

**Щеткин Борис Николаевич,**  
доктор технических наук. доцент,  
профессор отделения высшего образования,  
Пермский филиал Волжский ГУВТ

## **ЭЛЕКТРОННАЯ РАБОЧАЯ ТЕТРАДЬ РАСЧЁТА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Аннотация:** В процессе подготовки современных специалистов педагогу необходимо формировать потребность, умения и навыки самостоятельной работы обучающихся. В качестве средства, которое обеспечивает организацию самостоятельной учебно-познавательной деятельности обучающихся, можно использовать рабочую тетрадь. Цель использования рабочих тетрадей для самостоятельной работы – предоставить обучающемуся возможность в индивидуальном темпе усвоить содержание учебной информации, сформировать практические умения при выполнении заданий и решении задач, а также провести самоконтроль.

Актуальность подготовки электронных рабочих тетрадей обусловлена, прежде всего, необходимостью постоянного обновления информационного материала.

**Ключевые слова:** рабочая тетрадь, индикаторные и эффективные показатели ДВС, расчета рабочего тела.

Современные тенденции в двигателестроении характеризуются дальнейшим увеличением мощности двигателей внутреннего сгорания. Это, в свою очередь, сопровождается увеличением газовых и тепловых нагрузок, как на детали цилиндропоршневой группы, так и на двигатель в целом.

Наибольшее признание для решения данного круга задач, по праву, получило *математическое моделирование и численные методы*, и как наиболее эффективный из них – метод конечных элементов.

В связи с этим открываются перспективы разработки инженерных методик для расчёта рабочего тела в характерных точках расчетного цикла и определить индикаторные и эффективные показатели двигателя. Возможность оценки качества протекания отдельных рабочего процесса двигателя и показателей влияния на них реальных факторов, может существенно улучшить как надёжность ДВС, так и экологические показатели.

Актуальность вышеперечисленных задач является разработка учебно-методического комплекса (УМК) расчёта рабочего процесса двигателя и поршневой группы ДВС [1].

Одним из эффективных видов методического обеспечения учебного процесса, способствующего повышению учебной мотивации, индивидуализации процесса обучения, помощи в становлении субъектности обучающегося, является рабочая тетрадь по дисциплине: «Судовые энергетические установки и их эксплуатация». Рабочая тетрадь является составной частью современного УМК, в котором соединяется изложение основных положений курса с выработкой общих и профессиональных компетенций у обучающегося, формирования практических умений и навыков. Практическая значимость заключается в применении рабочей тетради для облегчения освоения обучающимися учебной дисциплины [2].

### **ТЕПЛОЙ РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ [3]**

По дисциплине: *Судовые энергетические установки и их эксплуатация*

Раздел: *Теоретические основы работы дизелей.*

*Содержание расчета рабочего тела:*

1. Определить значения параметров состояния рабочего тела в характерных точках расчетного цикла и построить индикаторную диаграмму цикла, приближенную к действительной, которая является исходной для динамического расчета двигателя.



2. Определить значения ряда параметров, оценивающих качество протекания отдельных процессов и показать влияние на них реальных факторов.

3. Определить индикаторные и эффективные показатели двигателя, соответственно оценивающие совершенство двигателя по доле тепла топлива, превращенного в работу газов, и эффективность двигателя в целом.

Задание для расчета рабочего тела:

Таблица

п\п	Параметр	Обозначение	Задано	Размерность
1	Марка двигателя			
2	Мощность двигателя	$N_e$		КВт
3	Частота вращения коленчатого вала	$n_e$		мин <sup>-1</sup>
4	Число цилиндров	$i$		
5	Тактность двигателя	$\tau$		Мпа
6	Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$		Мпа
7	Давление наддува (перед впускными окнами дизеля)	$P_k$		Мпа
8	Максимальное давление сгорания	$P_z$		МПа
9	Степень сжатия	$\epsilon$		
10	Удельный эффективный расход топлива	$g_e^{зад}$		г/кВт·ч
11	Температура воздуха перед впускными окнами	$T_k$		С
12	Коэффициент остаточных газов	$\gamma$		
13	Среднее эффективное давление	$P_e^{зад}$		МПа

## ВЫБОР ГЛАВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

### Определение суммарной мощности главных двигателей

Мощность главных двигателей, необходимая для движения судна, определяется сопротивлением  $R$ , которое оказывает окружающая среда (вода, воздух), и заданной скоростью движения. Мощность, которую необходимо затратить на создание упора, преодолевающего силы сопротивления, принято называть буксировочной  $N_R$ .

