

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
Высшего профессионального образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)

Институт машиностроения и автомобильного транспорта

Кафедра Тепловые двигатели и энергетические установки

А.А. Гаврилов

Методические указания к практическим занятиям
по дисциплине «Моделирование процессов в поршневых двигателях»

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 13-04-03 -
Энергомашиностроение

Владимир, 2016

Оглавление

1-ое занятие	4
Введение	
Модуль 1. Общие принципы моделирования физических процессов	
2-ое занятие	4
Понятие модели, их виды (классификация). Требования к математическим моделям.	
3-ье занятие	5
Квазистационарные (одно, двух и много зонные) модели процессов в поршневых двигателях. Расчётные схемы. Принятие начальных и граничных условий.	
4-ое занятия	6
Одномерные математические модели. Краткие сведения о двухмерных и трёхмерных моделях. Их возможности, способы решения систем уравнений.	
5-ое занятия	6
Выбор типа модели для решения конкретной задачи.	
 Модуль 2. Модели процессов газообмена, сжатия, расширения и сгорания	
6-ое занятия	7
Исходное уравнение для моделирования процессов в цилиндре. Моделирование теплообменных процессов.	
7-ое занятия	8
Модели процессов сжатия и расширения при работе двигателей на различном топливе.	
8 -ое занятия	9
Математическая модель процессов газообмена в цилиндре двигателя.	
9-ое занятия	11
Моделирование характеристик тепловыделения	
10 и 11-ое занятия	13
Модели процесса сгорания в двигателях с зажиганием от искры и с воспламенением от сжатия.	

Модуль 3. Моделирование процессов в трубопроводах и газотурбинного

наддува

12-ое занятие	15
Модели процессов в выпускном и впускном трубопроводах.	
Настройка программы на расчет конкретного двигателя.	
13-ое занятие	17
Моделирование газотурбинного наддува.	
14-ое занятие	20
Аппроксимация характеристик компрессора полиномами.	
15-ое занятие	23
Использование характеристик компрессора для расчёта текущего расхода воздуха при турбонаддуве одно и двух цилиндровых двигателей.	
16-ое занятие	24
Особенности моделирования процессов в газодизеле.	
Численный эксперимент по определению фаз газораспределения, оптимальных на заданном режиме по удельному эффективному расходу топлива.	
17-ое занятие	25
Расчёт и оценка степени влияния на показатели двигателя различных факторов.	
Список рекомендуемой литературы.....	

1-ое занятие

Введение.

На занятии студенты знакомятся с содержанием дисциплины, объёмом курса в соответствии с рабочей программой, целями и задачами усвоения дисциплины, формируемыми компетенциями, порядком проведения занятий. В заключение студенты получают задание на самостоятельную проработку материала ко второму занятию ([1], стр. 97...114).

Модуль 1. Общие принципы моделирования физических процессов

2-ое занятие

На этом занятии, базируясь на самостоятельной проработке заданного материала, в режиме собеседования определяется мера усвоения студентами вопросов: *Понятие модели, их виды (классификация). Требования к математическим моделям.*

Под моделированием понимают воспроизведение изучаемых свойств объекта или явления при функционировании модели в требуемых условиях. Модель – это образ, структура или материальное тело, которое воспроизводит с той или иной мерой сходства явление или объект. Модель *всегда* отображает объект или явление *приближённо*. Принято различать модели:

1. Мысленные – образ объекта или явление создаётся в сознании человека.
2. Информационные (абстрактно-материальные), к которым относятся: рисунки, схемы, графики, чертежи, знаки и т.п. Эти модели являются промежуточными между мысленными и материальными.

3. Материальные: физические и математические.

- 3.1. При физическом моделировании исследуемый объект или процесс по физической природе совпадает с моделью (например, одноцилиндровый отсек).

- 3.2. При математическом моделировании объект или процесс заменяют его описанием с помощью математических методов (формулы, системы уравнений соответствующей сложности, эмпирические зависимости и т.д.). При этом используется прямая аналогия или непрямая (косвенная).

При прямой аналогии обеспечивается сходство в математическом описании объекта (процесса) и модели. Например, аналогия между движением маятника и колебательным контуром в электрической цепи. Это свойство модели используется в аналоговых машинах для исследования процессов в динамике.

При непрямой аналогии модель формируется из соответствующих уравнений в определённой последовательности (алгоритме) без требования наличия аналогии между

моделью и процессом. Значительные достижения в развитии вычислительной техники обеспечили преимущественное применение этого вида математического моделирования.

Математические модели подразделяются на:

- квазистационарные (одно, двух и много зонные), показатели изменяются только по времени, а в поршневых двигателях – по углу поворота коленчатого вала;

- пространственные (одно, двух и трёх мерные), показатели изменяются по времени и осям координат.

Обсудить область целесообразного применения каждого вида для исследования процессов в поршневых двигателях. Всегда нужно стремиться к более простой модели.

Исследования с помощью математических моделей называют численным экспериментом.

Перенос результатов, полученных при эксперименте на модели, на реальный объект, явление подчиняется строгой закономерности в соответствии с теорией подобия.

Далее обсуждаются требования к математическим моделям ([1], стр. 99):

- описывать процесс с точностью достаточной для его исследования;
- уровень сложности модели должен соответствовать решаемой задаче;
- реализуемой;
- экономичной.

В заключительной части занятия устанавливается уровень усвоения студентами особенностей одно зонной модели процессов в поршневом двигателе ([1], стр. 100...114), принимаемые допущения, принципы её построения, преимущества и недостатки, возможности её использования для совершенствования рабочих процессов.

Выдаётся задание на самостоятельную проработку материала к 3-му занятию ([1], стр. 114...142) и контрольные вопросы (см. план 3 занятия).

3-ье занятие

В начале занятия контролируется уровень самостоятельной проработки заданного материала, в режиме собеседования определяется усвоение студентами вопросов: *Математические модели процессов квазистационарные (двух и много зонные). Расчётные схемы. Принятие начальных и граничных условий.*

В ходе обсуждения отличительных признаков одно, двух и много зонных моделей особое внимание обратить на следующие моменты:

- при исследовании каких процессов в поршневом двигателе и с какой целью, вместо одно зонной модели необходимо применять двух и даже много зонную модель:

- обоснованность принятия глубины допущений в каждой модели исходя из цели исследования ([1], стр. 115).

Перед выдачей задания для самостоятельного изучения материала к 4-му занятию студентам предлагается письменно изложить, в каких случаях необходимо применять двух зонные модели.

4-ое занятие

Одномерные математические модели. Краткие сведения о двухмерных и трёхмерных моделях. Их возможности, способы решения систем уравнений. ([1], стр. 97...110; стр. 565...593); ([5], стр. 173...178; 243...245).

