

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Забайкальский государственный университет»
Факультет технологии, транспорта и связи
Кафедра «Автомобильный транспорт»

ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Методические указания

Чита 2013

Методические указания составлены в соответствии с программой курса «Транспортная энергетика» для изучения раздела «Идеальные циклы тепловых двигателей с газообразным рабочим телом». Работа содержит краткое описание основных теоретических циклов ДВС, контрольные задания для самостоятельной работы студентов. Представлен пример расчета и оформления задачи одного из вариантов и рекомендуемая литература.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специальности 190701.65 Организация перевозок и управление на транспорте (автомобильный транспорт).

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Идеальные циклы тепловых двигателей.....	5
1.1 Цикл с изохорным подводом теплоты.....	7
1.2 Цикл с изобарным подводом теплоты.....	9
1.3 Цикл со смешанным подводом теплоты.....	10
2 Методические рекомендации к выполнению работы.....	12
3 Задания на контрольную работу.....	16
4 Пример выполнения контрольной работы.....	19
Литература.....	26

ВВЕДЕНИЕ

Для стабилизации и укрепления положительных тенденций в развитии экономики нашей страны необходимо направлять все усилия государства и общества на обновление средств и методов производства, использование высокопроизводительных энерго- и ресурсосберегающих технологий и оборудования, способных обеспечить выпуск конкурентоспособной на мировом рынке продукции. Решение перечисленных основных проблем во многом зависит от эффективной работы транспорта, где основными источниками энергии являются тепловые двигатели, в них теплота сжигаемого топлива преобразуется в механическую работу.

Энергетическая эффективность и степень совершенства теплотехнического оборудования, которое применяется на транспорте, определяются тем, насколько широко и правильно были проведены различные тепловые расчеты еще на этапе проектирования оборудования, его основных частей и агрегатов.

Методики теплоэнергетических расчетов разрабатываются в рамках двух отдельных наук: термодинамики, изучающей законы преобразования различных видов энергии друг в друга, и теплопередачи, вооружающей нас инженерными методиками расчета различных процессов теплообмена. Поэтому твердое знание основ термодинамики и теории теплообмена, умение применить эти знания для решения практических задач является совершенно необходимым для всех инженерно-технических работников, связанных с проектированием, эксплуатацией, ремонтом и автоматизацией современных транспортных коммуникаций, транспортных предприятий и транспортных машин.

Контрольная работа, предложенная настоящей работой, выполняется студентами с целью закрепления и углубления учебного материала. Выполнение работы прививает определенные навыки практического применения основных методик термодинамического анализа для расчетов термодинамических процессов, расширяет знания об идеализированных циклах реальных тепловых машин, позволяет на конкретных примерах усвоить методику энергетического анализа и расчета важнейших процессов и циклов.

1 Идеальные циклы тепловых двигателей

Тепловые двигатели являются наиболее распространенными источниками энергии для транспортных средств. В этих двигателях химическая энергия топлива превращается в теплоту, которая затем преобразуется в механическую работу.

Циклы тепловых двигателей можно разбить на *газовые и паровые циклы*.

Газовые циклы – циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и циклы газотурбинных установок (ГТУ), рабочим телом которых является газообразное вещество, обычно продукты сгорания топлива.

Паровые циклы – циклы паросиловых установок (ПТУ), их рабочим телом является вещество, которое в течение цикла находится то в парообразном, то в жидком состоянии.

ДВС - тепловые машины, в которых подвод тепла к рабочему телу заменяется непосредственным сжиганием топлива в смеси с необходимым количеством воздуха внутри самого двигателя.

В результате химического соединения горючих частей топлива (С, Н, S) и кислорода воздуха, подаваемых для целей сгорания внутрь машины, образуются продукты сгорания топлива – газовая смесь, которая является рабочим телом в ДВС.

Данный тип двигателя является газовым, несмотря на то, что топливом может служить любое горючее: твердое, жидкое, газообразное.

При использовании газа в качестве топлива, горючий газ смешивается в определенной пропорции с воздухом и в виде такой горючей смеси поступает в машину, где воспламеняется электрической искрой. В результате сгорания выделяется тепло, продукты горения расширяются и производят работу.

Жидкое топливо – бензин, спирт, керосин, ДТ (смесь газойля и солярового масла) – вводится в двигатель в распыленном состоянии с определенным количеством воздуха и образует с ним горючую смесь.

Использование в ДВС твердого топлива, вводимого в рабочее пространство в виде пыли, не дало положительных результатов. Затруднение связано в получении хорошего перемешивания горючего с воздухом и удалении из двигателя золы.

По принципу работы ДВС делятся на два типа: *поршневые и лопаточные*.

Основными преимуществами поршневых ДВС являются сравнительно небольшие габариты, вес; постоянная готовность к пуску и немедленному приему нагрузки, а также отсутствие расходов горючего в нерабочий период двигателя. К существенному недостатку относится невозможность получения большой мощности в одном агрегате из-за больших инерционных усилий, возникающих от возвратно-поступательно движущихся масс двигателя при повышении числа оборотов коленчатого вала.