Буксировочная мощность равна:

$$N_R = R \cdot v_s = \quad (1)$$

где  $R$  - сопротивление движению судна, Н;  $v_s$  - скорость судна, м/с.

Валовая мощность определяется следующим образом:

$$N_e = \frac{N_R}{\eta_{np} \cdot \eta_B} = \quad (2)$$

где  $\eta_{np}$  - пропульсивный КПД ( $\eta_{np} = 0,65-0,75$ );  $\eta_B$  - КПД валопровода ( $\eta_B = 0,97-0,99$ ).

Мощность на фланцах главных двигателей или агрегатов в случае работы прямо на винт  $N_e = N_B$ . При наличии в составе ГЭУ передач, одинаковых на всех гребных валах

$$N_e = \frac{N_e}{\eta_n} = \quad (3)$$

где  $\eta_n$  - КПД передачи.



Ориентировочно значение эффективной мощности  $N_e$  можно получить при помощи обратного адмиралтейского коэффициента:

$$N_e = \frac{1}{C} D_B^{2/3} v_s^3 = \quad (4)$$

где  $D_B$  - водоизмещение судна, Т;  $1/C$  – обратный адмиралтейский коэффициент;  $v_s$  - скорость судна в узлах.

По опытным данным значения  $C$  составляют: большие пассажирские суда – 270-340; большие одновальные грузовые суда – 600-650; малые грузовые суда – 200-300; малые пассажирские суда – 150-200.

В приближённых расчётах, пренебрегающих формулой корпуса и КПД передачи, этим выражением пользуются для оценки суммарной мощности главных двигателей.

Значение  $N_e$  можно определить при помощи коэффициента энергонасыщенности:

$$N_e = \alpha_M \cdot D_B = \quad (5)$$

Примерные значения коэффициента энергонасыщенности  $\alpha_M$  приведены для судов некоторых типов в таблице

Таблица

Тип судна	$\alpha_M$ , кВт/т	$1/C$
Танкеры и суда для навалочных грузов	0,1...0,4	1/270...1/370
Универсальные сухогрузы	0,3...0,9	1/180...1/300
Скоростные контейнерные	1...1,5	
Крупные пассажирские	0,8...1,5	1/180...1/250
Ледоколы	1,3...2,5	

#### Обоснование размеров $D$ и $S$ и числа цилиндров $i$ дизеля.

Вспользуемся известной формулой: 
$$N_e = \frac{1000 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot p_e}{240 \cdot m} \quad (6)$$

где  $D$ -диаметр цилиндра, м;  $S$ -ход поршня, м;  $i$ -число цилиндров. Неизвестными в этой формуле являются величины  $D$ ,  $S$  и  $i$ . После не сложных преобразований и решения уравнения относительно  $D$  получим:

$$D = \sqrt[3]{\frac{60N_e m}{785n p_e i(S/D)}} \quad (7)$$

#### Обоснование размеров $D$ и $S$ и числа цилиндров $i$ дизеля.

Вспользуемся известной формулой: 
$$N_e = \frac{1000 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot p_e}{240 \cdot m} \quad (8)$$

где  $D$ -диаметр цилиндра, м;  $S$ -ход поршня, м;  $i$ -число цилиндров. Неизвестными в этой формуле являются величины  $D$ ,  $S$  и  $i$ . После не сложных преобразований и решения уравнения относительно  $D$  получим:

Подставив в подкоренное выражение исходные данные, получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{7.71}{i(S/D)}} = \quad \text{м} \quad (9)$$

Диаметр цилиндра принимаем в соответствии с рекомендуемым нормальным рядом.

Из литературных источников и таблиц следует, что для СОД И МОД характерны следующие значения базовых параметров:



Таблица

Класс	n, об/мин	S/D	$C_m$ , м/с
МОД	60...300	1,4...3,0	4,5...7
СОД	300...750	1,0...1,8	7...10

или

Литраж двигателя определяется по формуле:

$V_l = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n_e}$	=	л (10)
---	---	--------

где  $\tau$  - тактность двигателя;

$N_e$  - эффективная мощность двигателя, кВт;

$P_e$  - среднее эффективное давление, МПа;

$n_e$  - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Диаметр цилиндра двигателя определяется по формуле:

$D = 0,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_l}{\pi \cdot k \cdot i}}$	=	м (11)
---	---	--------

где  $k$  - коэффициент, принимаемый в диапазоне от 0,8 до 1,4 по параметрам двигателя – прототипа;  $i$  - число цилиндров двигателя.

