

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
МОРСКОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

---

Кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания  
и дизельных установок

**РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО  
СГОРАНИЯ**

*Методические указания  
по тепловому расчету*

Специально для [PROPULSIONPLANT.RU](http://PROPULSIONPLANT.RU)

Санкт-Петербург  
2003

Методические указания предназначены для студентов дневного отделения факультета корабельной энергетики и автоматики, а также для студентов вечерней и заочной форм обучения СПбГМТУ, специализирующихся по ДВС и судовым дизельным установкам, которые выполняют расчет рабочего цикла дизельного двигателя в курсовом проектировании или в домашнем задании по дисциплине "Теория рабочих процессов ДВС".

В указаниях приведена общая схема расчета четырех- и двухтактных двигателей с наддувом и без наддува. Даются необходимые пояснения по порядку расчета и по выбору исходных параметров в зависимости от типа двигателя и его назначения. Расчет цикла завершается определением основных размеров двигателя по заданным агрегатной мощности и оборотам и построением индикаторной диаграммы, являющейся базой для расчетов динамики, прочности и тепло-массообмена.

**ГОРДЕЕВ**  
*Петр Андреевич*

**ПЛОТНИКОВ**  
*Вадим Алексеевич*

## **РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

*Методические указания  
по тепловому расчету*

ISBN

© СПбГМТУ,  
2003

Ответственный редактор зав. кафедрой Судовых ДВС и дизельных установок, канд. техн. наук, доц. В.К. Румб

В тексте приняты следующие условные сокращения:

АТД	- автотракторный Д;
ВО	- воздухоохладитель, охладитель наддувочного воздуха;
ВОД	- высокооборотный Д;
ГТ	- газовая турбина в составе наддувочного турбокомпрессора;
ГТМ	- газотурбинный наддув с механической связью Д и ТК;
ГТН	- газотурбинный наддув (со "свободным" ТК);
Д	- поршневой двигатель, дизель;
ДВС	- двигатель внутреннего сгорания;
ДД	- двухтактный Д вообще, а также ДД с системой продувки наддува МН;
ДН	- двухтактный Д с наддувом (системы ГТН, КН, ГТМ);
К	- компрессор в составе ТК;
КН	- комбинированный наддув (ГТН + ПК);
КС	- камера сгорания Д;
МН	- механический наддув (с ПК);
МОД	- малооборотный дизель;
ПК	- приводной компрессор (от коленчатого вала Д или от электродвигателя);
ПОД	- повышенной оборотности дизель;
СОД	- среднеоборотный дизель;
ТК	- турбокомпрессор - агрегат наддува Д;
ЧД	- четырехтактный Д вообще, а также Д без наддува;
ЧН	- четырехтактный Д с наддувом;
2-ГТН	- двухступенчатая система наддува Д (ГТН + ГТН).

## 1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Тепловой расчет рабочего цикла дизельного двигателя (Д) позволяет определить основные параметры и показатели, характеризующие работу цилиндров и агрегатов воздухообеспечения проектируемого поршневого или комбинированного турбопоршневого ДВС.

По результатам теплового расчета окончательно определяются и выбираются основные размеры рабочего цилиндра - диаметр  $D$  и ход поршня  $S$  в зависимости от заданных мощности  $N_e$ , частоты вращения вала  $n$  и числа цилиндров  $i$ .

Если  $N_e$ ,  $n$ ,  $D$ ,  $S$ ,  $z$ ,  $i$  при проектировании Д назначаются заранее, то расчет цикла дает возможность проверить, как выбранные показатели увязываются между собой в рамках теоретического расчета.

Построенная по результатам расчета индикаторная диаграмма используется в последующих динамических и прочностных расчетах, а также в расчетах газо- и теплообмена Д.

Расчет рабочего цикла ведется по методике Гриневецкого-Мазинга [1]...[6] и выполняется, как правило, для номинального режима работы Д. Схема расчета для ненормального режима остается той же, однако выбор исходных данных необходимо проводить с учетом особенностей рассчитываемого режима, так как рекомендуемые ниже значения предварительно задаваемых параметров и величин относятся только к режиму номинальной мощности и оборотов. Все рекомендации по выбору исходных данных справедливы для Д, получивших широкое применение в качестве главных (судовых, стационарных, тепловозных, промышленных, автотракторных и пр.), а также вспомогательных Д (для привода генераторов электрического тока, насосов, компрессоров), работающих на жидком углеводородном топливе среднего химического состава.

Расчет выполняется с использованием калькулятора; расчет рабочего цикла Д на ЭВМ изложен в пособии [5].

## 2. ЗАДАНИЕ НА ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Тепловой расчет выполняется как первый расчетный этап курсового проектирования или как домашнее задание по дисциплине "Теория рабочих процессов ДВС".

Задание на тепловой расчет Д может быть выдано по одному из двух вариантов с исходными данными, приведенными в табл. 2.1

Таблица 2.1

№ п/п	Задаваемые данные	Вариант I	Вариант II
1	Номинальная мощность Д - $N_e$ , кВт	+	+
2	Номинальная частота вращения - $n$ , мин <sup>-1</sup>	+	+
3	Тактность Д - $z$ ( $z = 1$ - ДД; $z = 0,5$ - ЧД)	-	+
4	Система наддува (ГТН, КН, МН, ГТМ, 2-ГТН)	+	+
5	Тип продувки (для двухтактного Д)	+	+
6	Быстроходность Д (по $C_m$ , м/с)	-	+
7	Обозначение Д по ГОСТ 4393-82	+	-
8	Назначение Д (судовой, тепловозный, автотракторный, промышленный, стационарный и пр.)	+	+

Приводимые в задании данные позволяют более обоснованно подойти к выбору исходных параметров расчета. Если  $N_e$ ,  $n$ ,  $D$ ,  $S$ ,  $i$ ,  $z$ , тип продувки, система наддува и назначение проектируемого Д заданы (I вариант), то тепловой расчет дает возможность проверить, как выбранные параметры и показатели увязываются между собой в рамках теоретического расчета и оптимизировать их значения. Если же задаются только  $N_e$ ,  $n$ ,  $z$ , тип продувки, система наддува и назначение Д (II-й вариант), то по результатам расчета могут быть определены основные размеры рабочего цилиндра - диаметр  $D$ ,  $m$ , и ход поршня  $S$ ,  $m$ , при выбранном числе цилиндров  $D - i$ .

### 3. ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Перед выполнением расчета необходимо изучить основные разделы курса "Теория рабочих процессов дизельных ДВС" [1], [2], [4] и конспекты лекций, связанные с расчетом процессов в цилиндре, а также разделы по определению индикаторных и эффективных показателей и параметров агрегатов продувки и наддува. Механическое выполнение расчета по данным "Методическим указаниям" ведет к неизбежным ошибкам и неточностям, к значительным затратам времени.

Расчет оформляется в виде таблиц по прилагаемой схеме, при этом ***в итоговую таблицу включаются лишь те пункты, которые относятся к проектируемому Д.*** Расчет можно вести одновременно в нескольких вариантах, тогда в столбце "Результат" предусматривается необходимое число граф. Если полученные результаты неприемлемы, то расчет производится вновь или корректируется. При этом целесообразно варьировать следующими параметрами:  $P_k$ ,  $P_a / P_k$ ,  $\alpha$ ,  $\varepsilon$ ,  $P_z$ ,  $\xi_z$ ,  $\xi$ ,  $\varphi_a$ ,  $P_T / P_k$  и др.

Пример заполнения и оформления окончательной таблицы по расчету дан в табл.3.1 по разделам "Выбор исходных данных" и "Расчет процесса наполнения" в соответствии с табл.3.2 и 4.1. В отличие от последующих таблиц, в табл.3.1 приводятся лишь обозначения и размерности параметров (см. столбцы 2 и 3) без их наименования. В столбец 4 записываются расчетная формула и ***обязательно численные значения подставляемых величин.*** Конечный результат записывается в столбец 5 таблицы, при этом его значение округляется до трех-четырех значащих цифр, например: давления -  $\Delta P_{bx} = 0,001$  МПа,  $P_a = 0,201$  МПа,  $P_c = 7,21$  МПа,  $P_z = 12,0$  МПа; температуры -  $\Delta T_{ox} = 65$  К,  $T_a = 354$  К,  $T_z = 1785$  К; безразмерные параметры -  $\beta_z = 1,028$ ,  $\rho = 1,452$ ,  $\delta = 8,734$ ,  $\eta_i = 0,432$ ,  $\eta_e = 0,385$  и т.д. Коэффициенты  $a_{vi}$  и  $v_i$  в линейных урав-

нениях теплоемкостей даются с пятью значащими цифрами, например,  $a_{\text{вв}} = 19,773$  или  $v_{\text{в}} = 0,00297$ . В ходе расчета все промежуточные вычисления надо выполнять аккуратно, на отдельных листах, сохраняя и используя их на случай пересчета или корректировки расчета. Это позволит избежать повторных вычислений и ускорит выполнение расчета.

Таблица 3.1

**Схема составления и заполнения расчетной таблицы (на примере задания по варианту II применительно к табл. 3.2 и 4.1)**

№ п/п	Обозначение	Размерность	Формула, подставляемые значения	Результат	
				I	II
1	2	3	4	5	6
<b>1. Исходные данные</b>					
1	$N_e$	кВт	Задано	2000	
2	$n$	$\text{мин}^{-1}$	"-	500	
3	$z$	-	"-	0,5	
4	Система наддува	-	"-	ГТН	
5	$P_k$	МПа	Принято	0,2	
6	$P_a / P_k$	-	"-	0,95	
7	$T_k$	К	"-	320	
8	$P_o$	МПа	"-	0,100	
9	$T_o$	К	"-	300	
10	$\varepsilon$	-	"-	13	
11	$\alpha$	-	"-	2,0	
12	$\varphi_a$	-	"-	1,15	
13	$\Delta T_a$	К	"-	10	
14	$\gamma_r$	-	"-	0,04	
15	$T_r$	К	"-	750	
16	$\xi_z$	-	"	0,75	
17	$\xi$	-	"	0,92	
18	$P_z$	МПа	"	10,0	

Продолжение таблицы 3.1.

1	2	3	4	5	6
<b>2. Процесс наполнения</b>					
19	$\Delta P_o$	МПа	Задано	0,001	
20	$P_o'$	МПа	$P_o - \Delta P_o = 0,100 - 0,001$	0,099	
21	$\Delta P_{ox}$	МПа	Задано	0,004	
22	$P_k'$	МПа	$P_k + \Delta P_{ox} = 0,2 + 0,004$	0,204	
23	$\pi_k$	-	$P_k' / P_o' = 0,204 / 0,099$	2,061	
24	$\eta_{ак}$	-	Задано	0,78	
25	$T_k'$	К	$T_0 \left( 1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ак}} \right) = 300 \left( 1 + \frac{2,061^{0,286} - 1}{0,78} \right)$	388,4	
26	$\Delta T_{ox}$	К	$T_k' - T_k = 388,4 - 320$	68,4	
27	$T_a$	К	$\frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320 + 10 + 0,04 \cdot 750}{1 + 0,04}$	346,1	
28	$P_a$	МПа	$0,95 P_k = 0,95 \cdot 0,2$	0,19	
29	$\eta_n$	-	$\frac{\varepsilon P_a T_k}{(\varepsilon - 1) P_k T_a (1 + \gamma_r)} = \frac{13 \cdot 0,19 \cdot 320}{(13 - 1) 0,2 \cdot 346,1 (1 + 0,04)}$	0,915	
30	$\varphi_k$	-	$\eta_n \cdot \varphi_a = 0,915 \cdot 1,15$	1,052	
31	$\alpha_\Sigma$	-	$\alpha \cdot \varphi_a = 2,0 \cdot 1,15$	2,3	

В таблице 3.2 перечислены основные исходные данные, которыми приходится задаваться в расчете. После таблицы даются пояснения по ее отдельным пунктам.

