МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ СССР
ЛЕНИНГРАДСКИЙ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
имени академика В. Н. ОБРАЗЦОВА

Кафедра «Теплотехника и теплосиловые установки»

ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Задание на курсовой проект
по дисциплинам «Нагнетатели и тепловые двигатели»
и «Двигатели внутреннего сгорания,
тепловозные и газотурбинные двигатели»

ЛЕНИНГРАД
1991

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

Цель выполнения курсового проекта состоит в том, чтобы студент усвоил методы теплового и динамического расчета тепловозного дизеля, ознакомился с его устройством и принципом работы.

Пояснительная записка пишется на листах формата А4 (210×297 мм) аккуратно, разборчивым почерком на одной стороне листа с обязательным оставлением полей шириной 25 мм для замечаний проверяющего проект. При выборе требуемых расчетных величин, использовании таблиц, формул, справочных материалов необходимо делать ссылку на источник информации. Рисунки выполняются на миллиметровке и должны иметь наименование; на осях координат должны быть указаны буквенные обозначения откладываемых величин с размерностями и числовые шкалы этих величин. Расчет выполняется с использованием Международной системы единиц измерений (СИ). Расчетные формулы следует писать в общем виде, подставлять в них числовые значения и без промежуточных вычислений приводить лишь окончательный результат. Буквенные обозначения, входящие в формулу, поясняются. Все вычисления следует производить с точностью до четырех значащих цифр.

Чертеж узла дизеля выполняется на чертежной бумаге с соблюдением требований ЕСКД на формате А2. Спецификация к чертежу вкладывается последним листом в пояснительную записку.

Страницы пояснительной записки, таблицы и все рисунки, вшитые в записку, нумеруются. Пояснительная записка и чертеж обязательно подписываются студентом.

Числовые значения величин, необходимых для выполнения курсового проекта, берутся из таблиц 1—3 для своего варианта, соответствующего, например, номеру студента в списочном составе учебной группы по журналу. Для проведения контрольного сравнения своих расчетных величин с соот-

ветствующими величинами дизеля-аналога, необходимо воспользоваться данными табл. 4.

Расчеты по пп. 2 и 3 содержания проекта могут быть выполнены на ЭВМ типа СМ-4, для чего следует воспользоваться программой и инструкцией к ней (прил. 1 и 2).

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

1. Содержание проекта

1. Дать описание общей компоновки дизеля-аналога, его силовой схемы, отдельных узлов и характеристик.
2. Определить основные параметры рабочего процесса двигателя; рассчитать мощность, расход топлива, воздуха и газов.
3. Построить индикаторную диаграмму рабочего процесса в координатах давление — объем.
4. Рассчитать силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме дизеля и построить графики зависимости этих сил от угла поворота коленчатого вала.
5. Для вариантов 1, 6, 10, 11, 16, 21, 25, 26 рассчитать и построить векторную диаграмму сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.
6. Выполнить чертеж узла двигателя в сборе согласно своему варианту и дать краткое описание назначения, устройства и принципа работы узла.

2. Принятые условные обозначения

D — диаметр цилиндра, м;
S — ход поршня, м;
i — число цилиндров;
τ — тактность;
n — частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$;
$\eta_м$ — механический к. п. д. двигателя;
α — коэффициент избытка воздуха для сгорания топлива;
φ — коэффициент продувки;
λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;
ε, ε_v — геометрическая и действительная степени сжатия двигателя;
P_z — наибольшее давление сгорания, МПа;
γ — коэффициент остаточных газов;
ξ — коэффициент выделения теплоты;

$M_п$ — масса поршня в сборе, кг;
$M_ш$ — масса шатуна в сборе, кг;
C, H, O, S — элементарный состав дизельного топлива в долях массы;
P, V, ВДП — рядная и V-образная компоновки дизеля или со встречно движущимися поршнями;
$Q_н$ — низшая теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг;
n_1, n_2 — показатели политропы сжатия и расширения;
$P_к$, $T_к$ — параметры воздуха перед впускными органами, МПа и К;
$P_с$, $T_с$ — параметры воздуха в конце сжатия, МПа и К;
P_i — среднее индикаторное давление, МПа;
N_e — эффективная мощность, кВт;
b_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч).

3. Исходные данные и основные параметры дизелей-аналогов

Исходные данные для выполнения курсового проекта берутся из табл. 1, 2 и 3 для своего варианта. В табл. 4 приведены основные параметры дизелей-аналогов, позволяющие осуществить контроль за достоверностью полученных при расчетах результатов.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1. Определение основных параметров рабочего процесса дизеля

Первоначальной задачей является определение давлений и температур рабочего тела в цилиндре в характерных точках индикаторной диаграммы и установление закономерностей изменения этих параметров в промежуточных точках.

Индикаторная диаграмма представляет зависимость давлений в цилиндре P от его объема V или угла поворота кривошипа φ. Характерными точками расчетной индикаторной диаграммы четырехтактного и двухтактного дизелей (рис. 1) являются:

a — начало сжатия рабочего тела;
c — конец сжатия и начало сгорания;
z — конец сгорания и начало расширения;
b — конец расширения рабочего тела.

Таблица 1

Дизели-аналоги и наименование узлов по вариантам

Варианты	Дизель-аналог		Тип тепловоза	Расположение цилиндров	Наименование узла
	Заводская марка	Обозначение по ГОСТ 4393—74			
1(16)	ПД 1	6ЧН31,8/33	ТЭМ2	Р	Поршень в сборе
2(17)	6Д49	8ЧН26/26	ТГМ6	V	Шатун в сборе
3(18)	2Д49	12ЧН26/26	—	V	Втулка цилиндра с рубашкой
4(19)	14Д40	12ДН23/30	М62	V	Коренные подшипники
5(20)	1—5Д49	16ЧН26/26	2ТЭ116	V	Охладитель воздуха
6(21)	10Д100	10ДН20,7/2×25,4	2ТЭ10Л(В)	ВДП	Форсунка
7(22)	2—5Д49	16ЧН26/26	ТЭП70	V	Топливный насос
8(23)	11Д45	16ДН23/30	ТЭП60	V	Водяной насос
9(24)	1Д49	20ЧН26/26	ТЭП75	V	Масляный насос
10(25)	Д50	6ЧН31,8/33	ТЭ1, ТЭ2	Р	Коленчатый вал
11(26)	2Д100	10Д20,7/2×25,4	ТЭ3	ВДП	Форсунка
12(27)	6Д70	6ЧН25/27	ТГМ5	V	Поршень в сборе
13(28)	3Д70	16ЧН25/27	—	V	Шатун в сборе
14(29) √	М756	12ЧН18/20	ДР1, ТГ102	V	Масляный насос
15(30)	12Д70	12ЧН25/27	ТЭ3	V	Топливный насос