В ГТУ рабочим телом являются продукты сгорания жидкого и газообразного топлива, но возвратно-поступательный принцип заменен вращательным движением колеса под действием струи газа.

В реальном тепловом двигателе превращение тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива, в механическую работу связано с рядом последовательных физико-химических и термодинамических преобразований, составляющих в совокупности необратимый круговой и незамкнутый цикл. Такой цикл принято называть *рабочим (действительным)*.

В виду сложности реальных явлений, происходящих при работе двигателя, в термодинамике рассматриваются *идеальные циклы*, представляющие собой замкнутые циклы, состоящие только из обратимых процессов, которые, как известно, могут подвергаться термодинамическим исследованиям.

Характерные особенности идеального цикла заключаются в следующем:

- рабочим телом в цикле является идеальный газ, неизменный по массе, химическому составу и теплоемкости;
- теплота к рабочему телу мгновенно подводится от внешнего источника, а не выделяется при сгорании топлива внутри цилиндра двигателя или в камере сгорания;
- предполагается отсутствие потерь на трение, теплоотдачи нагретых частей двигателя, насосных потерь, изменения состава рабочей смеси и других необратимых явлений, сопровождающих работу двигателя и снижающих его экономичность;
- обратимый процесс обеспечивает максимальную степень превращения теплоты в механическую работу, и термический КПД идеального цикла превосходит индикаторный КПД двигателя;
- все типы циклов в одинаковых условиях сравнимы между собой, следовательно, есть возможность получить максимально достижимый предел

использования теплоты в том или другом цикле, наглядно выявить основные параметры, влияющие на их экономичность, и наметить пути дальнейшего совершенствования двигателей.

Результаты исследования идеальных циклов можно применять к практическим, действительно осуществляемым процессам ДВС и ГТУ введением в расчет различных поправочных коэффициентов.

В зависимости от характера подвода теплоты идеальные циклы поршневых ДВС подразделяются на три группы:

1) Цикл с изохорным подводом теплоты (цикл Отто) впервые осуществил нем. инженер Н.А. Отто 1877 г. Этот цикл является идеальным циклом карбюраторных и газовых двигателей, для которых характерно быстрое сгорание топлива при $V = \text{const}$.

2) Цикл с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля) разработан в 1897 г. немецким инженером Дизелем. Такой цикл является идеальным циклом ГТУ и компрессорных ДВС, для которых характерно постепенное сгорание топлива при $p = \text{const}$.

3) Цикл со смешанным подводом теплоты (цикл Сабатэ-Тринклера), который построил в 1904 г. русский инженер Г.В. Тринклер. Сгорание топлива в таком двигателе происходит сначала при $V = \text{const}$, затем при $p = \text{const}$.

1.1 Цикл с изохорным подводом теплоты

Цикл Отто состоит из двух адиабат и двух изохор. Цикл в pV - и Ts -координатах представлен на рисунке 1.1. Он осуществляется следующим образом. Рабочее тело (1 кг идеального газа) с параметрами p_1, V_1, T_1 сжимается в цилиндре под поршнем по адиабате 1-2 до объема V_2 при этом давление и температура повышаются до p_2, T_2 , что соответствует перемещению поршня от нижней мертвой точки (НМТ) в верхнюю мертвую точку (ВМТ). Далее при постоянном объеме по изохоре 2-3 к газу от источника подводится тепло q_1 , давление повышается до p_3 . После этого газ расширяется (совершает работу) по адиабате 3-4 от объема $V_3 = V_2$ до объема $V_4 = V_1$ (поршень возвращается в НМТ). Далее происходит отвод тепла q_2 от газа по изохоре 4-1, цикл замыкается, газ приходит в первоначальное состояние с параметрами p_1, V_1, T_1 (точка 1 на диаграмме).

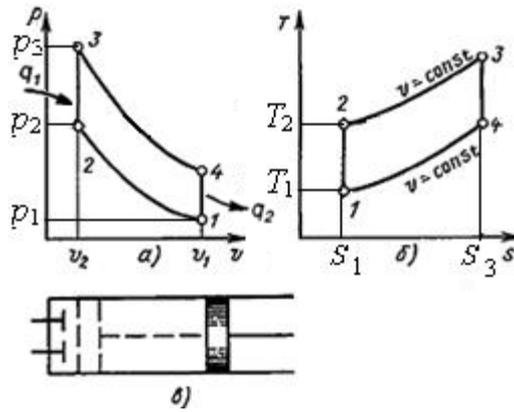


Рисунок 1.1. Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты: *a* — в $p\nu$ -координатах; *б* — в Ts -координатах; *в* — схема цилиндра с поршнем

Характеризующими этот цикл величинами являются:

1) *степень сжатия* ε – отношение удельного объема в начале сжатия V_1 к удельному объему в конце сжатия V_2 :

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

2) *степень повышения давления* λ – отношение давления в конце подвода теплоты p_3 к давлению в начале подвода теплоты p_2 :

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

Этот параметр отражает тепловую нагрузку цикла.