В ходе занятия студенты должны усвоить принцип построения, способы решения систем уравнений, оценивать преимущество одномерных и двухмерных моделей для проектирования газовых трактов, в частности, выпускных и впускных трубопроводов, с наименьшими аэродинамическими сопротивлениями. Путём собеседования понять в каких случаях необходимо использовать трёхмерные математические модели. Знакомство студентов с коммерческими вычислительными продуктами и программами, имеющимися на кафедре ТД и ЭУ. Задание на 5-ое занятие с учётом 1-го рейтинг-контроля (см. вопросы).

5-ое занятие

Выбор типа модели для решения конкретной задачи.

На занятии студентам предлагается индивидуальное задание по выбору типа математической модели для исследования процессов:

- 1) сжатия в дизеле;
- 2) впуска в бензиновом двигателе;
- 3) в выпускном трубопроводе;
- 4) во впускном трубопроводе;
- 5) течения газа в выпускном трубопроводе;
- 6) сгорание в газовом двигателе;
- 7) сгорание в дизеле;
- 8) впуска и сжатия в газодизеле;
- 9) выпуска в двигателе с турбонаддувом;
- 10) впуска в двигателе с турбонаддувом.

При выполнении задания студенты должны обосновать принятое решение используя систему уравнений, расчётную схему, блок-схему алгоритма расчёта или текстовое описание процесса. Проводится 1-ый рейтинг-контроль по вопросам 1...7 (прил. 4).

Модуль 2. Модели процессов газообмена, сжатия, расширения и сгорания

6-ое занятие

На занятии студенты получают навыки в формировании *исходного уравнения для моделирования процессов в цилиндре* и выполнении *моделирования теплообменных процессов*.

Предварительно обратить внимание студентов на то, что в рамках данного курса будут изучаться математические модели, которые описывают процессы в системах двигателей с короткими трубопроводами ($L_{TP} \leq 6D_{TP}$), в объёмах которых можно пренебречь волновыми и инерционными явлениями. Обычно это условие выполняется в поршневых двигателях с числом цилиндров не более четырех без наддува и с турбонаддувом, получивших наибольшее распространение на автомобилях и тракторах.. В них изменение показателей состояния рабочего тела в термодинамических процессах фиксируется по времени τ или углу поворота коленчатого вала, φ° п.к.в. Не смотря на допущения, модели позволяют исследовать влияние большего числа факторов на показатели цикла, характер и качество преобразования тепловой энергии, выделившейся при сгорании топлива в цилиндре, в механическую работу.

Исходное уравнение для моделирования процессов в цилиндре

В базовой математической модели используются уравнения термодинамических процессов, уравнения баланса энергии, сохранения массы, состояния и эмпирические зависимости.

Наиболее информативным параметром (в сравнении с температурой), по которому можно оценивать качество протекания процессов в цилиндре, является давление рабочего тела. В течение цикла величина его зависит от изменения объёма цилиндра V , изменения массы рабочего тела при газообмене M , подвода теплоты при сжигании топлива Q , теплообмена со стенками внутрицилиндрового пространства Q_w , температуры T и др. факторов. Таким образом, имеет место функциональная зависимость

$$p = f(V, M, Q, Q_w). \quad (1)$$

производная которой по времени $d\tau$ представляет сумму частных производных:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial M} \frac{dM}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q} \frac{dQ}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_w} \frac{dQ_w}{d\tau}. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) позволяет определить вклад в изменение давления рабочего тела в цилиндре в течение цикла от каждого из четырёх факторов (V, M, Q, Q_w).

В дальнейшем будет использоваться условная запись уравнения (2) в виде

$$dp/d\tau = (dp/d\tau)_{V \text{ var}} + (dp/d\tau)_{M \text{ var}} + (dp/d\tau)_{Q \text{ var}} + (dp/d\tau)_{Q_w \text{ var}}. \quad (3)$$

Приращения от изменения объёма рабочего тела в цилиндре и теплообмена имеют место в течение всего термодинамического цикла, приращение $(dp/d\tau)_{M \text{ var}}$ только в процессе газообмена, а $(dp/d\tau)_{Q \text{ var}} dp_q/d\varphi$ в процессе сгорания топлива (подвода теплоты).

Моделирование теплообменных процессов в цилиндре

При моделировании теплообменных процессов в цилиндре двигателя приращение $(dp/d\tau)_{Q_w \text{ var}}$ определяется для условия $V = const$, то есть в предположении, что при этом изменяется только внутренняя энергия рабочего тела в цилиндре $Q_w = c_v MT = \frac{c_v pV}{R}$.

После дифференцирования и преобразований уравнение для вычисления приращения давления от теплообмена преобразуется к виду

$$\frac{dp_w}{d\varphi} = -\frac{R}{c_v 6 n_d V} \frac{dQ_w}{d\varphi} = -\frac{(k-1)}{6 n_d V} \frac{dQ_w}{d\varphi}. \quad (3)$$

Уравнение (3) получено с учётом зависимости $d\varphi = \omega dt$; $\omega = 180 n_d / 30 = (6 n_d)$, где ω - угловая скорость, °п.к.в./с; n_d - частота вращения вала двигателя (мин⁻¹)

Теплота, участвующая в теплообмене между рабочим телом и стенками внутрицилиндрового пространства вычисляется по формуле Ньютона-Рихмана

$$Q_w = \alpha_w F_c \Sigma(T_c - T_{vx}),$$

где α_w - коэффициент теплоотдачи;

F_c - площадь поверхностей поршня, крышки цилиндра и поверхности зеркала цилиндра в данный момент времени;

T_c - текущая температура рабочего тела;

T_{vx} - средние температуры поверхностей внутрицилиндрового пространства.

В данной модели при расчете теплообмена коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Вошни Г.

На этом занятии студентов необходимо ознакомить с оформлением исходных данных для расчётов с использованием программного комплекса, разработанного на кафедре ТД и ЭУ. Это необходимо для выполнения в последующих занятиях и в рамках самостоятельной работы численных экспериментов исследовательского характера.

После контроля усвоения материала 6-го занятия студенты изучают принципы формирования *моделей процессов сжатия и расширения при работе двигателей на различном топливе.*

Процессы сжатия и расширения происходят при закрытых органах газораспределения. Поэтому приращение давления происходит вследствие изменения объёма рабочего тела в цилиндре и теплообмена со стенками

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + \frac{\partial p}{\partial Q_w} \frac{dQ_w}{d\tau}$$

Уравнение для расчёта изменения давления $\frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau}$, вследствие изменения объёма рабочего тела в цилиндре V при постоянной массе рабочего тела в нём M и отсутствии подвода теплоты Q , выводится из уравнения политропного процесса $p V^k = const$.

Производная по времени (τ) равная $V^k \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} + k p V^{k-1} \frac{dV}{d\tau} = 0$, преобразуется к виду

$$\left(\frac{dp}{d\tau} \right)_{V \text{ var}} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{d\tau} = - \frac{k p}{V} \frac{dV}{d\tau} \quad \text{или} \quad \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{V \text{ var}} = - \frac{k p}{V} \frac{dV}{d\varphi}. \quad (4)$$

Следует отметить, что значение k зависит от состава рабочего тела и термодинамического процесса, при котором происходит изменение его объёма в цилиндре. Приняв соответствующую закономерность изменения показателя процесса k можно использовать уравнение (4) для моделирования изменения давления вследствие изменения объёма цилиндра в течение всего цикла. При моделировании процесса сжатия в двигателях с внутренним смесеобразованием необходимо учитывать изменение массы рабочего тела в цилиндре вследствие впрыска топлива.