Таблица 2

Числовые значения исходных параметров

Параметры	Значения параметров по вариантам														
	1 (16)	2 (17)	3 (18)	4 (19)	5 (20)	6 (21)	7 (22)	8 (23)	9 (24)	10 (25)	11 (26)	12 (27)	13 (28)	14 (29)	15 (30)
τ	4	4	4	2	4	2	4	2	4	4	2	4	4	4	4
i	6	8	12	12	16	10	16	16	20	6	10	6	16	12	12
n	12,5	16,67	16,67	12,5	16,67	14,15	16,67	13,0	18,33	12,3	14,15	16,65	16,65	25,0	14,15
D	0,318	0,26	0,26	0,23	0,26	0,207	0,26	0,23	0,26	0,318	0,207	0,25	0,25	0,18	0,25
S	0,33	0,26	0,26	0,30	0,26	2×0,254	0,26	0,30	0,26	0,33	2×0,254	0,27	0,27	0,20	0,27
φ	1,05	1,05	1,05	1,50	1,05	1,5	1,05	1,5	1,05	1,25	1,5	1,25	1,2	1,25	1,2
$\eta_{ин}$	0,81	0,85	0,88	0,82	0,87	0,81	0,88	0,82	0,88	0,843	0,77	0,83	0,90	0,853	0,89
α	1,8	1,83	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	2,01	2,05	1,92	1,85	2,1	1,92	2,1	2,1
λ	1/4	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0	1/5,2	1/4,06	1/4,26	1/4,3	1/4,6	1/5,0	1/5,0	1/4,45	1/4,4
ε	12,5	12,2	12,2	15,7	12,2	18,6	12,2	15,7	12,2	12,2	18,7	13,0	11,5	13,5	13,0
ε_v	—	—	—	13,5	—	15,1	—	13,5	—	—	15,1	—	—	—	—
γ	0,02	0,03	0,03	0,10	0,03	0,06	0,03	0,10	0,04	0,02	0,05	0,02	0,03	0,03	0,02
P_z	6,5	11,0	11,0	10,8	11,0	10,0	12,5	11,0	13,0	5,6	8,0	11,0	11,5	9,0	11,5
ξ	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,82	0,80	0,75	0,80	0,80	0,80	0,82
$M_{ш}$	54	32	32	46,2	32	35,5	32	46,2	32	54	35,5	50	50	16	50
$M_{ш}$	98	60	60	54,3	60	38,4	60	54,3	60	98	38,4	86	86	31	86
n_1	1,37	1,35	1,35	1,34	1,35	1,33	1,35	1,39	1,35	1,37	1,33	1,39	1,36	1,39	1,36
n_2	1,22	1,27	1,27	1,25	1,27	1,24	1,27	1,28	1,27	1,21	1,24	1,29	1,29	1,29	1,29

Таблица 3

Числовые значения исходных параметров

Варианты	$P_к$	$T_к$	C	H	O	S
1(16)	0,163 (0,160)	321 (318)	0,86	0,13	0,01	—
2(17)	0,18 (0,178)	343 (340)	0,86	0,13	0,008	0,002
3(18)	0,246 (0,24)	343 (338)	0,85	0,14	0,005	0,005
4(19)	0,20 (0,201)	370 (365)	0,85	0,13	0,015	0,005
5(20)	0,20 (0,195)	338 (330)	0,85	0,14	0,01	—
6(21)	0,22 (0,21)	346 (342)	0,85	0,13	0,01	0,01
7(22)	0,20 (0,19)	338 (331)	0,862	0,135	0,001	0,002
8(23)	0,223 (0,22)	380 (377)	0,861	0,132	0,006	0,001
9(24)	0,31 (0,32)	338 (342)	0,855	0,135	0,010	—
10(25)	0,135 (0,13)	318 (314)	0,852	0,147	0,007	0,004
11(26)	0,135 (0,14)	342 (350)	0,861	0,124	0,013	0,002
12(27)	0,25 (0,24)	358 (353)	0,858	0,141	0,001	—
13(28)	0,29 (0,28)	365 (359)	0,857	0,139	0,014	—
14(29)	0,17 (0,16)	318 (313)	0,852	0,143	0,011	0,004
15(30)	0,23 (0,22)	365 (359)	0,860	0,131	0,006	0,003

Таблица 4

Основные параметры дизелей-аналогов

Варианты	Параметры					
	T_c, К	P_c, МПа	T_z, К	P_i, МПа	N_e, кВт	b_e, кг/(кВт·ч)
1(16)	795	3,9	1828	1,02	880	0,225
2(17)	—	7,05	—	1,09	880	0,204
3(18)	—	7,85	—	1,265	1470	0,204
4(19)	989	6,60	1950	0,99	1470	0,218
5(20)	—	9,5	—	1,83	2250	0,214
6(21)	850	5,81	1828	1,20	2200	0,218
7(22)	—	9,5	—	1,83	2740	0,220
8(23)	941	6,0	1909	1,15	2200	0,231
9(24)	—	9,9	—	2,04	4120	0,220
10(25)	820	3,6	1753	0,92	735	0,250
11(26)	895	5,0	1893	0,80	1470	0,231
12(27)	937	8,34	1836	1,49	880	0,211
13(28)	940	10,0	1850	2,05	2940	0,207
14(29)	964	5,79	1872	1,00	736	0,220
15(30)	930	7,80	1840	1,48	1470	0,197

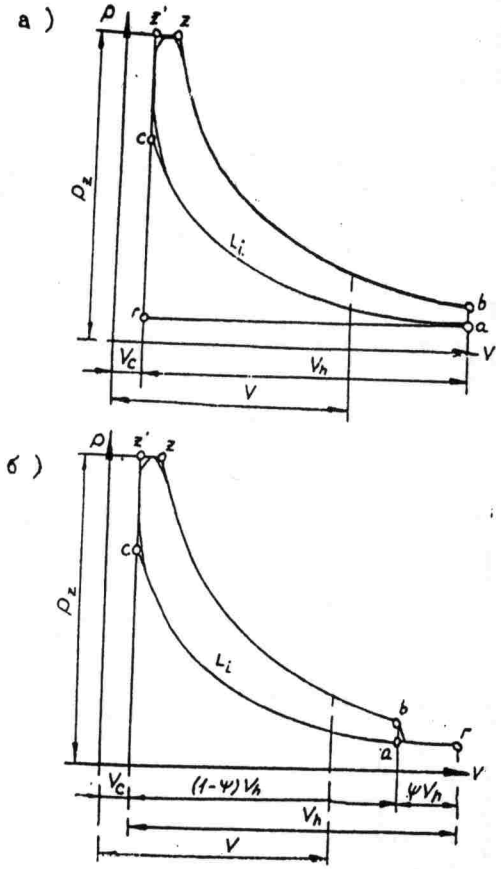

Рис. 1. Индикаторные диаграммы дизелей в координатах P — V: а — четырехтактный дизель; б — двухтактный дизель

У четырехтактного дизеля (см. рис. 1,а) точки a и b соответствуют наибольшему объему цилиндра V_a, определяемому при положении поршня в нижней мертвой точке (н. м. т.); у двухтактного дизеля (см. рис. 1,б) точки a и b соответствуют наибольшему полезному объему цилиндра V_a. Точка c всегда соответствует наименьшему объему цилиндра V_c, определяемому положением поршня в верхней мертвой точке (в. м. т.); для дизеля со встречно движущимися поршнями (ВДП) точка c соответствует внутренней объемной мертвой точке положения поршней (в. о. м. т.).

Определим объемы цилиндра, соответствующие точкам a, b и c индикаторной диаграммы.

Рабочий объем цилиндра, м³, равен

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S.$$

Для двухтактного дизеля с ВДП (табл. 1, вар. 6, 11, 21, 26) вместо S подставляется двойной ход поршня $2 \times 0{,}254$ м.

Геометрическая степень сжатия ε есть отношение наибольшего объема цилиндра $V_{макс.}$ к наименьшему $V_{мин.}$, т. е.

$$\varepsilon = \frac{V_{макс.}}{V_{мин.}} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}.$$

Действительная степень сжатия есть отношение объема цилиндра, соответствующего положению поршня в момент закрытия органов газораспределения (клапанов или окон), к наименьшему объему цилиндра

$$\varepsilon_v = \frac{V_c + (1 - \psi) V_h}{V_c}.$$

Из выражения для ε определяем объем камеры сжатия, м³,

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

где ε задано (см. табл. 2).

Из двухтактного дизеля доля потерянного хода ψ на процессы газообмена определяется из соотношения, связывающего геометрическую ε и действительную ε_v степени сжатия

$$1 - \psi = \frac{\varepsilon_v - 1}{\varepsilon - 1},$$

где ε_v задано (см. табл. 2).

