

**МИНИСТЕРСТВО  
МОРСКОГО ФЛОТА СССР**  
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ  
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КАБИНЕТ

УТВЕРЖДЕНЫ  
заместителем начальника  
Главкадров Минморфлота  
31 июля 1986 г.

Методические рекомендации  
по курсовому проектированию  
для мореходных и арктического училищ

*ПО ПРЕДМЕТУ*

**„СУДОВЫЕ  
ДИЗЕЛЬНЫЕ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ  
УСТАНОВКИ“**

*Специальности:*

1620 «ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК»  
1626 «ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ  
АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ»

МОСКВА  
В/О «МОРТЕХИНФОРМРЕКЛАМА»  
1987



Методические рекомендации по курсовому проектированию для мореходных и арктического училищ по предмету «Судовые дизельные энергетические установки».—М.: В/О «Мортехинформреклама», 1987. — 80 с.

Обсуждены и одобрены цикловой комиссией судомеханических дисциплин Ленинградского арктического училища 2 апреля 1986 г. (протокол № 9).

Составитель — Н. И. САРАТОВКИН, преподаватель Ленинградского арктического училища.

Рецензент — Е. В. БЕРКЕ, преподаватель Ростовского мореходного училища.

## ГЛАВА I

### ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И МЕТОДИКА КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

#### § 1. Содержание и объем курсового проекта

Курсовой проект является завершающим этапом теоретической подготовки курсантов специальности 1620 по предмету «Эксплуатация судовых силовых установок» и специальности 1626 по предмету «Эксплуатация судовых автоматизированных систем».

Цель проектирования — совершенствовать у курсантов умение в применении ими полученных знаний к решению технико-экономических вопросов, связанных с эксплуатацией судовых дизельных установок.

Задачи курсового проектирования — углубить и закрепить знания курсантов по данному предмету, привить навыки анализа влияния эксплуатационных факторов на параметры рабочего процесса и надежность работы двигателя, привить навыки самостоятельной работы над справочной литературой, по использованию ГОСТов и других материалов.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки, расчетов и графической части. Он включает:

- краткое описание конструкции предложенного для расчета двигателя;

- проверочный расчет рабочего цикла двигателя (с выбором и обоснованием исходных параметров);

- построение теоретической (расчетной) и предполагаемой индикаторных диаграмм;

- анализ влияния какого-либо эксплуатационного фактора на работу двигателя;

- анализ возможных причин возникновения дефектов и повреждений в эксплуатации какой-либо детали или узла двигателя с выполнением чертежа, дающего общее представление о конструкции детали или узла;

- специальное задание по решению экономических вопросов.

## **§ 2. Задание на курсовое проектирование и общие положения по оформлению проекта**

Задания на проектирование выдаются индивидуальные (прил. 1).

Последний пункт задания на курсовое проектирование рекомендуется выдавать курсантам перед направлением на технологическую практику. При этом следует ориентировать их на сбор необходимого материала, используя данные вахтенного машинного журнала, формуляров двигателей, личных наблюдений и бесед с механиками. Бланк задания должен быть отпечатан типографским способом и иметь формат 297X210 мм.

Курсовой проект должен выполняться в соответствии с общим методическим руководством, которое составлено на основе приказа МВССО СССР № 634 «О внедрении стандартов ЕСКД в высших и средних специальных учебных заведениях». Обозначения физических и технических величин и их единиц должны отвечать требованиям Международной системы единиц (СИ) согласно СТ СЭВ 1052—78.

Правила оформления пояснительной записки следующие: материал записки рекомендуется располагать следующим образом: титульный лист; задание на проект; оглавление; описание конструктивных особенностей предложенного для расчета двигателя; расчеты; анализ возможных причин возникновения дефектов и повреждений детали или узла двигателя; специальное задание; список использованной литературы;

графические иллюстрации к расчетам (индикаторные диаграммы) должны быть вшиты (а не вложены) в соответствующих местах текста;

каждый раздел пояснительной записки нужно начинать с нового листа (текст пишется только с одной стороны);

технические термины, названия и буквенные обозначения должны быть для одинаковых параметров едиными во всех разделах проекта;

нельзя применять в тексте сокращенные слова (например, «коленвал», «распредвал» и т. д.);

записку следует писать от руки на стандартных листах писчей бумаги формата А4 (потребительский индекс А-4);

индикаторная диаграмма должна быть выполнена на миллиметровой бумаге в таком масштабе, чтобы она уложилась в формат листа 297X210 мм.

При оформлении расчетной части проекта следует соблюдать следующие условия:

все цифровые величины должны иметь обозначения;

обозначение единиц физических величин следует давать

после числовых значений величин и помещать в строку с ними (без переноса на следующую строку);

буквенные обозначения единиц, входящих в произведение, следует отделять точками по средней линии, например: 9,81 Па·с; 300 кВт·ч;

в буквенных обозначениях отношений единиц измерения знаком деления может быть только одна черта (косая или горизонтальная). Если применяется косая черта, то обозначение единиц в числителе и знаменателе следует писать в строку, например: м/с; Н/м<sup>2</sup> и т. д. Если отношение выражается так, что в знаменателе будет произведение из обозначений единиц, то при косой черте знаменатель нужно заключить в скобки, например: Вт/(м·К); Н·м (кмоль·К); при прямой черте следует, например, писать:  $\frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кмоль}\cdot\text{К}}$ ;  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ ; при выполнении расчетов нужно писать формулу и за ней выражение с численными значениями параметров, подставленными в эту формулу, а потом итоговый результат.

Цикловым комиссиям мореходных училищ дается право вносить рациональные изменения в задания и методику проектирования. Однако эти изменения не должны затрагивать основные задачи проекта — тесную связь теории с вопросами эксплуатации двигателя в реальных условиях.

### § 3. Проверочный расчет рабочего цикла

Расчет производится в следующей последовательности; определяются параметры в конце процесса наполнения, в конце процесса сжатия, процесса сгорания топлива, процесса расширения, параметры газа в выпускном тракте; определяются энергетические и экономические показатели двигателя, проверяется соответствие расчетной эффективной мощности заданной (отклонение не должно превышать 3 %).

**Процесс наполнения.** Давление воздуха на входе в компрессор  $p'_0 = p_0 - \Delta p_\phi$ , где  $p_0$  — барометрическое давление, Па;  $\Delta p_\phi$  — перепад давления на воздушных фильтрах турбокомпрессора (ТК). Перепад давления  $\Delta p_\phi$  обычно находится в пределах 343—490 Па.

Давление воздуха после компрессора  $p_k = p_s + \Delta p_x$ , где  $p_s$  — давление воздуха в ресивере (принимается по данным типового двигателя);  $\Delta p_x$  — перепад давления на воздухоохладителях. Для воздухоохладителей современных судовых дизелей  $\Delta p_x = 981-2943$  Па.

Степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = p_k / p_0$ .

Давление в конце процесса наполнения  $p_a$ , можно принимать в двигателях:

четырёхтактных (с наддувом) — (0,9-0,96)  $p_s$ ;

четырёхтактных (без наддува) —  $(0,85-0,9) p_0$ ;

двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой и с контурной петлевой продувкой фирмы «Зульцер» —  $(0,96-1,06) p_s$ ;

двухтактных с контурной петлевой продувкой фирмы МАН —  $(0,96-1,12) p_s$  (большие значения относятся к импульсному подводу газа к турбине).

Температура воздуха после компрессора  $T_k = T_0 \pi_k^{(n_k-1)/n_k}$ , где  $T_0 = 273 + t_0$  — температура воздуха на входе в компрессор, К;  $n_k$  — показатель политропы сжатия в компрессоре (для центробежных компрессоров с охлажденным корпусом  $n_k = 1,6-1,8$ ; для поршневых насосов  $n_k = 1,4-1,6$ ),

Температура воздуха в ресивере (в К) зависит от температуры забортной воды  $t_{з.в.}$ , величины поверхностей теплообмена воздухоохладителя, количества прокачиваемой воды и технического состояния охладителя:  $T_s = 273 + t_{з.в.} + (15-20^\circ\text{C})$ . При этом степень охлаждения воздуха должна находиться в пределах  $E_x = (T_k - T_s) / (T_k - T_0)$ .

Температура воздуха в рабочем цилиндре с учетом подогрева ( $\Delta t$ ) от стенок камеры (в К)  $T'_s = T_s + \Delta t$ , где  $\Delta t = 5-10^\circ\text{C}$ .

Температура смеси воздуха и остаточных газов в конце процесса наполнения (в К)  $T_a = (T'_s + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r)$ , где  $\gamma_r$  — коэффициент остаточных газов;  $T_r$  — температура остаточных газов.

При расчете рабочего цикла значением коэффициента остаточных газов задаются, используя опытные данные для дизелей:

четырёхтактных: с наддувом	$\gamma_r = 0,01-0,04$ ;
	без наддува $\gamma_r = 0,04-0,06$ ;
двухтактных:	с прямоточной продувкой $\gamma_r = 0,04-0,08$ ;
	с петлевой продувкой, фирмы МАН $\gamma_r = 0,08-0,09$ ;
	с петлевой продувкой, фирмы «Зульцер» $\gamma_r = 0,09-0,12$ ;
	с поперечной продувкой $\gamma_r = 0,12-0,14$ .

Температура остаточных газов  $T_r$  зависит от степени сжатия  $\varepsilon$ , нагрузки и частоты вращения вала двигателя. С уменьшением  $\varepsilon$  (уменьшается степень расширения газов), увеличением нагрузки и частоты вращения (увеличивается нагрев деталей ЦПГ) значение  $T_r$  возрастает. Температура  $T_r$  близка к температуре газов  $T_g$  за выпускными органами цилиндра и лежит в пределах  $600-900\text{K}$  (меньшие значения относятся к двухтактным двигателям).

Коэффициент наполнения, отнесенный к полезному ходу поршня (действительный коэффициент наполнения),

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a T_s}{p_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_c}$$

В этом выражении значения  $p_a$ ,  $p_s$ ,  $T_s$ ,  $T_a$  и  $\gamma_c$  уже известны. Значение действительной степени сжатия  $\varepsilon$  необходимо взять из технической документации на двигатель или выбрать. Выбор  $\varepsilon$  зависит от типа двигателя, способа смесеобразования, наличия наддува, конструктивных особенностей и т. д.

Нижний предел выбирают из условия получения минимально необходимой температуры  $T_C^{min}$  в конце процесса сжатия, обеспечивающей надежное самовоспламенение топлива при пуске холодного двигателя (при температуре воздуха в машинном отделении до 8°C и более). Для этого температура  $T_C^{min}$  должна превышать температуру самовоспламенения топлива  $T_{c.в.}$  на 100—200°C. Температура распыленного дизельного топлива при  $p = 3$  МПа равна приблизительно 473 К.

Верхний предел  $\varepsilon$  ограничивается значениями  $p_c$  и  $p_z$ , которые определяют механическую нагрузку на детали ЦПГ, кривошипно-шатунного механизма, остова и влияют на значение механического КПД двигателя. Значение степени сжатия лежит в пределах у судовых дизелей: малооборотных — 10—13; среднеоборотных — 13—15; высокооборотных — 15—18.

Коэффициент наполнения, отнесенный к полному ходу поршня (условный коэффициент наполнения),  $\eta'_n = \eta_n(1 - \psi_s)$ , где  $\psi_s = h_s/s$  относительный потерьянный ход поршня. При расчете рабочего цикла можно принимать для двухтактных двигателей:

- с контурной петлевой продувкой, фирмы МАН  $\psi_s = 0,20-0,226$ ;
- с контурной петлевой продувкой, фирмы «Зульцер»  $\psi_s = 0,214-0,22$ ;
- с контурной поперечной продувкой  $\psi_s = 0,25-0,27$ ;
- с прямоточно-клапанной продувкой  $\psi_s = 0,08-0,12$ .

Для четырехтактных двигателей  $\psi_s = 0$  и  $\eta'_n = \eta_n$ .