Температура в цилиндре в процессах сжатия и расширения определяется по уравнению состояния

$$T = \frac{p V}{R M}.$$

После собеседования по изложенному выше материалу студенты выполняют расчёт по определению уровня вклада в изменение давления рабочего тела за цикл от каждого из элементов в уравнении (2). Отчёт с результатами расчёта, графиками по углу п.к.в. и анализом предоставляется на 8 занятии.

8-ое занятие

На этом занятии студенты должны получить представление о принципах *математического моделирования процессов газообмена в цилиндре двигателя.*

В процессе газообмена приращение давления в цилиндре $dp_m/d\varphi$ за элементарный промежуток времени при $V = const$ обусловлено перемещением масс газов с текущей температурой между цилиндром и трубопроводами. Для определения его воспользуемся уравнением баланса внутренних энергий

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{dU_p}{d\tau} + \frac{dU_s}{d\tau}. \quad (5)$$

где U - внутренняя энергия текущей массы M в цилиндре; U_p, U_s - внутренние энергии газов, участвующих в массообмене между выпускных и впускным трубопроводами. Для направлений перетекания рабочего тела принимаются индексы: c - цилиндр; s - впускной, а p - выпускной трубопроводы. С учётом уравнения состояния $MT = pV/R$:

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{d}{d\tau}(c_v MT) = \frac{d}{d\tau}\left(\frac{c_v}{R} pV\right) = \frac{c_v V}{R} \frac{dp}{d\tau}, \quad (6)$$

$$\frac{dU_p}{d\tau} = \frac{\partial U_p}{\partial M_p} \frac{dM_p}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial M_p}(c_v M_p T) \frac{dM_p}{d\tau} = c_v T \frac{dM_p}{d\tau}, \quad (7)$$

где значения теплоёмкости c_v , температуры T и массы M_p , зависит от направления перетекания газов между цилиндром и выпускным трубопроводом. Аналогично для впускного трубопровода

$$\frac{dU_s}{d\tau} = \frac{\partial U_s}{\partial M_s} \frac{dM_s}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial M_s}(c_v M_s T_s) \frac{dM_s}{d\tau} = c_v T_s \frac{dM_s}{d\tau}. \quad (8)$$

Обозначив расход $dM/d\tau$ продуктов сгорания - G , а свежего заряда - G_1 , рассмотрим возможные расходы при перетекании рабочего тела между цилиндром и трубопроводами:

$$dM/d\tau = -G_{cp} + G_{pc} - G_{cs} + G_{sc} + G_{1sc} - G_{1cs}, \quad (9)$$

где G_{cp} - расход газов при их истечении из цилиндра в выпускной трубопровод;

- G_{pc} - расход газов при их возможном ($p_p > p$) возврате из выпускного трубопровода в цилиндр;

- G_{cs}, G_{sc} - расходы газов при забросе их ($p > p_s$) во впускной трубопровод при перекрытии клапанов и возврате в цилиндр;

- G_{1sc}, G_{1cs} - расходы свежего заряда при впуске и обратном выбросе ($p > p_s$) рабочего тела из цилиндра во впускной трубопровод в такте сжатия.

Подставив в (5) уравнения (6), (7), (8), приняв при истечении рабочего тела температуры T, T_p, T_s и изохорные теплоёмкости $c_v, (c_v)_p, (c_v)_s$ постоянными, после преобразований, с учётом уравнения (9), получим уравнение для определения изменения

давления в цилиндре вследствие изменения массы M при выпуске и впуске рабочего тела

$$\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{M \text{ var}} = \frac{\partial p}{\partial M} \frac{dM}{d\tau} = \frac{R}{c_v V} \left(-c_v T G_{cp} + (c_v)_p T_p G_{pc} - c_v T G_{cs} + (c_v)_s T_s (G_{sc} + G_{1sc}) - c_v T G_{1cs} \right) \quad (10)$$

В двигателях с внутренним смесеобразованием необходимо учитывать изменение массы рабочего тела в цилиндре в процессе сжатия вследствие впрыска топлива.

Приращение давления в процессе газообмена от изменения объёма цилиндра вычисляется по уравнению (4), в котором значение показателя $k = 1$. (истечение газа при $T = c_{jnst}$). Для перехода от значений показателя k в тактах сжатия и расширения к значению при газообмене принята линейная зависимость от продолжительности запаздывания впуска и предварения выпуска.

В заключение студенты получают задание на самостоятельную работу по изучению процесса смесеобразования и сгорания в поршневых двигателях.

9-ое занятие

Моделирование характеристик тепловыделения.

Сгорание топливоздушнoй смеси в цилиндре двигателя – это быстро протекающий и очень сложный процесс. Существующие модели процесса сгорания топлива пока не могут с высокой степенью достоверности описать протекающие реакции и выделяющуюся при этом энергию. Однако, при исследовании циклов во многих случаях можно использовать более простые модели процесса сгорания топлива в цилиндре. При выборе более простой модели необходимо принимать такие допущения, которые позволяли бы получить результаты, удовлетворяющие целям исследования.

Так допущения, принятые В.И. Гриневецким в методике расчета цикла, предполагают замену действительного процесса сгорания термодинамическими процессами подвода теплоты к рабочему телу по изохоре и изобаре. Это позволяет использовать уравнение баланса энергии для получения ориентировочных значений давления и температуры в конце сгорания, поэтому по этой методике обычно определяют размеры цилиндра по заданной мощности и частоте вращения коленчатого вала.

Методика И.И. Вибе предполагает пошаговый расчёт показателей процесса сгорания с использованием характеристик тепловыделения. Характеристикой тепловыделения x принято называть отношение теплоты ΔQ_x , выделившейся при сгорании топлива за данный элементарный промежуток времени ($\Delta\tau$ или $\Delta\varphi$) ко всему количеству теплоты, выделившейся при выгорании цикловой подачи топлива.

Достоверные характеристики тепловыделения получают при обработке экспериментальных индикаторных диаграмм. При математическом моделировании процесса сгорания обычно используют эмпирическую закономерность выгорания топлива, которая описывается экспонентой.

$$x = \frac{\Delta Q_z}{Q_z} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_z}{\varphi_{cz}}\right)^{m+1}}; \quad (11)$$

$$Q_z = \frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u) g_c}{M_1 (1 + \alpha)}, \quad (12)$$

где Q_z - количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива в цилиндре за цикл;

ΔQ_z - количество теплоты, выделившейся за выбранный промежуток времени (шаг расчета);

φ_{cx} - продолжительность сгорания цикловой дозы топлива, гр. п.к.в.;

φ_x - текущая продолжительность выгорания топлива, гр. п.к.в.;

H_u - низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

ΔH_u - неполнота выгорания топлива при $\alpha < 1$, Дж/кг;

α, ξ_z - коэффициенты избытка воздуха и использования теплоты;

M_1 - цикловая масса свежего заряда, кг;

g_c - цикловая масса топлива, кг;

m - показатель характера сгорания.