Определения геометрической ε и действительной ε_v степеней сжатия справедливы как для четырехтактного, так и для двухтактного дизелей. У двухтактного дизеля значительная доля хода поршня затрачивается на процессы газообмена. Поэтому фактическое начало процесса сжатия совпадает с моментом закрытия органов газораспределения (точка a на рис. 1,б), которому соответствует объем V_a не совпадающий с н. м. т. У четырехтактного дизеля обычно впускной клапан также закрывается с запаздыванием после н. м. т. Однако при закрытии впускного клапана в процессе сжатия, когда поршень движется от н. м. т. к в. м. т., проходное сечение быстро уменьшается. Поэтому условно принимают, что

у четырехтактного дизеля начало процесса сжатия совпадает с н. м. т. (точка a на рис. 1,а).

Определим теперь объемы цилиндра, соответствующие точкам a и b:

четырехтактный дизель

$$V_a = V_b = V_c + V_h;$$

двухтактный дизель

$$V_a = V_b = V_c + (1 - \psi) V_h.$$

При расчете рабочего процесса используют много опытных коэффициентов. Поэтому соответствие между опытными и расчетными данными будет существенно зависеть от выбора этих коэффициентов.

Давление в начале сжатия по опытным данным принимают:

четырехтактный дизель — $P_a \approx (0{,}9—0{,}96) P_к$;

двухтактный дизель — $P_a \approx (0{,}95—1{,}05) P_к$, где $P_к$ задано (см. табл. 3).

Коэффициентом остаточных газов γ называют соотношение количества остаточных газов M_r к свежему заряду, т. е.

$$\gamma = \frac{M_r}{M_1}.$$

Температура рабочего тела в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_к + \Delta t + \gamma T_r}{1 + \gamma},$$

где $T_к$ — температура воздуха перед впускными органами дизеля, задана (см. табл. 3);

γ — задан (см. табл. 2).

По опытным данным можно принять:

$\Delta t = 10—15$;

$T_r = 800—900$ К — четырехтактный дизель;

$T_r = 700—800$ К — двухтактный дизель.

Коэффициентом наполнения η_v называют отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр к началу сжатия, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме V_h (для четырехтактного дизеля) или полезном объеме $(1 - \psi) V_h$ (для двухтактного дизеля) при параметрах воздуха перед впускными органами — давлении $P_к$ и температуре $T_к$.

Коэффициент наполнения для четырехтактного дизеля определяется из выражения

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a T_к}{P_к T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}.$$

Для двухтактного дизеля в этом выражении вместо геометрической степени сжатия ε подставляется действительная степень сжатия ε_v.

Коэффициент наполнения для двухтактного дизеля, отнесенный к рабочему объему цилиндра,

$$\eta_{vh} = \eta_v (1 - \psi).$$

Как следует из определения, коэффициент наполнения четырех- и двухтактного дизеля учитывает параметры рабочего тела в начале сжатия (P_a, T_a).

Давление и температуру воздуха в конце сжатия (точка c) определим по формулам:

$$P_c = P_a \varepsilon_{(v)}^{n_1};$$

$$T_c = T_a \varepsilon_{(v)}^{n_1 - 1},$$

где ε_v — степень сжатия геометрическая ε (четырехтактный дизель) или действительная ε_v (двухтактный дизель);

n_1 — средний показатель политропы сжатия, задан (см. табл. 2).

Величина n_1 зависит от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности: меньшее значение n_1 соответствует дизелю при интенсивном охлаждении цилиндров и меньшей их газоплотности.

Параметры конца сгорания (точка z) характеризуются давлением и температурой T_z; при этом P_z задано (см. табл. 2). Прежде чем определить температуру T_z, необходимо вычислить некоторые характерные величины, относящиеся к процессу сгорания, — теоретически необходимое количество воздуха L_o и L'_o — для сгорания 1 кг топлива, моль/кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0{,}21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right),$$

где C, H, S и O — элементарный состав топлива, задан (см. табл. 3).

$$L'_o = \alpha L_o m_в, \text{ кг воздуха/кг топлива},$$

где α — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива (см. табл. 2);

$m_в$ — молекулярная масса воздуха, $m_в = 28{,}97$.

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, определяется по формуле Менделеева

$$Q_н = 33\,950\ C + 103\,000\ H - 10\,900\ (O + S).$$

Химический коэффициент молекулярного изменения μ_o характеризует относительное увеличение числа молей продуктов сгорания по сравнению с числом молей воздуха, участвующего в сгорании

$$\mu_o = 1 + \frac{1}{\alpha L_o}\left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right).$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения μ характеризует относительное увеличение числа молей рабочего тела в цилиндре при сгорании топлива

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Степень повышения давления рабочего тела при сгорании топлива

$$\lambda_z = \frac{P_z}{P_c}.$$

Температура рабочего тела в конце сгорания t_z определяется из уравнения сгорания

$$\frac{\xi Q_н}{\alpha L_o(1+\gamma)} = \mu m_г c_{pmz} t_z - (mc_{vmc} + 8{,}314\lambda_z)\, t_c + \\ + 2{,}27 \cdot 10^3 (\mu - \lambda_z),$$

где $t_z = T_z - 273°$ С;

ξ — коэффициент эффективного выделения тепла до точки z (см. табл. 2);

$m_г c_{pmz}$ — средняя молярная теплоемкость при постоянном давлении продуктов сгорания жидкого топлива, определяемая при температуре t_z;

mc_{vmc} — средняя молярная теплоемкость при постоянном объеме для воздуха, определяемая при температуре t_c.

Средние молярные теплоемкости в кДж/(кмоль·град) определяют по формулам:

воздух и двухатомные газы

$$mc_{vmc} = 20{,}93 + 2{,}093 \cdot 10^{-3} t_c;$$

продукты сгорания жидкого топлива при $\alpha > 1{,}0$

$$m_г c_{pmz} = 29{,}3 + \frac{2{,}135}{\alpha} + \left(213{,}5 + \frac{92}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5} t_z.$$

Температуру t_z определяем из уравнения сгорания следующим способом. Задаем температуру t_z в первом приближении, например $t_{zo} = 1500°$ С. Вычисляем по формуле значение $m_г c_{pmz}$ и подставляем его в уравнение сгорания, из которого вычисляем t_z. Если абсолютная величина $|t_{zo} - t_z| < 20$, то последнюю температуру принимаем в качестве решения. В противном случае полагаем, что $t_{zo} = t_z$, и расчет повторяем во втором приближении.

После вычисления $T_z = t_z + 273$ К определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_z T_c}.$$

Так как по определению степень предварительного расширения

$$\rho = V_z/V_c, \text{ то } V_z = \rho V_c.$$

Заданное значение P_z и расчетные значения T_z и V_z полностью определяют параметры и положение точки z в координатах давление P — объем V.

Давление P_b и температура T_b рабочего тела в конце расширения (точка b) определяем из соотношений:

степень последующего расширения продуктов сгорания

$$\delta_{(v)} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon_{(v)}}{\rho};$$

$$P_b = P_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2}};$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2 - 1}},$$

где $\varepsilon_{(v)}$ — геометрическая ε или действительная ε_v степени сжатия, принимаемые в зависимости от тактности дизеля (ε при $\tau = 4$, ε_v при $\tau = 2$); $\delta_{(v)}$ — δ при $\tau = 4$ и δ_v при $\tau = 2$;

n_2 — средний показатель политропы расширения задан (см. табл. 2).

Величина n_2 зависит от интенсивности охлаждения цилиндра и его газоплотности.

После определения параметров характерных точек индикаторной диаграммы вычисляем показатели рабочего процесса.

Средним индикаторным давлением P_i называют отношение работы газов за цикл L_i к рабочему V_h (четырехтактный дизель $\tau = 4$) или полезному $(1-\psi)V_h$ (двухтактный дизель $\tau = 2$) объему цилиндра. Среднее индикаторное давление соответствует высоте прямоугольника, основаним которого служит рабочий V_h (четырехтактный дизель) или полезный $(1-\psi)V_h$ (двухтактный дизель) объем цилиндра, при этом площадь прямоугольника равновелика площади индикаторной диаграммы L_i.