Расчет уточненного значения хода поршня производится по формуле:

$S = \frac{4 \cdot V_l}{\pi \cdot D^2 \cdot i} \cdot 10^{-3}$	=	м (12)
---	---	--------

Таблица

Высота двигателя от оси коленчатого вала до крайней верхней точки:

Тип двигателя	A
Четырёхтактные МОД	1,6...1,8
Четырёхтактные СОД и ВОД	1,2...1,4
Двухтактные МОД	1,6...2,5
Двухтактные СОД и ВОД	1,4...1,6

Таблица

Удельная масса двигателя.

Тип ДВС	g, кг/кВт
Двухтактные крейцкопфные МОД	40...60
Двухтактные тронковые МОД	27...34
Двух- и четырёхтактные СОД	10...20
Двух- и четырёхтактные ВОД	3,5...6,25

### Определение объёмов расчётного цикла.

Рабочий объём цилиндра:

$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$	=	м <sup>3</sup> (13)
---	---	---------------------

Из геометрической степень сжатия  $\varepsilon$  определяем объём камеры сжатия в м<sup>3</sup> (объём цилиндра, соответствующий точке с)



$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \rightarrow V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = m^3 \quad (14)$$

где  $\varepsilon$  - геометрическая степень сжатия задана в исходных данных

Для двухтактного двигателя доля потеряннного хода  $\psi$  на процессы газообмена определяется из соотношения, связывающего геометрическую  $\varepsilon$  и действительную  $\varepsilon_v$  степени сжатия:

$$1 - \psi = \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1} = \quad (15)$$

$\psi_a = 0,22$  коэффициент потеряннного хода поршня

Полный объём цилиндра, соответствующие точке  $a$ :

четырёхтактный двигатель	$V_a = V_b = V_c + V_h$	=	$m^3 \quad (16)$
--------------------------	-------------------------	---	------------------

двухтактный двигатель	$V_a = V_b = V_c + (1 - \psi) \cdot V_h$	=	$m^3 \quad (17)$
-----------------------	--	---	------------------

Индикаторная диаграмма представляет зависимость давления  $P$  от объёма  $V$  или угла поворота  $\varphi$  кривошипа коленчатого вала. Характерными точками индикаторной диаграммы являются точки  $a, c, z, b$ , которые соответствуют концу процесса наполнения, сжатия, сгорания и расширения

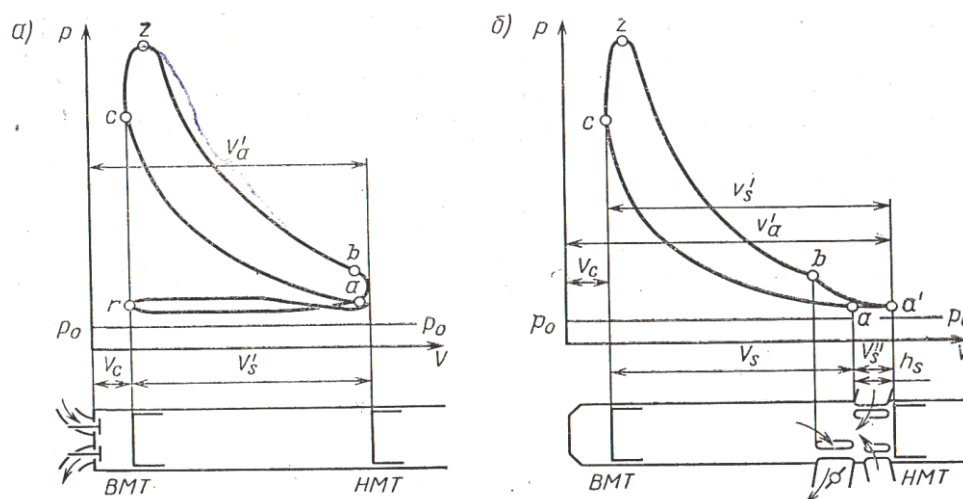


Рисунок 1. Расчетные индикаторные диаграммы двигателей в координатах  $P$ - $V$ :

а) четырёхтактного двигателя; б) двухтактного двигателя

### ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВС

Тепловой расчет проводится для стандартных атмосферных условий.

Таблица

Стандартными атмосферными условиями для судовых дизелей являются (стандарт ISO 3046):

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
1	Температура воды внешнего контура (заборной воды)	$T_w$	К °C	от 271 К до 305 от - 2 до + 32



2	Температура наружного воздуха	$T_n$	К °С	от 243 до 318 от - 30 до + 45
3	Температура воздуха, окружающего двигатель (в помещении)	$T_n$	К °С	от 278 до 323 от + 5 до + 50
4	Полное атмосферное давление	$p_0$	кПа (МПа)	100 0,1
5	Температура воздуха	$T_0$	К °С	298 25
6	Относительная влажность воздуха	$\varphi_0$	%	30

### Теплота сгорания топлива

Важнейшей характеристикой топлива служит теплота сгорания топлива – количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива. Она зависит от элементарного состава топлива (см. табл.).