Скорость тепловыделения, характеризующая интенсивность нарастания давления в цилиндре, определяется производной по углу п.к.в.

$$W_x = dx/d\varphi. \quad (13)$$

В двигателях с воспламенением от сжатия уравнение (13) с учётом (11) может иметь следующий вид

$$\frac{dQ}{d\varphi} = 6,9 \frac{q_p}{\varphi_p} (m_p + 1) \left[\frac{\varphi}{\varphi_p} \right]^{m_p} \cdot \exp^{-6,9 \left[\frac{\varphi}{\varphi_p} \right]^{m_p+1}} + 6,9 \frac{q_d}{\varphi_d} (m_d + 1) \left[\frac{\varphi}{\varphi_d} \right]^{m_d} \cdot \exp^{-6,9 \left[\frac{\varphi}{\varphi_d} \right]^{m_d+1}} \quad (14)$$

Такой вид записи скорости активного тепловыделения подразумевает ее деление на сумму скоростей двух независимых процессов:

- скорость процесса тепловыделения, связанного со сгоранием топлива, предварительно перемешанного с окислителем, т.е. фазы взрывного сгорания;
- скорость тепловыделения при диффузионном сгорании.

В целом суммарная кривая двойной функции И.И. Вибе. характеризуется в каждом процессе тремя параметрами, а именно:

- продолжительностью соответствующей фазы, φ ;
- количеством тепла, выделяющегося в данной фазе, q ;
- характером сгорания в данной фазе, m .

В режиме беседы выяснить уровень понимания студентами основ смесеобразования и сгорания. На самостоятельную проработку – процессы сгорания в двигателях.

10 и 11-ое занятия

Модели процесса сгорания в двигателях с зажиганием от искры и с воспламенением от сжатия.

Математическая модель процесса выгорания топлива в цилиндре базируется на использовании уравнения баланса энергии и характеристик тепловыделения. Параметры процесса сгорания описываются:

– *угол задержки воспламенения смеси эмпирической зависимостью*

$$\varphi_i = K_i w_{\Pi} \sqrt{\frac{T_H}{p_H}} e^{\frac{E_a}{\mu R T_H}}, \quad (15)$$

где p_H , T_H – давление (Па) и температура (К) рабочего тела в цилиндре в момент подачи искры или начала впрыска топлива в дизеле;

w_{Π} - средняя скорость поршня, м/с;

K_i - коэффициент, зависящий от типа двигателя ($K_i=5,5 \dots 6,5$ – дизель; $K_i=1,5 \dots 2,5$ – бензиновый и газовый двигатели);

E_a - энергия активации ($E_a \approx 25000$ кДж/кг - для двигателей с воспламенением от сжатия и $E_a \approx 20000$ кДж/кг – с воспламенением от искры);

$\mu R = 8,315$ кДж/(кг. град).

В программе имеется возможность использования других эмпирических формул для угла задержки воспламенения топливо-воздушной смеси.

– *количество теплоты (Дж), выделившейся в цилиндре за период продолжительности выгорания топлива*

$$Q_Z = \xi_Z (H_U - \Delta H_U) m_t,$$

где H_U - низшая теплота сгорания топлива;

ΔH_U - теплота, потерянная из-за неполноты сгорания;

ξ_Z - коэффициент использования теплоты;

m_T - цикловая масса топлива;

- **внутренние энергии рабочего тела** в цилиндре в момент воспламенения топливо-воздушной смеси

$$U_C = (M_1 c_V + M_r c_V'') (T_C - 273)$$

и в рассчитываемый промежуток времени

$$U_X = (M_{1X} c_V + M_{2X} c_V'') (T_X - 273),$$

где M_1, M_{1X} - массы воздуха в процессе сжатия и в данный момент времени процесса сгорания;

M_r, M_{2X} - массы остаточных газов и продуктов сгорания в данный элементарный промежуток времени;

T_C, T_X - температуры рабочего тела в момент воспламенения смеси и текущая при горении топлива;

c_V, c_V'' - изохорные теплоёмкости воздуха и продуктов сгорания.

Изменение текущего состава рабочего тела массой $M = M_{1X} + M_{2X}$ в процессе сгорания определяется по относительной доле x выгоревшего топлива $\Delta M_X = x M_{1X}$.

Тогда масса воздуха $M_{1X} - \Delta M_X$, а масса продуктов сгорания $M_{2X} + \Delta M_X$.

Относительная доля теплоты, выделившейся к рассматриваемому моменту времени $x = Q_\phi / Q_Z$, (или выгоревшего топлива) вычисляются по полуэмпирическому уравнению

$$x = 1 - e^Y, \quad (16)$$

где - для дизеля $Y = -6.908 \left[\left(\frac{Q_{B\phi}}{Q_Z} \right)^{m_B} + \left(\frac{Q_{D\phi}}{Q_Z} \right)^{m_D} \right];$

- для двигателя с воспламенением от искры $Y = -6.908 \left(\frac{Q_\phi}{Q'_Z} \right)^{m_B};$

$Q_{B\phi}, Q_{D\phi}$ - текущие количества теплоты, выделившиеся к рассматриваемому промежутку времени при объёмном и диффузионном сгорании ($Q_B + Q_D = Q_Z$);

m_B, m_D - соответствующие показатели характера сгорания;

Скорость выделения теплоты $dx/d\phi$ (выгорания топлива), а в данной модели доля теплоты, выделившейся за один градус поворота коленчатого вала, °п.к.в. $\Delta x = x_\phi - x_{\phi-1}$.

При вычислении давления и температуры в процессе сгорания определяются их максимальные значения и соответствующие углы.

После проверки усвоения теоретического материала данной темы студенты, используя программы на кафедре, исследуют влияние на показатели двигателя параметров процесса сгорания: угла опережения зажигания или впрыска топлива (в дизеле), продолжительности сгорания, показателей характера сгорания и оформляют отчёт.

Модуль 3. Моделирование процессов в трубопроводах и газотурбинного наддува **12-ое занятие**

Темы: *Модели процессов в выпускном и во впускном трубопроводах.*

Настройка программы на расчет конкретного двигателя.

При квазистационарном методе для моделирования процессов в выпускном и впускном трубопроводах используются уравнения баланса энтальпий (энергий).

Приращение давления и температуры в выпускном трубопроводе

$$\text{Уравнение баланса энтальпий} \quad \frac{dI_p}{d\tau} = \sum_{j=1}^i \left(\frac{dI_{cp}}{d\tau} - \frac{dI_{pc}}{d\tau} \right) - \frac{dI_{po}}{d\tau} + \frac{dE_p}{d\tau}, \quad (11)$$

где $I_p, I_{cp}, I_{pc}, I_{po}$ - энтальпии газов в трубопроводе, выходящих из цилиндра, возвращающихся в цилиндр (если $p_p > p_c$), выходящих из трубопровода в атмосферу или турбину;

E_p - кинетическая энергия газа, движущегося в трубопроводе;

i, j - количество и номер цилиндров, подсоединённых к трубопроводу.