Расчетное среднее индикаторное давление в МПа определим по формуле

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon_{(v)} - 1}\left[\lambda_z(\rho - 1) + \frac{\lambda_z\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta_{(v)}^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\times\right.$$
$$\left.\times\left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{(v)}^{n_1-1}}\right)\right].$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла P_i меньше расчетного P_{ip} вследствие наличия скруглений в точках c, z', z индикаторной диаграммы и в конце расширения.

Поэтому

$$P_i = \varphi_п P_{ip},$$

где $\varphi_п$ — коэффициент полноты диаграммы.

По опытным данным значения принимают:

четырехтактный дизель $\varphi_п = 0{,}97—0{,}99$;

двухтактный дизель:

прямоточно-щелевая продувка $\varphi_п = 1{,}0$;

прямоточно-клапанная продувка $\varphi_п = 0{,}97—0{,}99$.

Для двухтактного дизеля среднее индикаторное давление, вычисленное для полезного рабочего объема цилиндра $(1-\psi)V_h$, следует отнести ко всему рабочему объему V_h, т. е. $P_i = \varphi_п P_{ip}(1-\psi)$.

Индикаторная мощность дизеля, кВт,

$$N_i = 2\cdot 10^3 \frac{P_i V_h i n}{\tau}.$$

Индикаторным к. п. д. η_i (в цилиндре) называют отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к затраченному количеству теплоты. Этот к. п. д. четырехтактного дизеля определим по формуле

$$\eta_i = 8{,}314 \frac{\alpha L_0 P_i T_к}{Q_н \gamma_{iv} P_к}.$$

Для двухтактного дизеля вместо η_v подставляем η_{vh}.

Удельный индикаторный расход топлива кг/(кВт·ч)

$$b_i = \frac{3600}{Q_н \eta_i}.$$

Эффективные мощность N_e, кВт, к. п. д. η_e и удельный расход топлива b_e, кг/(кВт·ч), определим из выражений:

$$N_e = N_i \eta_м;$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_м;$$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_м},$$

где $\eta_м$ задан (см. табл. 2).

Если расчеты рабочего цикла произведены внимательно и удачно выбраны опытные коэффициенты, то расчетные значения эффективной мощности N_e и удельного расхода топлива b_e должны быть близки с точностью $\pm 10\%$ к значениям, представленным в табл. 4.

Часовой расход топлива дизелем, кг/ч,

$$B = b_e N_e.$$

Расход воздуха дизелем, кг/ч,

$$G_в = \varphi \alpha L_0' B,$$

где φ — коэффициент продувки (см. табл. 2).

Количество отработавших газов, кг/ч,

$$G_г = (1 + \varphi \alpha L_0')B.$$

2. Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля

Индикаторную диаграмму построим в координатах давление P — объем V (см. рис. 1). По оси абсцисс откладываем вычисленные ранее объемы V_c, V_h, V_a, ψV_h, соответствующие положению характерных точек индикаторной диаграммы. Рекомендуется объемы откладывать в масштабе 1 мм — $0{,}05\cdot 10^{-3}$ м³. По оси ординат откладываем вычисленные ранее давления, соответствующие характерным точкам индикаторной диаграммы (точки a, c, z, b). Рекомендуется давление

откладывать в масштабе 1 мм — 0,05 МПа. На осях абсцисс и ординат согласно выбранным масштабам нанесем числовые шкалы объемов и давлений. По значениям объемов и давлений находим положение характерных точек индикаторной диаграммы.

Для четырехтактного дизеля (см. рис. 1,а) в процессе наполнения цилиндра воздухом (линия $r—a$) и выпуска отработавших газов (линия $b—a—r$) условно примем, что давление по линии $r—a$ сохраняется постоянным, при этом $P_r = P_a$; соединив точку a с точкой r получим условное изображение процессов наполнения и выпуска. Для двухтактного дизеля (см. рис. 1,б) процесс газообмена изображают линией $b—r—a$, при этом также условно принимают, что $P_r = P_a$.

Далее необходимо определить координаты промежуточных точек политроп сжатия $a—c$ и расширения $z—b$. Для этого выразим значение давлений P точек этих политроп при заданном текущем объеме V:

политропа сжатия

$$P = P_a\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1};$$

политропа расширения

$$P = P_z \frac{1}{(V/V_z)^{n_2}}.$$

Задав значение текущего объема V, определим из приведенных соотношений давление P.

При заданном угле поворота коленчатого вала φ текущий объем, м³, для дизеля с одним поршнем в цилиндре

$$V = V_c + F_п S,$$

где $F_п$ — площадь поперечного сечения цилиндра, м²;

$F_п = \frac{\pi D^2}{4}$; D — диаметр цилиндра, м;

S — перемещение поршня от в. м. т., м.

Значение S, м, в зависимости от угла φ определим по формуле

$$S = R\left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi\right),$$

где R — радиус кривошипа коленчатого вала, он соответствует половине хода поршня, м, (см. та[illegible] 2).

Для дизеля с ВДП необходимо в выражение $V = f(S)$ вместо S подставлять S_Σ, учитывающее изменение объема при перемещении двух поршней. Значение S_Σ найдем следующим построением (рис. 2). В начале построим график $S = f(\varphi)$. Считаем, что эта зависимость изображает зависимость пути нижнего поршня $S_н$ от угла поворота нижнего коленчатого вала $\varphi_н$, т. е. $S_н = f(\varphi_н)$.

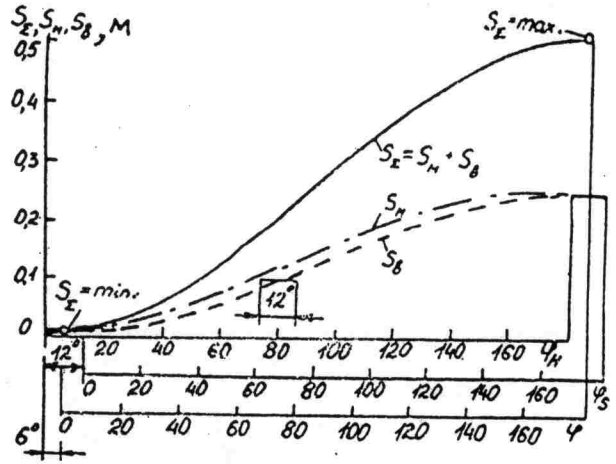

Рис. 2. Определение суммарного хода поршней дизеля со встречно движущимися поршнями

Согласно кинематике данного дизеля, верхний коленчатый вал при своем вращении отстает по фазе от нижнего вала на 12°. Это означает, что если $\varphi_н = 12°$, то $\varphi_в = 0°$. В соответствии с этим располагается шкала для углов $\varphi_в$. Будем считать, что отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равны для нижнего и верхнего шатунно-кривошипных механизмов. Тогда для зависимости $S_в = f(\varphi_в)$ необходимо сдвинуть вправо на 12° ординаты кривой $S_н = f(\varphi_н)$. Произведем алгебраическое сложение кривых и получим $S_\Sigma = S_н + S_в$. Минимум значения S_Σ будет при $\varphi_н = 6°$, а максимум — при $\varphi_н = 186°$. Введем по оси абсцисс новую координату угла φ, отсчитываемого от наибольшего сближения поршней, т. е. от $S_\Sigma = \min$. Очевидно $\varphi = \varphi_н - 6°$. Шкала φ показана на рис. 2, она используется для дальнейших построений.