Таблица 3.2

**Исходные параметры и показатели**

№ № п/п	Наименование параметра, показателя	Обозначение	Размерность	Формула, источник	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	Номинальная мощность	$N_e$	кВт	Задано	
2	Номинальная частота вращения	$N$	мин <sup>-1</sup>	-"	
3	Коэффициент тактности	$Z$	-	-"	
4	Тип продувки	-	-	-"	ДД, ДН
5	Система наддува	-	-	-"	ЧН, ДН
6	Давление наддува, продувки	$P_k$	МПа	Принято	ЧН, ДН
7	Отношение давлений	$P_a / P_k$	-	-"	ЧН, ДН
8	Температура воздуха в ресивере	$T_k$	К	-"	ЧН, ДН
9	Давление окружающей среды	$P_o$	МПа	-"	
10	Температура окружающей среды	$T_o$	К	-"	
11	Действительная степень сжатия	$\varepsilon$	-	-"	ДД, ЧД
12	Коэффициент избытка воздуха для сгорания	$\alpha$	-	-"	
13	Коэффициент продувки	$\varphi_a$	-	-"	
14	Подогрев воздуха от горячих стенок цилиндра	$\Delta T_a$	К	-"	
15	Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	-	-"	
16	Температура остаточных газов	$T_r$	К	-"	
17	Коэффициент использования теплоты в точке $z$	$\xi_z$	-	-"	

Продолжение таблицы 3.2.

1	2	3	4	5	6
18	Коэффициент использования теплоты к концу сгорания	$\xi$	-	-"	
19	Доля хода поршня, потерянная на продувку	$\psi_{\text{п}}$	-	-"	ДД, ДН
20	Максимальное давление сгорания	$P_z$	МПа	-"	

П.3.  $z=1$  - ДД;  $z=0,5$  – ЧД.

П.4. указывается тип продувки для ДД.

П.5. указывается условное обозначение системы наддува проектируемого Д: МН, ГТН, ГТМ, 2-ГТН, КН (см. рис. 3.1 и 3.2).

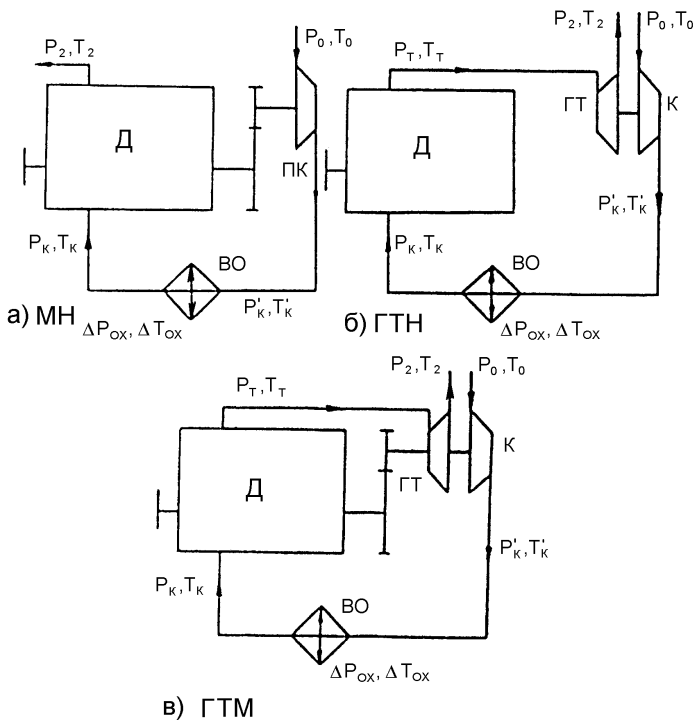


Рис. 3.1. Схемы одноступенчатых систем наддува ДВС

Механический наддув (МН) имеет ограниченное применение, главным образом, в ВОД при  $P_k \approx (0,12...0,17)$  МПа (см.рис.3.1,а). К этой схеме можно отнести двухтактные Д без наддува с приводным продувочным насосом (ПК) или с кривошипно-камерной продувкой без воздухоохладителя (ВО).

Газотурбинный наддув (ГТН) со свободным турбокомпрессором (ТК) представлен на рис.3.1,б. В этой системе наддува между Д и ТК имеется только газовая связь. Система применяется на всех типах четырехтактных ДВС, а также в малооборотных (МОД)–двухтактных Д с прямоточно-клапанной продувкой.

Газотурбинный наддув с механической связью Д и ТК (ГТМ) находит ограниченное применение (из-за сложности передачи) преимущественно в двухтактных Д повышенной оборотности (ПОД) и высокооборотных (ВОД) с целью повышения их приемистости и обеспечения удовлетворительного снабжения воздухом на всех эксплуатационных режимах (см. рис.3.1,в).

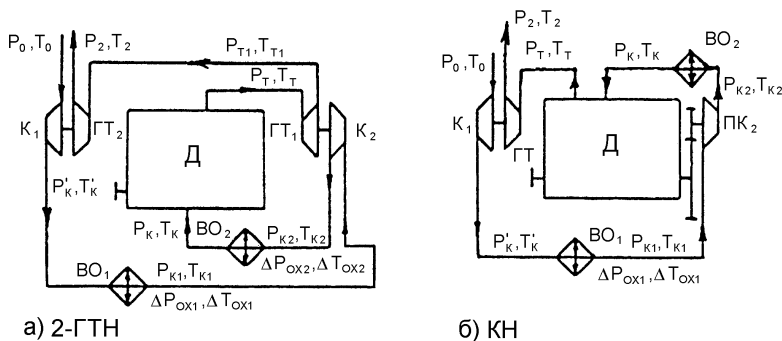


Рис. 3.2. Схемы двухступенчатых систем наддува ДВС

Двухступенчатый газотурбинный наддув (2-ГТН) применяется в корабельных ДВС (ПОД, ВОД) при давлении наддува  $P_k \gg 0,3$  МПа (см. рис. 3.2,а).

Комбинированный наддув (КН) используется преимущественно в двухтактных СОД, ПОД, ВОД (см. рис.3.2,б); эта система обеспечивает запуск и работу ДН на малых нагрузках.

Охлаждение наддувочного воздуха в воздухоохладителях (ВО) обеспечивает наибольший эффект в судовых, корабельных и стационарных Д с высоким наддувом ( $P_k > 0,15$  МПа), где ВО прокачивается "забортной" водой. В тепловозных, промышленных и автотракторных двигателях (АТД) возможности охлаждения надду-

вочного воздуха в воздухо-воздушных радиаторах ограничены; в АТД, кроме того, радиаторы сложно размещать в объеме моторного отсека, что зачастую ведет к отказу от ВО и ограничивает возможности наддува Д.

На входе воздуха в компрессор (К) ТК или в приводной компрессор (ПК) устанавливаются фильтры-глушители шума впуска, а в АТД – пылевые фильтры, которые создают определенное сопротивление на входе –  $\Delta P_o$  (на рис.3.1 и 3.2 фильтры не показаны).

П.6. Давление наддува ДВС составляет  $P_k \approx 0,12 \dots 0,40$  МПа, Для приближенной оценки необходимого давления наддува можно воспользоваться следующими соотношениями: ЧН –  $P_k \approx (0,18 \dots 0,20)P_e$ ; для ЧД  $P_k = P_o - \Delta P_o$ ; ДН –  $P_k \approx (0,18 \dots 0,25)P_e$ .

Значение  $P_e$ , МПа, определяется по заданным  $N_e$ , кВт, и  $n$ , мин<sup>-1</sup>, по формуле

$$P_e = \frac{0,06 N_e}{V_s \cdot i \cdot n \cdot z} = \frac{N_e}{13,09 D^2 S \cdot n \cdot i \cdot z}, \quad (3.1)$$

где  $V_s$  – в м<sup>3</sup>,  $D$ ,  $S$  – в м;  $z = 1$  – ДД;  $z = 0,5$  – ЧД;  $i$  – число цилиндров Д. При расчете ожидаемого  $P_e$  (по заданию вар.II) необходимо ориентировочно оценить или принять размеры  $D$ ,  $S$  и число цилиндров Д –  $i$ . Выбор  $P_k$  также связан с типом Д, системой наддува, допустимой форсировкой по  $P_z$ . Так, в схеме МН обычно  $P_k \approx (0,12 \dots 0,15)$ ; в схемах ГТН, ГТМ и КН –  $P_k \approx (0,15 \dots 0,40)$ , а при двухступенчатом ГТН, как правило,  $P_k \geq 0,35$  МПа.

П.7. Отношение давления в начале сжатия  $P_a$  к давлению наддува  $P_k$  для ЧН и ДН составляет  $P_a / P_k = 0,9 \dots 1,0$ ; при высоких  $P_k$  (более 0,25 МПа) можно принимать  $P_a \geq P_k$ . Для ДН с контурной продувкой иногда полагают, что  $P_a = 0,5 (P_k + P_r)$ . Для двигателей без наддува (ЧД, ДД)  $P_a / P_k \approx 0,85 \dots 0,95$ .

Потери давления на впуске  $\Delta P_k = P_k - P_a$  ( $\Delta P_o = P_o - P_a$ ) могут быть рассчитаны по выражению  $\Delta P_k = \rho_k \cdot K_{вп} \cdot \frac{W_a^2}{2} \cdot 10^{-6}$ ,

МПа, где  $\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{287 \cdot T_k}$  – плотность воздуха в ресивере Д, кг/м<sup>3</sup>

(для Д без наддува вместо  $P_k$  и  $T_k$  используются значения  $P_o$  и  $T_o$ );  $W_a$  – средняя скорость течения газа в сечении впускных органов (клапанов, продувочных окон), м/с: для судовых, стационарных, тепловозных Д  $W_a = 30 \dots 80$  м/с,  $K_{вп} = 3 \dots 5$ ; для АТД  $W_a = 60 \dots 120$  м/с,  $K_{вп} = 2,5 \dots 4$ .

П.8. Температура воздуха в ресивере  $T_k$  в судовых Д, где ВО прокачиваются забортной водой, может быть не ниже 310...320 К, что необходимо для обеспечения достаточного перепада температур между забортной водой и воздухом при  $T_w = 300...305$  К. В тепловозных и промышленных Д, а также АД, где применяются ВО типа "воздух-воздух",  $T_k \sim 340...360$  К.

П.9 и 10. Обычно принимают стандартные значения  $P_o$  и  $T_o$ , равные  $P_o = 0,10$  МПа,  $T_o = 300$  К; в случае принятия иных  $P_o$ ,  $T_o$  их необходимо обосновать.

П.11. Действительная степень сжатия составляет: МОД –  $\varepsilon = 13,5...14,5$ ; СОД –  $\varepsilon = 13...15$ ; ПОД, ВОД с высоким наддувом ( $P_k > 2,5$  МПа) –  $\varepsilon = 12...14$ ; АД с неразделенными КС –  $\varepsilon = 16...18$ , с разделенными и полуразделенными КС –  $\varepsilon = 20...24$  и выше.

П.12. Коэффициент избытка воздуха для сгорания можно задавать в следующих пределах: МОД –  $\alpha = 2,4...2,7$ ; СОД –  $\alpha = 1,9...2,4$ ; ПОД –  $\alpha = 1,8...2,2$ ; ВОД –  $\alpha = 1,6...2,0$ . АД с неразделенными КС –  $\alpha = 1,4...1,7$ , с разделенными и полуразделенными КС –  $\alpha = 1,3...1,6$ .