Подставим значения энтальпий

$$\frac{d}{d\tau} [(c_p)_p M_p T_p] = \sum_{j=1}^i \left[\frac{d}{d\tau} (c_p M_{cp} T) - \frac{d}{d\tau} ((c_p)_p M_{pc} T_p) \right] - \frac{d}{d\tau} [(c_p)_p M_{po} T_p] + \frac{dE_p}{d\tau}.$$

После дифференцирования и преобразований получим

$$\frac{dp_p}{d\varphi} = \frac{R}{6n_d V_p} \left(\sum_{j=1}^i \left[\frac{c_p}{(c_p)_p} G_{cp} T \right] - \sum_{j=1}^i (G_{pc} T_p) - G_{po} T_p + \frac{E_p}{(c_p)_p} \right), \quad (12)$$

где $(c_p)_p, V_p$ - изобарная теплоёмкость газов и объём выпускного трубопровода.

Температура газов вычисляется по уравнению

$$\frac{dT_p}{d\varphi} = \frac{T_p R}{p_p (c_p)_p} \frac{dp_p}{d\varphi}. \quad (13)$$

Приращение давления и температуры во впускном трубопроводе

$$\text{Уравнение баланса энтальпий} \quad \frac{dI_s}{d\tau} = \sum_{j=1}^i \left(\frac{dI_{cs}}{d\tau} - \frac{dI_{sc}}{d\tau} - \frac{dI_1}{d\tau} + \frac{dI_{1s}}{d\tau} \right) + \frac{dI_{os}}{d\tau} + \frac{dE_s}{d\tau}, \quad (14)$$

где $I_s, I_{cs}, I_{sc}, I_1, I_{1s}, I_{os}$ - энтальпии рабочего тела в трубопроводе, заброшенных из цилиндра продуктов сгорания, продуктов, возвратившихся обратно в цилиндр, свежего заряда, поступившего в цилиндр при впуске, вышедших из цилиндра в такте сжатия (обратный выброс), поступивших в трубопровод из атмосферы или компрессора;

E_s - кинетическая энергия свежего заряда, движущегося в трубопроводе;

i, j - количество и номер цилиндров, подсоединённых к трубопроводу.

Подставим значения энтальпий

$$\frac{dI_s}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} [(c_p)_s M_s T_s] = \frac{d}{d\tau} \left[\frac{(c_p)_s}{R} p_s V_s \right];$$

$$\frac{dI_{cs}}{d\tau} - \frac{dI_{sc}}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} [c_p M_{cs} T - (c_p)_s M_{sc} T_s];$$

$$\frac{dI_{1s}}{d\tau} - \frac{dI_1}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} [c_p M_{1s} T - (c_p)_s M_1 T_s];$$

$$\frac{dI_{os}}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} [(c_p)_k M_k T_k].$$

После подстановки в уравнение (13), дифференцирования и преобразований получим

$$\frac{dp_s}{d\varphi} = \frac{R}{6n_d V_s} \left[G_k T_k - \sum_{j=1}^i (G_1 + G_{sc})_j T_s + \frac{c_p}{(c_p)_s} \sum_{j=1}^i (G_{1s} + G_{cs}) T + \frac{E_s}{(c_p)_s} \right], \quad (15)$$

где $(c_p)_s, V_s$ - изобарная теплоёмкость заряда и объём впускного трубопровода.

Температура свежего заряда во впускном трубопроводе вычисляется по уравнению

$$\frac{dT_s}{d\varphi} = \frac{T_s R}{p_s (c_p)_s} \frac{dp_s}{d\varphi}. \quad (16)$$

Настройка расчета на исходный режим работы двигател

Настройка расчета цикла – это процесс согласования конечных параметров (показателей), полученных по результатам расчета, с заданными (или экспериментальными) данными на исходном режиме работы двигателя. Согласование может выполняться по мощности, коэффициенту избытка воздуха и другим показателям цикла.

Важным этапом, особенно для двигателей с турбонаддувом, является согласования заданных и рассчитанных: степени повышения давления воздуха в компрессоре [РК] и степени понижения давления газов перед турбиной [РТ]. Ниже приведён вариант фрагмента информации при настройке расчёта.

В начале показываются сведения о рабочем теле в конце впуска, где H_u – низшая теплота сгорания топлива; TLO – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива; RTI , GB – часовые расходы топлива и воздуха; GKI – секундный расход воздуха через компрессор (вход в трубопровод); QMI , QTI , QVI , QGI – цикловые массы рабочего тела, топлива, воздуха и остаточных газов; QIB – цикловая масса избыточного воздуха; TOG – температура остаточных газов. Затем приводятся параметры цилиндрично-поршневой группы.

Фрагмент

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

Топливо дизельное

$H_u=0.4244E+08$ Дж/кг $TLO=0.1445E+02$ (кг возд.)/(кг топл.)
 $GB=0.2774E+03$ кг/ч $GKI=0.7705E-01$ кг/с $RTI=0.1200E+02$ кг/ч
 $QTI=0.6664E-04$ кг $QVI=0.9631E-03$ кг $QGI=0.4623E-04$ кг
 $QMI=0.1654E-02$ кг $QIB=0.5779E-03$ кг $TOG=0.9000E+03$ К
 $WP=0.8000E+01$ м/с $SP=0.1200E+00$ м $VH=0.1039E-02$ мЗ
 $VKS=0.6704E-04$ мЗ $FP=0.8659E-02$ мЗ

НАСТРОЙКА ИСХОДНОГО ВАРИАНТА

Параметр	код	исх.	тек.	фактор и его диапазон
Степ. пониж. давл. в турбине,	$PII=$	1.560	1.560	$MUT=0.2753$ [0.10-0.98]
Степ. повыш. давл. в компрес,	$PIK=$	1.600	1.600	$MUS=0.9100$ [0.60-0.98]
Коэффициент избытка воздуха,	$ALI=$	1.600	1.601	$MKA=0.895$ [0.40-0.98]
Эффективная мощность, кВт,	$PNE=$	50.4	50.4	$FIZ=0.720$ [0.60-0.90]
Коэфф. механических потерь,	$AM=$		0.806	$AMT=0.838$ [$AM=0.75-0.85$]

Студенты должны получить навыки в настройке программ, необходимые в дальнейшем при выполнении курсовых проектов и квалификационной работы.

13-ое занятие

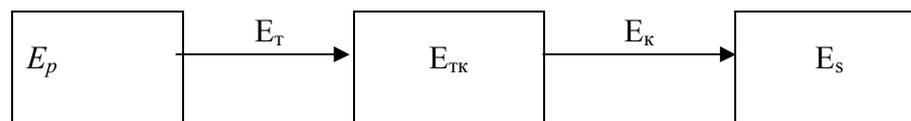
На занятии рассматриваются методы *моделирования газотурбинного наддува*.