Рабочий объем цилиндра (в м<sup>3</sup>)  $v_s = nD^2/4S$ ,

Плотность наддувочного воздуха (в кг/м<sup>3</sup>)  $\gamma_s = p_s/(RT_s)$ , где  $R=287$  Дж/(кг·град) - газовая постоянная,

*Заряд воздуха*, отнесенный к полному рабочему объему цилиндра (в кг/цикл),

$$G'_e = v'_s \eta'_n \gamma_s \frac{1}{1 + 1.61d},$$

где  $d$  — влагосодержание воздуха, определяемое в зависимости от температуры  $t_o$  и относительной влажности  $\varphi_o$  (табл. 1),

Таблица 1

$t_o, \text{C}$	$\varphi_o = 70\%$	$\varphi_o = 80\%$	$\varphi_o = 90\%$	$\varphi_o = 100\%$
10	0,005	0,006	0,007	0,008
20	0,010	0,012	0,013	0,015
30	0,019	0,022	0,025	0,028
40	0,034	0,039	0,045	0,050

**Процесс сжатия.** Давление в конце процесса сжатия (в Па)  $p_c = p_a \varepsilon^{n_I}$ , где  $n_I$  — средний показатель политропы сжатия в цилиндре (по опытным данным имеет следующие значения: мало- и среднеоборотные дизели — 1,34—1,38; высокооборотные дизели — 1,38—1,40).

Температура в конце процесса сжатия (в К)  $T_c = T_a \varepsilon^{n_I - 1}$ .

**Процесс сгорания.** Максимальное давление цикла (в МПа)  $p_z = \lambda p_c$ , где  $\lambda = p_z / p_c$  — степень повышения давления, которая лежит в следующих пределах у двигателей малооборотных - 1,2-1,35; среднеоборотных - 1,35-1,55. Чем выше  $\lambda$ , тем экономичнее будет двигатель, но возрастает механическая напряженность его деталей.

Максимальная температура цикла  $T_z$  определяется из уравнения сгорания

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}'_v + 8,315\lambda) T_c = \beta_z \bar{C}''_p T_z$$

где  $\xi_z$  — коэффициент использования теплоты к моменту начала расширения (в точке  $z$ ), При смещении процесса сгорания топлива на линию расширения значение коэффициента использования теплоты уменьшается и для судовых дизелей лежит в пределах: малооборотных — 0,80—0,86; среднеоборотных — 0,70—0,80;

$Q_n$  — низшая теплота сгорания топлива, определяется по табл. 2;

$L_0$  — количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания 1 кг топлива (в кмоль/кг).

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right),$$

где  $C, H, S, O$  — элементарный состав топлива, определяется по табл. 2;

$\alpha$  — коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива.

Значение  $\alpha$  зависит от типа двигателя, способа смесеобразования, режима



работы и на номинальном режиме лежит в пределах у двигателей: малооборотных — 1,8—2,2; среднеоборотных — 1,5-2,0; высокооборотных — 1,3—1,5;

$\bar{C}'_v$  — средняя молярная теплоемкость сухого воздуха, равная  $19,27+0,0025T_c$  кДж/(кмоль·К);

$\bar{C}''_p$  — средняя молярная изобарная теплоемкость смеси «чистых» продуктов сгорания с оставшимися в цилиндре после сгорания избыточным воздухом и остаточными газами в точке  $z$ .

$$\bar{C}''_p = \frac{20.49 + (\alpha - 1)19.27}{\alpha} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha 10^4} T_z + 8.315$$

$\beta_z$  — действительный коэффициент молекулярного изменения.

$$\beta_z = (\beta_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$$

где  $\beta_0$  — теоретический коэффициент молекулярного изменения, равный  $1+(8H+O)/(32L_0\alpha)$ , или  $1+0,064/\alpha$ . Коэффициент молекулярного изменения лежит в пределах 1,03-1,04.

Численные значения, принятые и подсчитанные, подставляют в уравнение сгорания, которое приводят к виду  $AT_z^2 + BT_z - C = 0$ .

Решая квадратное уравнение, получим:

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

Таблица 2

Топливо	С, %	Н, %	S, %	O+N, %	Q <sub>н</sub> кДж/кг
Дизельное (ДЛ, ДС, Л)	86,3	13,3	0,3	0,1	42 654
Газотурбинное (ТГВК, ТГ)	84,6	12,0	2,8	0,5	41 271
Моторное ДТ	86,5	12,6	0,4	0,5	41.418
Экспортный мазут М-2,0	—	—	2,5	—	40 224
Флотский мазут Ф-5	85,3	12,4	2,0	0,3	—
Флотский мазут Ф-12	86,5	12,2	0,8	0,5	41 418
Топочный мазут 40					
малосернистый	87,9	10,9	0,5	0,7	40 768
сернистый	86,5	10,8	2,0	0,7	40 287
высокосернистый	85,1	10,7	3,5	0,7	40 078

**Процесс расширения.** Степень предварительного расширения  $\rho = (\beta_z/\lambda) (T_z/T_c)$ .

Степень последующего расширения  $\delta = \varepsilon/\rho$ .

Давление (в МПа) в конце расширения (в точке  $b$ )  $p_b = p_z(1/\delta^n)$ , или  $p_b = (p_z/\delta) (T_b/T_z)$ , где  $n$  — средний показатель политропы расширения (принимается равным для двигателей: малооборотных — 1,27—1,29; среднеоборотных — 1,25—1,27; высокооборотных — 1,15—1,25).

Температура в конце расширения (в К)  $T_b = T_z(1/\delta^{n-1})$ , или  $T_b = T_s(p_b/p_s)$ .

**Параметры газа в выпускном тракте.** Среднее давление газов за выпускными органами цилиндров (в Па)  $p_r = p_s \xi_r$ , где  $\xi_r = 0,88-0,96$  — коэффициент потери давления при продувке во впускных и выпускных органах (меньшие значения относятся к прямоточно-клапанной системе газообмена).

Среднее давление газов перед турбиной  $p_r = p_r \xi_r$ , где  $\xi_r = 0,97-0,99$  — коэффициент потери давления в выпускном тракте от цилиндра до турбины. В современных малооборотных дизелях отношение давлений  $p_s$  к  $p_r$  — в пределах 1,15—1,3, следовательно, можно принять  $p_r \approx p_s/1,22$ .

Средняя температура газов перед турбиной (в К)

$$T_r = T_s + \frac{Q_H q_r}{(\varphi_a \alpha G_0 + 1) C_{pm}^r}$$

где  $q_r = 0,40-0,45$  — относительная потеря теплоты с выпускными газами перед турбинами (большие значения относятся к двигателям с прямоточно-клапанной продувкой);  $\varphi_a$  — коэффициент продувки (для четырехтактных двигателей с низким наддувом составляет 1,15—1,25; для двухтактных двигателей с ТК — 1,6—1,65);  $G_0$  — масса воздуха, теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг топлива (в кг/кг).  $G_0 = L_0 \mu_b$ . Здесь  $\mu_b = 28,97$  кг/кмоль — масса 1 кмоль воздуха;  $C_{pm}^r = 1,05-1,09$  — средняя изобарная теплоемкость газов, кДж/(кмоль·К).

**Энергетические и экономические показатели двигателя.**

Среднее индикаторное давление теоретического (расчетного) цикла, отнесенное к полезному ходу поршня (в Па),

$$p_{it} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n^1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

или

$$p_{it} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_B}{T_Z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]$$

Среднее индикаторное давление теоретического цикла, отнесенное к полному ходу поршня (в Па),  $p'_{it} = p_{it}(1 - \psi_s)$  где  $\psi_s$  — относительный потерянный на газообмен ход поршня.

Среднее индикаторное давление предполагаемого действительного цикла  $p_i = p_{it} \varphi_{скр}$ , где  $\varphi_{скр}$  — коэффициент скругления (полноты) диаграммы, равный для двигателей:

четырёхтактных — 0,95—0,97; двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой — 0,96—0,98; двухтактных с контурной продувкой — 1.  
Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре (в кВт),

$$N_{iц} = 12,8 \frac{D^2 S n}{z} p_i$$

или  $N_{iц} = c_{ц} p_i n$ , где  $c_{ц}$  — постоянная цилиндров для конкретного двигателя, имеющего определенные размеры цилиндра и тактность;  $z$  — коэффициент тактности.

Постоянную цилиндра можно определить по формуле  $c_{ц} = 12,8(D^2 S/z)$  ( $D$  и  $S$  — в метрах).

Среднее эффективное давление (в Па)  $p_e = p_i \eta_m$ , где  $\eta_m$  — механический КПД, принимается по данным испытаний равным для двигателей: четырёхтактных — 0,85—0,96; двухтактных — 0,86—0,92.

Эффективная мощность (в кВт)  $N_{eц} = N_{iц} \eta_m$ .

Удельный расход топлива [в кг/(кВт·ч)]

$$g_i = 433 \frac{p_s \eta_n}{\alpha L_0 T_s p_i}$$

Удельный расход топлива [в кг/(кВт·ч)]  $g_e = g_i \eta_m$ .

Часовой расход топлива (в кг/ч)  $G_{т.ч.} = g_e N_e$ .

Цикловая подача топлива (в кг/цикл)

$$g_{ц} = \frac{G_{м.ч.}}{n/z \cdot 60}$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 8.315 \frac{\alpha L_0 T_s p_i}{Q_n p_s \eta_n}$$

Эффективный КПД  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$ .

Расчетные значения энергетических и экономических показателей рекомендуется сравнить с действительными значениями прототипного двигателя и с заданными параметрами проекта,

#### **§ 4. Построение теоретической (расчетной) и предполагаемой индикаторных диаграмм**

Теоретическую (расчетную) индикаторную диаграмму строят в координатах  $p-v$ . По оси абсцисс в масштабе откладывают относительные объемы, а по оси ординат — давление в цилиндре. Такой способ построения диаграммы не требует определения объемов цилиндра.

При построении диаграммы четырехтактного двигателя (рис. 1,а) полный объем цилиндра  $v_a$  в масштабе диаграммы принимают равным отрезку  $A = 120+200$  мм, т. е.  $v_a = v_b = A$ . Так как степень сжатия  $\epsilon = v_a/v_c$ , то  $v_c = v'_z = A/\epsilon$ ;  $v_z = v_c \rho$  ( $\rho$  — степень предварительного расширения).

Можно также принять  $v_s = A$ . Так как  $\epsilon = v_a/v_c = (v_c + v_s)/v_c = 1 + (v_s/v_c)$ ;  $v_s/v_c = \epsilon - 1$ , то  $v_c = v'_z = v_s/(\epsilon - 1)$ ;  $v_z = v_c \rho$ .

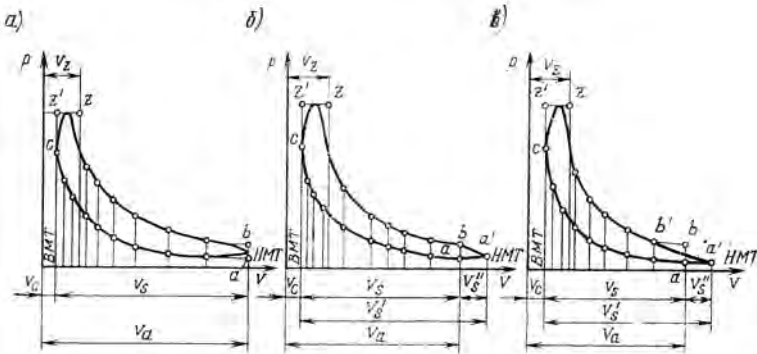


Рис. 1. Построение теоретической и предполагаемой индикаторных диаграмм двигателей:

- а) четырехтактного; б) — двухтактного с неуправляемым выпуском,
- в) — двухтактного с управляемым выпуском

При построении диаграммы двухтактного двигателя (рис, 1.б,в) принимают  $v_a = v_b = A$ .

Тогда  $v_c = v'_z = v_a/\epsilon$ ;  $v_z = v_c \rho$ .

Так как полный рабочий объем цилиндра  $v_s' = v_s + v_s'' = v_s + v_s' \psi_s$ , то  $v'_s = v_s/(1 - \psi_s) = (v_a - v_c)/(1 - \psi_s)$ , где  $\psi_s$  - относительный потерянный на газообмен ход поршня (объем цилиндра).

Значения коэффициентов  $\psi_s$  приведены, в табл. 4 книги И. В. Возницкого и др. «Судовые двигатели внутреннего сгорания» (М.: Транспорт, 1979).

Отложив на оси абсцисс соответствующие объемы, принимаем максимальное давление цикла  $p_z$  в масштабе, равном отрезку  $B$  (в мм).

Для нормальных соотношений длины и высоты диаграммы длину отрезка  $B$  берут в 1,3—1,6 раза меньше длины отрезка  $A$ . Затем определяют масштаб ординат (в мм/МПа):  $m = B/p_z$ .