Удобно для построения индикаторной диаграммы и последующих динамических расчетов все вычисления свести в таблицу, составленную по форме табл. 5. В нее заносим следующие знач[illegible] я:

столбец 1 — углы φ поворота коленчатого вала от 0° до 180° через каждые 15°. Для дизеля с ВДП заносится угол φ, отсчитываемый от наибольшего сближения поршней;

столбец 2 — перемещения поршня S ($S_z - S_{min}$ — для дизеля с ВДП);

столбец 3 — произведение $F_п S$, т. е. данные столбца 2 умножают на $F_п$;

столбец 4 — текущий объем цилиндра V, вычисленный как сумма V_c с данными столбца 3; очевидно, что при $\varphi = 0°$ $V = V_c$, а при $\varphi = 180°$ $V = V_c + V_h$;

столбец 5 — отношения V_a/V при этом для двухтактного дизеля ограничиваются только значением $V_a/V \geqslant 1$; для четырехтактного дизеля это отношение соблюдается при всех φ;

столбец 6 — $(V_a/V)^{n_1}$;

столбец 7 — текущее давление P на линии сжатия, получаемое путем перемножения давления P_a на данные столбца 6;

столбец 8 — отношения V/V_z, где V берем из столбца 4, а V_z определен при расчете рабочего цикла; очевидно, (см. рис. 1), что необходимо ограничиться только $V/V_z \geqslant 1$, а значение $V \leqslant V_a$;

столбец 9 — $(V/V_z)^{n_2}$;

столбец 10 — текущее давление P на линии расширения, получаемое путем деления P_z на данные столбца 9.

Таблица 5

Расчет политроп сжатия и расширения

				Сжатие			Расширение		
φ°	S, м	$F_п S$, м³	V, м³	$\frac{V_a}{V}$	$\left(\frac{V_a}{V}\right)^{n_1}$	P, МПа	$\frac{V}{V_z}$	$\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_2}$	P, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

При заполнении табл. 5 необходимо учесть следующие очевидные положения, вытекающие из рис. 1:

если $\varphi = 0$ (в. м. т. или в. о. м. т.), то в столбце 7 давление $P = P_c$;

если $V \leqslant V_z$, то в столбце 10 давление $P = P_z$; для двухтактного дизеля при $V \geqslant V_a$ давление $P = P_a$, а для четырехтактного это соотношение соблюдается только при $\varphi = 180°$ (н. м. т.).

По значениям объемов V (столбец 4) и давлений P (столбец 7) строим линию сжатия индикаторной диаграммы, а по данным столбцов 4 и 10 — линию расширения.

По индикаторной диаграмме определяем среднее индикаторное давление P_i. С этой целью необходимо в начале определить площадь индикаторной диаграммы (рис. 3), заключенную между линиями расширения и сжатия, т. е. в контуре $a - c - z' - z - b - a$. Площадь F_i в масштабе пропорциональна работе газов за цикл L_i.

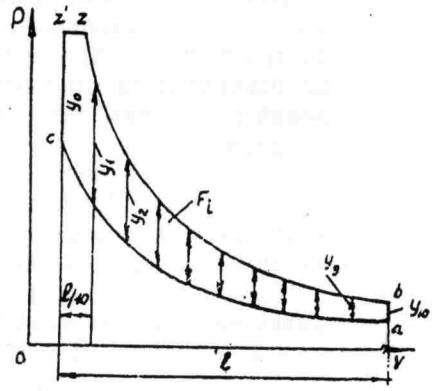

Рис. 3. Определение площади индикаторной диаграммы

Для вычисления площади F_i делим отрезок l на 10 равных частей и определяем величины ординат $y_0, y_1, \ldots y_{10}$, заключенных между линиями сжатия и расширения. Приближенное значение площади, мм², вычисляем по формуле трапеций

$$F_i = \frac{l}{10}\left(\frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + \ldots + y_9\right),$$

где l и y выражены в мм.

Средняя высота прямоугольника площадью F_i и основанием l будет, мм,

$$y_m = \frac{F_i}{l}.$$

Если на индикаторной диаграмме масштаб давлений соответствует величине m_p $\frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$, то среднее индикаторное давление, МПа, $P_i = y_m m_p$. Вычисленное из индикаторной диаграммы значение P_i должно быть близко к расчетному, определенному по формуле, что указывает на правильность построения индикаторной диаграммы.

Допускается несовпадение этих значений в пределах ±0,05 МПа.

3. Динамический расчет шатунно-кривошипного механизма

Детали шатунно-кривошипного механизма подвергаются действию сил давления газов внутри цилиндра, сил инерции поступательно и вращательно движущихся частей, сил трения на поверхностях относительного скольжения и сил сопротивлений со стороны потребителя энергии.

Значение сил и моментов необходимо знать для расчета деталей на прочность, анализа надежности и долговечности узлов и деталей дизеля в эксплуатации, оценки уравновешенности дизеля, определения возможности возникновения недопустимых колебательных явлений и др.

При определении действующих сил и моментов целесообразно находить их удельные значения, т. е. отнесенные к 1 м² площади поршня. Для определения величины полной силы или момента необходимо умножить удельную силу или момент на площадь поршня, выраженную в м².

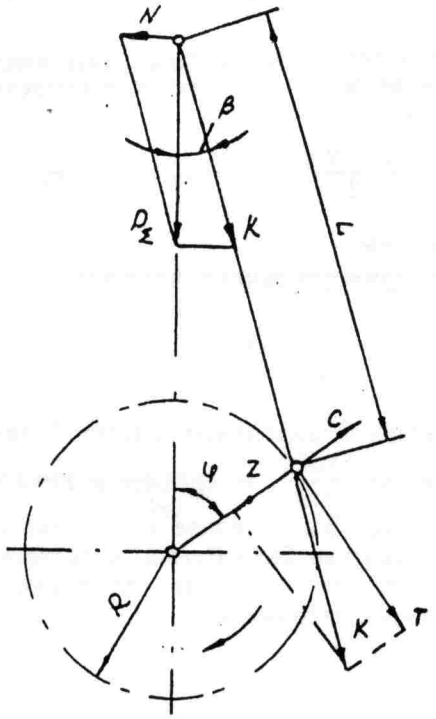

Рис. 4. Силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме

Рассмотрим изменение удельных сил и моментов, действующих в шатунно-кривошипном механизме в зависимости от угла поворота кривошипа.

Суммарная удельная сила P_Σ, приложенная в центре поршневого пальца, МПа, (рис. 4) определяется как алгебраическая сумма двух сил, т. е.

$$P_\Sigma = P_\Gamma + P_j,$$

где P_Γ — сила от давления газов на поршень;

P_j — удельная сила инерции поступательно движущихся масс.

Положительными будем считать силы, направленные от поршня к коленчатому валу.

Сила давления газов P_Γ алгебраически складывается из давления газов на поршень со стороны камеры сгорания P и давлением воздуха со стороны картера P_0, т. е.

$$P_\Gamma = P - P_0,$$

где $P_0 \approx 0{,}1$ МПа.

Зависимость изменения давления газов в цилиндре P от угла поворота кривошипа φ задана индикаторной диаграммой.

Удельные силы инерции поступательно движущихся масс, МПа, определяем по формуле

$$P_j = -10^{-6}\frac{M_{\Sigma п}}{F_п} j,$$

где $M_{\Sigma п}$ — масса поступательно движущихся частей, кг;

$F_п$ — площадь поршня, м²;

Ускорение поршня j, м/с², в зависимости от угла φ определяем по формуле

$$j = R\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi),$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала, с$^{-1}$; $\omega = 2\pi n$.

Масса $M_{\Sigma п}$ включает массу комплекса поршня $M_п$ (поршень, вставка, палец, поршневые кольца и др.) и часть массы шатуна, участвующей в поступательном движении, т. е.

$$M_{\Sigma п} = M_п + M_{шп}.$$

Массу шатуна делим на две части. Одну из них $M_{шп}$ считаем сосредоточенной на оси поршневого пальца и относим к поступательно движущимся частям, а другую $M_{шв}$ — на оси кривошипа и относим к вращающимся частям. Распределение масс производим по правилам разложения равнодействующей на две параллельные силы:

$$M_{шп} = M_ш\frac{l_c}{L};$$

$$M_{шв} = M_ш\frac{L - l_c}{L},$$

где L — длина шатуна между центрами верхней и нижней головок;

l_c — расстояние от центра тяжести шатуна до центра кривошипной головки.