Таблица

Составляющие топлива	Содержание %
Углерод	84...87
Водород	11...15
Кислород	0,1...2,5
Сера	0,01...4

Низшую теплоту сгорания жидкого топлива определим по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_H = 33,9 \cdot C + 103 \cdot H - 10,9(Q - S) - 2,5 \cdot W \quad (18)$$

где  $Q_H$  – низшая теплота сгорания рабочего топлива, МДж/кг; C, H, O, S и W - массовые доли углерода, водорода, кислорода, серы и воды в топливе

### ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ

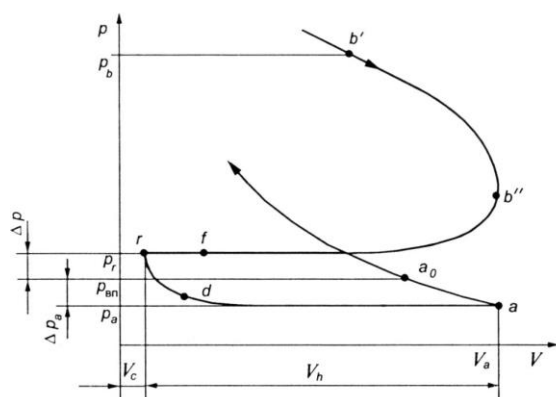


Схема процессов наполнения и выпуска 4-х тактного двигателя без наддува

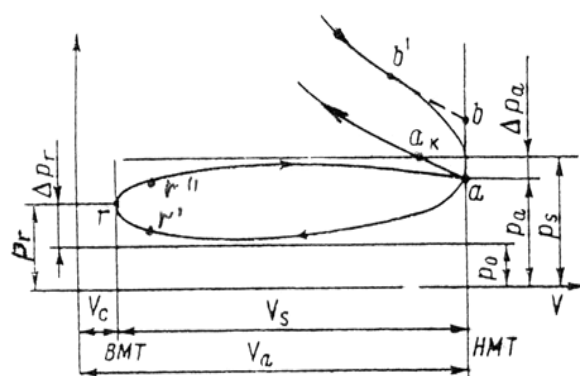


Схема процессов наполнения и выпуска 4-х тактного двигателя с наддувом

Основными параметрами, характеризующими процесс наполнения, являются:

$\eta_n$  – коэффициент наполнения;

$\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;



$P_a$  – давление в конце наполнения;

$T_a$  – температура рабочей смеси;

$P_r$  – давление остаточных газов;

$T_r$  – температура остаточных газов.

Расчёт процесса наполнения заключается в определении значений этих параметров.

Давление в конце наполнения:

$P_a = \left( 1 - \frac{C_2^2}{576 \cdot \varphi^2 \cdot T_0} \right) \cdot 98.1 \cdot 10^3 =$	МПа (19)
--	----------

где  $C_2$  – наибольшая скорость протекания свежего заряда при открытии выпускных клапанов;  $\varphi$  - коэффициент скорости истечения, учитывающий вредные сопротивления при протекании воздуха через клапаны ( $\varphi = 0,6...0,7$  для ДВС без наддува;  $\varphi = 0,7...0,85$  – с наддувом);  $T_0$  - температура окружающей среды, К

Для определения  $C_2$  необходимо знать среднюю скорость  $C_m$  поршня и скорости поступающего заряда  $C_1$  через живые сечения клапана.  $C_m$  определяется по формуле:

$C_m = \frac{S \cdot n}{30} =$	м/с (20)
--------------------------------	----------

а  $C_1$  найдём:

$C_1 = C_M \cdot K = C_M =$	м/с (21)
-----------------------------	----------

Где  $F$  – площадь поршня;  $f$  – площадь сечения полностью открытых впускных клапанов. Величину  $\kappa = F/f$  найдём из таблицы 1

Таблица 1

Тип двигателя	F/f
Быстроходные	4,5...6
Средней быстроходности	6...9
Тихоходные	9...12

Наибольшая скорость протекания свежего заряда через выпускной клапан:

$C_2 = 1,57 \cdot C_1 =$	м/с (22)
--------------------------	----------

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле:

$\gamma_2 = \frac{T_0 + \Delta t}{T_2} \cdot \frac{P_2}{\varepsilon \cdot P_a - P_2} =$	(23)
---	------

Для расчёта двухтактных и четырёхтактных двигателей с наддувом:

$\gamma_2 = \frac{T_0 + \Delta t + \Delta t_1}{T_2} \cdot \frac{P_2}{\varepsilon \cdot P_a - P_2} =$	(24)
--	------

повышение температуры воздуха  $\Delta t$  в следствие нагрева его в системе двигателя составляет по опытным данным для дизелей 10...20 °С, причём четырёхтактных без наддува 15..20 °С, четырёхтактных с наддувом и двухтактных 5..10 °С.



