч):

$$g_e = g_i / \eta_M. \quad (3.18)$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч:

$$G_T = g_e N_e / 1000. \quad (3.20)$$

Построение индикаторной диаграммы

На основании данных задания производится построение индикаторной диаграммы действительного цикла двигателя (рисунки 3.1, 3.2).

При построении диаграммы ее масштабы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту равной 1,2-1,7 ее основания. Отрезок

AB, соответствующий рабочему объему цилиндра V_h , рекомендуется выбирать равным ходу поршня в масштабе 1:1; 1,5:1 или 2:1. Масштаб давлений рекомендуется выбирать 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07-0,1 МПа/мм.

Отрезок OA, соответствующий объему камеры сгорания V_c , рассчитывается по формуле

$$OA = AB/(\varepsilon - 1) \text{ мм}, \quad (3.21)$$

отрезок $z'z$ для дизелей $z'z = OA(\rho - 1)$.

Затем на диаграмме наносятся давления в характерных точках P_a, P_c, P_z, P_b, P_r . Построение политроп сжатия и расширения производится аналитическим или графическим методами.

При этом необходимо определить ординаты промежуточных расчетных точек по уравнению политропы:

- сжатия $PV^{n1} = \text{const}$;
- расширения $PV^{n2} = \text{const}$.

Для политропы сжатия $P_x V_x^{n1} = P_a V_a^{n1}$, откуда

$$P_x = P_a (V_a/V_x)^{n1}, \quad (3.22)$$

где P_x, V_x – давление и объем в искомой промежуточной точке.

Отношение V_a/V_x изменяется в пределах I-ε.

Аналогично для политропы расширения

$$P_x = P_b (V_b/V_x)^{n2}, \quad (3.23)$$

Отношение V_b/V_x изменяется для карбюраторного двигателя в интервале I-ε, для дизелей – I-δ.

Результаты расчета политроп сжатия и расширения аналитическим методом сводятся в таблицу (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Результаты расчета точек политроп

Политропа сжатия					Политропа расширения				
V_a/V_x	$V_x, \text{л}$	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$	V_b/V_x	$V_x, \text{л}$	$P_x, \text{МПа}$	$V_x, \text{мм}$	$P_x, \text{мм}$
1					1				
ε					δ				