Из уравнений политроп сжатия ( $p_a v_a^{n_1} = p_{x_1} v_x^{n_1}$ ) и расширения ( $p_b v_b^{n_2} = p_{x_2} v_x^{n_2}$ ), учитывая, что  $v_a = v_b$ , получим орди-

наты точек политроп в масштабе:  $p_{x1} = p_a(v_a/v_x)^{n_1}m$ ;  $p_{x2} = p_b(v_a/v_x)^{n_2}m$ .

В этих выражениях  $p_a$ ,  $p_b$ ,  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $m$  известны;  $v_x$  и  $p_x$  обозначают промежуточные значения объема и давления.

Значение отношения  $v_a/v_x$  принимают произвольно в пределах от 1 до  $\epsilon$  для политропы сжатия и от 1 до  $\delta$  для политропы расширения. Затем определяют объемы  $v_x$  и давление  $p_x$ , соответствующие точкам политроп. Расчет удобно вести в табличной форме (табл.3).

Таблица 3

$l = v_a/v_x$	$v_x = v_a/l$ , мм	Политропа сжатия	Политропа расширения
		$p_{x1} = p_a(v_a/v_x)^{n_1}m$ , мм	$p_{x2} = p_b(v_a/v_x)^{n_2}m$ , мм
1,00	$v_a = v_b$	$p_a$	$p_b$
1,25			
1,50			
1,75			
2,00			
2,50			
3,00			
4,00			
5,00			
7,00			
$l = \delta$	$v_z$		$p_z = p_z'$
9,00			
11,00			
$l = \epsilon$	$v_c = v_z'$	$p_c$	

По данным таблицы строят теоретическую (расчетную) Индикаторную диаграмму. При этом сначала наносят на диаграмму характерные точки и проводят линии  $c-z'$ ,  $z'-z$ ,  $b-a$ ,  $a-a'$ . Затем строят политропы сжатия ( $a-c$ ) и расширения ( $z-b$ ),

Для более полного учета особенностей протекания действительного цикла в теоретической диаграмме скругляют углы в точках  $c$  (вследствие опережения подачи топлива сгорание начинается до ВМТ),  $z'$  и  $z$  (сгорание происходит при переменных значениях давления и объема), а также исправляют конец диаграммы на участке газообмена. В результате указанных, исправлений получают предполагаемую индикаторную диаграмму.

Диаграмма четырехтактного двигателя (см. рис. 1.0) замыкается по точкам  $a$  и  $b$ . Диаграмма двухтактного двигателя замыкается по ходу поршня в точке, соответствующей закрытию впускного или выпускного тракта, в зависимости от того, который из них закрывается последним, т. е. в точке, соответствующей началу процесса сжатия. Это позволяет сохранить все ранее полученные зависимости для  $\epsilon$ ,  $\rho$  и  $\delta$ .

У двигателей с контурной схемой газообмена и неуправляемым выпуском моменты конца расширения (точка  $b$ ) и начала сжатия (точка  $a$ ) совпадают (фазы газообмена симметричны относительно НМТ). При этом последними закрываются выпускные окна, относительный потерянный на газообмен ход поршня выбирается по верхней кромке выпускных окон  $\psi_s = \psi_b = h_b/S$ , и для построения хвостовой части предполагаемой индикаторной диаграммы достаточно соединить точки  $b$  и  $a'$  кривой по образцу кривых нормальных индикаторных диаграмм, снятых с двигателей (см. рис. 1.б).

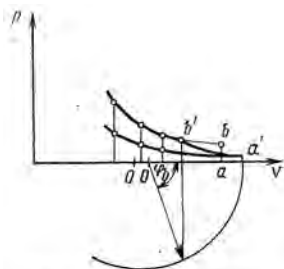


Рис. 2. Определение момента начала открытия выпускных органов

У двигателей с прямоточно-клапанной схемой газообмена и с контурной, но с управляемым выпуском — моменты конца расширения и начала сжатия не совпадают (фазы газообмена несимметричны относительно НМТ), относительный потерянный ход выбирается по верхней кромке продувочных окон  $\psi_s = \psi_n = h_n/S$ ,

Так как действительный процесс выпуска начинается в момент начала открытия выпускных органов в точке  $b$ , то соединяют кривой точки  $b'$  и  $a'$  (см. рис. 1.в).

Положение точки  $b'$  находят на доле хода поршня  $\psi_s = \psi_0$  с помощью диаграммы Брикса (рис.2) или аналитическим способом.

В последнем случае абсциссу точки  $b'$  определяют (в мм) по формуле  $v_{b'} = v_c + v_s/2 (1 - \cos \varphi_b + \lambda/2 \sin^2 \varphi_b)$ , где  $\varphi_b$  — угол начала открытия выпускных органов от ВМТ;  $\lambda = R/L$  — постоянная кривошипно-шатунного механизма.

Для проверки правильности построения, индикаторной диаграммы необходимо планиметром определить ее площадь, а среднее индикаторное давление (в Па) — по формуле  $p_i = F_i/(l_s m)$ , где  $F_i$  — площадь индикаторной диаграммы;  $l_s = v_s$  — длина диаграммы, соответствующая рабочему объему цилиндра (ходу поршня);  $m$  — масштаб ординат диаграммы.

Отклонение  $p$  от его значения, полученного расчетом, не должно превышать 3—4%.

### § 5. Эксплуатационные вопросы

По оценке влияния какого-либо эксплуатационного фактора на работу двигателя рекомендуется предлагать учащимся следующие вопросы:

изменение метеорологических (атмосферных) условий;

изменение температуры забортной воды; отключение воздухоохладителей; загрязнение воздушного или газового тракта двигателя (воздушных фильтров или проточной части компрессора, воздухоохладителей, продувочных или выпускных окон, защитной решетки турбины или ее проточной части, глушителя, утилизационного котла); изменение условий плавания судна (увеличение осадки, плавание на мелководье, усиление ветра и волнения и т. п.); обрастание корпуса судна и гребного винта; изменение гидродинамических параметров гребного винта; использование топлива иной марки; изменение температурного режима охлаждения; загрязнение поверхностей теплообмена деталей цилиндропоршневой группы; изменение температуры циркуляционного смазочного масла; изменение угла опережения подачи топлива; изменение фаз газораспределения; износ деталей цилиндропоршневой группы; износ деталей кривошипно-шатунного механизма; износ элементов топливной аппаратуры.

Приведенный перечень рекомендуемых эксплуатационных вопросов не является исчерпывающим и может быть расширен по усмотрению преподавателя.

Курсовое проектирование — работа творческая. Поэтому в тех случаях, когда из-за недостатка исходных данных или отсутствия методики расчета невозможно дать количественную оценку влияния того или иного фактора на работу двигателя, достаточно ограничиться качественным анализом. При этом курсант должен показать свои теоретические знания и техническую эрудицию, умение работать со специальной технической литературой. Методика количественного анализа влияния некоторых эксплуатационных факторов на работу двигателя изложена в гл. III.

В качестве второго эксплуатационного вопроса рекомендуется произвести анализ возможных причин возникновения дефектов и повреждений в эксплуатации одной из следующих деталей или узла двигателя:

фундаментной рамы двигателя; рамовых подшипников; станины и анкерных связей; блока цилиндров; цилиндрических крышек; цилиндрических втулок; поршней; уплотнительных и маслосъемных колец; кривошипных подшипников; поршневых и крейцкопфных подшипников; шатунных болтов коленчатого вала; механизма распределения газа и его привода; агрегатов наддува.

При ответе на эти вопросы необходимо указывать признаки обнаружения и эксплуатационные мероприятия (техническое обслуживание), по предотвращению дефектов. Желательно, также приводить известные из литературы или личного опыта примеры аварийных повреждений детали или узла).

## ГЛАВА II

### ПРИМЕРЫ ПРОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА РАБОЧИХ ЦИКЛОВ И ПОСТРОЕНИЯ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

#### § 1. Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы малооборотного двухтактного дизеля «Бурмейстер и Вайн» К90GF (ДКРН 90/180)

##### Исходные данные.

Мощность одного цилиндра  $N_{c.u} = 2300$  кВт.

Номинальная частота вращения вала  $n_n = 110$  об/мин.

Топливо — мазут флотский Ф-12.

Перепад давления на воздушных фильтрах (ТК)  $\Delta p_\phi = 392$  Па.

Перепад давления на воздухоохладителях  $\Delta p_x = 1962$  Па.

Барометрическое давление  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Па.

Температура воздуха в машинном отделении  $t_0 = 20^\circ \text{C}$ .

Температура забортной воды  $t_{3.в} = 14^\circ \text{C}$ .

**Процесс наполнения.** Давление воздуха на входе в компрессор  $p_0' = p_0 - \Delta p_\phi = 1,013 \cdot 10^5 - 392 = 1,009 \cdot 10^6$  Па.

Давление воздуха после компрессора  $p_k = p_s + \Delta p_x = 1,98 \cdot 10^5 + 1962 = 2,0 \cdot 10^5$  Па, где  $p_s = 1,98 \cdot 10^6$  Па принято по прототипному двигателю.

Степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = p_k / p_0 = 2,0 \cdot 10^5 / 1,009 \cdot 10^5 = 1,98$ .

Давление в цилиндре в конце процесса наполнения  $p_a = (0,96-1,05)p_s = 0,96 \cdot 2,0 \cdot 10^5 = 1,92 \cdot 10^5$  Па.

Температура воздуха после компрессора  $T_k = T_0 \pi_k^{(n_k-1)/n_k} = 293 \cdot 1,98^{0,375} = 378 \text{K}$ , где  $T_0 = 273 + t_0 = 273 + 20 = 293 \text{K}$ ;  $n_k = 1,6$  — показатель политропы сжатия в компрессоре (принято).

Температура воздуха в ресивере  $T_s = 273 + t_{3.в} + (15-20^\circ \text{C}) = 273 + 14 + 20 = 307 \text{K}$ .

Степень охлаждения воздуха

$$E_x = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_0} = \frac{378 - 307}{378 - 293} = 0,83,$$

Температура воздуха в рабочем цилиндре с учетом подогрева ( $\Delta t = 10^\circ \text{C}$ ) от стенок камеры сгорания  $T'_s = T_s + \Delta t = 307 + 10 = 317 \text{K}$ .

Температура смеси воздуха и остаточных газов в конце процесса наполнения

$$T_a = \frac{T'_s + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{3,17 + 0,07 \cdot 650}{1 + 0,07} = 339 \text{K}$$

где принято  $\gamma_r = 0,07$ ;  $T_r = 650 \text{K}$ .

Коэффициент наполнения, отнесенный к полезному ходу поршня (действительный коэффициент наполнения),



$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} = \frac{13,5}{12,5} \frac{1,92 \cdot 10^5}{1,98 \cdot 10^5} \frac{307}{339} \frac{1}{1 + 0,07} = 0,086$$

где степень сжатия  $\varepsilon$  принята равной 13,5 из условий надежного пуска и надлежащей экономичности двигателя.

Коэффициент наполнения, отнесенный к полному ходу поршня (условный коэффициент наполнения),  $\eta'_H = \eta_H (1 - \psi_s) = 0,886 \cdot 0,91 = 0,8$ , где  $\psi_s = \psi_\Pi = 0,09$  (принято).

Рабочий объем цилиндра  $v'_s = (\pi D^2/4)S = 0,785 \cdot 0,9^2 \cdot 1,8 = 1,14 \text{ м}^3$ .

Плотность наддувочного воздуха

$$\gamma_s = p_s / (RT_s) = 1,98 \times 10^5 / (287 \cdot 307) = 2,25 \text{ кг/м}^3.$$

Заряд воздуха, отнесенный к полному рабочему объему цилиндра,

$$G'_B = v'_s \eta'_H \gamma_s \frac{1}{1 + 1,61d} = 1,14 \cdot 0,8 \cdot 2,25 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,01} = 2,02 \text{ кг/цикл},$$

где влагосодержание воздуха  $d = 0,01$  принято по табл. 1.

**Процесс сжатия.** Давление в цилиндре в конце процесса сжатия  $p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 1,92 \cdot 10^5 \cdot 13,5^{1,373} = 68,43 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , где  $n_1 = 1,373$  (принято).

Температура воздуха в конце процесса сжатия  $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 339 \cdot 13,5^{0,373} = 895 \text{ К}$ .

**Процесс сгорания.** Максимальное давление сгорания  $p_z = \lambda p_c = 1,2 \cdot 6,8 \cdot 10^6 = 8,16 \cdot 10^6 \text{ Па}$ , где  $\lambda = 1,2$  (принято) — степень повышения давления.