П.13. Коэффициент продувки оценивается по опытными данным: ЧН –  $\varphi_a \sim 1,05...1,25$ ; ЧД и ЧН при  $P_k < P_r$  –  $\varphi_a = 1$ ; ДД и ДН –  $\varphi_a \sim 1,15...1,35$  (с прямоточными продувками),  $\varphi_a \sim 1,4...1,6$  (с контурной продувкой).

П.14. Подогрев воздушного заряда от стенок цилиндра –  $\Delta T_a$  обычно не превышает 5...20 К, при этом, чем выше  $T_k$ , тем ниже  $\Delta T_a$ . Наибольшие значения  $\Delta T_a$  будут в ДД, ЧД без наддува, а в Д с наддувом обычно  $\Delta T_a \sim 5...15$  К.

Пп.15 и 16. Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  в четырехтактных Д без наддува изменяется в пределах  $\gamma_r = 0,04...0,08$ , а в ЧН –  $\gamma_r = 0,03...0,05$  (до 0,13 при  $P_r > P_k$ ), причем, наименьшие значения  $\gamma_r$  получаются в схемах МН, а наибольшие – в схемах ГТН с повышенным противодавлением на выпуске (при  $P_k < P_r$ ). В двухтактных ДВС  $\gamma_r$  зависит от типа продувки и обычно принимается в пределах:  $\gamma_r = 0,02...0,12$  – для прямоточной клапанной продувки, где меньшие значения достигаются в МОД, а большие – в ПОД и ВОД;  $\gamma_r = 0,15...0,25$  – контурные продувки.

Температура остаточных газов  $T_r$  в первом приближении принимается равной  $T_r = 650...900$  К, где большие значения справедливы для ЧН; в ДН  $T_r \leq 800$  К.

Пп.17 и 18. Наилучшая увязка теплового расчета с опытными данными достигается при следующих значениях коэффициентов использования теплоты: МОД, СОД –  $\xi_z = 0,85 ... 0,92$ ,

$\xi=0,90...0,96$ ; ПОД, ВОД  $\xi_z = 0,70...0,85$ ,  $\xi = 0,80...0,90$ ; АТД –  $\xi_z = 0,60...0,75$ ,  $\xi = 0,75...0,85$ .

П.19. Доля хода поршня, потерянная на продувку двухтактных Д (по моменту закрытия окон кромкой поршня в начале хода сжатия) может быть принята в следующих пределах: для прямоточно-клапанной продувки  $\Psi_n = 0,065...0,13$  (МОД...ПОД); для прямоточно-щелевой продувки  $\Psi_n = 0,12...0,16$  (ПОД, ВОД); для контурных продувок  $\Psi_n = 0,17...0,25$ .

П.20. Максимальное давление сгорания  $P_z$  задается с учетом уровня форсирования Д по наддуву и допустимой механической напряженности. В первом приближении можно принимать: в Д без наддува  $P_z = 5...8$  МПа, с наддувом –  $P_z = 12...18$  МПа. В расчете процесса сгорания заданное  $P_z$  можно откорректировать по величине  $\lambda$  (см. пар. 4.3).

С целью уменьшения объема повторных расчетов принятые в табл.3.2 значения параметров и показателей проектируемого Д целесообразно увязать между собой по уравнению

$$\alpha = 433 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a / P_k P_k (1 - \Psi_n)}{P_e g_e L_o (T_k + \Delta T_a + \Im_c \gamma_r T_r)} \quad (3.2)$$

Значение  $P_e$  при этом определяется по (3.1), величина удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , кг/кВт·ч – по каталогам и проспектам фирм, по лекциям, методическим пособиям и журнальным публикациям; величина теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива принимается равной  $L_o \sim 0,495$  кмоль/кг-топ, а поправка на неодинаковость значений теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания  $\Im_c$  подсчитывается по выражению  $\Im_c \sim 1,02 + 0,1 (2,4 - \alpha)$ , если принятое значение  $\alpha \leq 2,4$ .

Подставив в (3.2) принятые значения  $\alpha$ ,  $\varepsilon$ ,  $P_e$ ,  $g_e$ ,  $L_o$ ,  $T_k$ ,  $\Delta T_a$ ,  $\Im_c$ ,  $\gamma_r$ ,  $T_r$ ,  $\Psi_n$  и  $(P_a/P_k)$  уточняют значение  $P_k$ , которое и принимается в качестве расчетного.

Остальные параметры, которыми приходится задаваться в расчете цикла различных ДВС, поясняются по ходу изложения схемы и методики расчета.

## 4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ

### 4.1. Процесс наполнения цилиндра

Схема расчета процесса наполнения цилиндров Д с различными системами наддува приведена в табл. 4.1. К ней необходимо сделать следующие пояснения.

П.21. Сопротивление воздушного фильтра на входе в компрессор обычно не превышает  $\Delta P_o = 0,001...0,003$  МПа.

Пп. 23, 24, 28. Сопротивление ВО по требованиям ГОСТа должно находиться в пределах:  $\Delta P_{ox} = \Delta P_{ox1} = \Delta P_{ox2} = 0,001...0,006$ ; меньшие значения  $\Delta P_{ox}$  относятся к МОД и СОД, где габариты ВО не имеют жестких ограничений. При отсутствии ВО<sub>1</sub>, естественно,  $\Delta P_{ox1} = 0$ . В схеме 2-ГТН в первом приближении полагают  $\pi_{k1} = \pi_{k2}$ . В этом случае целесообразно наряду с  $\Delta P_{ox1}$  задать суммарное относительное понижение давления в ВО<sub>1</sub> и ВО<sub>2</sub> –  $\sigma_{ox} = 0,96...0,99$  (см.п.24). Значения  $\Delta P_{ox1}$  и  $\sigma_{ox}$  следует задавать взаимосвязано, т.е. большим  $\Delta P_{ox1}$  назначать меньшие  $\sigma_{ox}$ . При задании  $\sigma_{ox}$  в схеме наддува 2-ГТН сопротивление ВО ( $\Delta P_{ox}$ ) подсчитывается по формуле, приведенной в п.28. Для схемы наддува КН  $\Delta P_{ox1}$  и  $\Delta P_{ox2}$  задают произвольно в указанных выше пределах, см. пп. 23 и 28. Аналогично можно поступить и для схемы 2-ГТН, но в этом случае искомыми параметрами уже будут  $\sigma_{ox}$ ,  $\pi_{k1}$  и  $\pi_{k2}$ .

П.25. Степень повышения давления в приводном компрессоре ПК<sub>2</sub> – второй ступени сжатия – обычно не превышает  $\pi_{k2} = 1,05...1,2$ , что обеспечивает уменьшение затрат мощности на привод ПК. Для схемы 2-ГТН  $\pi_{k2}$  находится по формуле, справедливой при условии  $\pi_{k2} = \pi_{k1}$ .

П.26. В схеме КН давление за К<sub>2</sub> при отсутствии ВО<sub>2</sub> есть одновременно и давление на входе в Д, т.е.  $P_{k2} = P_k$ ; при наличии ВО<sub>2</sub> –  $P_{k2} = P_k + \Delta P_{ox2}$ .

Пп.31 и 35. Адиабатный КПД центробежных К можно принимать в зависимости от размеров и производительности в пределах  $\eta_{ak} = \eta_{ak1} \sim \eta_{ak2} = 0,72...0,86$ , где  $\eta_{ak} \sim 0,72...0,76$  имеют К с безлопаточным диффузором диаметром  $D_2 < 100$  мм.

В качестве приводных ПК в схемах КН могут использоваться также поршневые и роторно-лопастные К, особенно в ПОД и ВОД. Для них  $\eta_{ak}$  в первом приближении можно принимать: в поршневых ПК –  $\eta_{ak2} = 0,72...0,85$ ; в роторно-лопастных –  $\eta_{ak2} = 0,65...0,80$ .

Пп. 33 и 37. Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха целесообразно использовать при  $T_k'$  и  $T_{k2}$  больше (330...340) К, при этом понижение температуры в ВО следует выбирать так, чтобы температура воздуха за ВО была не ниже 310...320 К.

П. 39. Температура начала сжатия  $T_a$  может быть подсчитана с учетом коэффициента  $\zeta_c$ , характеризующего различие теплоемкостей воздуха и остаточных продуктов горения ( $\zeta_c \sim 1,02 + 0,1 (2,4 - \alpha)$ ) или по упрощенной формуле

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Значения  $\Delta T_a$ ,  $\gamma_r$  и  $T_r$  приняты ранее (см. табл.3.2 и пар. 3).

Таблица 4.1

### Расчет процесса наполнения

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула, источник	Примечание
1	2	3	4	5	6
21	Соппротивление воздушного фильтра на входе в Д, в К или К <sub>1</sub>	$\Delta P_o$	МПа	Задано	ЧД; ЧН; ДД; ДН
22	Давление на входе в Д, в К или К <sub>1</sub>	$P_o'$	МПа	$P_o - \Delta P_o$	"-
23	Соппротивление $BO_2$	$\Delta P_{ox2}$	МПа	Задано	2-ГТН; КН
24	Относительное сопротивление $BO_1$ и $BO_2$	$\sigma_{ox}$	-	Задано	2-ГТН
25	Степень повышения давления в К <sub>2</sub>	$\pi_{k2}$	-	Задано	КН
				$\sqrt{\frac{P_k}{\sigma_{ox} P_o'}}$	2-ГТН
26	Давление за К <sub>2</sub>	$P_{k2}$	МПа	Равно $P_k$	КН; $BO_2$ нет
				$P_k + \Delta P_{ox2}$	2-ГТН; КН
27	Давление на входе в К <sub>2</sub> и на выходе из $BO_1$	$P_{k1}$	МПа	$\frac{P_{k2}}{\pi_{k2}}$	2-ГТН; КН

Продолжение табл.4.1

1	2	3	4	5	6
28	Сопротивление ВО или ВО <sub>1</sub>	$\Delta P_{ox}$	МПа	Задано	МН; ГТН; КН ГТМ
		$\Delta P_{ox1}$	МПа	$\frac{P_K}{\sigma_{ox} \pi_{K2}} - P_{K1}$	2ГТН
29	Давление за К или К <sub>1</sub>	$P'_K$	МПа	$P_K + \Delta P_{ox}$	МН; ГТН; ГТМ
				$P_{K1} + \Delta P_{ox1}$	2-ГТН; КН
30	Степень повышения давления в К или К <sub>1</sub>	$\pi_K$	-	$\frac{P'_K}{P_o}$	МН; ГТН; ГТМ
		$\pi_{K1}$	-		2-ГТН; КН
31	Адиабатный КПД К или К <sub>1</sub>	$\eta_{ак}$	-	Задано	МН; ГТН; ГТМ
		$\eta_{ак1}$	-	Задано	2-ГТН; ГТМ
32	Температура воздуха после сжатия в К или К <sub>1</sub>	$T'_K$	К	$T_o(1 + \frac{\pi_K^{0,286} - 1}{\eta_{ак}})$	МН; ГТН; ГТМ
				$T_o(1 + \frac{\pi_{K1}^{0,286} - 1}{\eta_{ак1}})$	2-ГТН; КН
33	Понижение температуры воздуха в ВО или ВО <sub>1</sub>	$\Delta T_{ox}$	К	Задано	МН; ГТН; ГТМ; КМ
		$\Delta T_{ox1}$	К	Задано	2-ГТН
34	Температура воздуха за ВО или ВО <sub>1</sub>	$T_K$	К	$T'_K - \Delta T_{ox}$	МН; ГТН; ГТМ
				$T'_K - \Delta T_{ox1}$	2-ГТН; КН