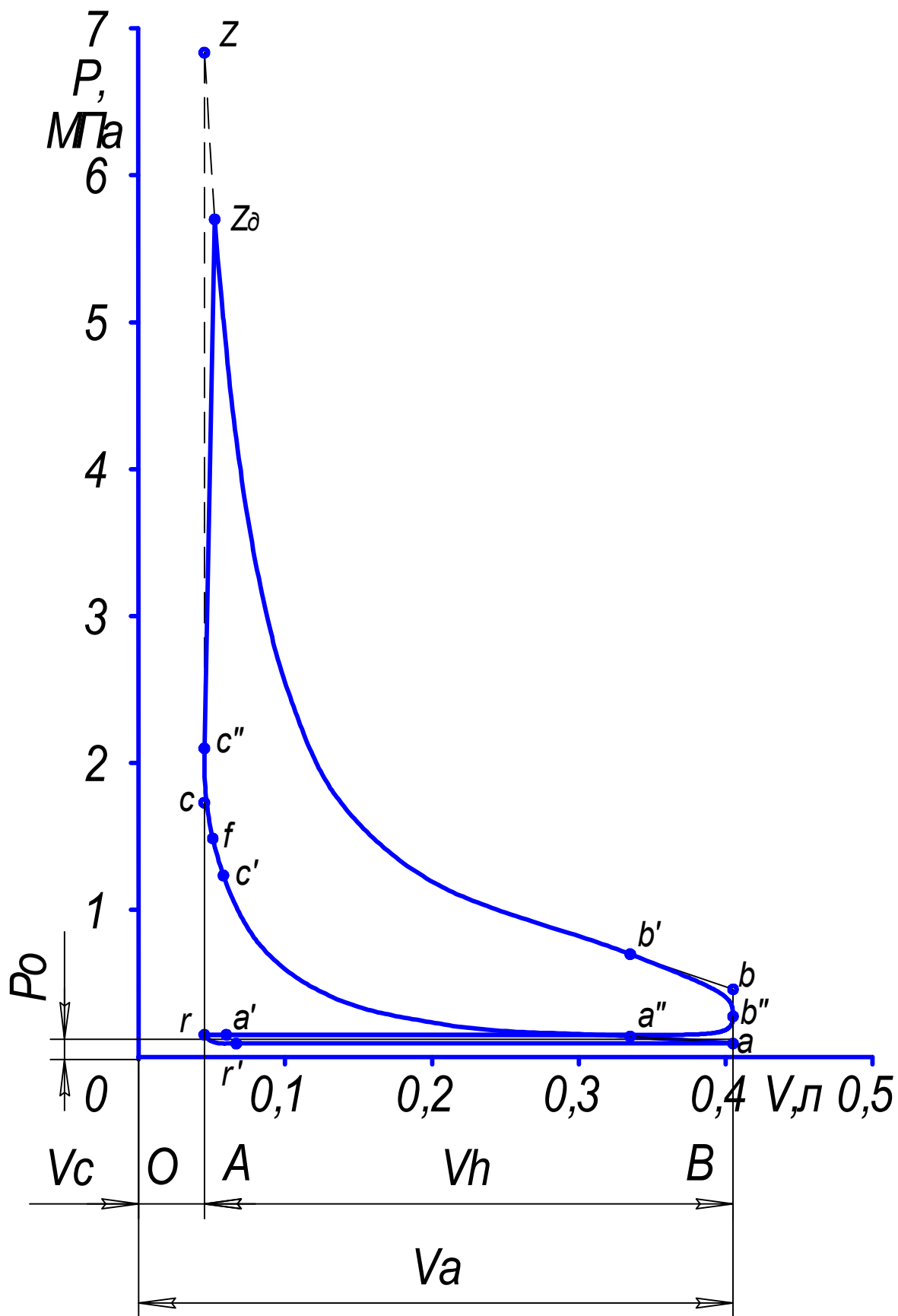


Рисунок 3.1 – Индикаторная диаграмма бензинового двигателя

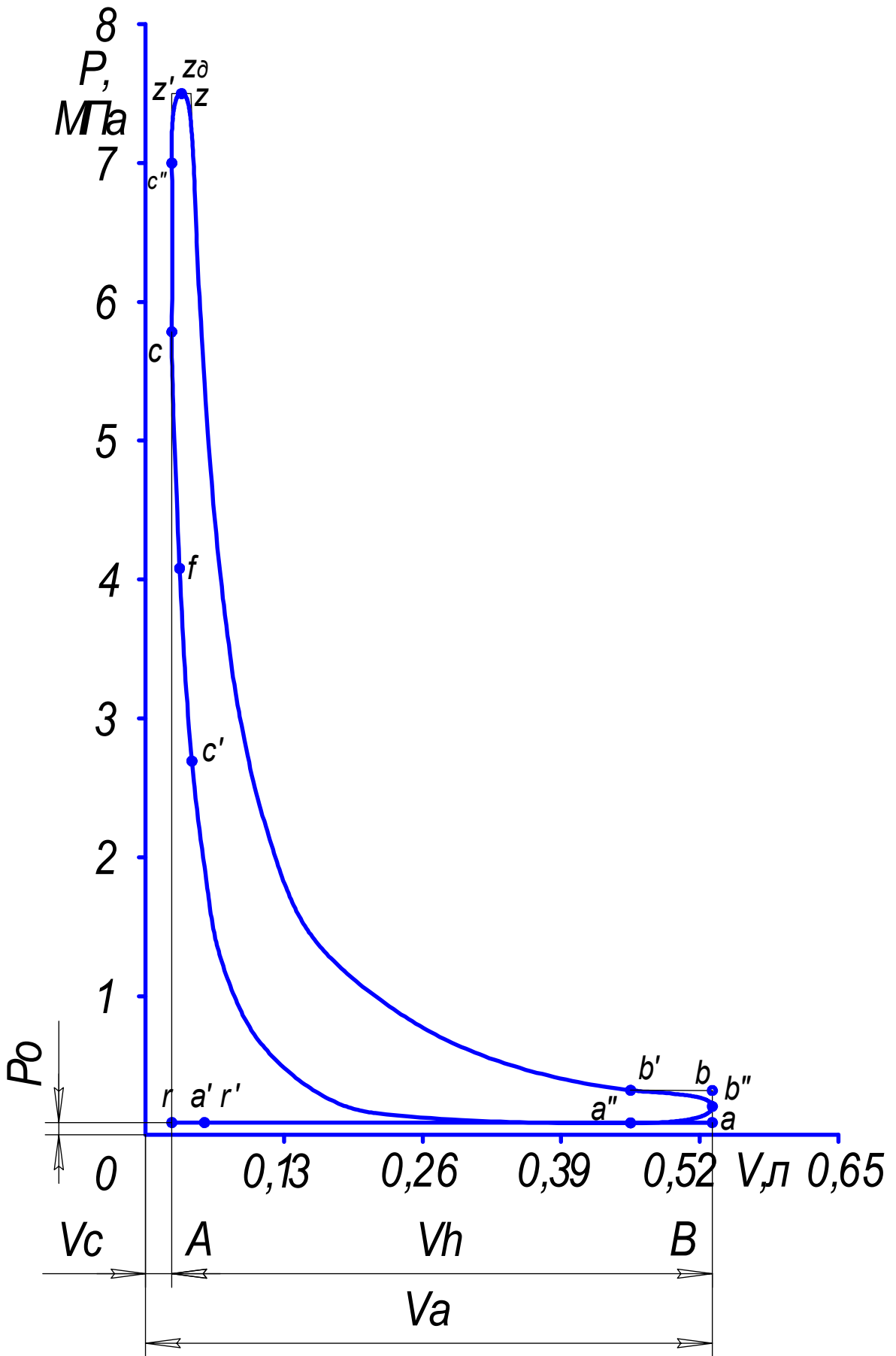


Рисунок 3.2 – Индикаторная диаграмма дизеля

Для получения действительной индикаторной диаграммы $g'a'a''c'fc''z_d b'b''a'g$ (скругление индикаторной диаграммы) производится выбор:

- фаз газораспределения (открытие a' и закрытие a'' впускного клапана, открытие b' и закрытие g' выпускного клапана);
- угла опережения зажигания (впрыска) – точка c' ;
- периода задержки воспламенения – отрезок $c'f$;
- угла, соответствующего максимальному давлению сгорания (точка z_d).

Также производится расчет:

– значения давления в верхней мертвой точке процесса сгорания $P_{c''}$, МПа,
 $P_{c''}=(1,15-1,25)P_{c'}$;

– значения максимального давления процесса сгорания P_{z_d} , МПа, (бензиновый двигатель $P_{z_d}=0,85P_{z'}$, дизель $P_{z_d}=P_{z'}$).

Для определения местоположения указанных точек устанавливается связь между углом φ поворота коленчатого вала и перемещением поршня

$$AX = AB[(1-\cos\varphi) + \lambda(1-\cos 2\varphi)/4]/2, \quad (3.24)$$

где λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна ($\lambda=0,25-0,3$).

Расчеты положения точек сводятся в таблицу (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Положения точек диаграммы

Обозначение точки	Положение точки	φ , град	Расстояние AX, мм

Соединяя плавными кривыми точки, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму.

3 Порядок выполнения работы

1) Получить у преподавателя индивидуальное задание на лабораторную работу. Рекомендуется использовать результаты лабораторной работы №2.

2) Определить эффективные показатели, результаты расчетов представить в форме таблицы 3.4:

Таблица 3.4 – Результаты расчета эффективных показателей ДВС

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Значение
Среднее давление механических потерь	p_m	МПа	
Мощность механических потерь	N_m	кВт·ч	
Среднее эффективное давление	p_e	МПа	
Эффективная мощность	N_e	кВт·ч	
Механический КПД	η_m	–	
Эффективный КПД	η_e	–	
Эффективный удельный расход топлива	g_e	г/(кВт·ч)	
Часовой расход топлива	G_m	кг/ч	

- 3) Построить индикаторную диаграмму.
- 4) Оформить отчет по работе.

Список литературы

1 Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2002. – 496 с.

2 Луканин, В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст] : учебник / В. Н. Луканин [и др.] – М. : Высшая школа, 1995. – 368 с.

3 Николаенко, А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / А. В. Николаенко. – М. : Колос, 1984. – 335 с.

Приложение А

Рекомендации по проведению расчета показателей работы двигателя (справочное)

Коэффициент дозарядки

Для повышения наполнения цилиндра свежим зарядом в современных быстроходных двигателях впускной клапан закрывается после н.м.т., что позволяет, используя скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе, ввести в цилиндр двигателя дополнительную массу свежего заряда (дозарядка). Дозарядка в основном зависит от соответствующего подбора фаз газораспределения (прежде всего от величины угла запаздывания закрытия впускного клапана) и частоты вращения коленчатого вала. Коэффициент дозарядки $\varphi_{\text{доз}}$ на режиме максимальной мощности равен 1,12-1,15.

Однако при уменьшении частоты вращения двигателя вследствие уменьшения кинетической энергии заряда (при постоянной величине угла запаздывания) дозарядка уменьшается и происходит выброс свежего заряда во впускную систему (обратный выброс).