Максимальная температура цикла определяется из уравнения сгорания

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\overline{C'_V} + 8,315\lambda) T_c = \beta'_z \overline{C''_p} T_z$$

где  $\xi_z = 0,86$ ;  $\lambda = 1,2$ ;  $\gamma_r = 0,07 \cdot \alpha = 2,0$  (принято);  $Q_H = 41 \cdot 418 \text{ кДж/кг}$  (принято по табл. 2);

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,865}{12} + \frac{0,122}{4} + \frac{0,008}{32} - \frac{0,005}{32} \right) =$$

0,187 кмоль/кг, где  $C = 0,865$ ;  $H = 0,122$ ;  $S = 0,008$ ;  $O = 0,005$  — элементарный состав флотского мазута Ф-12 (принято по табл. 2);

$C'_v = 19,27 + 0,0025 T_c$  — средняя молярная теплоемкость заряда воздуха,  $C'_v = 19,27 + 0,0025 \cdot 895 = 21,5 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$ ;

$$\overline{C''_p} = \frac{20,49 + (\alpha - 1)19,27}{\alpha} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,315$$

— средняя молярная изобарная теплоемкость смеси «чистых» продуктов сгорания и оставшегося в цилиндре после завершения сгорания избыточного воздуха;

$$\bar{C}_p'' = \frac{20.49 + (2.0 - 1)19.27}{2.0} + \frac{36 + (2.0 - 1)25}{2.0 \cdot 10^4} x T_z + 8.315 = 28.2 + 0.003 T_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\beta_z = \frac{\beta_0 + \gamma_z}{1 + \gamma_z} = \frac{1.0314 + 0.07}{1 + 0.07} = 1.029$$

где  $\beta_0$  — теоретический коэффициент молекулярного изменения;

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32\alpha L_0} = 1 + \frac{8 \cdot 0.122 + 0.005}{32 \cdot 2.0 \cdot 0.487} = 1.0314$$

Подставив значение параметров в уравнение сгорания, получим:

$$\frac{0.86 \cdot 41418}{2.0 \cdot 0.487(1 + 0.07)} + (21.5 + 8.315 = 1.029(28.2 + 0.003 T_z) T_z - 0.003 T_z^2 + 29.0 T_z - 62350 = 0$$

откуда максимальная температура сгорания

$$T_z = \frac{-29 + \sqrt{29^2 + 4 \cdot 0.003 \cdot 62350}}{2 \cdot 0.003} = 1811 \text{ K}$$

**Процесс расширения.** Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1.029 \cdot 1811}{1.2 \cdot 895} = 1.735$$

Степень последующего расширения  $\delta = \varepsilon/\rho = 13.5/1.735 = 7.78$ .

Давление в конце расширения (в точке  $b$ )

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}} = \frac{8.16 \cdot 10^6}{7.78^{1.283}} = 5.87 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

где  $n_2 = 1.283$  (принято).

Температура в конце расширения

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1811}{7.78^{0.283}} = 1013 \text{ K}$$

**Параметры газа в выпускном тракте.** Среднее давление газов за выпускными органами цилиндров  $p_r = p_s \xi_{\Pi} = 0.198 \times 0.88 = 0.174$  МПа, где коэффициент потери давления при продувке во впускных и выпускных органах  $\xi_{\Pi} = 0.88$  (принято),

Среднее давление газов перед турбиной  $p_T = p_r \xi_T = 0,174 \times 0,98 = 0,17$  МПа, где коэффициент потери давления в выпускном тракте от цилиндра до турбины  $\xi_T = 0,98$  (принято).

Средняя температура газов перед турбиной

$$T_T = T_s + \frac{Q_H q_T}{(\varphi_a \alpha G_0 + 1) C_{pm}^r} = 307 + \frac{41418 \cdot 0,45}{(1,6 \cdot 2,0 \cdot 14,1 + 1) 05} = 694 \text{ К}$$

где  $q_T = 0,45$  — относительная потеря теплоты с выпускными газами перед турбиной (принято);

$\varphi_a = 1,6$  — коэффициент продувки (принято);

$G_0$  — масса воздуха, теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг топлива, равная  $\mu_B L_0 = 28,97 \cdot 0,487 = 14,1$  кг/кг. Здесь  $\mu_B = 28,97$  кг/кмоль — масса 1 кмоль воздуха;

$c_{pm}^r = 1.05$  (принято).

**Энергетические и экономические показатели.** Среднее индикаторное давление теоретического (расчетного) цикла, отнесенное к полезному ходу поршня,

$$\begin{aligned} p_{it} &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \\ &= \frac{6.8}{12.5} \left[ 1.2 \cdot 0.735 + \frac{1.2 \cdot 1.735}{0.283} \left( 1 - \frac{1}{7.78^{0.283}} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{0.373} \times \left( 1 - \frac{1}{13.5^{0.373}} \right) \right] = 1.39 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Среднее индикаторное давление теоретического цикла, отнесенное к полному ходу поршня,  $p'_{it} = p_{it}(1 - \psi_s) = 1,33 \cdot 0,91 = 1,21$  МПа, где  $\psi_s = 0,09$  — относительный потерянный на газообмен ход поршня (принято).

Среднее индикаторное давление предполагаемого действительного цикла  $p_i = p'_{it} \varphi_{скр} = 1,21 \cdot 0,97 = 1,17$  МПа, где  $\varphi_{скр} = 0,97$  — коэффициент скругления индикаторной диаграммы (принято).

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре.

$$N_{иц} = 12,8 \frac{D^2 S n}{z} p_i = 12,8 \frac{0,9^2 \cdot 1,8 \cdot 110}{1} 1,17 = 2402 \text{ кВт}$$

Среднее эффективное давление  $p_e = p_i \eta_M = 1,17 \cdot 0,9 = 1,053$  МПа, где  $\eta_M = 0,9$  — механический КПД двигателя (принято).

Эффективная мощность  $N_{еи} = N_{иц} \eta_M = 2402 \cdot 0,9 = 2162$  кВт.

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 433 \frac{\rho_s \eta'_H}{\alpha L_0 T_s p_i} = 433 \frac{0,198 \cdot 0,8}{2,0 \cdot 0,487 \cdot 307 \cdot 1,17} = 0,196 \text{ кг/(кВт·ч)}$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e = g_i / \eta_m = 0,196 / 0,9 = 0,217$  кг/(кВт·ч).

Часовой расход топлива  $G_{т.ч} = g_e N_{е.ч.} = 0,217 \cdot 2162 = 469$  кг/ч.

Цикловая подача топлива

$$g_{ц} = \frac{G_{т.ч.}}{z} = \frac{469}{110 \cdot 60} = 0.071 \text{ кг/цикл}$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 8.315 \frac{\alpha L_0 T_s p_i}{Q_H p_s \eta_H} = 8,315 \frac{2,0 \cdot 0,487 \cdot 307 \cdot 1,17}{41418 \cdot 0,198 \cdot 0,08} = 0,443$$

Эффективный КПД  $\eta_c = \eta_i \eta_m = 0,443 \cdot 0,9 = 0,399$ .

**Построение индикаторной диаграммы.** Принимаем объем цилиндра  $v_a$  в масштабе, равном отрезку  $A = 120$  мм. Тогда  $v_c = v_z = v_a / \varepsilon = 120 / 13,5 = 8,9$  мм;  $v_z = v_c \rho = 8,9 \cdot 1,736 = 15,4$  мм;

$$v'_s = \frac{v_s}{1 - \psi_s} = \frac{v_s - v_c}{1 - \psi_s} = \frac{120 - 8,9}{1 - 0,09} = 122,1 \text{ мм}$$

На оси абсцисс откладываем найденные объемы (отрезки в миллиметрах)- Определяем масштаб ординат:  $m = B / p_z = 80 / 8,16 = 9,8$  мм/МПа, где длина отрезка  $B$  принята равной  $A / 1,5 = 120 / 1,5 = 80$  мм. Определяем промежуточные объемы и соответствующие им давления сжатия и расширения. Расчет выполняем в табличной форме (табл. 4).

Таблица 4

$l = v_a / v_x$	$v_x = v_a / l, \text{ мм}$	Политропа сжатия $p_{x1} = p_a (v_a / v_x)^{n1} m, \text{ мм}$	Политропа расширения $p_{x2} = p_b (v_a / v_x)^{n2} m, \text{ мм}$
1,00	120 ( $v_a$ )	1,88 ( $p_a$ )	5,75 ( $p_b$ )
1,25	96	2,556	7,66
1,50	80	3,28	9,67
1,75	68,6	4,05	11,8
2,00	60	4,87	14,0
2,50	48	6,62	18,6
3,00	40	8,5	23,55
4,00	30	12,6	34,0
5,00	24	17,14	45,35
7,0	17,1	27,2	69,84
7,78( $\delta$ )	15,42 ( $v_z$ )		80,0 ( $p_z$ )
9,0	13,3	38,4	
11	10,9	50,6	
13,5( $\epsilon$ )	8,9 ( $v_c$ )	67,0 ( $p_c$ )	

По данным таблицы наносим на диаграмму характерные точки, проводим линии  $c-z'$ ,  $z'-z$ ,  $b-a$ ,  $a-a'$  и строим политропы сжатия и расширения. Построенная диаграмма является теоретической (рис. 3). Для построения предполагаемой индикаторной диаграммы скругляем углы теоретической диаграммы в точках  $c$ ,  $z'$  и  $z$ . Действительный процесс выпуска начинается в точке  $b'$ , положение которой на диаграмме определяется с помощью диаграммы Брикса.

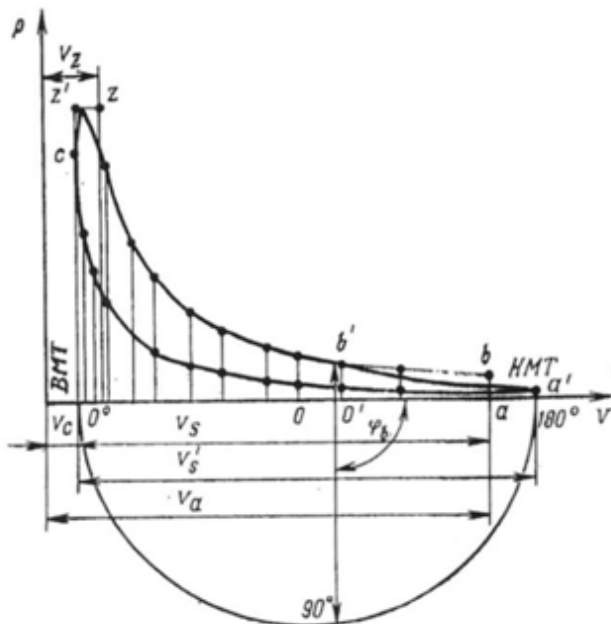


Рис. 3 Теоретическая и предполагаемая индикаторные диаграммы дизеля «Бурмейстер и Вайн» K90GF

Радиус кривошипа в масштабе чертежа  $R=S/2=v_s/2=122/2=61$  мм.

Поправка Брикса

$$OO' = R^2/(2L) = \lambda(R/2) = 0,25(61/2) = 7,6 \text{ мм}$$

где  $\lambda=0,25$  (принято) — постоянная КШМ.

Угол  $\varphi_b$  начала открытия выпускного клапана принят равным  $90^\circ$  п. к. в. до НМТ.

Из точки  $O'$  с помощью транспортира откладываем угол  $\varphi_b$ , проводим вертикаль до пересечения с кривой расширения и находим положение точки  $b'$ . Точки  $b'$  и  $a'$  соединяем кривой.

Для проверки правильности построения полученной предполагаемой индикаторной диаграммы планиметрированием определяем ее площадь. Площадь диаграммы  $Fi = 1436$  мм. Среднее индикаторное давление  $p_i = Fi/(v'_sm) = 1436/(122,1 \times 9,8) = 1,20$  МПа.

Среднее индикаторное давление, найденное аналитически, равно 1,17 МПа. Погрешность построения составляет  $(1,20 - 1,17)/1,17 \cdot 100 = 2,5\%$ , что допустимо.

## § 2. Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы малооборотного двухтактного дизеля «Зульцер» RND105 (ДКРН 105/180)

### Исходные данные.

Номинальная мощность одного цилиндра  $N_{e,y} = 2260$  кВт.

Номинальная частота вращения  $n_n = 108$  об/мин,

Топливо — мазут топочный 40 (малосернистый),

Перепад давления на воздушных фильтрах ТК  $\Delta p_\phi = 45 \cdot 10^{-5}$  МПа.