Для приближенных расчетов можно принять

$$l_c/L \approx 0{,}3; \quad \frac{L - l_c}{L} \approx 0{,}7.$$

Масса поступательно движущихся частей будет равна

$$M_{\Sigma п} \approx M_п + 0{,}3M_ш.$$

Вычисление удельных сил рекомендуется свести в таблицу, составленную по форме табл. 6. В нее заносим:

столбец 1 — значения угла поворота коленчатого вала φ от в. м. т. (или в. о. м. т. для дизеля с ВДП) через 15° на интервале 0—720° для четырехтактного дизеля и 0—360° для двухтактного дизеля;

столбец 2 — силы давления газов на поршень P в зависимости от угла φ; их берем из табл. 5 в соответствии с тактом (сжатие — столбец 7, расширение — столбец 10); для тактов впуска и выпуска четырехтактного дизеля и процессов выпуска, продувки и дозарядки двухтактного дизеля приближенно принимаем $P = P_a$; совмещаем угол $\varphi = 0°$ с началом такта впуска для четырехтактного дизеля и началом такта горение — расширение для двухтактного дизеля;

столбец 3 — значения $P_г$ получаем путем вычитания из данных столбца 2 P_0;

Таблица 6

					Расчет удельных сил								
$\varphi°$	P, МПа	$P_г$, МПа	j, м/с²	P_j, МПа	P_Σ, МПа	$\operatorname{tg}\beta$	N, МПа	$\cos\beta$	K, МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	T, МПа	$\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	Z, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

столбец 4 — значения ускорения поршня j с их знаками для дизеля с ВДП следует брать для нижнего поршня $j_н$ при углах φ, отсчитываемых от в. о. м. т., а не в. м. т. нижнего поршня. Для этого необходимо на графике $j_н = f(\varphi_н)$ нанести дополнительную шкалу сдвинутую от в. м. т. нижнего поршня по оси абсцисс на 6° вправо по отношению к шкале

$\varphi_н$, аналогично тому, как это сделано для $S_н = f(\varphi_н)$ (см. рис. 2). Из расчета для $\varphi = 0, 15, 30 \ldots 360°$ определяем соответствующие им ускорения $j_н$ и подставляем в столбец 4, табл. 6;

столбец 5 — значения P_j, вычисляемые по формуле, приведенной выше, $P_j = f(j)$;

столбец 6 — значения P_Σ, вычисляемые алгебраическим сложением данных столбцов 3 и 5.

Зависимости изменения сил $P_г$, P_j и P_Σ от угла φ изображаем на рисунке. Углы откладываем в масштабе: при $\tau =$ $= 4{,}1$ мм — 2°; при $\tau = 2{,}1$ мм — 1°; масштаб удельных сил 1 мм — 0,1 МПа или 1 мм — 0,05 МПа. На рис. 5 приведены примеры зависимости этих удельных сил от угла φ для четырехтактного дизеля и двухтактного.

Силу P_Σ (см. рис. 5) раскладываем на силу K, действующую вдоль оси шатуна, и силу N, направленную нормально к оси цилиндра. В свою очередь, силу K, перенесенную в центр шатунной шейки вала, раскладываем на тангенциальную силу T, действующую перпендикулярно кривошипу, и нормальную силу Z, направленную по кривошипу.

Из рис. 5 получаем следующие выражения для определения удельных сил:

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg}\beta;$$

$$K = P_\Sigma \frac{1}{\cos\beta};$$

$$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta};$$

$$Z = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}.$$

Значения тригонометрических функций в правых частях выражений в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ и отношения радиуса кривошипа к длине шатуна λ даны в прил. 3—6.

Расчет удельных сил выполняем в табл. 6, где в столбцы 7, 9, 11 и 13 заносим значения тригонометрических функций, а в столбцы 8, 10, 12 и 14 — значения сил, определяемых по приведенным формулам, при этом значение силы P_Σ берем из столбца 6. Далее строим зависимости изменения сил N, K, T, Z от угла φ. Масштабы углов и сил по осям координат принимаем такие же, как и при построении сил P_Σ, $P_г$, P_j.

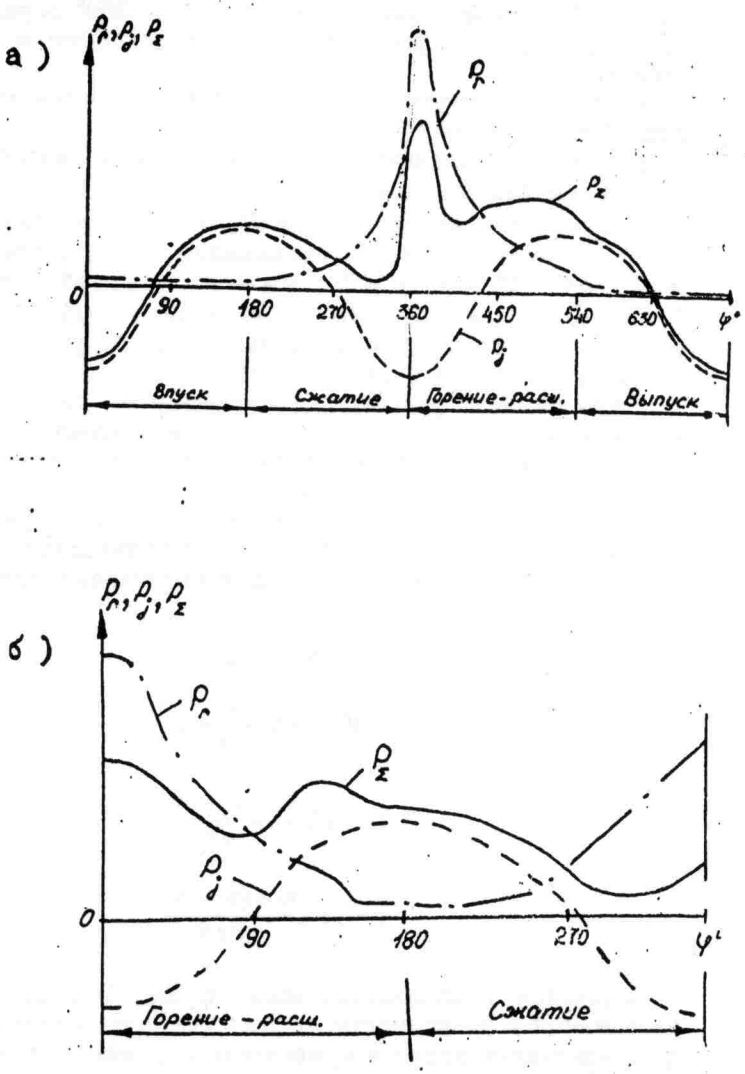

Рис. 5. Зависимость удельных сил P_Γ, P_j, P_Σ от угла поворота коленчатого вала:

а — четырехтактный дизель; б — двухтактный дизель

Характер изменения удельных сил N, K, T и Z в зависимости от φ для четырехтактного дизеля показан на рис. 6 и 7.