Возможны два вида регулировки закономерности изменения коэффициента наполнения двигателя от частоты вращения (подбором угла запаздывания):

- быстроходная регулировка, обеспечивающая максимальное использование явления дозарядки на номинальном режиме (большая величина угла запаздывания закрытия впускного клапана). При постоянном угле запаздывания при такой регулировке уменьшается коэффициент наполнения при низких частотах, а следовательно, и крутящий момент;

- тихоходная регулировка, при которой явление дозарядки на номинальном режиме практически не используется (небольшой угол запаздывания). При такой регулировке уменьшается обратный выброс, коэффициент наполнения при низких частотах увеличивается. Коэффициент дозарядки при тихоходной регулировке $\varphi_{\text{доз}} = 1$.

Выбор вида регулировки зависит от режима работы, наиболее часто встречающемся в эксплуатации. Согласно статистических данных, двигатели легковых автомобилей большую часть времени работают на повышенных частотах, двигатели грузовых – на режиме максимального крутящего момента.

Подогрев свежего заряда

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специального устройства для подогрева, быстроходности двигателя и наддува.

В зависимости от типа двигателя значения ΔT принимают:

- для бензиновых двигателей $0-20^{\circ}$,
- для дизелей без наддува $10-40^{\circ}$,

- для дизелей с наддувом без охлаждения наддувочного воздуха (-5)-(+10)⁰.

В карбюраторных двигателях и двигателях с центральным впрыском бензина для улучшения испарения топлива применяют подогрев впускного трубопровода. В двигателях с распределенным впрыском необходимость подогрева впускного трубопровода отпадает.

В дизелях с наддувом величина подогрева свежего заряда снижается благодаря уменьшению температурного перепада между деталями двигателя и наддувочным воздухом. При повышении температуры наддувочного воздуха (высокие давления наддува) возможны и отрицательные значения ΔT .

При установке охладителя температура наддувочного воздуха понижается до значений, незначительно превышающих температуру окружающей среды. Охлаждение наддувочного воздуха в дизелях применяют только при среднем и высоком наддуве.

Во всех типах двигателей при повышении частоты вращения ΔT увеличивается вследствие уменьшения времени контакта свежего заряда с горячими деталями двигателя.

Температура остаточных газов

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры T_r , K , остаточных газов в пределах:

- | | |
|-----------------------------|----------|
| • для бензиновых двигателей | 900-1100 |
| • для дизелей | 600-900 |

При выборе величины T_r необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения – возрастает.

Коэффициент избытка воздуха

Значение коэффициента избытка воздуха α на номинальном режиме работы находится в следующих пределах:

- | | |
|---------------------------------------|----------|
| • бензиновые двигатели | 0,8-0,96 |
| • дизели с объемным смесеобразованием | 1,5-1,7 |
| • дизели с наддувом | 1,35-2 |

Для заданных размеров цилиндра уменьшение (до определенных пределов) коэффициента избытка воздуха приводит к увеличению мощности двигателя. Однако с обогащением смеси увеличивается неполнота сгорания, ухудшается экономичность и увеличивается термическая напряженность двигателя.

Фазы газораспределения

В современных быстроходных двигателях открытие впускного клапана происходит в среднем за 10-35° поворота коленчатого вала (пкв) до прихода поршня в ВМТ, а закрытие – через 40-85° пкв после НМТ. Открытие выпускного клапана происходит за 40-80° пкв до НМТ, закрытие – через 10-50° пкв после ВМТ.

Угол опережения зажигания в быстроходных двигателях при работе на номинальном режиме колеблется в пределах $30-40^\circ$ пкв, угол опережения впрыска – в пределах $15-25^\circ$ пкв.

Положение точки f , зависящее от продолжительности периода задержки воспламенения, определяется величиной угла $\alpha'f$, изменяющегося в пределах $5-18^\circ$ пкв, для дизелей – $8-12^\circ$ пкв.

Положение точки z_d по горизонтали для бензиновых двигателей – угол $8-12^\circ$ пкв, для дизелей – $z'z / 2$.

Значения углов зависят от частоты вращения двигателя и вида регулировки закономерности изменения коэффициента наполнения двигателя от частоты вращения.

Шабуров Виктор Николаевич

ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
для студентов направления
190700.62

Редактор Е.А. Могутова

Подписано к печати 24.01.14

Печать цифровая

Заказ 34

Формат 60x84 1/16

Усл. печ. л. 2,0

Тираж 25

Бумага тип. №1

Уч.-изд. л. 2,0

Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.

640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.

Курганский государственный университет.