Барометрическое давление  $p_0 = 0,102$  МПа.

Температура воздуха в машинном отделении  $t_o = 20^\circ\text{C}$ .

Перепад давления на воздухоохладителях  $\Delta p_x = 0,002$  МПа.

Температура забортной воды  $t_{з.в.} = 20^\circ\text{C}$ .

**Процесс наполнения.** Давление воздуха на входе в компрессор  $p'_o = p_o - \Delta p_\phi = 0,102 - 0,00045 = 0,1015$  МПа,

Давление воздуха после компрессора  $p_K = p_s + \Delta p_x = 0,2 + 0,002 = 0,202$  МПа, где  $p_s = 0,2$  МПа — давление наддувочного воздуха (принято).

Степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_K = p_K/p'_o = 0,202/0,1015 = 2,0$ ;

Давление в цилиндре в конце процесса наполнения  $p_a = (0,96 - 1,05)p_s = 0,98 \cdot 0,2 = 0,196$  МПа.

Температура воздуха после компрессора  $T_K = T'_o \pi_K^{(n_K-1)/n_K} = 293 \cdot 2,0^{0,44} = 397$  К, где  $T'_o = 273 + 20 = 293$  К;  $n_K = 1,8$  - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (принято).

Температура воздуха в ресивере  $T_s = 273 + t_{з.в.} + (15 - 20^\circ\text{C}) = 273 + 20 + 15 = 308$  К,

Степень охлаждения воздуха  $E_x = (T_K - T_s)/(T_K - T'_o) = (397 - 308)/(397 - 293) = 0,85$ .

Температура воздуха в рабочем цилиндре, с учетом подогрева ( $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ ) от стенок камеры сгорания  $T'_s = T_s + \Delta t = 308 + 5 = 313$  К.

Температура смеси воздуха и остаточных газов в конце процесса наполнения

$$T_a = \frac{T_s' + \gamma_z T_z}{1 + \gamma_z} = \frac{313 + 0,1 \cdot 620}{1 + 0,1} = 348\text{K}$$

где  $\gamma_r=0,1$ ;  $T_r=620$  К (принято).

Коэффициент наполнения, отнесенный к полезному ходу поршня (действительный коэффициент наполнения),

$$\eta_n = \frac{\varepsilon p_a T_s}{\varepsilon - 1 p_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_z} = \frac{11,5 \cdot 0,196 \cdot 313}{10,5 \cdot 0,2 \cdot 318} \frac{1}{1 + 0,1} = 0,878$$

где  $\varepsilon=11,5$  — степень сжатия (принято).

Коэффициент наполнения, отнесенный к полному ходу поршня (условный коэффициент наполнения),  $\eta'_n = \eta_n(1 - \psi_s) = 0,878(1 - 0,22) = 0,685$ , где  $\psi_s = \psi_{II} = 0,22$  (принято).

Полный рабочий объем цилиндра  $v'_s = (\pi D^2/4)S = 0,785 \cdot 1,06 \cdot 1,8 = 1,558 \text{ м}^3$ .

Плотность наддувочного воздуха.  $\gamma_s = p_s / (R T_s) = 1,98 \times 10^5 / (287 \cdot 313) = 2,18 \text{ кг/м}^3$ .

Заряд воздуха, отнесенный к полному рабочему объему цилиндра,

$$G'_e = v'_s \eta'_n \gamma_s \frac{1}{1 + 1,61d} = 1,558 \cdot 0,685 \cdot 2,18 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,013} = 2,28$$

кг/цикл, где влагосодержание воздуха  $d=0,013$  (по табл. 1).

**Процесс сжатия.** Давление в цилиндре в конце процесса сжатия  $p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,196 \cdot 11,5^{1,373} = 5,7 \text{ МПа}$ , где  $n_1 = 1,373$  (принято).

Температура воздуха в конце процесса сжатия  $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 348 \cdot 11,5^{0,373} = 864 \text{ К}$ .

**Процесс сгорания.** Максимальное давление сгорания  $p_z = \lambda p_c = 1,33 \cdot 5,7 = 7,6 \text{ МПа}$ , где  $\lambda = 1,33$  (принято) — степень повышения давления.

Максимальная температура сгорания определяется из уравнения

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_z)} + (\overline{C_V}' + 8,315 \lambda) T_c = \beta_z' \overline{C_p}'' T_z$$

где  $\xi_z = 0,85$ ;  $\alpha = 2,2$ ;  $\lambda = 1,33$ ;  $\gamma_r = 0,1$  (принято);  $Q_H = 40768 \text{ кДж/кг}$  (принято по табл. 2);

$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,879}{12} + \frac{0,109}{4} + \frac{0,005}{32} - \frac{0,007}{32} \right) = 0,480 \text{ кмоль/кг}$  где  $C=0,879$ ;  $H = 0,109$ ;  $S = 0,005$ ;  $O = 0,007$  — элементарный химический состав топлива (принято по табл. 2).

Средняя молярная теплоемкость заряда воздуха  $\bar{C}'_v = 19,27 + 0,0025T_c = 19,27 + 0,0025 \cdot 864 = 21,42$  кДж/(кмоль · К).

Средняя молярная изобарная теплоемкость смеси «чистых» продуктов сгорания и оставшегося в цилиндре после завершения сгорания избыточного воздуха

$$\begin{aligned} C'_p &= \frac{20,49 + (\alpha - 1)19,27}{\alpha} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,31 \\ &= \frac{20,49 + (2,2 - 1)19,27}{2,2} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,315 \\ &= 28,14 + 0,003 T_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)} \end{aligned}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения  $\beta_z = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,029 + 0,1) / (1 + 0,1) = 1,0263$ , где  $\beta_0$  - теоретический коэффициент молекулярного изменения;  $\beta_0 = 1 + (0,064/\alpha) = 1 + (0,064/2,2) = 1,029$

Подставив полученные значения в уравнение сгорания, определим максимальную температуру цикла  $T_z$ :

$$\begin{aligned} \frac{0,85 \cdot 40768}{2,2 \cdot 0,480(1 + 0,1)} + (21,42 + 8,315 \cdot 1,33)864 \\ = 1,026(28,14 + 0,003 T_z) T_z \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 0,0031 T_z^2 + 28,87 T_z - 57894 \\ T_z = \frac{-28,87 + \sqrt{28,87^2 + 4 \cdot 0,003 \cdot 57894}}{2 \cdot 0,003} = 1696 \end{aligned}$$

**Процесс расширения.** Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,026 \cdot 1696}{1,33 \cdot 864} = 1,51$$

Степень последующего расширения  $\delta = \varepsilon/\rho = 11,5/1,51 = 7,616$ .

Давление в конце процесса расширения (в точке  $b$ )  $p_b = p_z / (1/\delta^{n_2}) = 7,6 / (1/7,61^{1,283}) = 0,563$  МПа, где  $n_2 = 1,283$  (принято).

Температура в конце процесса расширения  $T_b = T_z / (1/\delta^{n_2-1}) = 1696 / (1/7,61^{0,283}) = 955$  К.

**Параметры газа в выпускном тракте.** Среднее давление газов за выпускными органами цилиндров  $p_r = p_s \xi_{\Pi} = 0,2 \times 0,9 = 0,18$  МПа, где коэффициент потери давления  $\xi_{\Pi}$  при продувке во впускных и выпускных органах принят равным 0,9.

Среднее давление газов перед турбиной  $p_r = p_r \zeta_r = 0,18 \times 0,96 = 0,176$  МПа, где коэффициент потери давления  $\zeta_r$  в выпускном тракте цилиндра до турбины принят равным 0,96.



Средняя температура газов перед турбиной

$$T_2 = T_s + \frac{Q_n q_2}{(\varphi_a \alpha G_0 + 1) c_{pm}^r} = 313 + \frac{40768 \cdot 0.4}{(1.65 \cdot 2.2 \cdot 13.9 + 1) \cdot 1.05} = 615 \text{ К}$$

где принято:  $q_1 = 0,4$ ;  $\varphi_a = 1,65$ ;  $G_0$  — масса воздуха, теоретически необходимая для полного сгорания 1 кг топлива, равная  $\mu_b L_0 = 0,480 \cdot 28,97 = 13,9$  кг/кг (здесь  $\mu_b = 28,97$  кг/кмоль — масса 1 моля воздуха);  $c_{pm}^r = 1,05$  кДж/(кг·К).

**Энергетические и экономические показатели.** Среднее индикаторное давление теоретического (расчетного) цикла, отнесенное к полезному ходу поршня,

$$p_{it} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$= \frac{5.7}{10.5} \left[ 1.33 \cdot 0.51 + \frac{1.33 \cdot 1.51}{0.283} \left( 1 - \frac{1}{7.61^{0.283}} \right) - \frac{1}{0.373} \times \left( 1 - \frac{1}{11.5^{0.373}} \right) \right] = 1.20 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление теоретического цикла, отнесенное к полному ходу поршня  $p'_{it} = p_{it} (1 - \psi_s) = 1,2(1 - 0,22) = 0,936$  МПа, где  $\psi_s = 0,22$  (принято).

Среднее индикаторное давление предполагаемого действительного цикла  $p_i = p'_{it} \varphi_{скр} = 0,936 \cdot 1,0 = 0,936$  МПа, где  $\varphi_{скр} = 1,0$  — коэффициент скругления индикаторной диаграммы.

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре,

$$N_{iu} = 12,8 \frac{D^2 S n}{z} p_i = 12,8 \frac{1.05^2 \cdot 1.8 \cdot 108}{1} \cdot 0.936 = 2568 \text{ кВт}$$

Среднее эффективное давление  $p_e = p_i \eta_m = 0,936 \cdot 0,87 = 0,814$  МПа, где  $\eta_m = 0,87$  (принято).

Эффективная мощность одного цилиндра  $N_{eu} = N_{iu} \eta_m = 2568 \cdot 0,87 = 2234$  кВт.

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 433 \frac{\rho_s \eta_n}{\alpha L_0 T_s p_i} = 433 \frac{0.2 \cdot 0.685}{2.0 \cdot 0.48 \cdot 313 \cdot 0.936} = 0.19 \text{ кг/(кВт·ч)}$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e = g_i / \eta_m = 0,190 / 0,87 = 0,219$  кг/(кВт·ч)

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 8.315 \frac{\alpha L_0 T_s p_i}{Q_n p_s \eta_n} = 8.315 \frac{2.2 \cdot 0.48 \cdot 313 \cdot 0.936}{40769 \cdot 0.2 \cdot 0.685} = 0.46$$

Эффективный КПД  $\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,46 \cdot 0,87 = 0,40$ .

**Построение индикаторной диаграммы.** Принимаем объем цилиндра  $v_a$  в масштабе, равном отрезку  $A = 120$  мм. Тогда:  $v_c = v_c = v'_c = 120/11,5 = 10,4$  мм;  $v_z = v_c \rho = 10,4 \cdot 1,51 = 15,6$  мм;  $v'_s = v_s / (1 - \psi_s) = (v_a - v_c) / (1 - \psi_s) = (120 - 10,4) / (1 - 0,22) = 140,5$  мм.

На оси абсцисс откладываем найденные объемы (отрезки в миллиметрах).

Определяем масштаб ординат:  $m = B/p_z - 80/7,6 = 10,53$  мм/МПа, где длина отрезка  $B$  принята равной  $A/1,5 = 120/1,5 = 80$  мм.

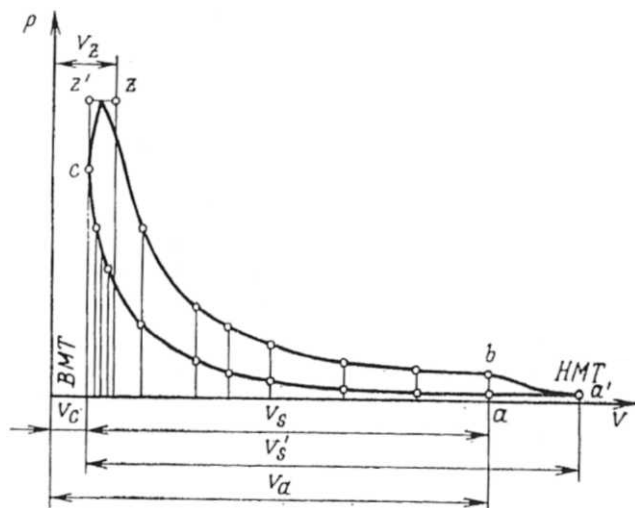


Рис. 4. Теоретическая и предполагаемая индикаторные диаграммы дизеля «Зульцер» 8RND105

Определяем промежуточные объемы и соответствующие им давления сжатия и расширения. Расчет выполняем в табличной форме (табл. 5).