Продолжение табл.4.1

1	2	3	4	5	6
35	Адиабатный КПД $K_2$	$\eta_{ак2}$	-	Задано	2-ГТН; КН
36	Температура воздуха за $K_2$	$T_K$	К	$T_{K1} \left(1 + \frac{\pi_{K2}^{0,286} - 1}{\eta_{ак2}}\right)$	КН; $VO_2$ нет
		$T_{K2}$			2-ГТН
37	Понижение температуры воздуха в $VO_2$	$\Delta T_{ox2}$	К	Задано	2-ГТН; КН
38	Температура воздуха за $VO_2$	$T_K$	К	$T_{K2} - \Delta T_{во2}$	2-ГТН; КН
39	Температура начала сжатия	$T_a$	К	$\frac{T_K + \Delta T_a + \zeta_c \gamma_r T_r}{1 + \zeta_c \gamma_r}$	ДД; ЧН; ДН
				$\frac{T_o + \Delta T_a + \zeta_c \gamma_r T_r}{1 + \zeta_c \gamma_r}$	ЧД
				$P_a = \left(\frac{P_a}{P_o}\right) P_o$	ЧД
40	Давление в начале сжатия	$P_a$	К	$P_a = \left(\frac{P_a}{P_K}\right) P_K$	ЧН; ДН
				$P_a \approx 0,5(P_K + P_r)$	ДД; ДН контурная продувка
41	Коэффициент наполнения, относенный к полному ходу поршня	$\eta_n$	-	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_a(1 + \gamma_r)}$	ЧД
			-	$\frac{\varepsilon P_a T_K}{(\varepsilon - 1) P_K T_a (1 + \zeta_c \gamma_r)}$	ЧН
		$\eta_n$	-	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_K} \frac{T_K(1 - \psi_n)}{T_a(1 + \zeta_c \gamma_r)}$	ДН

Продолжение табл.4.1

1	2	3	4	5	6
42	Коэффициент избытка продувочного воздуха	$\varphi_K$	-	$\varphi_a \cdot \eta_n$	ЧН; ДН
43	Суммарный коэффициент избытка воздуха	$\alpha_\Sigma$	-	$\alpha \cdot \varphi_a$	ЧН; ДН

П.40. Давление на выпуске в двухтактном Д с контурной продувкой, но без ГТН равно  $P_r = P_o + \Delta P_r$ , где  $\Delta P \approx 0,002...0,04$ ; в ДН с ГТН  $P_r \approx P_\tau \approx (0,82...0,90)P_K$ .

П.41. Коэффициент наполнения ДН относят к полному ходу поршня и при расчете используется значение  $\Psi_n$ .

## 4.2. Процесс сжатия в цилиндре

Схема и порядок расчета процесса сжатия представлены в табл. 4.2. Ниже даются краткие пояснения по ходу расчета.

Пп. 44 и 45. Здесь приведены исходные **уравнения средних мольных изохорных теплоемкостей** для воздуха и "чистых" продуктов сгорания при  $\alpha = 1,0$ , используемые в дальнейшем для расчета коэффициентов  $a_{vi}$  и  $v_i$  в уравнениях теплоемкости смеси в зависимости от состава. Уравнения обеспечивают достаточную точность инженерных расчетов в диапазоне температур от 273 до 2000 К. Уравнение в п.45 справедливо для продуктов сгорания дизельного топлива среднего состава (см. п.50).

П.46. По этому уравнению определяются значения коэффициентов  $a_{vc}$  и  $v_c$  в уравнении теплоемкости  $\overline{C}_{vc}''$  по составу смеси на ходе сжатия. Значения  $a_{vc}$  и  $v_c$  получаются чуть больше коэффициентов 19,26 и 0,00251, соответственно, уравнения  $\overline{C}_v'$  для воздуха (см. п.44). Поэтому определение  $\overline{C}_{vc}''$  проводится только в тех случаях, когда  $\gamma_r > 0,06$ ; если  $\gamma_r \leq 0,06$ , – расчет  $K_1$  (см. п.47) ведется по уравнению теплоемкости для воздуха.

П.47. Значение  $K_1$  находится последовательными приближениями; в первом приближении полагают  $K_1 = 1,37$ .

Таблица 4.2

**Расчет процесса сжатия**

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула	Примечание
44	Уравнение средней мольной изохорной теплоемкости воздуха	$\overline{C}_v'$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$19,26 + 0,00251T$	
45	Уравнение средней мольной изохорной теплоемкости "чистых" продуктов сгорания	$\overline{C}_v''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$20,473 + 0,0036T$	Дизельное топливо среднего состава
46	Уравнение теплоемкости смеси на ходе сжатия	$\overline{C}_{vc}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\frac{\gamma_r \overline{C}_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \overline{C}_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} + b_c T$	$\gamma_r \geq 0,06$
47	Средний показатель адиабаты сжатия	$(K_1 - 1)$	-	$\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (\varepsilon^{K_1 - 1} + 1)}$	$\gamma_r \geq 0,06$
		"-"	-	$\frac{831,4}{1926 + 0,251T_a (\varepsilon^{K_1 - 1} + 1)}$	$\gamma_r \leq 0,06$
48	Давление в конце сжатия	$P_c$	МПа	$P_a \varepsilon^{n_1}$	ЧД; ДД; ЧН; ДН
49	Температура в конце сжатия	$T_c$	К	$T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = \frac{T_a P_c}{\varepsilon P_a}$	ЧД; ДД; ЧН; ДН

По экспериментальным данным [3] действительные значения показателя политропы сжатия  $n_1$  могут быть:  $n_1 = K_1 \pm (0,001...0,005)$ ; для ЧД (СОД, ПОД) –  $n_1 \approx 1,36...1,38$ ; ЧН (СОД, ПОД, ВОД) –  $n_1 = 1,37...1,42$ ; ДН (с прямоточными продувками ПОД, ВОД) –  $n_1 \approx 1,37...1,39$ ; с контурными продувками –  $n_1 \approx 1,35...1,37$ ; для ЧД и ЧН АТД –  $n_1 \approx 1,36...1,38$ . Скорректированные значения  $n_1$  используются для расчетов по пп.48 и 49.

#### 4.3. Процесс сгорания

Схема расчета параметров процесса сгорания приводится в табл.4.3.

П.50. Средний состав дизельного топлива задан в весовых долях на 1 кг топлива. Для этого же состава справедливы и приводимые ниже значения величин и формулы, отмеченные звездочками).

В расчетах может быть использовано и топливо, отличное от топлива среднего состава. Массовые доли углерода, водорода, кислорода, серы и остаточной воды в топливе могут составить, соответственно:  $C = 0,85...0,87$ ;  $H = 0,12...0,13$ ;  $O = 0,002...0,01$ ;  $S = 0,001...0,025$ ;  $W \sim 0,001...0,01$ . Разумеется, при любом составе топлива сумма всех относительных масс должна быть равна 1.000.

Использование топлива иного состава несколько увеличивает погрешности расчета, так как принятое уравнение средней молярной теплоемкости для "чистых" продуктов сгорания (см. п.45) справедливо только для дизельного топлива среднего состава.

Принятый массовый состав топлива записывается в столбце 5 п.50.

П.51. Для топлива среднего состава низшая теплота сгорания  $Q_n$  принимается равной 42700 кДж/кг (в соответствии с нормативом ISO); для топлива принятого состава  $Q_n$  рассчитывается по формуле Менделеева Д.И.

П.52. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания – для топлива среднего состава принимается равным 0,495 кмоль/кг; для топлива принятого состава рассчитывается по приведенной формуле.

П.54. Приращение объема газа при сгорании топлива принятого состава  $\Delta M$  определяется по приведенному соотношению.

П.55. Химический коэффициент молекулярного изменения определяется по приведенным формулам в соответствии со средним или принятым составом топлива.

Таблица 4.3

## Расчет процесса сгорания

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула
1	2	3	4	5
50	Массовый состав топлива	C, H, O, S, W	кг/кг	Средний состав: C=0,87; H=0,126; O=0,004 <sup>*)</sup> Принятый состав: C= ; H= ; O= ; S= ; W=
51	Низшая теплота сгорания	Q <sub>н</sub>	кДж/кг	Задано: 42700 33913C + 102995H - 10885(O-S) - 2512W
52	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания	L <sub>о</sub>	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	0,495 <sup>*)</sup> ; $\frac{1}{0,2095} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4,03} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$
53	Действительное количество воздуха для сгорания	L	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$\alpha L_o$
54	Приращение объема газа при сгорании топлива принятого состава	$\Delta M$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$\frac{H}{4} + \frac{O}{32} = \frac{8H + O}{32}$
55	Химический коэффициент молекулярного изменения	$\beta_o$	-	$\left( 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_o} \right); \left( 1 + \frac{0,064}{\alpha} \right)^{*)}$
56	Действительный коэффициент молекулярного изменения	$\beta$	-	$\frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$
57	Доля топлива, сгоревшего к точке z	x <sub>z</sub>	-	$\xi_z / \xi$

Продолжение табл.4.3

1	2	3	4	5
58	Коэффициент молекулярного изменения в точке z	$\beta_z$	-	$1 + \frac{(\beta_o - 1)}{1 + \gamma_r} x_z$
59	Уравнение средней мольной изохорной теплоемкости смеси в точке z	$\bar{C}_{vz}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\frac{(M x_z + \gamma_r) \bar{C}_v'' + [\alpha (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \bar{C}_v'}{\alpha (1 + \gamma_r) + (M - 1) x_z} = a_{vz} + b_z T$
60	Уравнение средней мольной изохорной теплоемкости в конце сгорания, точка в	$\bar{C}_{vb}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\frac{(M + \gamma_r) \bar{C}_v'' + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r) \bar{C}_v'}{\alpha (1 + \gamma_r) + (M - 1)} = a_{vb} + b_b T$
61	Теплота сгорания топлива, приведенная к абсолютному нулю температур	$Q_H'$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$Q_H + L(1 + \gamma_r)[\beta_z(a_{vz} + 288 b_z) - a_{vc} + 288 b_c] 288 \approx 1,01 Q_H$
62	Степень повышения давления	$\lambda$	-	$P_z / P_c$
63	Уравнение средней мольной изобарной теплоемкости в точке z	$\bar{C}_{pz}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\bar{C}_{vz}'' + 8,314 = (a_{vz} + 8,314) + b_z T_z = a_{pz} + b_z T_z$
64	Максимальная температура сгорания	$T_z$	К	$\frac{\xi_z Q_H'}{\alpha L_0} + \frac{(19,26 + 0,00251 T_c + 8,314 \lambda) T_c}{\beta_z (1 + \gamma_r) (a_{pz} + b_z T_z)} +$ $+ \frac{\gamma_r (a_{vb} + b_b T_c + 8,314 \lambda) T_c}{\beta_z (1 + \gamma_r) (a_{pz} + b_z T_z)}$

Пп.59 и 60. По этим зависимостям рассчитываются коэффициенты  $a_{vi}$  и  $b_i$  в уравнениях теплоемкостей после подстановки в них уравнений  $\overline{C}_v'$  и  $\overline{C}_v''$  из пп.44 и 45, **при этом  $T$  остается в виде символа**. Контроль правильности определения коэффициентов  $a_{vi}$  и  $b_i$  ведется по следующим неравенствам:

$$19,26 < a_{vc} < a_{vz} < a_{vb} < 20,473;$$

$$0,00251 < b_c < b_z < b_b < 0,0036.$$

Коэффициент  $M$  в формулах пп.59 и 60 – относительное количество кмоль газа, образующегося при сгорании 1 кг топлива при теоретически необходимом количестве кмоль воздуха  $L_o$ , определяется по выражениям п.55 при подстановке  $\alpha=1$ .

П.61. Можно также полагать, что  $Q_n' \approx 1,01Q_n$ , так как ошибка не превышает 1% (по сравнению с уравнением Кирхгофа).