При расчёте четырёхтактных двигателей с наддувом и двухтактных двигателей должно быть учтено повышение температуры заряда  $\Delta t_1$  в следствии сжатия в нагнетательном или продувочном насосе:

$$\Delta t_1 = T_0 \cdot \left[ \left( \frac{P_s}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \quad \text{°К (25)}$$

где  $n$  - показатель политропы сжатия в нагнетателе или насосе.

Величина показателя политропы сжатия для поршневых насосов 1,4...1,6; для ротационных нагнетателей 1,5...1,7; для центробежных нагнетателей 1,7...2,0.

Коэффициент  $\epsilon$  - степени сжатия может быть определён по таблице 2

Таблица 2

Тип двигателя	$\epsilon$
Тихоходные	13...14
Средней быстроходности	14...15
Быстроходные	15...18
С наддувом	11...13

или

Марка двигателя	$\epsilon$	Марка двигателя	$\epsilon$
6ЧН31.8/33	11÷12,5	8ЧР24/36	14,4
6ЧР30/38	14,5	6ЧСП17.5/24	14,8
6ЧР30/38	14,5	4ЧСП17,5/24	14,8
6ЧР42,5/60	12	4ЧС24/36	14,4
6ЧР29/43	13	2Ч10/14	20,0
6ЧСП23/30	15	4Ч10/14	20,0
8ЧСП23/30	15	6ЧСП12/14	14
6ЧСП15/18	14,5÷15	4ЧС13/18	13÷14
4414,5/20,5	15,5	9Д	11,3

Значение температуры  $T_r$  остаточных газов приведены в таблице 3

Таблица 3

Тип двигателя	$T_r, \text{К}$
Двухтактные	700...750
Четырёхтактные тихоходные	700...770
быстроходные	770...850

$P_r = 1,02...1,06 \text{ кг/см}^2$  для тихоходных двигателей и

$P_r = 1,05...1,15 \text{ кг/см}^2$  для быстроходных.

Температура смеси в конце наполнения определяется по уравнению:



$T_a = \frac{T_0 + \Delta t + \gamma_2 \cdot T_2}{1 + \gamma_2}$	=	°К (26)
--	---	---------

При расчёте четырёхтактного двигателя с наддувом:

$T_A = T_0 + \Delta t + \Delta t_1$	=	°К (27)
-------------------------------------	---	---------

Коэффициент наполнения через коэффициент остаточных газов определяется следующим образом:

$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_2}$	=	(28)
---	---	------

### ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

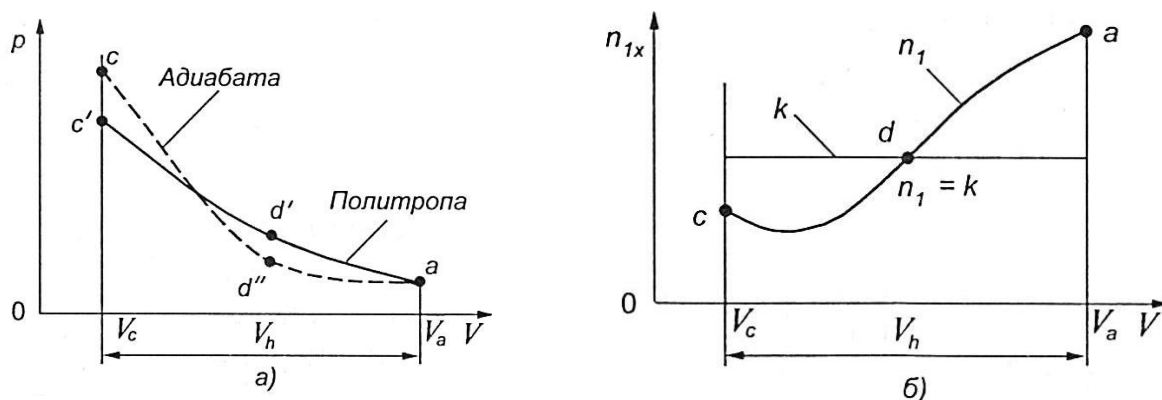


Рисунок 2. Зависимости изменения давления (а) и показателя политропы сжатия (б) от объема полости цилиндра

Основными параметрами, определяющими процесс сжатия, являются:

- $P_a$  – давление начала сжатия;
- $T_a$  – температура начала сжатия;
- $\varepsilon$  – степень сжатия;
- $n_1$  – показатель политропы сжатия;
- $T_c$  – температура конца сжатия;
- $P_c$  – давление конца сжатия.