По данным таблицы наносим на диаграмму характерные точки, проводим линии  $c-z'$ ,  $z'-z$ ,  $b-a$ ,  $a-a'$  и строим политропы сжатия и расширения. Построенная диаграмма является теоретической (расчетной) (рис.4).

Для построения предполагаемой индикаторной диаграммы скругляем углы теоретической индикаторной диаграммы в точках  $c$ ,  $z'$ ,  $z$  и соединяем кривой точки  $B$  и  $a''$ .

Планиметрируя площадь диаграммы, получаем  $Fi = 1390$  мм<sup>2</sup>. Среднее индикаторное давление  $p_i = Fi / (v'_s m) = 1390 / (140,5 \cdot 10,53) = 0,94$  МПа. Среднее индикаторное давление, найденное аналитически, равно 0,936 МПа. Погрешность построения диаграммы составляет  $(0,949 - 0,936) / 0,936 \times 100 = 0,42\%$ , что допустимо.

Т а б л и ц а 5

$l = v_a/v_x$	$v_x = v_a/l, \text{ мм}$	Политропа сжатия	Политропа расширения
		$p_{x1} = p_a(v_a/v_x)^{n_1} m,$ мм	$p_{x2} = p_b(v_a/v_x)^{n_2} m,$ мм
1,00	120	2,06 (Pa)	5,93 (p <sub>b</sub> )
1,25	96	2,80	7,89
1,50	80	3,60	9,97
1,75	68,6	4,45	12,15
2,00	60	5,35	14,43
2,50	48	7,26	19,21
3,00	40	9,33	24,27
4,00	30	13,84	35,10
5,00	24	18,81	46,74
7,61 (δ)	15,77 (v <sub>z</sub> )		80,0 (p <sub>z</sub> )
9,00	13,3	42,12	
11,00	10,9	55,53	
11,5 (ε)	10,4 (v <sub>c</sub> )	59,02 (p <sub>c</sub> )	

### § 3. Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы среднеоборотного четырехтактного двигателя «Пилстик» РС4

Исходные данные.

Номинальная мощность одного цилиндра  $N_{\text{е.ц.}}=780$  кВт.

Номинальная частота вращения  $n=400$  об/мин.

Топливо — газотурбинное.

Перепад давления на воздушных фильтрах ТК  $\Delta p_{\text{ф}}=40 \times 10^{-6}$  МПа.

Барометрическое давление  $p_0 = 0,103$  МПа.

Температура воздуха в машинном отделении  $t_0 = 25^\circ \text{C}$ .

Перепад давления на воздухоохладителях  $\Delta p_x = 0,002$  МПа.

Температура забортной воды  $t_{3-в}=10^\circ \text{C}$ .

Температура наддувочного воздуха  $t_s = 40^\circ \text{C}$ .

Относительная влажность воздуха  $\phi_0=70\%$ .

**Процесс наполнения.** Давление воздуха на входе компрессора  $p'_0=p_0-\Delta p_{\text{ф}} = 0,103-0,0004=0,1026$  МПа,

Давление воздуха после компрессора  $p_k=p_a + \Delta p_x=0,255 + 0,002=0,257$  МПа, где  $p_s = 0,255$  МПа — давление наддувочного воздуха (принято).

Степень повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k=p_k/p'_0 = 0,257/0,1026 = 2,41$ .

Давление в цилиндре в конце процесса наполнения  $p_a=(0,9+0,96)p_s = 0,9 \cdot 0,255=0,230$  МПа.

Температура воздуха в рабочем цилиндре с учетом подогрева ( $\Delta t=8^\circ \text{C}$ ) от стенок камеры сгорания  $T'_s=T_s+\Delta t=313+8=321$  К, где  $T_s=t_s+273=40+273=313$  К.

Температура смеси воздуха и остаточных газов в конце процесса наполнения  $T_a=(T'_s+\gamma_r T_r)/(1+\gamma_r) = (321 + 0,02 \times 800)/(1+0,02) = 330$  К, где  $\gamma_r=0,02$ ;  $T_r = 800$  К (принято).

Коэффициент наполнения

$$\eta_n = \frac{\varepsilon p_a T_s}{\varepsilon - 1 p_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_z} = \frac{14 \cdot 0,23 \cdot 321}{13 \cdot 0,255 \cdot 330} \frac{1}{1 + 0,02} = 0,92$$

Рабочий объем цилиндра

$$v'_s = (\pi D^2/4)S = (3,15 \cdot 0,57^2/4) \cdot 0,62 = 0,158 \text{ м}^3.$$

Плотность наддувочного воздуха  $\gamma_s = p_s / (R T_s) = 0,255 \cdot 10^6 / (287 \cdot 313) = 2,78 \text{ кг/м}^3$ .

Массовый заряд воздуха

$$G_a = v_s \eta_s \gamma_s \frac{1}{1 + 1,61d} = 0,158 \cdot 0,92 \cdot 2,78 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,015} = 0,2 \text{ кг/цикл}$$

где влагосодержание  $d = 0,015$  принято по табл. 1.

**Процесс сжатия.** Давление в цилиндре в конце процесса сжатия  $p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,23 \cdot 14^{1,36} = 8,32 \text{ МПа}$ , где  $n_1 = 1,36$  (принято).

Температура воздуха в конце процесса сжатия  $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 332 \cdot 14^{0,36} = 858 \text{ К}$ .

**Процесс сгорания.** Максимальное давление сгорания  $p_z = \lambda p_c = 1,4 \cdot 8,32 = 11,65 \text{ МПа}$ , где степень повышения давления  $\lambda = 1,4$  (принято).

Максимальная температура цикла определяется из уравнения сгорания

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_z)} + (\overline{C'_V} + 8,315\lambda) T_c = \beta'_z \overline{C'_P} T_z$$

где  $\xi_z = 0,85$ ;  $\alpha = 2,0$ ;  $\lambda = 1,4$  (принято);  $Q_H = 41 \cdot 271 \text{ кДж/кг}$  — принято по табл. 2;  $L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$  — теоретически необходимое количество воздуха для топлива среднего элементарного химического состава  $C = 0,87$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,04$ .

Средняя молярная теплоемкость заряда воздуха  $\overline{c}'_v = 19,27 + 0,0025 T_c = 19,27 + 0,0025 \cdot 858 = 21,4 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$ .

Средняя молярная теплоемкость смеси «чистых» продуктов сгорания и оставшегося в цилиндре после завершения сгорания избыточного воздуха

$$C'_p = \frac{20,49 + (\alpha - 1)19,27}{\alpha} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,31$$
$$= \frac{20,49 + (2,0 - 1)19,27}{2,0} + \frac{36 + (\alpha - 1)25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,315$$
$$= 28,2 + 0,003 T_z \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения  $\beta_z = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,032 + 0,02) / (1 + 0,02) = 1,031$ , где  $\beta_0$  — теоретический коэффициент молекулярного изменения;  $\beta_0 = 1 + (0,064/\alpha) = 1 + (0,064/2,0) = 1,032$

Подставив полученные значения в уравнение сгорания, определим максимальную температуру сгорания  $T_z$ :

$$\frac{0.85 \cdot 41271}{2.0 \cdot 0.495(1 + 0.02)} + (21.4 + 8.315 \cdot 1.4)858 = 1.031(28.2 + 0.003T_z)$$

$$0.0031T_z^2 + 29.0T_z - 63088 = 0$$

$$T_z = \frac{-29 + \sqrt{29^2 + 4 \cdot 0.0031 \cdot 63088}}{2 \cdot 0.0031} = 1821 \text{ K}$$

**Процесс расширения.** Степень предварительного расширения  $\rho = (\beta_z \lambda) (T_z/T_c) = (1,031/1,4) \cdot (1821/858) = 1,563$ .

Степень последующего расширения  $\delta = \varepsilon/\rho = 14,0/1,563 = 8,957$ .

Давление в конце расширения  $p_b = p_z/\delta^{n_2} = 11,65/8,957^{1,28} = 0,7 \text{ МПа}$ , где  $n_2 = 1,28$  (принято).

Температура в конце расширения  $T_b = T_z (\delta^{n_2-1}) = 1821/8,957^{0,28} = 984 \text{ K}$ .

**Параметры газов в выпускном тракте.** Среднее давление газов за выпускными органами цилиндров  $p_r = p_s \xi_r = 0,255 \times 0,95 = 0,23 \text{ МПа}$ , где  $\xi_r = 0,95$  — коэффициент потери давления.

Среднее давление газов перед турбиной  $p_r = p_r \xi_r = 0,23 \times 0,95 = 0,22 \text{ МПа}$ , где  $\xi_r = 0,95$  — коэффициент потери давления в выпускном тракте от цилиндра до турбины.

Средняя температура газов

$$T_r = T_s + \frac{Q_u q_r}{(\varphi_a \alpha G_o + 1) c_{pm}} = 313 + \frac{41271 \cdot 0.45}{(1.25 \cdot 2.0 \cdot 14.3 + 1) 1.05} = 794 \text{ K}$$

перед турбиной

где принято:  $q_r = 0,45$ ;  $\varphi_a = 1,25$ ;  $G_o = \mu_o L_o = 28,97 \cdot 0,495 = 14,3 \text{ кг/кг}$  (здесь  $\mu_o = 28,97 \text{ кг/кмоль}$  — масса 1 моля воздуха);  $c_{pm}^r = 1,05 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ .

**Энергетические и экономические показатели двигателя.** Среднее индикаторное давление теоретического (расчетного) цикла

$$\begin{aligned} p_{it} &= \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \\ &= \frac{8.32}{10.5} \left[ 1.4 \cdot 0.56 + \frac{1.4 \cdot 1.56}{0.28} \left( 1 - \frac{1}{8.957^{0.28}} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{0.36} \times \left( 1 - \frac{1}{14^{0.36}} \right) \right] = 1.71 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Среднее индикаторное давление предполагаемого действительного цикла  $p_i = p_{it} \varphi_{скр} = 1.71 \cdot 0.97 = 1.658 \text{ МПа}$ , где  $\varphi_{скр} = 0.97$  (принято) — коэффициент скругления индикаторной диаграммы.

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре.

$$N_{iu} = 12,8 \frac{D^2 S n}{z} p_i = 12,8 \frac{0.57^2 \cdot 0.62 \cdot 400}{1} 1.658 = 855 \text{ кВт}$$

Эффективная мощность одного цилиндра  $N_{ei} = N_{ii} \eta_M = 855 \cdot 0,9 = 769,5$  кВт, где  $\eta_M = 0,9$  (принято).

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = 433 \frac{\rho_s \eta_H'}{\alpha L_0 T_s p_i} = 433 \frac{0,255 \cdot 0,92}{2,0 \cdot 0,495 \cdot 313 \cdot 1,658} = 0,197 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

Удельный эффективный расход топлива  $g_e = g_i \eta_M = 0,197 / 0,9 = 0,219$  кг/(кВт·ч).

Индикаторный КПД

$$\eta_i = 8,315 \frac{\alpha L_0 T_s p_i}{Q_H \rho_s \eta_H} = 8,315 \frac{2,0 \cdot 0,495 \cdot 313 \cdot 1,658}{41271 \cdot 0,255 \cdot 0,92} = 0,44$$

Эффективный КПД  $\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,44 \cdot 0,9 = 0,396$ .

**Построение индикаторной диаграммы.** Принимаем объем цилиндра  $v_a$  в масштабе, равном отрезку  $A = 120$  мм. Тогда:  $v_c = v'_z = v_a / \epsilon = 120 / 1,4 = 8,33$  мм;  $v_z = v_c \rho = 8,33 \cdot 1,54 = 12,8$  мм.

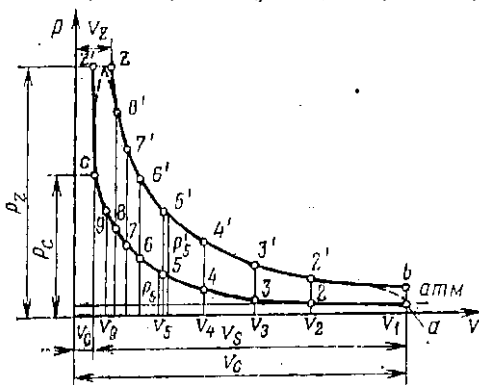


Рис. 5. Теоретическая и предполагаемая индикаторные диаграммы дизеля «Пил-стик» РС4

На оси абсцисс откладываем отрезки в миллиметрах (найденные объемы).