Отмечается, что сложность модели зависит от вида наддува (импульсный, переменным и постоянным давлением газа перед турбиной), конструкции системы наддува (количество агрегатов наддува, числа цилиндров, подсоединяемых к трубопроводу,

особенно впускному, объёмов трубопроводов и других факторов).

При моделировании циклов в поршневых двигателях агрегат наддува в большинстве случаев представляют в виде «черного ящика», используя только входные и выходные параметры: расходы, давления, КПД, частота вращения ротора. Наиболее простой вид имеет модель турбонаддува с постоянным давлением газа перед турбиной, количеством цилиндров более 6 в ряду и большим объёмом впускного трубопровода. Модель существенно усложняется для двигателей с большими амплитудами колебаний давления воздуха во впускной системе. В этом случае наиболее сложным является определение текущих переменных параметров наддувочного воздуха, в частности, его расхода G_k через компрессор.

Для решения этой задачи предложена новая математическая модель турбонаддува, позволяющая установить взаимную связь граничных условий на входе и выходе из турбокомпрессора. Передача энергии от выпускных газов к свежему заряду через турбокомпрессор происходит по схеме:



Ротор турбокомпрессора, обладающий большим запасом кинетической энергии E_{TK} от выпускных газов с располагаемой энергией E_p , получает через турбину добавочную энергию E_T и через компрессор в количестве E_K передает ее свежему заряду с энергией E_S . Для бесконечно малого промежутка времени этот процесс описывается

$$\text{уравнением} \quad \frac{dE_{TK}}{d\tau} = \frac{d(E_T - E_K)}{d\tau}. \quad (17)$$

Кинетическая энергия ротора ТК при установившемся вращении

$$E_{TK} = \frac{J_{TK} \omega_{TK}^2}{2}, \quad (18)$$

где J_{TK} - момент инерции ротора ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$); для консольных колес и радиально-осевой турбины определяется по эмпирической формуле $J_{TK} = d_T^{4,74} \cdot 10^{-6}$,

d_T – диаметр рабочего колеса турбины, см;

$\omega_{TK} = \pi n_{TK} / 30$ - угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора.

Для конечного промежутка времени, выраженного в градусах поворота коленчатого вала $\Delta\varphi$, энергия, передаваемая газами турбине

$$E_T = \frac{G_T H_T \eta_T \Delta\varphi}{6n_d}, \quad (19)$$

где G_T, H_T - расход газа и удельная адиабатная работа газа в турбине.

$$H_T = \frac{k_T}{k_T - 1} R T_T \left[1 - \left(\frac{p_{TO}}{p_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right], \quad (20)$$

где p_{TO} - давление газа за турбиной; в коротких трубопроводах давление перед турбиной $p_T = p_p$.

Значение КПД турбины η_T , работающей в условиях переменного давления $p_{T \text{ var}}$, для сложившихся к рассматриваемому моменту времени расхода газа G_T и адиабатной работы H_T , определяется по экспериментальным характеристикам турбины.

Расчетные исследования показали, что энергия, получаемая турбиной от выпускных газов E_T за цикл, не превышает 2,0 % от кинетической энергии E_{TK} . Вследствие этого переменное давление газа перед турбиной приводит к незначительным, менее 1%, колебаниям частоты вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} и ее практически можно принимать постоянной. Незначительные изменения энергии E_{TK} за цикл обуславливают и небольшие колебания значений энергии E_K , передаваемой компрессором свежему заряду. Это позволяет для определения текущего значения энергии E_K ввести коэффициент пропорциональности (запаса кинетической энергии) вычисляемый по средним за цикл параметрам на расчётном режиме работы двигателя.

$$K_{TK} = (E_{TK \text{ cp}} + E_{T \text{ cp}}) / E_{K \text{ cp}} - 1. \quad (21)$$

Вычислив на предыдущем шаге расчёта текущее значение энергии ротора

$$E_{TK2} = E_{TK1} + E_{T2} - E_{K1}$$

Определяем для текущего шага значение энергии, переданной компрессору E_{K2}

$$E_{K2} = E_{TK2} / K_{TK}.$$

Со стороны энергия компрессора равна

$$E_{K2} = \frac{G_K H_K \Delta \varphi}{6 n_d \eta_K}, \quad (22)$$

где G_K, η_K, H_K - расход воздуха, КПД компрессора и удельная адиабатная работа (определяется на предыдущем шаге расчёта)

$$H_K = \frac{k}{k - 1} R T_O \left[\left(\frac{p_K}{p_{OK}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (23)$$

k - показатель адиабаты (политропы) сжатия в компрессоре;

$p_{ок}, p_K$ - давления воздуха перед компрессором и после компрессора; в коротких трубопроводах $p_K = p_S$.

Из уравнения (х'х) можно определить только отношение G_K/η_K

$$\left(\frac{G_K}{\eta_K}\right)_2 = \frac{6 n_d E_K}{\Delta \varphi H_K}. \quad (24)$$

Текущие значения G_K и η_K определяются с использованием универсальной характеристики компрессора.

14-ое занятие

Аппроксимация характеристик компрессора полиномами.

В начале занятия методом собеседования проверяется усвоение студентами материала 10-го занятия.

Для определения текущих значений G_K и η_K с использованием универсальной характеристики компрессора её необходимо перестроить в зависимость

$$(G_K/\eta_K)_{хар} = f(G_{Kx}, \pi_{Kx})$$

и аппроксимировать полиномами (не выше 4-ой степени).

Ввод характеристики компрессора начинается с принятия нижнего и верхнего значений степени повышения давления в компрессоре π_{Kx} , при которых число вводимых значений η_{Kx} должно быть больше степени полинома, а также шагов изменения π_{Kx} и G_{Kx} . Если характеристика построена по объемному расходу воздуха $V_{Kx}, м^3/с$, то для перевода в массовые единицы необходимо ввести плотность воздуха для условий, к которым приводилась характеристика (обычно стандартные). Если расход воздуха имеет размерность $м^3/мин$, то предусматривается переводной коэффициент.

При каждом значении π_{Kx} , величины G_{Kx} и соответствующие η_{Kx} вводятся для точек пересечения кривых η_{Kx} с линией $\pi_{Kx} = const$, начиная с границы помпажа (рис.1).

Например, при $\pi_{Kx} = 1,8$ фрагмент ввода имеет вид:

$KG = 12$	$PIK = 1,8$
.043 .049 .061 .070 .080 .085 .112 .119 .129 .137 .142 .149	
.63 .65 .68 .70 .72 .73 .73 .72 .70 .68 .65 .60	

Здесь приняты идентификаторы: KG - число парных значений расходов G_{Kx} (1-я строка) и η_{Kx} (2-я строка); PIK - степень повышения давления в компрессоре π_{Kx} .

Первое значение $G_{Kx} = 0,043$ и $\eta_{Kx} = 0,63$ относятся к точке пересечения на границе помпажа.