Так как процесс сжатия политропный, то величины, характеризующие начало и окончание его, связаны уравнениями:

$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	=	°К (29)
---	---	---------

$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	=	Мпа (30)
-------------------------------------	---	----------

где  $n_1$  - показатель политропы сжатия в цилиндре.

На основании таблицы 4 выбирается показатель политропы  $n_1$

Таблица 4

Тип двигателей	$n_1$
Быстроходные дизели	1.38...1.42
Тихоходные дизели	1.34...1.37



или

$$n_1 = 1,4 - 100/n_e \quad = (31)$$

здесь  $n_e$  – максимальные обороты коленчатого вала двигателя, принимаемые для расчета.

### ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

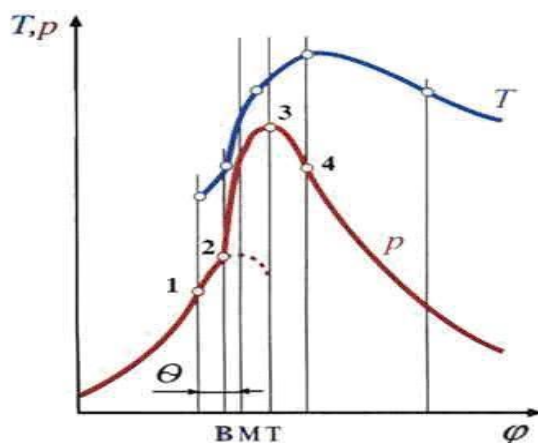


Рисунок 3. т.1- начало подачи топлива (угол опережения подачи).  
 т.2- конец сжатия. т.3- максимальное давление сгорания –рz  
 т.4- конец догорания на такте расширения. - tz

Для современных Д.В.С. оптимальная продолжительность процесса сгорания составляет примерно 0,02—0,0025 сек. Поршень при этом к концу сгорания успевает переместиться по направлению к н.м.т. на расстояние, соответствующее около  $\pi/12$  рад ( $15^\circ$ ) поворота кривошипа после В.М.Т.

Для определения количества воздуха, необходимого для сжигания 1 кг топлива, а также количества образующихся продуктов сгорания необходимо знать состав топлива.

Весовой состав дизельного топлива:  $C = 87\%$ ;  $H = 12,6\%$ ;  $O = 0,4\%$

$$M_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \left[ \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \right] \quad (32)$$

Отношение количества воздуха, поступившего в цилиндр, к количеству воздуха, теоретически необходимому, называется коэффициентом избытка воздуха при горении и обозначается  $\alpha$ .

$$M_s = \alpha \cdot M_0 = \left[ \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \right] \quad (33)$$

Величина  $\alpha$  для различных типов двигателей принимаемая из таблицы 5.

Таблица 5.

Тип двигателя	$\alpha$
МОД без наддува	1,8...2,2
ВОД без наддува	1,3...2,1
МОД с наддувом	2,0...2,3
ВОД с наддувом	1,5...1,9



Мольное количество смеси воздуха и остаточных газов, находящихся в цилиндре до горения:

$$M_1 = (1 + \gamma_R) \cdot M_S = \quad (34)$$

Количество молей продуктов сгорания:

$$M_2 = \left[ \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - (\alpha - 0,21) \cdot M_O \right] \cdot (1 + \gamma_2) = \quad (35)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

$$\beta = M_2 / M_1 = \quad (36)$$

Приближённые значения средних мольных теплоносителей Дж/кмоль·К по опытным данным могут быть подсчитаны по следующим формулам:

при постоянном объёме

для азота	$\mu \cdot C_V = 20,66 \cdot 10^3 + 2,57 \cdot T$	=	(37)
-----------	---	---	------

для кислорода	$\mu \cdot C_V = 21,25 \cdot 10^3 + 3,40 \cdot T$	=	(38)
---------------	---	---	------

для водорода	$\mu \cdot C_V = 20,48 \cdot 10^3 + 1,12 \cdot T$	=	(39)
--------------	---	---	------

для окиси углерода	$\mu \cdot C_V = 20,75 \cdot 10^3 + 2,82 \cdot T$	=	(40)
--------------------	---	---	------