Подведенная теплота пропорциональна площади под процессом 2-3 на Ts – диаграмме и составляет:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2)$$

Отведенная теплота пропорциональна площади под процессом 4-1 и равна:

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$

Согласно определению, термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Выражение термического КПД цикла через характеристики цикла имеет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Таким образом, термический КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме зависит только от степени сжатия ε и показателя адиабаты k (природы рабочего тела), увеличиваясь с возрастанием этих величин.

Степень сжатия является важным параметром работы двигателя: чем она больше, тем выше экономичность ДВС. Но максимальная степень сжатия в карбюраторных двигателях ограничивается детонацией – самовоспламенением горючей топливовоздушной смеси. Следствие детонации является появление стука металлического характера внутри цилиндра, перегрев двигателя из-за резкого нарастания температуры в процессе сгорания, появление черного дыма на выхлопе из-за неполноты сгорания топлива. Максимальная степень сжатия в карбюраторных двигателях не превышает $9 \div 10$.

1.2 Цикл с изобарным подводом теплоты

Как видно из предыдущего цикла, термический КПД зависит от степени сжатия рабочего тела. Чтобы увеличить степень сжатия немецкий инженер Р.Дизель разработал цикл, в котором горючее рабочее тело заменяется негорючим (воздухом). Впущенный в цилиндр воздух сжимается до более высокого давления, чем в цикле Отто. Цикл в pV - и Ts -координатах представлен на рисунке 1.2. Он осуществляется следующим образом. Рабочее тело с параметрами p_1, V_1, T_1 сжимается в цилиндре под поршнем по адиабате 1-2 до объема V_2 при этом давление и температура повышаются до p_2, T_2 , что соответствует перемещению поршня от нижней мертвой точки (НМТ) в верхнюю мертвую точку (ВМТ). Далее при постоянном давлении по изобаре 2-3 к газу от источника подводится тепло q_1 , объем увеличивается до V_3 . После этого происходит адиабатное расширение от объема V_3 до объема $V_4 = V_1$ (процесс 3-4) с понижением давления и температуры. Далее тепло q_2 отводится от газа по изохоре 4-1, цикл замыкается, газ приходит в первоначальное состояние с параметрами p_1, V_1, T_1 .

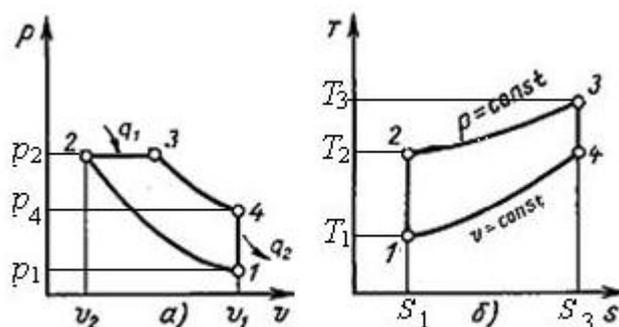


Рисунок 1.2. Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты: а — в pV -координатах; б — в Ts -координатах

Характеризующими этот цикл величинами являются:

1) *степень сжатия*

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

Степень сжатия у дизелей больше, чем в карбюраторных двигателях. Минимальное значение, при котором происходит самовоспламенение $\varepsilon = 12 \div 13$. Верхний предел ограничен $\varepsilon = 19 \div 20$, так как увеличение коэффициента сжатия вызывает резкое повышение давления в цилиндре, что приводит к значительному сопротивлению в узлах трения и, как следствие, дает чрезмерные нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

2) *степень предварительного расширения* ρ – отношение удельного объема газа в конце подвода теплоты V_3 к удельному объему в начале подвода теплоты V_2 :

$$\rho = \frac{V_3}{V_2}$$

Количество подведенной теплоты равно

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2),$$

отведенной теплоты

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$

При этих значениях получаем

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

Выражение термического КПД цикла через характеристики цикла имеет вид

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

Из уравнения следует, что термический КПД цикла зависит от степени сжатия ε , показателя адиабаты k и степени предварительного расширения ρ . С увеличением ε , k и уменьшением ρ КПД увеличивается.

1.3 Цикл со смешанным подводом теплоты

Недостатком двигателей, в которых применяется цикл с подводом теплоты при $p = \text{const}$, является необходимость использования компрессора для подачи топлива. Наличие компрессора усложняет конструкцию и уменьшает

экономичность двигателя. В настоящее время такие двигатели применяются на судах и в качестве стационарных установок тепловых электростанций.

Двигатели, работающие по смешанному циклу, являются более совершенствованными (бескомпрессорные дизели). Первый патент на бескомпрессорный двигатель высокого давления был выдан в 1904 г. русскому инженеру Г.В. Тринклеру (1886-1956). Однако двигатели получили широкое распространение позже, когда удалось осуществить отдельное распыливание топлива при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$. В настоящее время по смешанному циклу работают преимущественно транспортные бескомпрессорные двигатели, использующие тяжелое топливо.