После ввода значений G_{kx} и η_{kx} при данном значении π_{kx} (объемный расход воздуха преобразуется в массовый расход) вычисляются отношения G_{kx}/η_{kx} и аппроксимируются полиномом четвертой степени $(G_{kx}/\eta_{kx}) = f(G_{kx})$. Определяется погрешность (отклонение) аппроксимации. Для приведённого выше фрагмента это выглядит следующим образом:

KP= 8 KG=12 PIK=1.8000

.04300.04900.06100.07000.08000.08500.11200.11900.12900.13700.14200.1490

.630.650.680.700.720.730.730.720.700.680.650.60

К Коэф. полин.

0 0.10078E+00

1 -0.33705E+01

2 0.89643E+02

3 -0.76472E+03

4 0.24095E+04

N	Gk	Gk/кпд	(Gk/кпд) = f (Gk)	Отклонение
1	0.43000E-01	0.68254E-01	0.69038E-01	-0.78408E-03
2	0.49000E-01	0.75385E-01	0.74783E-01	0.60185E-03
3	0.61000E-01	0.89706E-01	0.88529E-01	0.11774E-02
4	0.70000E-01	0.10000E+00	0.99652E-01	0.34823E-03
5	0.80000E-01	0.11111E+00	0.11201E+00	-0.90373E-03
6	0.85000E-01	0.11644E+00	0.11811E+00	-0.16669E-02
7	0.11200E+00	0.15342E+00	0.15253E+00	0.89094E-03
8	0.11900E+00	0.16528E+00	0.16364E+00	0.16353E-02
9	0.12900E+00	0.18429E+00	0.18337E+00	0.91441E-03
10	0.13700E+00	0.20147E+00	0.20398E+00	-0.25111E-02
11	0.14200E+00	0.21846E+00	0.21980E+00	-0.13356E-02
12	0.14900E+00	0.24833E+00	0.24670E+00	0.16328E-02

Здесь KP=8 номер значения π_{kx} , при котором вводились G_{kx} и η_{kx} от 1.0 до 1.8 с шагом 0,1..

По результатам этих расчетов построены графики зависимостей $(G_{kx}/\eta_{kx}) = f(G_{kx})$

для различных π_{kx} , например, на рисунке для трёх значений.

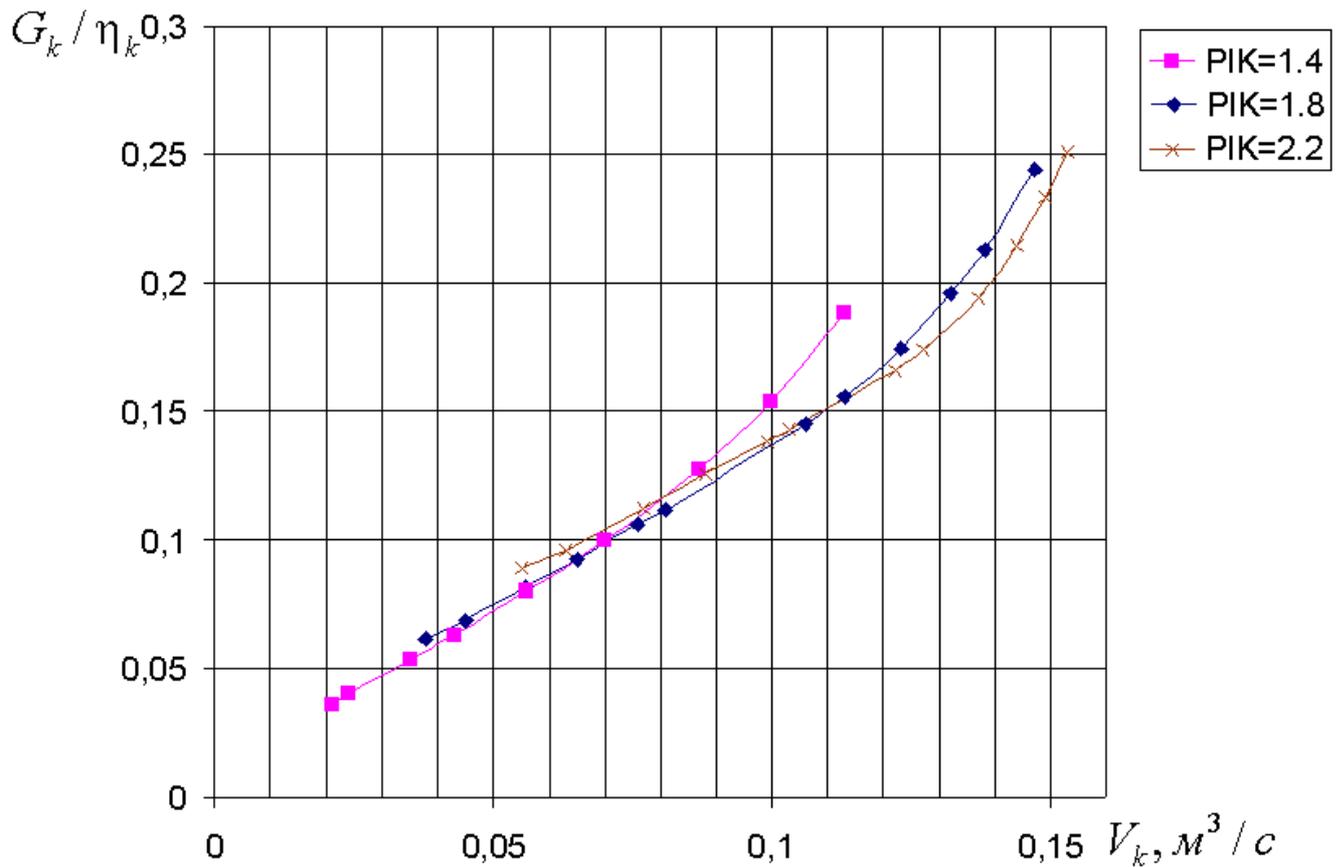


Рисунок: зависимость отношения G_{kx} / η_{kx} от расхода G_{kx} .