для водяного пара	$\mu \cdot C_V = 24,54 \cdot 10^3 + 5,44 \cdot T$	=	(41)
-------------------	---	---	------

для воздуха	$\mu \cdot C_V = 20,79 \cdot 10^3 + 2,41 \cdot T$	=	(42)
-------------	---	---	------

для углекислого газа	$\mu \cdot C_V = 28,28 \cdot 10^3 + 7,91 \cdot T$	=	(43)
----------------------	---	---	------

при постоянном давлении:

для азота	$\mu \cdot C_p = 28,97 \cdot 10^3 + 2,57 \cdot T$	=	(44)
-----------	---	---	------

для кислорода	$\mu \cdot C_p = 28,56 \cdot 10^3 + 3,40 \cdot T$	=	(45)
---------------	---	---	------

для водорода	$\mu \cdot C_p = 28,79 \cdot 10^3 + 1,12 \cdot T$	=	(46)
--------------	---	---	------

для окиси углерода	$\mu \cdot C_p = 29,06 \cdot 10^3 + 2,82 \cdot T$	=	(47)
--------------------	---	---	------

для водяного пара	$\mu \cdot C_p = 32,89 \cdot 10^3 + 5,44 \cdot T$	=	(48)
-------------------	---	---	------

для воздуха	$\mu \cdot C_p = 29,1 \cdot 10^3 + 2,41 \cdot T$	=	(49)
-------------	--	---	------

для углекислого газа	$\mu \cdot C_p = 36,65 \cdot 10^3 + 7,91 \cdot T$	=	(50)
----------------------	---	---	------

Приведённые формулы теплоёмкостей могут быть использованы в пределах температур от 273 до 2300 К.

Теплоёмкости смеси газов определяют по формулам:

$\mu \cdot C_V = \sum r_i \cdot (\mu \cdot C_V)_i$	=	кДж/(кмольК) (51)
--	---	-------------------

$\mu \cdot C_p = \sum r_i \cdot (\mu \cdot C_p)_i$	=	кДж/(кмольК) (52)
--	---	-------------------

где  $r_i$  - мольная концентрация отдельных газов;  $(\mu \cdot C_V)$  и  $(\mu \cdot C_p)_i$  - мольные теплоёмкости отдельных газов при постоянных объёмах и давлениях.

Уравнение сгорания для смешанного цикла имеет вид:

$(\mu \cdot C_y + 8314 \cdot \lambda) \cdot T_c + \frac{\xi \cdot Q}{M_1} = \beta (\mu \cdot c_p) \cdot T_z$	=	(53)
--	---	------



где  $\xi$  - коэффициент использования тепла;  $\lambda$  - степень повышения давления

Коэффициент использования тепла  $\xi$  учитывает потери тепла, связанные с догоранием части топлива в процессе расширения, теплообмен со стенками камеры сгорания, диссоциацию (табл. 6)

Таблица 6.

Тип двигателя	$\xi$
ВОД	0,6...0,85
СОД	0,75...0,92
МОД	0,8...0,95

У судовых дизелей значение степени повышения давления  $\lambda$  находится в следующих пределах: малооборотные 1,1...1,35; средне- и высокооборотные 1,35...1,55.

Степень предварительного расширения определяется зависимостью:

$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	=	(54)
--	---	------

Степень последующего расширения:

$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	=	(55)
-------------------------------------	---	------

По опытным данным значения  $\rho$  и  $\delta$  для цикла смешанного сгорания находятся в пределах

$\rho = 1,4...1,7$  и  $\delta = 8...11$ .

### ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ И ВЫПУСКА

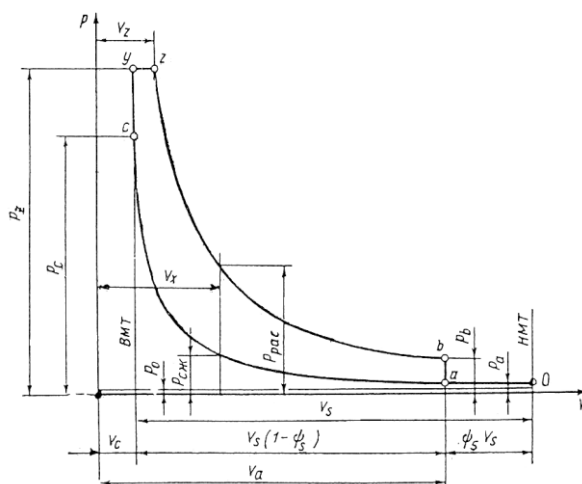


Рисунок 4.