П.62. Степень повышения давления при сгорании составляет: МОД –  $\lambda = 1,1 \dots 1,25$ ; СОД –  $\lambda = 1,2 \dots 1,35$ ; ПОД, ВОД –  $\lambda = 1,45 \dots 1,7$ ; АТД с разделенными и полуразделенными камерами сгорания –  $\lambda = 1,3 \dots 1,45$ , с неразделенными КС –  $\lambda = 1,4 \dots 1,8$ . Если получающиеся значения  $\lambda$  не укладываются в заданные пределы, целесообразно скорректировать принятое значение  $P_z$ .

П.63. Уравнение сгорания топлива на участке  $суз$  индикаторной диаграммы имеет вид

$$\frac{\xi_z Q_{vc}'}{\alpha L_o} + (\overline{C}_{vc}' + 8,314\lambda)T_c + \gamma_z(\overline{C}_{vb}'' + 8,314\lambda)T_c = \beta_z(1 + \gamma_z)\overline{C}_{pz}''T_z$$

или

$$\begin{aligned} \frac{\xi_z Q_n'}{\alpha L_o} + (a_{vc} + b_c T_c + 8,314\lambda)T_c + \gamma_z(a_{vb} + b_b T_c + 8,314\lambda)T_c = \\ = \beta_z(1 + \gamma_z)(a_{pz} + b_z T_z)T_z. \end{aligned}$$

При подстановке в уравнение сгорания входящих в него параметров, оно приводится к виду  $AT_z^2 + BT_z - C = 0$  и решается

последовательными приближениями по выражению  $T_z = \frac{C}{AT_z + B}$

, для начала задается  $T_z \sim 1800$  К, или по известной формуле

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}.$$

#### 4.4. Процесс расширения

Последовательность расчета дается в табл.4.4.

Таблица 4.4

#### Расчет процесса расширения

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула
1	2	3	4	5
64	Степень предварительного расширения	$\rho$	-	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$
65	Степень последующего расширения	$\delta$	-	$\frac{\varepsilon}{\rho}$
66	Средний показатель политропы расширения	$n_2 - 1$	-	$8,314 \left( \frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_B \right) / \left( \frac{Q'_H (\xi - \xi_z)}{\alpha L_o \beta (1 + \gamma_r)} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vB} + b_B T_B) T_B \right)$
67	Температура в конце процесса расширения	$T_B$	К	$\frac{\beta_z T_z}{\beta \delta^{n_2 - 1}}$
68	Давление в конце процесса расширения	$P_B$	МПа	$\frac{P_z}{\delta^{n_2}}$
69	Проверка принятого значения температуры остальных газов	$T_r$	К	$T_B \left( \frac{P_r}{P_B} \right)^{\frac{n_r - 1}{n_r}}$

1	2	3	4	5
69.1	Принятое значение показателя политропы истечения газа из цилиндра	$n_r$	-	Задано
69.2	Давление в цилиндре в процессе газовойпуска	$P_r$	МПа	Задано

Пп. 66 и 67. Расчет  $n_2$  и  $T_b$  ведется последовательными приближениями. Для этого принимают  $T_b \sim 1000...1200$  К и подставляют в формулу п.66. По найденному значению  $n_2$  находят следующее приближение  $T_b$ . При расхождении величин  $T_b$  менее 5 К расчет заканчивают.

П. 69. Для проверки правильности принятого значения температуры остаточных газов в цилиндре  $T_r$  (см. п. 16 табл. 3.2) приходится задаваться значением показателя политропы для продуктов сгорания. Для обычных значений  $\alpha_\Sigma$  в дизелях ( $\sim 2,0...3,5$ ) можно принимать  $n_r \approx 1,3...1,37$ . Чем выше значение  $\alpha_\Sigma$ , тем ниже температура  $T_b$  и больше значение  $n_r$ ; так в ДН, где  $\alpha_\Sigma \gg 3,0$  значение  $n_r \approx 1,35...1,37$ .

Давление газов в цилиндре в процессе выпуска  $P_r$  в Д без наддува и при МН ориентировочно равно  $P_r \approx P_o + \Delta P_r$ , где сопротивление выпускного тракта  $\Delta P_r \approx 0,002...0,007$  МПа. В ЧН и ДН давление газов в выхлопном коллекторе перед турбиной (ГТ)  $P_T$  принято оценивать в долях от  $P_k$ : для ЧН  $P_T \approx (0,85...0,94)P_k$ , для ДН  $P_T \approx (0,82...0,92)P_k$ . Давление газов в цилиндре  $P_r \approx P_T + \Delta P_r$ , причем, чем больше  $P_k$ , тем больше и  $\Delta P_r$ .

Если расчетное значение  $T_r$  будет отличаться от принятого в п. 16 табл. 3.2 более чем на  $\pm 10$  К, то выполненную часть расчета необходимо скорректировать.

#### 4.5. Индикаторные показатели двигателя

Порядок определения индикаторных показателей двигателя дается в табл.4.5.

Таблица 4.5

## Индикаторные показатели двигателя

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула	Примечание
70	Среднее индикаторное давление цикла (для ДД и ДН – отнесенное к полезному ходу поршня)	$P_i'$	МПа	$\frac{P_c}{\varepsilon - 1} [\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} (1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}) - \frac{1}{n_1 - 1} (1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}})]$	
71	Коэффициент полноты индикаторной диаграммы	J	-	Задается	
72	Среднее индикаторное давление действительного цикла (для ДД и ДН – отнесенное к полному ходу поршня)	$P_i$	МПа	J $P_i'$	ЧД, ЧН
				$P_i' (1 - \Psi) J$	ДД и ДН с прямоточно-клапанной продувкой
				$P_i' (1 - \Psi)$	Другие ДД и ДН
73	Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$	$\frac{Kг}{кВт \cdot ч}$	$\frac{433 \eta_n P_o}{\alpha L_o P_i T_o}$	ЧД, ДД
				$\frac{433 \eta_n P_k}{\alpha L_o P_i T_k}$	ЧД и ДД; ЧН и ДН
74	Индикаторный КПД двигателя	$\eta_i$	-	$\frac{3600}{Q_n \cdot g_i}$	

П.71. Коэффициент полноты индикаторной диаграммы учитывает отклонения реального цикла от расчетного и обычно составляет  $J = 0,96...0,98$  в четырех- и двухтактных Д с прямоточно-

клапанной продувкой (в последних расчет ведется по  $\psi_n$ ). В других типах двухтактных Д можно полагать  $J \approx 1,0$  либо  $0,98...1,0$ . В Д с разделенными КС принимают  $J \approx 0,92...0,96$ , учитывая этим и затраты на перетекание рабочего тела между полостями КС.

Пп.72. При определении  $P_i$  двухтактных Д принимаются те же значения  $\Psi$ , что и при расчете  $\eta_n$  (см. п.41), при этом для Д с контурной продувкой расчет обычно ведут по  $\Psi_b$  (по закрытию выпускных окон на ходе сжатия), а для Д с прямоточно-клапанной – по  $\Psi_n$ , т.е. по закрытию продувочных окон, однако в связи с более ранним открытием выпускных клапанов вводится поправка  $J$ . В Д с противоположно движущимися поршнями расчет ведется по моменту закрытия тех окон, которые закрываются последними на ходе сжатия.

Пп. 73, 74. При определении  $g_i$  двухтактных Д в формулу надо подставлять соответственные значения  $\eta_n$  и  $P_i$ , отнесенные к полному ходу поршня. Приемлемые значения  $\eta_i$  обычно составляют не менее  $0,41...0,43$ .

#### 4.6. Агрегаты продувки и наддува

Расчет основных параметров и показателей агрегатов продувки и наддува проводится по схеме, представленной в табл. 4.6.

Пп. 75 и 78. Приведенные здесь зависимости для расчета  $\ell_{ак}$ ,  $\ell_{ак1}$  и  $\ell_{ак2}$  справедливы для воздуха при  $K= 1,4$  и  $R=0,287\text{кДж/ (кг·К)}$ .

Пп. 76 и 79. При расчетах  $\delta_k$ ,  $\delta_{k1}$  и  $\delta_{k2}$  необходимо задавать механический КПД компрессора с учетом затрат на потери в подшипниках ТК или в приводе ПК. В первом приближении можно принимать для центробежного компрессора ( $K$  в схемах ГТН, ГТМ;  $K_1$  в схеме КН;  $K_1$  и  $K_2$  в схеме 2-ГТН), см. рис.3.1 и 3.2:  $\eta_{мк} = \eta_{мк1} \sim \eta_{мк2} = 0,96...0,98$ . Для приводных компрессоров (в схемах наддува МН и КН, где используются роторно-лопастные ПК):  $\eta_{мк} \sim \eta_{мк2} = 0,87...0,94$ .

Пп.77 и 80. Значения  $\eta_{ак}$ ,  $\eta_{ак1}$ ,  $\eta_{ак2}$ ,  $\alpha_\Sigma$ ,  $Q_n$  и  $\eta_i$  принимают в соответствии с пп.31, 35, 43, 51 и 74. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания  $L_o' = 28,97 L_o$ , кг/кг топлива, где молекулярная масса воздуха  $m_b = 28,97$  кг/кмоль.

П.83. Под  $P_2$  понимается давление в выхлопном трубопроводе за ГТ для схем ГТН, ГТМ и КН; для схемы 2-ГТН – это давление за ГТ<sub>2</sub>; в схеме МН – давление за Д. Для выхлопа в атмосферу сопротивление выхлопного трубопровода обычно не превышает  $\Delta P_r \approx 0,002...0,007$  МПа, в связи с чем для  $P_2$  можно принимать значения в диапазоне  $P_2 = (0,102...0,107)$  МПа, причем большие значе-

ния соответствуют ЧН и АТД с глушителями и нейтрализаторами токсических компонентов выпускных газов.

Пп.84, 95 и 106. Показатель политропы истечения газа из цилиндра в выхлопной коллектор  $n_r$  уже принят (см. п.69.1). Для дизельных Д при  $\alpha_\Sigma \geq (2,0...3,5)$  можно полагать  $n_r \sim K_r \sim K_{T1} \sim K_{T2} \sim 1,3...1,36$ . Чем выше  $\alpha_\Sigma$ , чем ниже температуры, тем большее значение  $n_r$  или  $K_r$  следует принимать; так можно брать  $K_{T1} < K_{T2}$ , принимать более высокие  $n_r$  и  $K_r$  в двухтактных Д, где часто  $\alpha_\Sigma > 3,0$ .

Давление в выхлопном коллекторе в Д без наддува и при МН равно  $P_r = P_o + \Delta P_r$ , где  $\Delta P_r \approx 0,002...0,007$  МПа. В Д с наддувом, где используется ТК, основное сопротивление в выхлопном тракте создает лопаточный аппарат ГТ. Давление на входе в ГТ оценивается в долях от  $P_k$ : для ЧН –  $P_r = (0,85...0,94)P_k$ , а для ДН –  $P_r = (0,82...0,92)P_k$ .

П.86. Подогрев выхлопных газов в результате торможения газового потока перед сопловым аппаратом ГТ –  $\Delta T_r \approx (20...30)K$ .

П.89. Подогрев продувочного воздуха, проходящего транзитом через цилиндр в выхлопной коллектор  $\Delta T_b \approx (15...25)K$ .

П.96 и 105. Поскольку при расчете относительной мощности компрессора (см. пп.77 и 80), учтены механические потери заданием  $\eta_{mk1}$  и  $\eta_{mk2}$ ,  $\delta_{T1}$  и  $\delta_{T2}$ , необходимо использовать внутренний (адиабатный), а не эффективный КПД ГТ. Его значения можно принимать в пределах:  $\eta_{it} \sim \eta_{it1} \sim \eta_{it2} \approx 0,75...0,86$ .