Такая методика позволяет представить универсальную характеристику компрессора

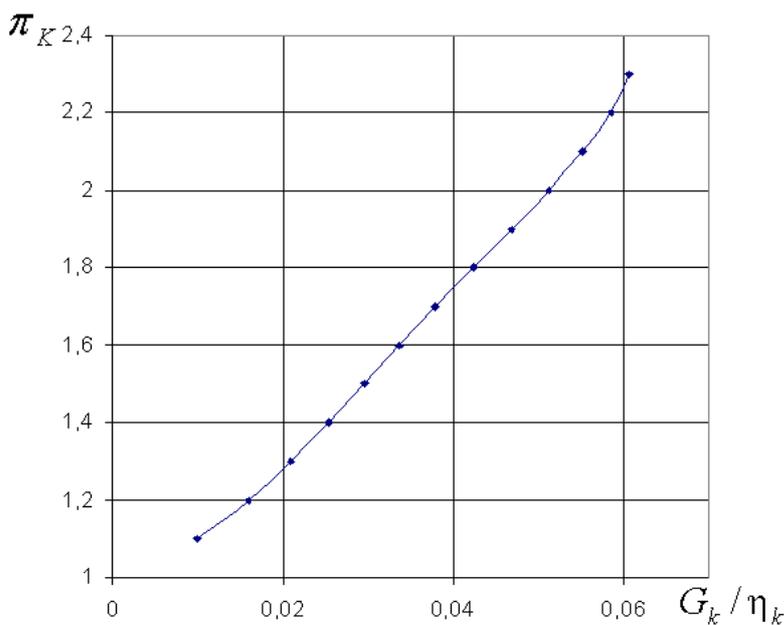


Рис. Функция $(G_{kx} / \eta_{kx}) = f(\pi_{kx})$ на границе помпажа

в виде матрицы коэффициентов $(\hat{a}_0, \hat{a}_1, \hat{a}_2, \dots, \hat{a}_n)$ при различных π_K , что существенно упрощает ее формирование в банке данных ЭВМ и последующее использование при расчете циклов в двигателе с наддувом. Затем выполняется аппроксимация зависимости отношений G_{kx} / η_{kx} и расхода G_{kx} от

π_{kx} на границе помпажа. Пример зависимости $(G_{kx} / \eta_{kx}) = f(\pi_{kx})$ приведён на рис.

15-ое занятие

В начале занятия проверяется умение студентов в аппроксимации характеристики компрессора, затем получают навыки в *использовании характеристик компрессора для расчёта текущего расхода воздуха при турбонаддуве одно и двух цилиндровых двигателей.*

При расчете цикла (квазистационарная модель) предложен следующий алгоритм определения текущих за цикл значений G_K и η_K :

- вычисляются расход газа через турбину G_T , адиабатный теплоперепад H_T и принимается КПД турбины η_T (по экспериментальным данным или эмпирической зависимости);

- вычисляется приращение энергии E_{TK} от турбины ΔE_T ;

- вычисляется значение энергии ΔE_k ;

- по результатам расчета на предыдущем шаге значения π_K вычисляется удельная работа H_K ;

- для рассчитанного значения π_K методом интерполяции формируется аппроксимирующая функция $(G_{kx}/\eta_{kx}) = f(G_{kx})$ (для промежуточных значений π_k в программе расчёта предусмотрено соответствующее интерполирование);

- если отношение G_k/η_k меньше отношения $G_{\dot{e}x}/\eta_{\dot{e}x}$ на границе помпажа, то об этом формируется сообщение и корректируется КПД компрессора для данной ситуации;

- методом приближения определяется расход воздуха G_k , при котором с принятой точностью обеспечивается совпадение рассчитанного значения G_k/η_k со значением по характеристике компрессора $G_{k \max} = G_{kx}/\eta_{kx}$;

- из соотношения $\eta_k = \frac{G_k}{G_k/\eta_k}$ определяется текущий КПД η_k .

В программе предусмотрено определение среднего интегрального за цикл расхода воздуха G_{kcp} и сравнение его со значением на расчетном режиме. В случае расхождения (больше заданного), выполняется подстройка программы.

Следует отметить, что на характер изменения расхода воздуха G_k и давление наддува p_k в течение цикла кроме объема V_s и числа цилиндров, подсоединенных к трубопроводу i , при переходе на другой режим могут влиять параметры механизма газораспределения, регулировочные воздействия и другие факторы.

Занятие проводится на компьютерах.

16-ое занятие

В начале занятия рассматриваются *особенности моделирования процессов в газодизеле*, а затем студенты выполняют численный эксперимент по определению фаз газораспределения, оптимальных на заданном режиме по удельному эффективному расходу топлива. Отчёт должен содержать описание методики эксперимента, результаты расчёта, графики и анализ результатов.

В комплексе программ расчёта циклов поршневых двигателей на кафедре (ВлГУ) предусмотрены специальные алгоритмы для вариантных расчетов: рациональных фаз газораспределения, определения рациональных объёмов впускного и выпускного трубопроводов в одно и двух цилиндровых двигателях с турбонаддувом.

Расчет и выбор рациональных фаз выпуска и впуска выполняется последовательно при коде [KUP]=1 и кодах [MP] 00000000 в исходных данных (Здесь и далее в квадратных скобках приведены идентификаторы, принятые в программах комплекса на кафедре ТД и ЭУ). Ниже приведено оформление исходных данных для расчета угла начала выпуска [KB]. Единица в ключе [KLUCH] ставится на первую позицию. Диапазон и шаг изменения фазы должны обеспечивать определение рациональной фазы с требуемой точностью.

Фрагмент

ВАРИАНТНЫЕ РАСЧЕТЫ

КОД расчета рациональных фаз (Да-1 / Нет-0)

KUP=1

Ключ изменяемой фазы в последовательности KB, KR, KU, KA KLUCH=1000

фаза при KLUCH=1 изменяется от 10 до 90 с шагом 02

После выбора угла [KB] в списке «ФАЗЫ» принимается его рациональное значение. Единица в [KLUCH] ставится последовательно на место для очередной рассчитываемой фазы [KR] (0100).

Выбор рациональных фаз газораспределения выполняется на основе анализа следующих показателей:

- начало выпуска по минимальным удельным затратам работы на газообмен [Pго], с учётом значения среднего эффективного давления [Pe] и массы свежего заряда [M1] или коэффициента наполнения [KH];

- окончание выпуска и начало впуска по наибольшим значениям [M1] или [KH] и минимальному коэффициенту остаточных газов [Kог] с учетом величины [Pe];

- окончание впуска по наибольшему значению массового наполнения [M1] или коэффициента наполнения [KH], с учётом величины среднего эффективного давления [Pe]. На практике в дизелях учитываются пусковые качества.

17-ое занятие

На этом занятии студенты по заданию преподавателя выполняют расчёты и оценивают степень влияния на показатели двигателя различных факторов по одному из следующих вариантов:

- влияние степени повышения давления при турбонаддуве;
- сравнение скоростей тепловыделения в бензиновом двигателе и дизеле;
- влияние степени сжатия;
- влияние коэффициента избытка воздуха;
- по выбору студента.

Список использованной литературы

Основная литература.

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. Учебник для вузов.-М.: ИРзд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана,2008.-720с. (ISBN 978-5-7038-3086-4)
2. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина.-М.: Высш.шк., 2005.-479 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Кн.3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.Ю. Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова.- М.: Высш. шк., 2005.-414 с.
4. Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрос В.В. Расчет поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Владимир, 2003. – 102 с.
5. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для вузов.- М.: Машиностроение, 1988.-360 с.

Дополнительная литература

6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина и М.Г.Круглова. - М.: Машиностроение, 1983.- 375 с.
7. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя внутреннего сгорания.- М.: Машиностроение, 1961. - 240 с.
8. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 168 с.
9. Гаврилов А.А. Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов; Владим. гос. ун – т. –Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2009