Цикл в pV - и Ts -координатах представлен на рисунке 1.3. Он осуществляется следующим образом. Рабочее тело с параметрами p_1, V_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до объема V_2 при этом давление и температура повышаются до p_2, T_2 . Далее по изохоре 2-3 к рабочему телу подводится первая доля теплоты q_1' . При постоянном давлении подводится вторая доля теплоты q_1'' по изобаре 3-4. От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате 4-5. После чего тепло q_2 отводится в теплоприемник по изохоре 5-1, рабочее тело приходит в первоначальное состояние с параметрами p_1, V_1, T_1 , цикл замыкается.

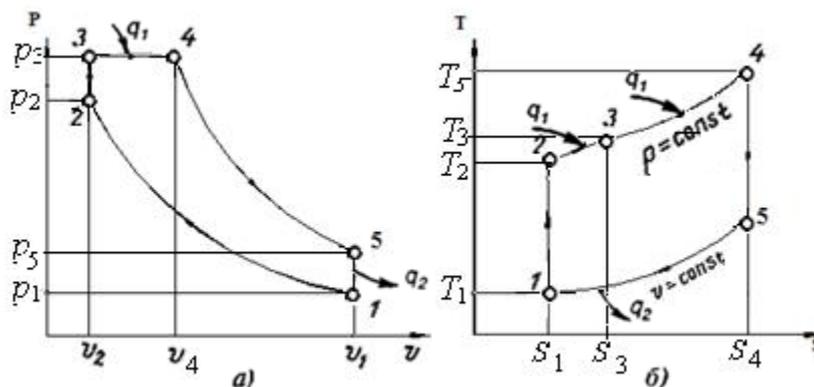


Рисунок 1.3. Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты: а — в pV -координатах; б — в Ts -координатах

Характеристиками цикла являются:

1) степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

2) степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_4}{V_3}$$

3) степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

Первая доля подведенной теплоты составляет

$$q'_1 = c_v(T_3 - T_2)$$

Вторая доля подведенной теплоты равна

$$q''_1 = c_p(T_4 - T_3)$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1)$$

При этих значениях получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q'_1 + q''_1} = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}$$

Выражение термического КПД цикла через характеристики цикла имеет вид

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

Из уравнения следует, что термический КПД цикла зависит от степени сжатия ε , показателя адиабаты k , степени предварительного расширения ρ и степени повышения давления λ . С увеличением ε , k , λ и уменьшением ρ КПД увеличивается.

Для двигателей, работающих по циклу Сабатэ-Тринклера, степень сжатия составляет $\varepsilon = 12 \div 13$. По своим показателям он занимает промежуточное положение между циклами Отто и Дизеля.

2 Методические рекомендации к выполнению работы

Работа включает решение задачи и выполняется в течение всего учебного семестра. Ее выполнение является обязательным условием положительной аттестации студента по дисциплине.

Индивидуальное задание выдается каждому студенту в начале семестра в виде номера задачи. **Номер варианта** соответствует **предпоследней цифре** зачетной книжки студента.

Чтобы успешно подготовиться и выполнить контрольную работу необходимо:

1. Внимательно ознакомиться с содержанием задачи, записать ее условие, вставляя в текст численные значения исходных данных из соответствующей таблицы.

2. По конспекту лекций и данному пособию изучить теоретический материал по соответствующим темам, обращая особое внимание на методику практических расчетов. Подобрать по списку рекомендованной литературы и получить в библиотеке университета один из учебников, подробно ознакомиться с описанием цикла, предложенного для анализа.

3. Провести черновой расчет задачи с помощью калькулятора и на компьютере в случае необходимости, соблюдая последовательность расчетов и самопроверок такими же, как они даются в приведенном ниже примере. Необходимо учитывать следующие особенности:

- процессы сгорания и выпуска газа рассматриваются как процессы подвода и отвода теплоты;
- все процессы, составляющие цикл, являются обратимыми;
- условный нуль энтропии принять соответствующим нормальным физическим условиям ($p_0 = 101325 \text{ Па}$, $T = 273 \text{ К}$).

4. Оформить отчет по работе в соответствии с требованиями, ориентируясь при этом на приведенный в настоящих методических указаниях пример.

Если в подготовительной работе или в процессе расчетов возникают вопросы или неясности, студенту необходимо обращаться к преподавателю за консультациями.

5. При отчете студент должен уметь изложить весь ход решения, ответить на все контрольные вопросы.

Основные требования к оформлению отчета по работе:

1. Отчет должен начинаться титульным листом, начиная со второй страницы – содержание работы, включающее в себя номер варианта и исходные данные для расчета, подробный ход решения, сводную таблицу результатов по форме, указанной в решении (таблица 4.1), рисунки и графики, требуемые заданием, а завершаться списком использованной литературы.

2. Отчет должен быть написан разборчивым почерком (или напечатан) на листах формата А4 (210 × 297).