Таблица 4.6

Параметры агрегатов продувки-наддува

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула	Примечание
1	2	3	4	5	6
<b>Компрессор</b>					
75	Адиабатная работа К или $K_1$	$\ell_{ак}$	кДж/кг	$1,005T_o(\pi_k^{0,286} - 1)$	МН, ГТН, ГТМ
		$\ell_{ак1}$	- "	$1,005T_o(\pi_{k1}^{0,286} - 1)$	2-ГТН, КН
76	Механический КПД К или $K_1$	$\eta_{mk}$	-	Задается	МН, ГТН, ГТМ
		$\eta_{mk1}$	-	Задается	2-ГТН, КН

Продолжение табл.4.6

1	2	3	4	5	6
77	Относительная мощность К или К <sub>1</sub>	δ <sub>к</sub>	-	$L_o' \frac{\ell_{ак} \alpha_{\Sigma}}{Q_H \eta_i \eta_{ак} \eta_{мк}}$	МН, ГТН, ГТМ
		δ <sub>к1</sub>	-	$L_o' \frac{\ell_{ак1} \alpha_{\Sigma}}{Q_H \eta_i \eta_{ак1} \eta_{мк1}}$	2-ГТН, КН
78	Адиабатная работа К <sub>2</sub>	ℓ <sub>ак2</sub>	кДж/кг	$1,005 T_{к1} (\pi_{к2}^{0,286} - 1)$	2-ГТН, КН
79	Механический КПД К <sub>2</sub>	η <sub>мк2</sub>	-	Задается	2-ГТН, КН
80	Относительная мощность К <sub>2</sub>	δ <sub>к2</sub>	-	$L_o' \frac{\ell_{ак2} \alpha_{\Sigma}}{Q_H \eta_i \eta_{ак2} \eta_{мк2}}$	2-ГТН, КН
81	Секундный расход воздуха	G <sub>в</sub>	кг/с	$\frac{g_e N_e L_o' \alpha \varphi_a}{3600}$	
82	Мощность, потребляемая компрессором	N <sub>к</sub>	кВт	$\frac{G_B \ell_{ак}}{\eta_{ак} \eta_{мк}}$	
<b>Газовая турбина</b>					
83	Противодавление на выпуске за ГТ	P <sub>2</sub>	МПа	Задается	
84	Показатель политропы истечения	n <sub>г</sub>	-	"-	
85	Расчетная температура газов в выпускном коллекторе	T <sub>г</sub> '	К	$T_B \left( \frac{P_T}{P_B} \right)^{\frac{n_g - 1}{n_g}}$	
86	Подогрев газа в результате торможения потока перед сопловым аппаратом ГТ	ΔT <sub>г</sub>	К	Задается	

Продолжение табл.4.6

1	2	3	4	5	6
87	Температура газа в коллекторе	$T_r$	К	$T_r' + \Delta T_r$	
88	Уравнение средней мольной изобарной теплоемкости продуктов сгорания	$\overline{C}_{pg}''$	К	$a_{vb} + 8,314 + v_b T_r$	
89	Подогрев продувочного воздуха, проходящего транзитом через цилиндр	$\Delta T_b$	К	Задается	
90	Температура воздуха, поступающего в коллектор	$T_b$	К	$T_k + \Delta T_b$	
91	Формула средней мольной изобарной теплоемкости воздуха	$\overline{C}_{pb}'$	$\frac{kJ}{\text{моль} \cdot K}$	$27,574 + 0,000251 T_b$	
92	Формула средней мольной теплоемкости смеси перед ГТ или ГТ <sub>1</sub>	$\overline{C}_{pt}''$	$\frac{kJ}{\text{моль} \cdot K}$	$\frac{(\varphi_a - 1)\overline{C}_{pb}' + \beta_o \overline{C}_{pg}''}{\varphi_a - 1 + \beta_o}$	
93	Расчетная температура газовой смеси перед Т или Т <sub>1</sub>	$T_t$	К	$\frac{(\varphi_a - 1)\overline{C}_{pb}' T_b + \beta_o \overline{C}_{pg}'' T_r}{(\varphi_a - 1 + \beta_o) \overline{C}_{pt}''}$	

Продолжение табл.4.6

1	2	3	4	5	6
94	Удельный расход газов в ГТ	$M_T$	$\frac{\text{кмоль}}{\text{кВт}\cdot\text{с}}$	$\frac{g_i \propto L_o (\varphi_a - 1 + \beta_o)}{3600}$	
95	Показатель адиабаты в ГТ или ГТ <sub>1</sub>	$K_T$	-	Задается	ГТН, КН
		$K_{T1}$	-	"-	ГТМ
96	Внутренний КПД ГТ или ГТ <sub>1</sub>	$\eta_{iT}$	-	Задается	2-ГТН
		$\eta_{iT1}$	-	"-	
97	Давление за ГТ <sub>1</sub>	$P_{T1}$	МПа	$\sim P_2 \sqrt{\frac{P_T P_K}{P_K P_2}}$	2-ГТН
98	Адиабатный теплоперепад в ГТ или ГТ <sub>1</sub>	$H_{aT}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль}\cdot\text{К}}$	$\bar{C}_{pT}'' \cdot T_T \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_T} \right)^{\frac{K_T-1}{K_T}} \right]$	ГТН, КН, ГТМ
		$H_{aT1}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль}\cdot\text{К}}$	$\bar{C}_{pT}'' \cdot T_T \left[ 1 - \left( \frac{P_{T1}}{P_T} \right)^{\frac{K_{T1}-1}{K_{T1}}} \right]$	2-ГТН
99	Относительная мощность ГТ и ГТ <sub>1</sub> ( $K_{и} = 1 \dots 1,5$ )	$\delta_T$	-	$H_{aT} \cdot M_T \cdot \eta_{iT} \cdot K_1$	ГТН, КН, ГТМ
		$\delta_{T1}$	-	$H_{aT1} \cdot M_T \cdot \eta_{iT1} \cdot K_1$	2-ГТН
100	Температура в адиабатном расширении за ГТ <sub>1</sub>	$T_{1ад}$	К	$T_T \cdot \left( \frac{P_{T1}}{P_T} \right)^{\frac{K_{T1}-1}{K_{T1}}}$	2-ГТН
101	Действительная температура смеси за ГТ <sub>1</sub>	$T_{T1}$	К	$T_T - (T_T - T_{1ад}) \cdot \eta_{iT1}$	2-ГТН

1	2	3	4	5	6
102	Теплоем- кость возду- ха за ГТ <sub>1</sub>	$\overline{C}_{p1}'$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$27,574 + 0,00251 T_{T1}$	2-ГТН
103	Теплоем- кость газов за ГТ <sub>1</sub>	$\overline{C}_{pg1}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$a_{vb} + 8,314 + b_b T_{T1}$	2-ГТН
104	Теплоем- кость газов перед ГТ <sub>2</sub>	$\overline{C}_{pt1}''$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\frac{(\varphi_a - 1)\overline{C}_{p1}' + \beta_o \overline{C}_{pg1}''}{(\varphi_a - 1 + \beta_o)}$	2-ГТН
105	Внутренний КПД ГТ <sub>2</sub>	$\eta_{it2}$	-	Задается	2-ГТН
106	Показатель адиабаты в ГТ <sub>2</sub>	$K_{T2}$	-	Задается	2-ГТН
107	Адиабатный теплосте- пень в ГТ <sub>2</sub>	$H_{at2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$	$\overline{C}_{pt1}'' \cdot T_{T1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_{T1}} \right)^{\frac{K_{T2}-1}{K_{T2}}} \right]$	2-ГТН
108	Относитель- ная мощ- ность ГТ <sub>2</sub>	$\delta_{T2}$	-	$H_{at2} \cdot M_T \cdot \eta_{it2}$	2-ГТН

П.97. Давление газов между турбинами ГТ<sub>1</sub> и ГТ<sub>2</sub> в схеме 2-ГТН в первом приближении определяется из условия равенства степеней расширения газов в турбинах, т.е. из условия  $\pi_{T1} = P_T / P_{T1} \approx \pi_{T2} = P_{T1} / P_2$ . При необходимости выбор  $P_{T1}$  корректируется.

Пп. 99, 108. Относительное значение мощности ГТ в схемах надува ГТН и КН  $\delta_T$  должно совпадать с относительной мощностью К или  $K_1$  по п.77, т.е. в схеме ГТН надо иметь  $\delta_T = \delta_K$ , а в схеме КН –  $\delta_T = \delta_{K1}$ . Для схемы 2-ГТН обязательно выполнение условий  $\delta_{K1} = \delta_{T2}$  и  $\delta_{K2} = \delta_{T1}$  согласно схеме на рис. 3.2,а. Допустимый небаланс в  $\delta_K$  и  $\delta_T$  не должен превышать по абсолютному значению 0,003...0,005, т.е. 0,5%. В случае небаланса расчеты по  $\delta_K$  и  $\delta_T$  корректируются путем варьирования такими параметрами, как  $\eta_{ak}$ ,  $\eta_{it}$ ,  $P_T$ ,  $\varphi_a$ ,  $K_T$  и др. В некоторых случаях приходится корректировать и расчет процесса наполнения. В системах надува ГТН, КН и 2-ГТН

в случае использования импульсных ГТ при определении  $\delta_T$  или  $\delta_{T1}$  можно учесть это обстоятельство коэффициентом импульсности  $K_{и}$   $\approx 1,02...1,15$  (большие значения для двухтактных Д). В схемах  $P_T \approx \text{const}$  обязательно принимать  $K_{и} = 1$ .

Пп. 100...108. Этот расчет необходим только для Д с двух-ступенчатым газотурбинным наддувом, т.е. для схемы 2-ГТН. По найденной температуре газов за ГТ<sub>1</sub> – Т<sub>т1</sub> (см. п. 101) находим теплосъемность смеси перед ГТ<sub>2</sub> (см. п. 104) и далее, как обычно, определяем адиабатный теплоперепад и относительную мощность ГТ<sub>2</sub>.

#### 4.7. Эффективные показатели двигателя

Последовательность расчета эффективных показателей Д приведена в табл.4.7.

Таблица 4.7

#### Определение эффективных показателей двигателя

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Формула	Примечание
1	2	3	4	5	6
109	Механический КПД собственно двигателя	$\eta_{мд}$	-	Задается	
110	Механический КПД комбинированного двигателя	$\eta_m$	-	$\eta_{мд}$	ЧД; ГТН; 2-ГТН
			-	$\eta_{мд} - \delta_k$	КН
			-	$\eta_{мд} - \delta_k + \delta_T$	ГТМ
111	Удельный эффективный расход топлива	$g_e$	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	$g_i / \eta_m$	
112	Эффективный КПД	$\eta_e$	-	$\eta_i \eta_m$	
113	Среднее эффективное давление	$P_e$	МПа	$P_i \eta_m$	

Продолжение табл. 4.7

1	2	3	4	5	6
114	Обобщенное среднее эффективное давление	$zP_e$	МПа	$z P_e$	
115	Расчетная эффективная мощность двигателя	$N_e$	кВт	$13,09 D^2 S n z P_e$	
116	Крутящий момент	$M_e$	Н·м	$9550 \frac{N_e}{n}$	
117	Комплексный показатель уровня форсирования двигателя	$N_F$	$\frac{\text{МПа} \cdot \text{м}}{\text{с}}$	$z P_e C_m$	
118	Поршневая мощность двигателя	$N_n$	$\frac{\text{кВт}}{\text{дм}^2}$	$5 z P_e C_m$	
119	Литровая мощность двигателя	$N_l$	кВт/л	$0,0167 z P_e n$	
120	Среднее давление в расчетном цикле	$(P_{ц})_{ср}$	МПа	$\frac{F_{вп}^p + F_{сж}^p + F_p^p + F_{вып}^p}{\ell_{ц}} m_p$	
121	Средняя температура в расчетном цикле	$(T_{ц})_{ср}$	К	$\frac{F_{вп}^T + F_{сж}^T + F_p^T + F_{вып}^T}{\ell_{ц}} m_T$	

П.109. Механический КПД собственно Д  $\eta_{мд}$  учитывает механические потери только в самом дизеле, без учета затрат мощности на воздухообеспечение. Значения  $\eta_{мд}$  рекомендуется принимать равными: МОД  $n = 55 \dots 250 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta_{мд} = 0,95 \dots 0,92$ ; СОД  $n = 300 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta_{мд} = 0,92 \dots 0,88$ ; ПОД  $n = 700 \dots 1200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta_{мд} = 0,87 \dots 0,82$ ; ВОД  $n \geq 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta_{мд} = 0,82 \dots 0,75$ ; АТД  $n \gg 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta_{мд} \approx 0,82 \dots 0,72$ .