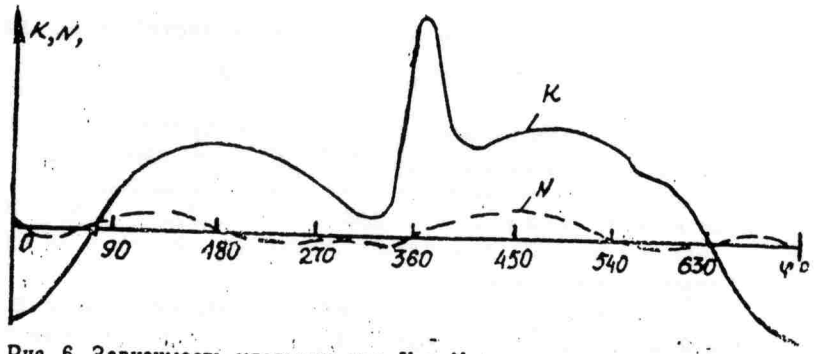

Рис. 6. Зависимость удельных сил K и N от угла φ для четырехтактного дизеля

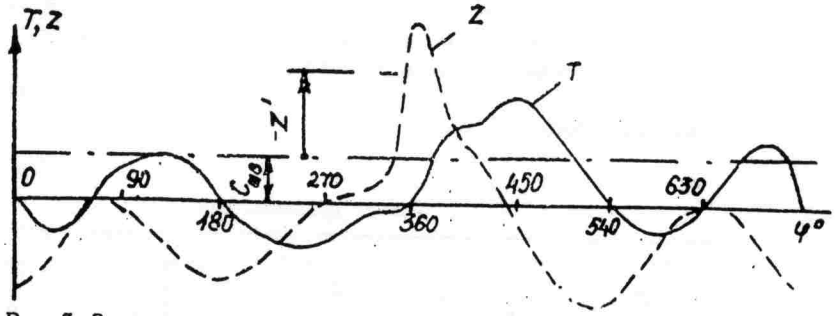

Рис. 7. Зависимость удельных сил T и Z от угла φ для четырехтактного дизеля

Тангенциальная сила создает крутящий момент на валу двигателя $M = TRF_\text{п}$, который изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа. В многоцилиндровом дизеле происходит суммирование крутящих моментов отдельных цилиндров так, что полный крутящий момент затрачивается на преодоление момента сопротивлений на фланце отбора мощности.

4. Расчет и построение векторной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала дизеля

У однорядного дизеля на шатунную шейку действуют удельные тангенциальная сила T, нормальная сила Z и центробежная сила $C_\text{шв}$ от вращающейся части массы шатуна. Сила $C_\text{шв}$ на[illegible]явлена от центра коленчатого вала по ради-

усу кривошипа (см. рис. 4). Эту силу при заданной частоте вращения вала определяем по формуле

$$C_{шв} = 10^{-6}\frac{M_{шв}}{F_п}R\omega^2 \approx 10^{-6}\cdot\frac{0{,}7M_ш}{F_п}R\omega^2.$$

Обозначим алгебраическую сумму нормальных сил на шейку $Z' = Z - C_{шв}$. Так как сила $C_{шв}$ постоянна по величине и направлению, то для определения сил Z' достаточно из ординат сил Z вычесть величину $C_{шв}$ (см. рис. 7), т. е. величина силы Z' определяется по кривой Z, но линия отсчета ординат смещена вверх на величину $C_{шв}$.

В V-образном дизеле на шатунную шейку действуют алгебраическая сумма сил T_Σ и Z'_Σ от работы газов и сил инерции в правом и левом цилиндрах.

Порядок работы цилиндров за цикл выбирается, во-первых, из условия нагружения коренных подшипников, т. е. стремятся, чтобы последовательно работающие цилиндры не были расположены рядом и тем самым не создавали большой нагрузки на коренной подшипник между этими цилиндрами; во-вторых, из условия достижения хорошей уравновешенности дизеля.

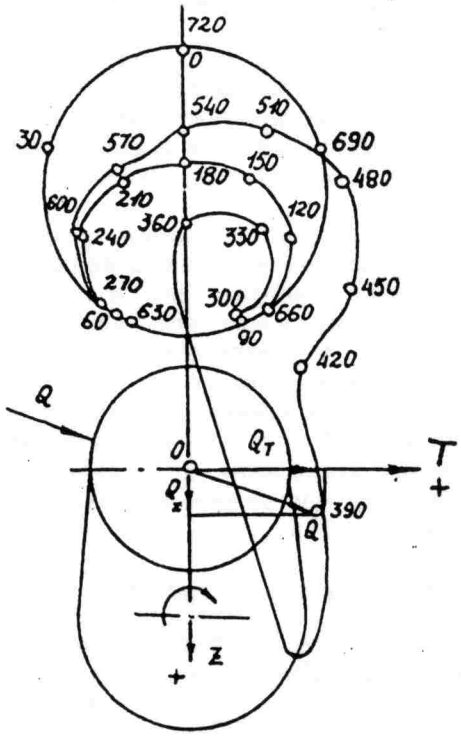

Рис. 8. Векторная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку рядного четырехтактного двигателя

Величину и направление силы, действующей при каждом положении кривошипа на шатунную шейку или подшипник, определяем из векторных диаграмм.

Для построения векторных диаграмм сил, действующих на шатунную шейку, необходимо выбрать оси координат. Для шатунной шейки целесообразно взять оси координат, связанные с кривошипом: начало координат (рис. 8, точка 0) поместим в центр шатунной шейки; ось ординат Z' направим по радиусу кривошипа, а ось абсцисс T — перпендикулярно к радиусу. Выбранные оси координат совпадают соответственно с направлениями нормальной силы Z' и тангенциальной силы T (см. рис. 6). Положительные направления осей координат условимся определять так же, как для сил Z' и T, т. е. положительные значения сил Z' направлены от центра шатунной шейки к оси вала, а положительные значения сил T — в сторону вращения кривошипа.

Проекции действующих на шатунную шейку сил на выбранные оси для рядного дизеля будут $Q_Z = Z'$ и $Q_T = T$ (Z' и T берутся из рис. 7).

Значения проекций Q_Z и Q_T, взятые для какого-либо одного угла поворота кривошипа, откладываем на осях координат T и Z' (см. рис. 8) в соответствии со знаками сил. Из концов проекций восстанавливаем перпендикуляры, пересечение которых дает точку, которую отмечают соответствующим углом поворота кривошипа. Это построение производят для положений кривошипа, начиная от 0° и до конца цикла, через каждые 15°. Полученные точки соединяют последовательно между собой плавной кривой.

Радиусы-векторы, соединяющие точку 0 с точками на контуре векторной диаграммы, выражают по величине и направлению удельные силы Q, действующие на шатунную шейку вала при отмеченных углах поворота кривошипа. Эти векторы являются геометрической суммой сил T, Z и $C_{шв}$. Соответствующая каждому вектору сила приложена к поверхности шейки в точке пересечения окружности шейки с линией действия вектора и направлена к центру 0.

Для дизеля с ВДП построение векторной диаграммы выполняем для шатунной шейки нижнего коленчатого вала. Поэтому на точках векторной диаграммы необходимо указывать угол $\varphi_н$ (см. рис. 2), отсчитываемый по нижнему коленчатому валу, а не угол φ, отсчитываемый от наибольшего сближения поршней (в. о. м. т.). Например, согласно табл. 6 и рис. 6, при $\varphi = 30°$ от в. о. м. т. определены T и Z'; на рис. 8 по этим данным построен вектор силы Q. Так как $\varphi_н = \varphi + 6°$, то точка конца вектора Q должна быть помечена углом $\varphi_н = 36°$.

Векторная диаграмма дает представление о степени нагруженности шейки по участкам ее окружности. Наиболее нагруженные участки шейки подвергаются в эксплуатации большому износу.

Список литературы

1. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов/ А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Транспорт, 1987. — 536 с.
2. Тепловозные дизели типа Д49/Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков и др.; Под ред. Е. А. Никитина. — М.: Транспорт, 1982. — 255 с.
3. Фомин Ю. Я. и др. Топливная аппаратура дизелей: Справочник/ Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский. — М.: Машиностроение. 1982. — 168 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Тепловозные дизели и газотурбинные установки/А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. — М.: Транспорт, 1980. — 384 с.
5. Володин А. И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания.— М.: Транспорт, 1978. — 239 с.
6. Глаголев Н. М. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1973. — 336 с.

ИНСТРУКЦИЯ

по пользованию программой определения параметров рабочего процесса дизеля

Данная программа составлена применительно к заданию на курсовой проект и реализуется на ЭВМ типа СМ-4 под управлением операционной системы ОС-РВ. Использование программы позволяет значительно сократить время на выполнение курсового проекта и повысить точность вычислений. При этом необходимы знания алгоритмического языка и основ программирования.