3. Графический материал (рисунки, графики) можно рисовать мягким карандашом (или напечатан) на небольших листках миллиметровой или клетчатой бумаги, наклеивая их на страницы отчета. Каждый рисунок должен быть пронумерован и сопровождаться развернутой подписью.

4. Все расчеты оформляются в развернутом виде: сначала записывается формула, далее знак равенства и численные значения всех входящих в формулу параметров в той же последовательности, как они стоят в формуле, далее знак равенства, результат вычислений.

5. Все расчеты проводятся в международной системе измерения физических величин (система СИ).

6. Расчетные формулы должны сопровождаться лаконичными пояснениями, включающими и полную расшифровку всех принятых условных обозначений.

Контрольные вопросы

1. Почему в качестве рабочих тел в термодинамике используются газы и пары?
2. Какие величины называют параметрами состояния рабочего тела? Перечислите их. В каких единицах они измеряются?
3. Как связаны между собой параметры состояния в изохорном, изобарном, изотермическом, адиабатном и политропном процессах?
4. Какой вид имеет уравнение первого начала термодинамики для изохорного, изобарного, изотермического, адиабатного процессов?
5. В чем состоят основные свойства pV - и в Ts -диаграмм?
6. Изобразите основные термодинамические процессы в pV - и в Ts -координатах.
7. Как на pV -диаграмме графически определяется удельная работа прямого цикла?
8. Как доказать, что на Ts -диаграмме изохора располагается круче изобары?
9. Что характеризует и чем определяется термический КПД обратимых круговых процессов?
10. Почему термодинамические циклы называют идеальными?
11. Как доказать, что с увеличением степени сжатия в ДВС повышается температура в конце сжатия?
12. Как изменяется температура T_4 в цикле со смешанным подводом теплоты при увеличении степени предварительного расширения?
13. Как влияет увеличение степени сжатия на термический КПД ДВС?

3 Задания на контрольную работу

Провести расчет теоретического термодинамического цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС) или газотурбинной установки (ГТУ). В качестве рабочего тела принять 1 кг сухого воздуха. Удельная газовая постоянная $R = 286,4$ Дж/кг·К. Удельную теплоемкость воздуха считать постоянной и равной $C_v = 0,72$ кДж/кг·К. Показатель адиабаты процессов сжатия и расширения принять равным $k = 1,4$.

Необходимо определить:

- 1) параметры всех характерных точек цикла (параметры состояния рабочего тела: давление p , удельный объем V , температуру T , энтропию s);
- 2) термодинамические характеристики каждого процесса и цикла в целом:
 - работу, производимую за цикл $l_{ц}$;
 - полезно использованную теплоту цикла $q_{ц}$;
 - изменение энтропии Δs ;
 - термический КПД цикла η_t ;
 - термический КПД цикла Карно $\eta_{тк}$.

Теоретический цикл представить в pV - и Ts -координатах с соблюдением масштаба.

Варианты заданий на контрольную работу

Задача 1. Провести расчет теоретического термодинамического цикла поршневого ДВС с изохорным подводом теплоты, который задан следующими параметрами:

давление в конце процесса всасывания $p_1 = \text{---} 10^5$ Па,

температура в конце процесса всасывания $T_1 = \text{---} ^\circ\text{C}$,

степень сжатия $\varepsilon = \text{---}$,

количество подводимого тепла $q_1 = \text{---}$ кДж/кг.

Исходные данные принять по табл. 3.1

Таблица 3.1

Номер варианта	$p_1, 10^5 \text{ Па}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	Вторая цифра номера варианта	Количество подводимого тепла $q_1, \text{ кДж/кг}$	Степень сжатия ε
0	1,0	27	0	1720	6,0
1	1,0	17	1	1845	6,3
2	1,0	30	2	1970	7,6
3	1,0	0	3	2390	7,0
4	0,8	17	4	1930	6,5
5	0,8	37	5	1970	6,6
6	0,8	37	6	2055	6,8
7	0,9	0	7	2355	7,5
8	0,9	27	8	1725	6,6
9	0,9	47	9	2180	7,1

Задача 2. Провести расчет теоретического термодинамического цикла поршневого ДВС с изобарным подводом теплоты, который задан следующими параметрами:

давление в конце процесса всасывания $p_1 = \text{---} 10^5 \text{ Па}$,

температура в конце процесса всасывания $T_1 = \text{---} ^\circ\text{C}$,

степень сжатия $\varepsilon = \text{---}$,

степень предварительного расширения $\rho = \text{---}$.