Для АТД значение  $\eta_m$  может быть уточнено расчетом по формуле

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i},$$

где  $P_m$ , МПа, – среднее давление механических потерь, определяемое по формулам:  $P_m = 0,105 + 0,012 c_m$  – для Д с неразделенными КС и  $P_m = 0,105 + 0,0138 c_m$  – для Д с разделенными и полуразделенными КС;  $c_m = S \cdot n / 30$ , м/с, – средняя скорость поршня.

П.110. В четырехтактных Д без наддува (ЧД) имеем  $\eta_m = \eta_{md}$ , это же условие справедливо для всех Д с ГТН и 2-ГТН, где на всех режимах работы  $\delta_k = \delta_r$ . В двухтактных Д со схемой МН в  $\eta_m$  необходимо учесть затраты работы Д на привод ПК. Для схемы ГТМ с приводным ТК  $\eta_m$  определяется с учетом небаланса работ в ТК, т.е. по разности  $\delta_k$  и  $\delta_r$ .

П.п. 111...113. Окончательно качество расчета проверяется по полученным значениям  $g_e$ ,  $\eta_e$  и  $P_e$ , которые должны соответствовать имеющимся данным для близких по конструкции и уровню форсирования Д. В современных МОД с  $S/D \geq 3,4...4,2$  получены  $\eta_e \sim 0,47...0,52$ ; в СОД –  $\eta_e \sim 0,44...0,46$ . Значения  $\eta_e < 0,35$  могут иметь место лишь в маломощных ДВС, в Д без наддува, с разделенными КС, а также в Д при особых условиях на впуске и на выпуске.

П.п. 114...119. Приведенные здесь показатели характеризуют расчетную эффективную мощность –  $N_e$  и номинальный крутящий момент Д –  $M_e$ , уровень форсирования Д по  $P_e - zP_e$ , уровень тепловой и динамической напряженности –  $N_F$ , удельной поршневой –  $N_n$  и литровой –  $N_L$  мощности Д.

Пп.120, 121. Среднее давление в расчетном цикле  $(P_{ц})_{cp}$  характеризует нагруженность подшипников и уровень механических потерь, а средняя температура в цикле  $(T_{ц})_{cp}$  – уровень потерь теплораспределением.

Для определения значений  $(P_{ц})_{cp}$  и  $(T_{ц})_{cp}$  необходимо рассчитать суммарные площади соответствующих диаграмм. Площади диаграмм впуска и выпуска,  $mm^2$ , для ЧД и ЧН подсчитываются по выражениям:  $F_{вп}^p = (h)_{p_a} \ell_s$  и  $F_{вп}^t = (h)_{T_a} \ell_s$ ;  $F_{вып}^p = (h)_{p_r} \ell_s$  и  $F_{вып}^t = (h)_{T_r} \ell_s$ , где  $h$  – ординаты, соответственно,  $P_a$ ,  $T_a$  и  $P_r$ ,  $T_r$ ,  $\ell_s$  – длина абсциссы, мм, соответствующая полному ходу поршня  $S$ . Площади  $F_{сж}^p$  и  $F_{сж}^t$ ,  $F_p^p$  и  $F_p^t$ ,  $mm^2$  определяются планиметрированием под кривыми  $P_{сж} = f(V)$  и  $T_{сж} = f(V)$ ,  $P_p = f(V)$  и  $T_p = f(V)$  до оси абсцисс также на участке полного хода поршня  $\ell_s$ . Естественно, для Ч и ЧН в знаменателе выражений пп. 120 и 121  $\ell_{ц} = 4\ell_s$ ; для

двухтактных Д –  $\ell_{\text{ц}} = 2\ell_{\text{с}}$ ;  $m_p$ , МПа/мм и  $m_r$ , К/мм – масштабы диаграмм.

#### 4.8. Определение размеров цилиндра двигателя

Если значения диаметра  $D$  и хода поршня  $S$  проектируемого Д не заданы, а полученные расчетом значения  $g_e$ ,  $\eta_e$  и  $P_e$  не выходят за допустимые пределы для данного типа Д, можно переходить к определению основных размеров Д (табл. 4.8).

Таблица 4.8

#### Определение размеров цилиндра двигателя

$C_m$ , м/с	$S = \frac{30 \cdot (C_m)_k}{n}$ , м	$i =$		$i =$		$i =$	
		$D$ , м	$S/D$	$D$ , м	$S/D$	$D$ , м	$S/D$
$(C_m)_1$							
$(C_m)_2$							
.							
.							
.							
$(C_m)_k$							

С этой целью, учитывая тип и назначение Д, задаются несколькими значениями средней скорости поршня  $C_m$  и находят соответствующие им значения хода поршня  $S$  по заданной частоте вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup>. Затем задают несколько значений числа цилиндров  $i$  и подсчитывают соответствующую им цилиндровую мощность по выражению  $N_{\text{ец}} = N_e / i$ . Далее, в зависимости от тактности Д, определяют диаметр цилиндра и отвечающее ему отношение  $S/D$ . Расчетные формулы для определения  $D$  имеют вид:

ЧД, ЧН

$$D = 0,3909 \sqrt{\frac{N_{\text{ец}}}{S \cdot n \cdot P_e}};$$

ДД, ДН

$$D = 0,2764 \sqrt{\frac{N_{\text{ец}}}{S \cdot n \cdot P_e}};$$

ДД, ДН с ПДП

$$D = 0,2764 \sqrt{\frac{N_{\text{ец}}}{(S_n + S_b) \cdot n \cdot P_e}},$$

где  $S$ ,  $D$  – в м,  $N_{\text{ец}}$  – кВт/цил.,  $n$  – мин<sup>-1</sup>,  $P_e$  – МПа. Последняя формула применяется для определения  $D$  в двухтактных Д с противоположно движущимися поршнями (ПДП), а  $S_n$  и  $S_b$  – соответственно, ход продувочного и выпускного поршня.

Из найденных значений  $S$  и  $D$  выбирают такое их сочетание, которое в наибольшей степени удовлетворяет предполагаемому назначению и типу Д. При выборе  $c_m$ ,  $i$  и отношения  $S/D$  можно руководствоваться следующими примерными рекомендациями:

МОД –  $n = 55...250$  мин<sup>-1</sup>,  $c_m = 7,5...8,5$  м/с,  $i = 4...12$ ,  $S/D = 3,2...4,2$  (4,4);

СОД –  $n = 300...600$  мин<sup>-1</sup>,  $c_m = 8,5...9,5$  м/с,  $i = 6...18$ ,  $S/D = 1,2...1,7$  (2,0);

ПОД –  $n = 700...1200$  мин<sup>-1</sup>,  $c_m = 8,5...12$  м/с,  $i = 4...20$  (24),  $S/D = 1,0...1,4$ ;

ВОД –  $n = 1500...2500$  мин<sup>-1</sup>,  $c_m = 10...13,5$  м/с,  $i = 4...12$  (56),  $S/D = 0,9...1,2$ ;

АТД –  $n = 1500...4800$  мин<sup>-1</sup>,  $c_m = 10...15$  м/с,  $i = 2...8$  (12),  $S/D = 0,8...1,1$  (1,2).

В СОД, ПОД, ВОД при V-образной компоновке возможные значения  $i$  составляют:  $i = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20$  (24). Для H-образной (двухрядной) и звездообразной компоновки цилиндров возможны  $i = 4, 5, 6, 7, 8, 12, 14, 16 \dots$  (42, 56).

Окончательно принимаемые  $D$  и  $S$  округляются до целых значений, близких к наиболее употребительным значениям  $D$  и  $S$  в серийных дизелях. Для АТД размеры  $D$  и  $S$  могут содержать и десятые доли мм, что обусловлено требованием обеспечения заданного литража Д.

При необходимости обратным пересчетом корректируется окончательное значение  $P_e$ . Если размеры  $D$  и  $S$ , а также число цилиндров  $i$  заданы (см. табл.2.1, вариант 1), то расчет по табл.4.8 можно не производить.

#### 4.9. Построение индикаторной и температурной диаграмм

Тепловой расчет завершается построением индикаторной диаграммы – зависимости  $P = f(V)$ , а также диаграммы температур в расчетном цикле – функции  $T = f(V)$ , которые служат исходной базой для динамического и прочностного расчетов и расчета процесса теплообмена в курсовом проектировании Д.

Построение диаграмм рекомендуется проводить аналитическим способом, что обеспечивает большую точность последующих расчетов. Порядок расчетов к построению диаграмм  $P = f(V)$  и  $T = f(V)$  показан в табл.4.9. Для построения диаграмм наиболее удобен масштаб, когда объем  $V_a$  равен 200...270 мм, а ординаты

$P_z = 100 \dots 180$  мм,  $T_z = 180 \dots 220$  мм. На оси (осях) ординат диаграмм необходимо указать масштаб по давлениям и масштаб по температурам или нанести масштабную сетку. Расчет линии сжатия ведется от  $\varepsilon_x = 1$  до  $\varepsilon_x = \varepsilon$ , при этом для  $\varepsilon_x = 1$  имеем  $P_{сжх} = P_a$ ,  $T_{сжх} = T_a$ , а для  $\varepsilon_x = \varepsilon$  имеем  $P_{сжх} = P_c$  и  $T_{сжх} = T_c$ . Для линии расширения давления и температуры рассчитываются в интервале  $\varepsilon_x$  от 1 ( $P_{рх} = P_b$ ,  $T_{рх} = T_b$ ) до  $\varepsilon_x = \delta$ , когда  $P_{рх} = P_z$ ,  $T_{рх} = T_z$ . Как объемы, так и давления, температуры по табл. 4.9 можно сразу определять в масштабе чертежа, т.е. в миллиметрах. В этом случае вместо истинных значений  $P_a$ ,  $P_b$  и  $T_a$ ,  $T_b$  подставляются их значения с учетом масштаба по оси ординат.

Порядок построения диаграмм иллюстрируется рис.4.1 - для четырехтактных, а рис.4.2 - для двухтактных Д.

Для построения диаграмм проводим координатные оси и откладываем в выбранном масштабе  $V_a$ ,  $P_a$  или  $P_k$ . Если  $V_a$  равен а (мм) чертежа, тогда последовательно находим:

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{a}{\varepsilon}; \quad V_x = \frac{V_a}{\varepsilon_x}; \quad V_z = \rho V_c = \frac{a\rho}{\varepsilon}.$$

По известным давлениям  $P_a$ ,  $P_c$ ,  $P_z$  и  $P_b$  наносим на диаграмму исходные расчетные точки а, с, z, в. После этого, используя данные табл.4.9, наносим промежуточные значения  $P_{сжх}$  и  $P_{рх}$  и строим политропы сжатия и расширения.

Аналогично, по известным температурам  $T_a$ ,  $T_c$ ,  $T_z$  и  $T_b$  наносим на диаграмму температур соответствующие точки, а затем – промежуточные значения  $T_{сжх}$  и  $T_{рх}$  и строим температурные кривые на участках сжатия и расширения. Температура в точке у –  $T_y = \lambda T_c$ .