Основными параметрами, определяющими процесс расширения, являются:

- $T_z$  – температура начала расширения;
- $P_z$  – давление начала расширения;
- $n_2$  – показатель политропы расширения;
- $T_e$  – температура конца расширения;
- $P_e$  – давление конца расширения.



Давление начала расширения равно:

$P_z = \frac{\beta}{\rho} \cdot P \cdot \frac{T_z}{T_c}$	=	Мпа (56)
--	---	----------

Давление конца расширения:

$P_B = \frac{P_Z}{\delta^{n_p}}$	=	Мпа (57)
----------------------------------	---	----------

Температура конца расширения:

$T_B = \frac{T_Z}{\delta^{n_p-1}}$	=	°К (58)
------------------------------------	---	---------

Для МОД и СОД при работе на номинальных режимах показатель политропы расширения

$n_2 = 1,2...1,3$ , у ВОД -  $n_2 = 1,15...1,25$ .

Ввиду того, что характер колебаний давления газов при выпуске не поддаётся точному теоретическому подсчёту, в расчётах обычно вместо переменного давления используют среднее постоянное давление газов в период выпуска  $P_{г}$ .

Это давление выше давления в выпускной трубе  $P'_{г}$ . По практическим данным можно принять [4]

$P_{г} = 0,103...0,123 \text{ Мн/м}^2$  и  $P'_{г} = 0,101...0,108 \text{ Мн/м}^2$ . Меньшие значения относятся к тихоходным двигателям, а большие - к быстроходным. Средняя температура отработавших газов для четырёхтактных ДВС -  $350...600 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , для двухтактных ДВС -  $250...500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОЧИЙ ЦИКЛ

К параметрам, характеризующим действительный рабочий цикл двигателя, относятся давление в конце сжатия, давление в конце горения, среднее индикаторное давление, среднее эффективное давление  $P_e$  эффективный расход топлива  $g_e$ , эффективный КПД  $\eta_e$ , а также приводятся диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня.

Среднее эффективное давление  $P_e$  найдём так:

$P_e = P_i \cdot \eta_M$	=	(59)
--------------------------	---	------

Согласно опытным данным, механический КПД  $\eta_M$  при работе на номинальной мощности для судовых ДВС равен:

- двухтактные МОД - 0,88...0,93;
- четырёхтактные СОД - 0,89...0,91;
- четырёхтактные ВОД - 0,8...0,85.

Удельный индикаторный расход топлива определим следующим образом:

$g_i = \frac{\eta_H}{P_i \cdot \alpha \cdot 22,4 \cdot M_o}$	=	кг/кВт·ч (60)
--	---	---------------

Удельный эффективный расход топлива:

$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}$	=	(61)
----------------------------	---	------

Индикаторный КПД:

$\eta_i = \frac{1}{g_i \cdot Q_H}$	=	(62)
------------------------------------	---	------

Эффективный КПД:

$\eta_e = \frac{1}{g_e \cdot Q_H}$	=	(63)
------------------------------------	---	------



Погрешность расчета (допустимое отклонение  $\pm 2,5 \%$ ):

Диаметр цилиндра определим по формуле:

$D = \sqrt{\frac{N_e}{0,393 \cdot P_e \cdot C_m \cdot i}}$	=	М (64)
--	---	--------

Диаметр цилиндра принимаем в соответствии с рекомендуемым нормальным рядом.

В свою очередь, преподавателю необходимо показать возможные пути поиска решения, научить самостоятельно составлять алгоритмы решения задач. Это способствует целенаправленному и интенсивному развитию мышления обучающихся, формированию их творческих способностей.

Для этих целей используется программа Excel, с применением встроенных движков позволяющих менять основные параметры рассчитываемого двигателя (мощность двигателя, частота вращения коленчатого вала, степень сжатия), что позволяет улучшить как надёжность ДВС, так и экологические показатели.





*Список литературы:*

1. Василькова В. А. Модель рабочей тетради студента по дисциплине «Методика профессионального обучения» [Текст] / В. А. Василькова, С. А. Богатенков // Вектор науки ТГУ. – 2012. – № 3 (10). С. 44-46.
2. Привалова Е. А. Рабочие тетради как средство повышения эффективности учебного процесса (на материале истории) [Текст] : автореф. дис. ... канд. пед. наук: 13.00.01 / Е. А. Привалова. – Кемерово, 2002. – 20 с.
3. Рабочие процессы судовых дизелей. М., «Транспорт», 208 с. Авт.: Возницкий И.В., Камкин С.В., Шмелев В.П., Осташенков В.Ф.