Исходные данные принять по табл. 3.2

Таблица 3.2

Номер варианта	$p_1, 10^5 \text{ Па}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	Вторая цифра номера варианта	Степень сжатия ε	Степень предварительного расширения ρ
0	1,0	15	0	11	2,1
1	1,0	20	1	11	2,2
2	1,0	27	2	12	2,3
3	1,0	22	3	15	2,8
4	0,9	17	4	13	2,4
5	0,9	27	5	12	2,4
6	0,9	20	6	11	2,5
7	0,9	20	7	10	2,6
8	0,8	14	8	11	2,8
9	0,8	27	9	12	2,5

Задача 3. Провести расчет теоретического термодинамического цикла поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты, который задан следующими параметрами:

давление в конце процесса всасывания $p_1 = \text{---} 10^5 \text{ Па}$,

температура в конце процесса всасывания $T_1 = \text{---} \text{ }^\circ\text{C}$,

степень сжатия $\varepsilon = \text{---}$,

степень предварительного расширения $\rho = \text{---}$,

степень повышения давления $\lambda = \text{---}$.

Исходные данные принять по табл. 3.3

Таблица 3.3

Номер варианта	$p_1, 10^5 \text{ Па}$	$t_1, \text{ }^\circ\text{C}$	Вторая цифра номера варианта	Степень сжатия ε	Степень предварительного расширения ρ	Степень повышения давления λ
0	1,2	24	0	14	1,45	1,35
1	1,4	25	1	13,5	1,4	1,3
2	1,28	26	2	13	1,35	1,25
3	1,33	27	3	12,5	1,3	1,2
4	1,38	28	4	12	1,25	1,15
5	1,43	29	5	11,5	1,2	1,1
6	1,18	14	6	14	1,45	1,38
7	1,23	16	7	13,5	1,4	1,33
8	1,28	17	8	13	1,35	1,28
9	1,0	15	9	17,5	1,41	1,27

4 Пример выполнения контрольной работы

Задача 3 (Вариант 9).

Содержание задачи

Провести расчет теоретического термодинамического цикла поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты, который задан следующими параметрами:

давление в конце процесса всасывания $p_1 = 10^5$ Па;

температура в конце процесса всасывания $T_1 = 15$ °С;

степень сжатия $\varepsilon = 17,5$;

степень предварительного расширения $\rho = 1,41$;

степень повышения давления $\lambda = 1,27$.

В качестве рабочего тела принимать 1 кг сухого воздуха. Удельная газовая постоянная $R = 286,4$ Дж/кг·К. Удельная теплоемкость воздуха $C_v = 0,72$ кДж/кг·К.

Определить параметры состояния рабочего тела p , V , T в характерных точках цикла; работу, производимую за цикл $l_{ц}$; полезно использованную теплоту цикла $q_{ц}$; термический КПД цикла η_i ; термический КПД цикла Карно $\eta_{тк}$. Построить в масштабе pV - и TS -диаграммы цикла.

Краткое описание цикла

Для анализа задан цикл поршневого ДВС со смешанным подводом тепла, который является комбинацией циклов с подводом теплоты при $V = const$ и $p = const$. Данный цикл реализуется в современных быстроходных дизельных двигателях.

На рис. 1.3 приведена идеализированная p - V диаграмма, наглядно отображающая основные процессы такого цикла.

Во время хода всасывания (на диаграмме не показан) атмосферный воздух, проходя через систему фильтров и открытый всасывающий клапан, засасывается в цилиндр двигателя. В конце всасывания (точка 1 на диаграмме) всасывающий клапан закрывается. По мере перемещения поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) происходит адиабатное сжатие воздуха с параметрами p_1 , V_1 , T_1 в цилиндре (процесс 1–2) до параметров p_2 , V_2 , T_2 . Температура воздуха к концу сжатия (точка 2) T_2 выше температуры воспламенения топлива. Поэтому

дизельное топливо, которое впрыскивается в цилиндр под большим давлением через специальную форсунку в мелкодисперсном виде, очень быстро испаряется и самовоспламеняется. Первые порции (меньшая часть топлива) при этом сгорают практически мгновенно (процесс 2–3) при $V = const$, при этом к рабочему телу подводится теплота q'_1 . Последующие порции топлива сгорают по мере их попадания в цилиндр во время перемещения поршня от ВМТ при $p = const$ (процесс 3 – 4), при этом к рабочему телу подводится теплота q''_1 . Дальнейшее адиабатное расширение продуктов сгорания (процесс 4–5), обеспечивает рабочий ход поршня, по окончании которого происходит изохорный процесс отвода тепла q_2 (процесс 5–1).

Расчет цикла ДВС

I. Определение параметров рабочего тела в характерных точках цикла

1) Процесс 1-2 - адиабатное сжатие. Уравнение адиабаты идеального газа

$$pV^k = const \quad (1)$$

а) параметры в точке 1- начале адиабатного сжатия

давление $p_1 = 10^5$ Па;

температура $T_1 = 15^\circ\text{C} = 288$ К;

начальный удельный объем V_1 находим, воспользовавшись уравнением состояния для 1 кг идеального газа (уравнение Клайперона):

$$p_1 V_1 = RT_1 \quad (2)$$

откуда получаем

$$V_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{286,4 \cdot 288}{1,0 \cdot 10^5} = 0,825 \text{ м}^3/\text{кг}$$