Расчетная диаграмма  $P = f(V)$  четырехтактного Д скругляется в районе ВМТ и НМТ, как показано на рис.4.1; кроме того, наносится линия, соответствующая выталкиванию газов и впуска воздуха в цилиндр. Аналогично строится и диаграмма  $T = f(V)$ . Линии, осредняющие точки на диаграммах сжатия и расширения, проводятся с использованием лекала.

Таблица 4.9

К построению диаграмм давлений и температур в цилиндре

$\varepsilon_x = \frac{V_a}{V_x}$	$V_x = \frac{V_a}{\varepsilon_x}$	$\varepsilon_x^{n_1}$	$P_{сжх} = P_a \cdot \varepsilon_x^{n_1}$	$\varepsilon_x^{n_1-1}$	$T_{сжх} = T_a \varepsilon_x^{n_1-1}$	$\varepsilon_x^{n_2}$	$P_{рх} = P_b \cdot \varepsilon_x^{n_2}$	$\varepsilon_x^{n_2-1}$	$T_{рх} = T_b \cdot \varepsilon_x^{n_2-1}$
1,0	$V_a = V_b$	1,0	$P_a =$	1,0		1,0	$P_b =$		
1,25									
1,50									
1,75									
2,0									
2,5									
3,0									
4,0									
5,0									
7,0									
$\delta$	$V_z =$					$\delta^{n_2}$	$P_z =$	$\delta^{n_2-1} =$	$T_z =$
9,0						-	-	-	-
11,0						-	-	-	-
13,0	$V_c =$	$\varepsilon^{n_1}$	$P_c =$		$T_c =$ $T_v = \lambda T_c$	-	-	-	-

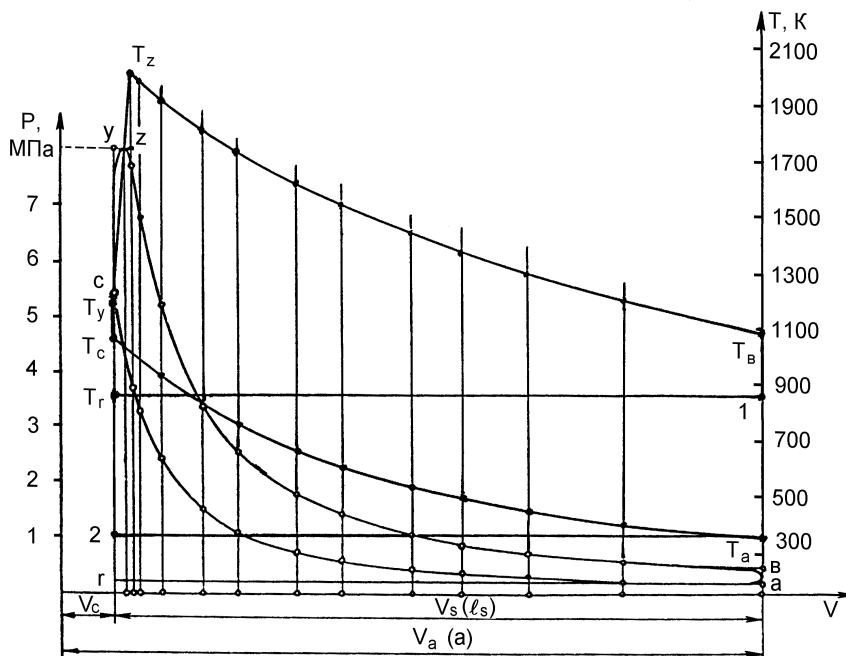


Рис. 4.1. Индикаторная и температурная диаграммы четырехтактного ДВС

Расчетное определение изменения температуры в процессе газообмена будет выполняться на следующих этапах курсового проектирования Д. Поэтому в КР ограничимся упрощенной схемой изменения температуры по ходу процесса газообмена в цилиндре. Для двухтактных Д примем два условных участка газообмена (рис.4.2): участок (в-1), имитирующий свободный выпуск (температура снижается от  $T_b$  до  $T_r$ ) и участок (1-f) – принужденный выпуск с линейным снижением температуры от  $T_r$  до  $T_a$ . Для четырехтактных Д процесс газообмена разделим на 4 участка (см. рис.4.1): участок (в-1) – свободный выпуск (температура снижается от  $T_b$  до  $T_r$ ), участок (1-r) – выталкивание отработавших газов из цилиндра поршнем,  $T_r = \text{const}$ , участок (r-2) – продувка цилиндра при перекрытии клапанов (температура снижается от  $T_r$  до  $T_a$ ) и участок (2-a) – впуск при перемещении поршня от ВМТ к НМТ,  $T_a = \text{const}$ .

Для двухтактного Д необходимо нанести "хвостовую" часть диаграммы – участок хода поршня в районе продувочных окон. По-

сколько  $V_a = V_s(1-\psi) + V_c = a$ , то отрезок, равный  $\psi V_s$  в том же масштабе, будет равен, мм

$$\psi V_s = \frac{\psi V_c(\varepsilon - 1)}{(1 - \psi)} = \frac{\psi(\varepsilon - 1)a}{(1 - \psi)\varepsilon}.$$

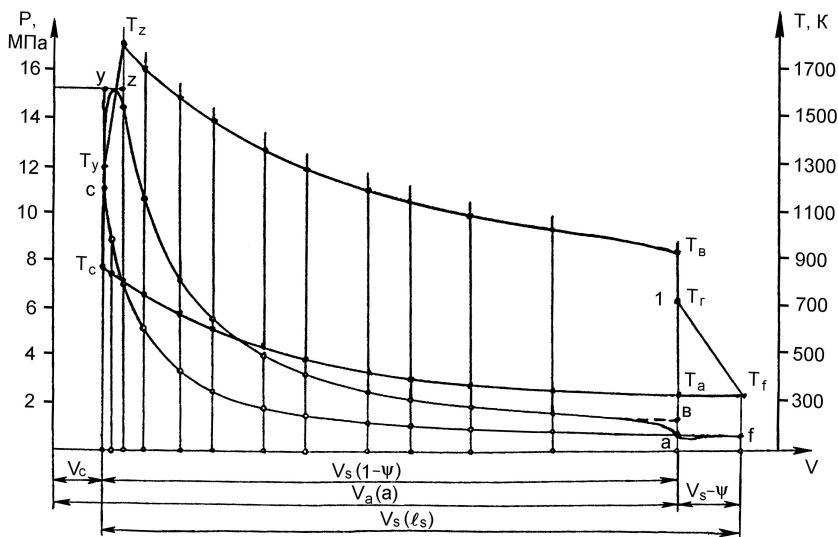


Рис. 4.2. Индикаторная и температурная диаграммы двухтактного Д с прямоточно-клапанной продувкой

Откладывая отрезок  $\psi V_s$  от точки а вправо, получаем положение НМТ поршня и далее скругляем диаграмму у ВМТ и на участке газовыпуска, как показано на рис.4.2.

По индикаторной диаграмме с помощью планиметра проверяется среднее индикаторное давление цикла, МПа, по формуле

$$P_i = \frac{F_d}{\ell_s} m_p,$$

где  $F_d$  – площадь диаграммы, мм<sup>2</sup> чертежа;  $\ell_s$  – длина диаграммы от ВМТ до НМТ, соответствующая  $V_s$ , мм;  $m_p$  – масштаб давлений по оси ординат, МПа/мм.

Расхождение найденного значения  $P_i$  по диаграмме с расчетным (см. п.72) не должно быть более 2...5%.

Напомним, что для определения средних значений давления и температуры за цикл  $(P_{ц})_{ср}$ ,  $(T_{ц})_{ср}$  необходимо выполнить планиметрирование площадей под соответствующими диаграммами на протяжении каждого такта, см. пп. 120...121.

## 5. ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Выводы по работе формулируются кратко, в тезисной форме, с нумерацией отдельных абзацев объемом не более 3...5 предложений текста в каждом, с указанием численных значений принятых и полученных параметров и показателей.

1. Формулируются условия задания (проектируемый Д, его обозначение по ГОСТ, мощность, обороты, назначение, реальные аналоги), а также цель и задачи расчета на этапе КР или домашнего задания.

2. Принятые в расчетах основные параметры и показатели, результаты их согласования ( $\varepsilon$ ,  $\psi_p$ ,  $P_e$ ,  $g_e$ ,  $P_a/P_K$ ,  $P_K$ ,  $T_K$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma_r$ ,  $T_r$ ).

3. Полученные расчетные значения параметров: процесса наполнения цилиндра ( $P_a$ ,  $T_a$ ,  $\eta_n$ ), процесса сжатия ( $n_1$ ,  $P_c$ ,  $T_c$ ), процесса горения ( $\xi_z$ ,  $x_z$ ,  $P_z$ ,  $T_z$ ), процесса расширения ( $n_2$ ,  $P_b$ ,  $T_b$ ).

4. Расчетные значения индикаторных ( $P_i$ ,  $g_i$ ,  $\eta_i$ ), эффективных и механических показателей ( $P_e$ ,  $g_e$ ,  $\eta_e$ ,  $\eta_m$ ), а также значения  $N_e$ ,  $M_e$  и  $\delta_{N_e}$  %.

5. Приводятся результаты предварительного расчета агрегатов, обеспечивающих продувку, наддув Д (тип продувочного насоса, схема наддува, тип компрессора и турбины ТК, значения  $\pi_K$ ,  $\eta_{ак}$ ,  $G_b$ ,  $\delta_K$ ,  $N_K$ ,  $P_r/P_K$ ,  $\pi_T$ ,  $\eta_{ат}$ ,  $\delta_T$ ).

6. Даются результаты планиметрирования индикаторной диаграммы ( $P_i$ , погрешность построения  $\delta_p$ , %) и определения средних за цикл значений  $(P_{ц})_{ср}$  и  $(T_{ц})_{ср}$ .

7. Приводятся показатели, характеризующие уровень форсирования Д ( $P_e$ ,  $zP_e$ ,  $zP_{e\text{ см}}$ ,  $N_n$ ,  $N_n$ ), авторская оценка результатов расчета и возможности дальнейшего совершенствования параметров и показателей расчетного цикла.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник /Под ред. А.С.Орлина, М.Г.-Круглова. М.: Машиностроение, 1983, 372 с.
2. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /Ю.Я.Фомин, А.И. Горбань и др. Л.: Судостроение, 1989, 344 с.
3. Дизели. Справочник /Под ред. В.А.Ваншейдта, Н.Н.Иванченко, Л.К. Коллерова. Л.: Машиностроение, 1977, 480 с.
4. *Плотников В.А., Коптев К.Н.* Судовые двигатели внутреннего сгорания. Основы теории ДВС. Конспект лекций. СПб: Изд. центр ГМТУ, 1995, 107 с.
5. *Гаврилов В.В.* Расчет рабочего цикла судового двигателя внутреннего сгорания на ЭВМ. Учебное пособие. СПб: Изд. центр ГМТУ, 1992, 40 с.
6. *Гордеев П.А.* Расчет рабочего цикла судового двигателя внутреннего сгорания. Методические указания. Л: Изд. ЛКИ, 1984, 34 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ.....	3
2. ЗАДАНИЕ НА ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ.....	4
3. ИСХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ.....	5
4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	13
4.1. Процесс наполнения цилиндра.....	13
4.2. Процесс сжатия в цилиндре.....	18
4.3. Процесс сгорания.....	20
4.4. Процесс расширения.....	24
4.5. Индикаторные показатели двигателя.....	26
4.6. Агрегаты продувки и наддува.....	27
4.7. Эффективные показатели двигателя.....	33
4.8. Определение размеров цилиндра двигателя.....	36
4.9. Построение индикаторной и температурной диаграмм.....	37
5. ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	42
ЛИТЕРАТУРА.....	43