Определяем масштаб ординат:  $m = B/p_z = 80 / 11,65 = 6,86$  мм/МПа, где длина отрезка  $B$  принята равной  $A / 1,5 = 120 / 1,5 = 80$  мм.

Определяем промежуточные объемы и соответствующие им давления сжатия и расширения. Расчет выполняем в табличной форме (табл. 6).

По данным таблицы наносим на диаграмму характерные точки, проводим линии  $c-z'$ ,  $z'-z$ ,  $b-a$  и строим политропы сжатия и расширения. Построенная диаграмма является теоретической (рис.5). Для определения предполагаемой ин-

дикаторной диаграммы скругляем углы теоретической индикаторной диаграммы.

Планиметрируя площадь диаграммы, получим  $F_i=1226 \text{ мм}^2$ . Среднее индикаторное давление  $p_i=F_i/(v_s m) = 1226/(111,67 \cdot 6,86) = 1,6 \text{ МПа}$ . Среднее индикаторное давление, найденное аналитически, равно 1,658 МПа. Погрешность построения индикаторной диаграммы составляет  $(1,658 - 1,60)/1,658 \cdot 100 = 3,5\%$ .

Таблица 6

$l = v_a/v_x$	$v_x = v_a/l, \text{ мм}$	Политропа сжатия	Политропа расширения
		$p_{x1} = p_a(v_a/v_x)^{n1} m, \text{ мм}$	$p_{x2} = p_b(v_a/v_x)^{n2} m, \text{ мм}$
1,00	120	1,57 ( $p_a$ )	4,8 ( $p_b$ )
1,25	96	2,13	6,4
1,50	80	2,74	8,07
1,75	68,6	3,37	9,83
2,00	60	4,05	11,66
2,50	48	5,5	15,5
3,0	40	7,03	19,6
4,0	30	10,4	28,3
5,0	24	14,08	37,68
7,0	17,1	22,25	57,96
8,96 ( $\delta$ )	13,4( $v_z$ )	31,14	80,0
11,0	10,9	41,14	—
12,0	10,0	46,3	—
13,0	9,24	51,64	—
14,0	8,57( $v_c$ )	57,12 ( $p_c$ )	—

### Г Л А В А III

## ПРИМЕРЫ АНАЛИЗА ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ДИЗЕЛЯ

### § 1. Влияние сорта топлива

**Задание.** Проанализировать изменение энергетических и экономических показателей двигателя K90GF «Бурмейстер и Вайн» при использовании сернистого топочного мазута 40 вместо флотского мазута Ф-12 (см. гл. II, § 1).

Для определения среднего индикаторного давления можно использовать следующее выражение:  $p_i=0,001 (Q_u/v'_s)g_u \eta_i$ , где  $v_s$  — рабочий объем цилиндра;  $g_u$  — цикловая подача топлива.

Цикловая подача топлива:

при использовании флотского мазута Ф-12  $g_{ц} = G_B / (\alpha G_0) = 2,02 / (2,0 \cdot 14,1) \approx 0,072$  кг/цикл;

при использовании сернистого мазута 40  $g_{ц}^* = G_B / (\alpha G_0^*) = 2,02 / (2,0 \cdot 13,7) \approx 0,074$  кг/цикл, где

$$G_0^* = L_0^* \mu_B = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \mu_B \\ = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,865}{12} + \frac{0,108}{4} + \frac{0,02}{32} - \frac{0,007}{32} \right) 28,97 = 13,7 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Таким образом, для сохранения неизменным коэффициента избытка воздуха при сгорании ( $\alpha = \text{idem}$ ) при переходе на топочный мазут необходимо увеличить цикловую подачу топлива на 2 г/цикл.

Тогда при использовании флотского мазута  $p_i = 0,001 (41 \cdot 418 / 1,14) 0,072 \cdot 0,443 \approx 1,16$  МПа;

при использовании сернистого мазута 40  $p_i^* = 0,001 (40 \cdot 287 / 1,14) 0,074 \cdot 0,443 \approx 1,16$  МПа.

Если допустить, что при переходе на топочный мазут цикловая подача топлива не изменится, то среднее индикаторное давление  $p_i^* = 0,001 (40 \cdot 287 / 1,14) 0,072 \cdot 0,443 \approx 1,127$  МПа.

Следовательно, перевод двигателя на топочный мазут при неизменной цикловой подаче топлива должен сопровождаться снижением энергетических показателей. В действительных условиях эксплуатации снижение теплоты сгорания топлива  $Q_H$  обычно компенсируется увеличением  $g_{ц}$  за счет увеличения плотности топлива и уменьшения протечек в насосных и форсуночных парах. При работе двигателя на гребной винт в ряде случаев из-за увеличения  $g_{ц}$  возрастают среднее индикаторное давление и частота вращения вала двигателя. При этом ухудшаются экономические показатели (увеличиваются расход топлива и температура выпускных газов), снижается  $p_{ц}$ , возрастает тепловая напряженность двигателя.

## § 2. Влияние метеорологических (атмосферных) условий

**Задание.** Проанализировать влияние изменения атмосферного давления  $p_0$  с  $1,013 \cdot 10^5$  до  $0,933 \cdot 10^5$  Па на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» (см. гл. II, § 1).

При уменьшении  $p_0$  снизится давление воздуха на входе в компрессор и станет равным  $p'_0 = p^*_0 - \Delta p_\phi = 0,933 \cdot 10^5 - 392 = 0,929 \cdot 10^6$  Па.



Тогда давление воздуха после компрессора  $p_k^* = \pi_k p_0' = 1,98 \cdot 0,929 \cdot 10^5 = 1,84 \cdot 10^5$  Па.

Давление воздуха в ресивере снизится до  $p_s^* = p_s^* - \Delta p_x = 1,84 \cdot 10^5 - 1962 = 1,82 \cdot 10^5$  Па.

Плотность наддувочного воздуха уменьшится и станет равной  $\gamma_s^* = p_s / (RT_s) = 1,82 \cdot 10^5 / (287 \cdot 307) = 2,06$  кг/м<sup>3</sup>.

Так как коэффициент наполнения практически не зависит от параметров воздуха в ресивере, то заряд воздуха в цилиндре будет равен  $G_B^* = v_s \eta_n \gamma_s^* \frac{1}{1+1,61d} = 1,14 \cdot 0,8 \cdot 2,06 \frac{1}{1+1,61 \cdot 0,01} \cong 1,85$  кг/цикл

Коэффициент избытка воздуха уменьшится и станет равным  $\alpha^* = G_B^* / (g_{ц} G_0) = 1,85 / (0,072 \cdot 14,0) \cong 1,84$ .

Снижение  $\alpha$  при  $g_{ц} = idem$  сопровождается ухудшением процесса сгорания, ростом температуры выпускных газов и снижением индикаторного КПД  $\eta_i$ . Для ориентировочной количественной оценки  $\eta_i$  в функции от  $\alpha$  можно воспользоваться графиком зависимости относительного изменения  $\eta_i$  в функции от  $\alpha$  (рис. 6).

При  $\alpha = 1,84$   $\eta_i$  составляет 97% его значения при  $\alpha = 2$ , т. е.  $\eta_i^* = 0,97 \cdot 0,443 = 0,429$ .

Для анализа влияния атмосферных условий на работу двигателя

воспользуемся формулой  $p_i^* = 0,001 p_i^* = 0,001 (Q_H / G_0) * (\gamma_s^* \eta_n) (\eta_i^* / \alpha^*)$

где  $(Q_H / Q_0)$  — низшая теплота сгорания теоретической рабочей смеси (при  $\alpha = 1$ ). Это отношение для массы жидких топлив практически сохраняется неизменным и на энергетические показатели работы двигателя не влияет;

$\gamma_s^* = \eta_n$  - заряд воздуха в цилиндре. В значительной мере зависит от  $\gamma_s^* = p_s (RT_s)$ . При увеличении давления наддува  $p_s$  и снижении температуры наддувочного воздуха  $T_s$  увеличивается заряд воздуха в цилиндре, что способствует повышению среднего индикаторного давления;

$(\eta_i^* / \alpha^*)$  - критерий совершенства рабочего цикла у дизелей с наддувом. При повышении этого отношения увеличивается  $p_i$  и повышается экономичность двигателя.

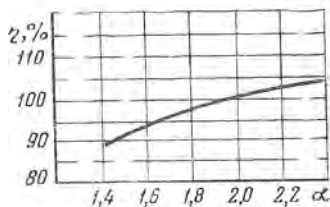


Рис. 6. Зависимость относительного изменения индикаторного КПД  $\eta_i$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  для судовых дизелей

Параметр форсировки  $\eta_i/\alpha$  при  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Па равен  $0,443/2,0=0,221$ ; а при  $p_0 = 0,933 \cdot 10^5$  Па возрастает до  $0,443/1,84=0,240$ , что должно, способствовать росту  $p_i$

Однако с учетом снижения плотности воздуха при  $p_0 = 0,933 \cdot 10^5$  Па среднее индикаторное давление уменьшается;

$$p_i^* = 0.001 \frac{Q_n}{G_0} \gamma_s^* \eta_n \frac{\eta_i^*}{\alpha^*} = 0.001 \frac{41418}{14.0} \times 2.06 \cdot 0.8 \cdot 0.24 \cong 1.16 \text{ МПа}$$

При  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Па

$$p_i = 0.001 \frac{Q_n}{G_0} \gamma_s \eta_n \frac{\eta_i}{\alpha} = 0.001 \frac{41418}{14.0} \times 2.25 \cdot 0.8 \cdot \frac{0,443}{2,0} \cong 1.16 \text{ МПа}$$

Изменение  $p_i$  составило  $(1,17—1,16)/1,17 \cdot 100 \cong 0,8\%$ .

У судового дизеля, работающего по винтовой характеристике при постоянной осадке судна, при снижении  $p_i$  независимо от причин, вызывающих это снижение, будет одновременно снижаться частота вращения вала. Ориентировочно частота вращения уменьшится:

$$n^* \cong n \sqrt{p_i^*/p_i} \cong 110 \sqrt{1.16/1.17} \cong 109 \text{ об/мин}$$

Удельный индикаторный расход топлива:

при  $p_0 = 1,013 \cdot 10^5$  Па

$$g_i = \frac{3600}{Q_n \eta_i} = \frac{3600}{41408 \cdot 0.443} = 0.196 \text{ кг/(кВт·ч)}$$

при  $p_0 = 0,933 \cdot 10^5$  Па

$$g_i^* = \frac{3600}{Q_n \eta_i^*} = \frac{3600}{41418 \cdot 0.429} = 0.202 \text{ кг/(кВт·ч)}$$

Расход топлива изменился на  $(0,202—0,196)/0,196 \cdot 100 = 3,00\%$ .

**Задание.** Проанализировать влияние повышения температуры воздуха в машинном отделении  $t_o$  с  $20$  до  $40^\circ\text{C}$  на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» (см. гл. II, § 1).

Известно, что с увеличением температуры воздуха перед впускными органами двигателя на  $3^\circ\text{C}$ . мощность двигателя уменьшается на  $1\%$ . Эта цифра приближенная и для разных типов двигателей может колебаться в широких пределах (до  $10^\circ\text{C}$  на  $1\%$  мощности).

В двигателях с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха прямая связь температуры всасываемого ( $T_0 \cong T_0'$ ) и наддувочного ( $T_s$ ) воздуха отсутствует. Благодаря наличию

воздухоохладителя температуру воздуха в ресивере можно сохранять примерно на одном уровне. Однако эта возможность часто ограничивается температурой забортной воды, которая обычно возрастает с повышением температуры наружного воздуха, достигая в тропиках 35—40°C. В то же время для реализации теплообмена в холодильнике температура выходящего из него воздуха должна быть на 8—10° выше температуры воды. Кроме того, достаточно низкую температуру воздуха невозможно поддерживать из-за опасности выпадения влаги.

Мощность, необходимая для привода ТК,

$$N_k = \frac{k}{k-1} R T'_0 \left( \pi_k^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \frac{G_k}{\eta_k}$$

где  $k$  — показатель адиабаты воздуха;  $R$  — газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·К);  $T'_0$  — температура воздуха на входе в компрессор;  $\pi_k$  — степень повышения давления в компрессоре;  $\eta_k$  — КПД компрессора (0,75—0,84);  $G_k$  — секундный расход воздуха, может быть определен по формуле  $G_k = (v_s \gamma_s \eta_n n_i \varphi_a z) / 60$ , где  $v_s$  — рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $\gamma_s$  — плотность воздуха перед цилиндром, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta_n$  — коэффициент наполнения;  $i$  — число цилиндров, подключенных к одному ТК;  $\varphi_a$  — коэффициент продувки;  $z$  — коэффициент тактности.