В результате реализации программы выводятся на печать числовые значения основных параметров рабочего процесса дизеля, а также необходимые промежуточные значения объемов и давлений в процессах сжатия и расширения. По полученным данным студент производит построение индикаторной диаграммы.

Возможны два варианта пользования программой:

1) студент подправляет программу под конкретный вариант задания, показывает преподавателю и самостоятельно пропускает ее через машину. Распечатку программы вносит в пояснительную записку, а результаты расчета использует для дальнейшего выполнения курсового проекта;

2) студент использует без изменений готовую программу, хранящуюся в памяти ЭВМ типа СМ-4 на кафедре «Теплотехника и теплосиловые установки», подставляя свои исходные данные, а распечатку программы и результаты расчета вносит в пояснительную записку.

Характеристика программы

Программа составлена на алгоритмическом языке Фортран IV и приведена ниже. Программа по первому ваиранту набирается студентом на экране дисплея. Затем она редактируется текстовым редактором «*EDI*» или экранным редактором «*TED*», компилируется командой «*FOR*», создается файл образа задачи построителем задач «*TKB*» и происходит исполнение задачи командой вызова программы на исполнение «*RUN*». Исходные данные вводятся в строчку через запятую. Ниже представлены использованные в программе условные обозначения, при этом слева от тире находится условное обозначение параметра в программе, а справа — его обозначение в [illegible] данных методических указаниях:

$D — D$; $S — S$; $N — n$; $I — i$; $T — \tau$; $KPDM — \eta_м$; $AL — \alpha$; $TH — \varphi$; $LM — \lambda$; $TK — T_к$; $PK — P_к$; $E — \varepsilon$; $EV — \varepsilon_v$; $PZ — P_z$; $G — \gamma$; $DZ — \xi$; $N1 — n_1$; $N2 — n_2$; $VH — V_h$; $VC — V_c$; $PSI — \psi$; $VA — V_a$; $VB — V_b$; $PA — P_a$; $TR — T_r$; $TA — T_a$; $KPDV — \eta_v$; $PC — P_c$; $TC — T_c$; $C — C$; $H — H$; $O — O$; $S1 — S$; $LO — L_o$; $LO1 — L_o$; $MO — \mu_o$; $M — \mu$; $LDZ — \lambda_z$; $(A = (1 — (1 — PSI)) — (1 — \psi)$; $J = (TZ — TZO)$; $TZ — T_z$; $TZO — T_{zo}$; $MCP — m_r c_{pmz}$; $QH — Q_н$; $MCV — mc_{vmc}$; $RO — \rho$; $DV — \delta_v$; $PIR — P_{ip}$; $PI — P_i$; $NI — N_i$; $KPDI — \eta_i$; $BI — b_i$; $NE — N_e$; $KPDE — \eta_e$; $BE — b_e$; $B — B$; $GB — G_b$; $GG — G_г$; $S3 — S_{min}$. ВА — вариант задания.

Программа состоит из двух самостоятельных частей в соответствии с пп. 1 и 2 методических указаний. Вторую часть программы студенту необходимо упростить под свой конкретный вариант, так как она составлена и для четырехтактных и для двухтактных дизелей с ВДП, а также подставить свои значения показателей политроп n_1 и n_2.

В прил. 2 представлена сама программа расчета.

Приложение 3

Величины $\cos\beta$ в зависимости от φ и λ

$\varphi°$	Знак	λ							$\varphi°$
		1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
15	+	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,999	+	345
30	+	0,992	0,993	0,994	0,994	0,995	0,995	+	330
45	+	0,984	0,986	0,987	0,989	0,990	0,991	+	315
60	+	0,976	0,979	0,980	0,982	0,984	0,985	+	300
75	+	0,971	0,973	0,976	0,978	0,979	0,981	+	285
90	+	0,968	0,971	0,974	0,976	0,978	0,980	+	270
105	+	0,971	0,973	0,976	0,978	0,979	0,981	+	255
120	+	0,976	0,979	0,980	0,982	0,984	0,985	+	240
135	+	0,984	0,986	0,987	0,989	0,990	0,991	+	225
150	+	0,992	0,993	0,994	0,994	0,995	0,995	+	210
165	+	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,999	+	195
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

Приложение 4

Величины tg β в зависимости от φ и λ

φ°	Знак	λ						Знак	φ°
		1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
15	+	0,065	0,061	0,059	0,056	0,054	0,052	—	345
30	+	0,126	0,119	0,114	0,109	0,105	0,100	—	330
45	+	0,179	0,170	0,162	0,155	0,148	0,143	—	315
60	+	0,222	0,211	0,201	0,192	0,184	0,176	—	300
75	+	0,248	0,235	0,224	0,214	0,205	0,196	—	285
90	+	0,258	0,245	0,233	0,223	0,213	0,204	—	270
105	+	0,248	0,235	0,224	0,214	0,205	0,196	—	255
120	+	0,222	0,211	0,201	0,192	0,184	0,176	—	240
135	+	0,179	0,170	0,162	0,155	0,148	0,143	—	225
150	+	0,126	0,119	0,114	0,109	0,105	0,100	—	210
165	+	0,065	0,061	0,059	0,056	0,054	0,052	—	195
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

Приложение 5

Величины $\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ в зависимости от φ и λ

φ°	Знак	λ						Знак	φ°
		1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	360
15	+	0,320	0,317	0,314	0,312	0,309	0,307	—	345
30	+	0,609	0,604	0,599	0,595	0,591	0,587	—	330
45	+	0,826	0,821	0,816	0,815	0,808	0,804	—	315
60	+	0,977	0,971	0,966	0,962	0,958	0,954	—	300
75	+	1,026	1,022	1,020	1,017	1,015	1,012	—	285
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	270
105	+	0,899	0,902	0,905	0,908	0,910	0,913	—	255
120	+	0,755	0,760	0,765	0,770	0,774	0,778	—	240
135	+	0,579	0,585	0,591	0,596	0,601	0,605	—	225
150	+	0,391	0,396	0,401	0,405	0,409	0,413	—	210
165	+	0,196	0,199	0,202	0,204	0,207	0,209	—	195
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	—	180

Величины $\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$ в зависимости от φ и λ

$\varphi°$	Знак	λ						Знак	$\varphi°$
		1/4,0	1/4,2	1/4,4	1/4,6	1/4,8	1/5,0		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
15	+	0,943	0,945	0,945	0,946	0,947	0,947	+	345
30	+	0,803	0,806	0,809	0,811	0,814	0,816	+	330
45	+	0,577	0,584	0,589	0,594	0,596	0,603	+	315
60	+	0,308	0,318	0,326	0,334	0,341	0,348	+	300
75	+	0,018	0,031	0,042	0,052	0,061	0,069	+	285
90	—	0,258	0,245	0,233	0,223	0,214	0,213	—	270
105	—	0,496	0,484	0,474	0,463	0,455	0,445	—	255
120	—	0,692	0,683	0,674	0,666	0,659	0,652	—	240
135	—	0,832	0,825	0,820	0,814	0,810	0,806	—	225
150	—	0,929	0,926	0,923	0,921	0,918	0,916	—	210
165	—	0,981	0,980	0,979	0,978	0,978	0,977	—	195
180	—	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	—	180

СОДЕРЖАНИЕ

Общие указания 1
Задание на курсовой проект 2
1. Содержание проекта . . . . . —
2. Принятые условные обозначения . . . . . —
3. Исходные данные и основные параметры дизелей-аналогов 3
Методические указания . . . . . —
1. Определение основных параметров рабочего процесса дизеля . . . . . —
2. Построение индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля 15
3. Динамический расчет шатунно-кривошипного механизма 20
4. Расчет и построение векторной диаграммы сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала дизеля . . 25
Список литературы 28
Приложения 29