б) параметры в точке 2 – конце сжатия

Удельный объем V_2 определим из уравнения для степени сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = 17,5, \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} = \frac{0,825}{17,5} = 0,047 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Используя соотношения между параметрами состояния рабочего тела в начале и конце адиабатного процесса, полученные из уравнений (1) и (2),

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k; \quad \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

определим давление p_2 :

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = \varepsilon^k$$

откуда получаем

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k = 1,0 \cdot 10^5 \cdot (17,5)^{1,4} = 5,5 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

определим температуру T_2 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

откуда получаем

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = 288 \cdot (17,5)^{0,4} = 905 \text{ К}$$

Выполним проверку:

из уравнения (2) получаем

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{R} = \frac{5,5 \cdot 10^6 \cdot 0,047}{286,4} = 904 \text{ К}$$

2) Процесс 2-3 – изохорный подвод теплоты. Уравнение изохоры идеального газа

$$\frac{p}{T} = \text{const} \quad (3)$$

в) параметры в точке 3 – конце подвода теплоты при постоянном объеме

удельный объем $V_3 = V_2 = 0,047 \text{ м}^3/\text{кг}$

давление определим из уравнения степени повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

откуда получаем

$$p_3 = \lambda \cdot p_2 = 1,27 \cdot 5,5 \cdot 10^6 = 6,985 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

температуру T_2 определим из уравнения изохоры:

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

откуда получаем

$$T_3 = \frac{p_3 T_2}{p_2} = \lambda \cdot T_2 = 1,27 \cdot 905 = 1149 \text{ К}$$

Выполним проверку:

из уравнения (2) получаем

$$T_3 = \frac{p_3 V_3}{R} = \frac{6,985 \cdot 10^6 \cdot 0,047}{286,4} = 1146,5 \text{ К}$$

3) Процесс 3-4 – изобарный подвод теплоты. Уравнение изобары идеального газа

$$\frac{V}{T} = \text{const} \quad (4)$$

г) в точке 4 – конце изобарного подвода теплоты при постоянном давлении
давление $p_4 = p_3 = 6,985 \cdot 10^6$ Па

удельный объем определим из уравнения степени предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_4}{V_3}$$

откуда получаем $V_4 = \rho \cdot V_3 = 1,41 \cdot 0,047 = 0,066$ м³/кг

температуру определим, используя уравнение изобары (4):

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{T_3}{T_4}$$

$$T_4 = \frac{V_4 \cdot T_3}{V_3} = \rho \cdot T_3 = 1,41 \cdot 1147 = 1617 \text{ К}$$

Выполним проверку:

из уравнения (2) получаем

$$T_4 = \frac{p_4 V_4}{R} = \frac{6,985 \cdot 10^6 \cdot 0,066}{286,4} = 1610 \text{ К}$$

4) Процесс 4-5 – адиабатное расширение.

д) в точке 5 – конце адиабатного расширения

удельный объем $V_5 = V_1 = 0,825$ м³/кг

температуру определим из соотношения для адиабатного процесса:

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1}$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} = 1610 \cdot \left(\frac{0,066}{0,825}\right)^{0,4} = 586 \text{ К}$$

давление определим из уравнения адиабаты:

$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k$$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^k = 6,985 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,066}{0,825}\right)^{1,4} = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Выполним проверку:

$$T_5 = \frac{p_5 V_5}{R} = \frac{0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,825}{286,4} = 576 \text{ К}$$

II. Расчет характеристик цикла

1) Определение полезной работы цикла $l_{ц}$

$$l_{ц} = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-5} + l_{5-1}$$

Работа адиабатного сжатия l_{1-2} равна

$$l_{1-2} = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{286,4}{1,4-1} (288 - 905) = -441,8 \text{ кДж/кг}$$

Процесс 2-3 – изохорный $dV = 0$, следовательно, $l_{2-3} = 0$.

Работа изобарного расширения l_{3-4} составляет

$$l_{3-4} = R(T_4 - T_3) = 286,4(1617 - 1149) = 134 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_{3-4} = p_4(V_4 - V_3) = 6,985 \cdot 10^6 (0,066 - 0,047) = 132,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Работа адиабатного расширения l_{4-5} равна

$$l_{4-5} = \frac{R}{k-1} (T_4 - T_5) = \frac{286,4}{1,4-1} (1617 - 586) = 738,2 \text{ кДж/кг}$$

Процесс 5-1 изохорный, следовательно, $l_{5-1} = 0$.

Работа цикла равна

$$l_{ц} = 738,2 + 132,7 - 441,8 = 429,1 \text{ кДж/кг}$$

1) Определение полезной теплоты цикла

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = q_1' + q_1'' = C_V(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3),$$

где $C_p = k \cdot C_V = 1,4 \cdot 0,72 = 1,008 \text{ кДж/кг}$

$$q_1 = 0,72(1149 - 905) + 1,008(1617 - 1149) = 647,4 \text{ кДж/кг}$$

Количество отведенной теплоты

$$q_2 = C_V(T_1 - T_5) = 0,72(586 - 288) = -214,6 \text{ кДж/кг}$$

Полезно использованная теплота цикла

$$q_{ц} = |q_1| - |q_2| = 647,4 - 214,6 = 432,8 \text{ кДж/кг}$$

Для цикла должно выполняться равенство $q_{ц} = l_{ц}$.

Вычислим относительную погрешность:

$$q_{ц} = 432,8 \text{ кДж/кг}; l_{ц} = 429,1 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta_{ц} = \frac{q_{ц} - l_{ц}}{q_{ц}} = \frac{432,8 - 429,1}{432,8} = 0,0085$$

Погрешность $\Delta_{ц} = 0,85\%$ обусловлена неточностями в расчетах при округлении.

2) Определим термический КПД идеализированного цикла по уравнению:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{17,5^{0,4}} \cdot \frac{1,27 \cdot 1,41^{1,4} - 1}{1,27 - 1 + 1,4 \cdot 1,27(1,41 - 1)}$$

$$= 1 - \frac{1}{3,142} \cdot \frac{1,27 \cdot 1,618 - 1}{0,27 + 1,4 \cdot 1,27 \cdot 0,41} = 0,664 \text{ (66,4\%)}$$

Определим термический КПД идеализированного цикла:

$$\eta_t = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} = \frac{432,8}{647,4} = 0,668 \text{ (66,8 \%)}$$

3) Термический КПД цикла Карно для того же интервала температур, в котором реализуется реальный цикл:

$$\eta_{тк} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{288}{1617} = 0,82 \text{ (82 \%)}$$

4) Изменение энтропии термодинамических процессов цикла можно определить с помощью следующих уравнений:

$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$\Delta s = c_v \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Отсчет значений энтропии можно вести от любого состояния. Для газов принято считать значение энтропии равным нулю ($s = 0$) при $t_0 = 0$ °С ($T_0 = 273,15$ К), $p_0 = 0,1013$ МПа – параметры воздуха при нормальных условиях, тогда значение энтропии в точке 1 вычислим по формуле

$$s = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R \cdot \ln \frac{p}{p_0}$$

$$s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_1}{273} - R \cdot \ln \frac{p_1}{101325} = 1,008 \cdot \ln \frac{288}{273} - 0,2864 \cdot \ln \frac{10^5}{101325}$$

$$= 0,058 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Процесс 1-2 адиабатный, поэтому $s_2 = s_1 = 0,058$ кДж/(кг · К)

Изменение энтропии изохорного процесса 2-3

$$\Delta s_{2-3} = c_v \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}$$

$$\Delta s_{2-3} = 0,72 \cdot \ln \frac{1149}{905} = 0,72 \cdot 0,24 = 0,172 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$s_3 = s_2 + \Delta s_{2-3} = 0,058 + 0,172 = 0,23 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Для изобарного процесса 3-4

$$\Delta s_{3-4} = C_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3}$$

$$\Delta s_{3-4} = 1,008 \cdot \ln \frac{1617}{1149} = 1,008 \cdot 0,34 = 0,343 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$s_4 = s_3 + \Delta s_{3-4} = 0,23 + 0,343 = 0,573 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Процесс 4-5 адиабатный, поэтому $s_5 = s_4 = 0,573 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

Для изохорного процесса 5-1

$$\Delta s_{5-1} = C_v \cdot \ln \frac{T_1}{T_5}$$

$$\Delta s_{5-1} = 0,72 \cdot \ln \frac{288}{586} = 0,72 \cdot (-0,71) = -0,51 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$s_1 = s_5 + \Delta s_{5-1} = 0,573 - 0,51 = 0,063 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Результаты расчетов заносим в сводную таблицу

Таблица 4.1

Характерные точки	Параметры точек цикла						
	Давление p , МПа	Удельный объем V , м ³ /кг	Температура T , К	Энтропия S , кДж/(кг·К)			
1	0,1	0,825	288	0,058			
2	5,5	0,047	905	0,058			
3	6,985	0,047	1149	0,23			
4	6,985	0,066	1617	0,573			
5	0,2	0,825	586	0,573			
Процессы	Характеристики процессов						
	q , кДж/кг	l , кДж/кг	ΔS , кДж/(кг·К)	$q_{ц}$, кДж/кг	$l_{ц}$, кДж/кг	η_t	$\eta_{тк}$
1-2	0	-441,8	0	432,8	429,1	66,8%	82%
2-3	175,7	0	0,172				
3-4	471,7	132,7	0,343				
4-5	0	738,2	0				
5-1	-214,6	0	-0,51				

ЛИТЕРАТУРА

Основная литература:

1. Теплотехника. Под ред. В.Н.Луканина. Учебник. – М.: Высшая школа, 2001.
2. Транспортная энергетика
3. Техническая термодинамика. Под ред. В.И. Крутова – М.: Высшая школа, 1991.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. д-ра техн. наук, проф. В.Н.Луканина. М.: Высш. школа, 1985.
5. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980.

Дополнительная литература:

6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 2002.
7. Вырубов Д. Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1983.