Из формул следует, что чем выше температура  $T'_0$ , тем больше мощность, необходимая для сжатия воздуха до заданного значения степени повышения давления  $\pi_k$ . При постоянной цикловой подаче топлива ( $g_{ц} = \text{idem}$ ) и частоте вращения вала двигателя ( $n = \text{idem}$ ) с увеличением температуры  $T'_0$  снижаются частота вращения ротора ТК  $n_{тк}$ , давление наддува  $p_s$  и плотность воздуха  $\gamma_s$ , уменьшаются расход воздуха  $G_k$  и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ , давление газа  $p_r$  и его расход  $G_T$  через турбину при одновременном росте температуры выпускных газов  $T_r$ .

В зависимости от пределов изменения указанных параметров, режима работы двигателя и особенностей конструкции ТК при увеличении  $T'_0$  возможны два противоположных результата.

Мощность, развиваемая газовой турбиной,

$$N_T = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T \left( 1 - \pi_T^{\frac{1-k_T}{k_T}} \right) G_T \eta_T$$

где  $k_T$  — показатель адиабаты;  $R_T$  — газовая постоянная;  $T_T$  — температура газов перед турбиной;  $\eta_T = p_T / p_{от}$  — степень расширения газов в турбине (от давления перед турбиной

$p_T$  до давления за турбиной  $p_{от}$ );  $G_T$  — расход газов через турбину;  $\eta_T$  — КПД турбины.

Секундный расход газов через турбину больше секундно-го расхода воздуха на величину секундного расхода топлива. Определяют его по формуле

$$G_T = G_k + g_T = \frac{g_e N_e}{3600} (28,97 \alpha L_{оф} + 1),$$

где  $g_T$  — расход топлива, кг/с.

Из формул видно, что мощность турбины  $N_T$  в зависимости от соотношений параметров  $T_T$ ,  $p_T$  и  $G_T$  может уменьшиться или увеличиться. Если в результате увеличения  $T_T$  и уменьшения  $p_T$  и  $G_T$  мощность турбины  $N_T$  уменьшится, то частота вращения ротора ТК снизится; если влияние  $T_T$  на мощность турбины будет значительнее, чем влияние уменьшения  $p_T$  и  $G_T$ , то  $n_{TK}$  повысится.

Практика эксплуатации показывает, что повышение  $T'_0$  обычно сопровождается снижением  $n_{TK}$ , что в еще большей мере снижает  $\pi_k$  и  $p_s$  и вынуждает уменьшать цикловую подачу топлива для обеспечения работы двигателя без тепловой перегрузки.

Для упрощения анализа влияния изменения температуры  $T'_0 \cong T_0$  на работу двигателя примем допущения: степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k = idem$ ; степень охлаждения воздуха  $E_x = idem$ .

Температура воздуха после компрессора при  $T'_0 \cong T_0 \cong 20 + 273 = 293$  К  $T_k = T'_0 \pi_k^{(n_k - 1)/n_k} = 293 \cdot 1,98^{(1,6 - 1)/1,6} = 378$  К, где показатель политропы сжатия в компрессоре  $n_k = 1,6$  (принято).

Степень охлаждения воздуха  $E_x = (T_k - T_s)/(T_k - T'_0) = (378 - 307)/(378 - 293) = 0,83$ .

Температура воздуха после компрессора при  $T'_0 \cong T^*_0 = 40 + 273 = 313$  К  $T^*_k = T'_0 \pi_k^{(n_k - 1)/n_k} = 313 \cdot 1,98^{(1,6 - 1)/1,6} = 404$  К.

Температура воздуха в ресивере  $T^*_s = T^*_k - E_x(T^*_k - T^*_0) = 404 - 0,83(404 - 313) = 328$  К.

Плотность наддувочного воздуха  $\gamma_s = p_s/(RT_s) = 1,98 \times 10^5 / (287 \cdot 328) = 2,01$  кг/м<sup>3</sup>.

Заряд воздуха в цилиндре

$$G^*_в = v'_s \eta'_n \gamma^*_s \frac{1}{1 + 1,61d} = 1,14 \cdot 0,8 \cdot 2,01 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,01} \cong 1,86 \text{ кг/цикл.}$$

При  $g_{ц} = idem$  коэффициент избытка воздуха уменьшится до  $\alpha^* = G_{в}/(g_{ц} G_0) = 1,86 / (0,072 \cdot 14,0) = 1,84$ . Снижение  $\alpha$  сопровождается уменьшением качества смесеобразования и протекания процесса сгорания, что приводит к снижению энергоэкономических показателей цикла, повышению темпе-

ратуры выпускных газов и тепловой напряженности двигателя.

При  $\alpha=1,84$  значение  $\eta_i$  составляет 97% его значения при  $\alpha=2,0$  (см. рис. 6), т. е.  $\eta_i^*=0,97 \cdot 0,443=0,43$ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i^*=0,001 \frac{Q_n}{G_0} \gamma_s^* \eta_n \frac{\eta_i^*}{\alpha^*} = 0,001 \frac{41\,418}{14,0} 2,01 \cdot 0,8 \times \\ \times \frac{0,43}{1,84} \cong 1,145 \text{ МПа.}$$

Изменение  $p_i$  составило  $(1,17-1,145)/1,17 \cdot 100=2,1\%$ .

Частота вращения вала снизится до

$$n^* \cong n \sqrt{\frac{p_i^*}{p_i}} \cong 110 \sqrt{\frac{1,145}{1,17}} \cong 108,8 \text{ об/мин.}$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i^* = \frac{3600}{Q_n \eta_i} = \frac{3600}{41\,418 \cdot 0,43} = 0,202 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)} \\ [g_i = 0,196 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}].$$

Изменение  $g_i$  составит  $(0,202-0,196)/0,196 \cdot 100=3,06\%$ .

**Задание.** Проанализировать влияние увеличения влажности воздуха  $\phi_0$  от 70 до 90% на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» K90GF (см. гл. II, § 1).

Так как влажный воздух содержит в себе водяной пар, то заряд в цилиндре (содержание сухого воздуха и кислорода) уменьшается на количество содержащегося в воздухе водяного пара за счет уменьшения коэффициента наполнения  $\eta_n$  и плотности воздуха  $\gamma_s$ .

При постоянной температуре окружающего воздуха  $t_0$  относительная влажность  $\phi_0$ , характеризующая степень насыщения воздуха влагой, может быть различной в зависимости от давления воздуха и температуры воды, с которой контактирует воздух. Однако каждой температуре воздуха соответствует некоторое небольшое количество водяных паров, которые могут содержаться в воздухе. Это максимальное содержание паров быстро возрастает с повышением температуры.

В предыдущем примере влияние изменения температуры воздуха на работу двигателя для упрощения рассматривалось без учета изменения влажности. В действительности при переходе судна в южные широты повышение температуры воздуха сопровождается ростом его влажности. Поэтому при оценке влияния влажности воздуха необходимо учесть повышение его температуры с 20 до 40° С. Тогда заряд воздуха в цилиндре

$$G_B = v'_s \eta'_{н\gamma_s} \frac{1}{1+1,61d} = 1,14 \cdot 0,8 \cdot 2,01 \frac{1}{1+1,61 \cdot 0,045} = 1,76 \text{ кг/цикл},$$

где  $d^* = 0,045$  — влагосодержание воздуха при  $t_0 = 40^\circ\text{C}$  и  $\varphi_0 = 90\%$ . При  $t_0 = 40^\circ\text{C}$  и  $\varphi_0 = 70\%$   $G_B = 1,86$  кг/цикл.

Таким образом, только за счет повышения влажности и температуры воздуха заряд воздуха в цилиндре уменьшится на  $(1,86 - 1,76) / 1,86 \cdot 100 = 5,376\%$ .

При  $g_{ц} = \text{idem}$  это приведет к снижению  $\alpha$ ,  $\eta_i$  и  $p_i$ , росту температуры выпускаемых газов и тепловой напряженности двигателя.

Следует отметить, что влияние изменения давления  $p_0$ , температуры  $t_0$  и влажности  $\varphi_0$  воздуха на работу двигателя весьма значительно в сумме, и особенно за счет изменения температуры и влажности воздуха. Влияние температурных условий на работу двигателя сказывается прежде всего на режимах полной нагрузки, для которых характерны минимальные значения  $\alpha$ . Во избежание тепловой нагрузки двигателя при увеличении  $t_0$  и  $\varphi_0$  необходимо уменьшать циклоподачу топлива.

Атмосферные условия влияют не только на индикаторные показатели двигателя, но и на величину механических потерь. Однако изменения механических потерь в двигателе не оказывают существенного влияния на характер изменения его эффективных показателей.

### § 3. Влияние температуры заборной воды

**Задание.** Проанализировать влияние изменения температуры заборной воды  $t_{з.в}$  с 14 до  $30^\circ\text{C}$  (при одновременном повышении  $t_0$  до  $40^\circ\text{C}$  и  $\varphi_0$  до 90%) на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» K90GF (см. гл. II, § 1).

Температура заборной воды  $t_{з.в}$  влияет на температуру наддувочного воздуха  $t_s$  и температуру охлаждающей пресной воды  $t_{охл.}$ . Минимально возможное значение температуры наддувочного воздуха (в К)  $T_s = T_{з.в} + (10 \div 15^\circ\text{C}) \text{ К}$ .

При достаточно высокой температуре  $T_{з.в}$  охлаждающая способность исчерпывается и начинается рост температуры  $T_s$ .

При охлаждении влажного воздуха до температуры точки росы  $T_p$  происходит конденсация водяного пара и влага вместе с продувочным воздухом поступает в цилиндры двигателя, растворяя серную кислоту, образующуюся при сгорании сернистого топлива.

Разбавленная серная кислота очень агрессивна и вызывает усиленную коррозию и износ цилиндрических втулок, поршневых колец и штоков. Поэтому температура наддувочного воздуха  $T_s$  должна быть выше температуры точки росы водяного пара  $T_p$  на  $5 \div 10^\circ \text{C}$ .

Температура наддувочного воздуха  $t_s$  при различных давлениях наддува  $p_s$ , температуре  $t_0$  и относительной влажности  $\phi_0$  воздуха в машинном отделении указана в табл. 7.

Для установления температурного режима охлаждения можно руководствоваться также графиком (рис. 7), позволяющим определить температуру  $t_p$  в зависимости от  $p_s$ ,  $t_0$ ,  $\phi_0$ , а также количество конденсата, выпадающего в воздухоохладителях (в граммах воды на 1 кг воздуха), если температура  $t_s$  станет меньше температуры  $t_p$ .

Поддержание необходимой температуры  $t_s$  в некоторой степени саморегулируется, так как с повышением значений  $t_0$  и  $\phi_0$  обычно возрастает температура забортной воды  $t_{з.в.}$  и температура  $t_s$  повышается. Таким образом, при переходе судна в районы с повышенной температурой и влажностью воздуха неизбежно повышение температуры наддувочного воздуха  $t_s$ .

Т а б л и ц а 7

$\phi_0, \%$	$p_s=0,12 \text{ МПа}$								$p_s=0,13 \text{ МПа}$								$p_s=0,14 \text{ МПа}$							
	$t_0, ^\circ\text{C}$								$t_0, ^\circ\text{C}$								$t_0, ^\circ\text{C}$							
	15	20	25	30	35	40	45		15	20	25	30	35	40	45		15	20	25	30	35	40	45	
30	6	5	9	13	18	22	27	1	6	10	15	19	24	28	2	7	11	16	20	25	29			
40	4	9	13	18	23	27	32	5	10	15	19	24	28	33	6	11	16	20	25	30	34			
50	7	12	17	22	26	31	36	9	13	18	23	28	32	37	10	14	19	24	29	34	38			
60	10	15	20	25	29	34	39	11	16	21	26	31	36	40	12	17	22	27	32	37	42			
70	12	17	22	27	32	37	42	14	19	24	28	33	38	43	15	20	25	30	35	40	45			
80	14	19	24	29	34	39	44	16	21	26	31	36	41	46	17	22	27	32	37	42	47			
90	16	21	26	31	37	42	47	18	23	28	33	38	43	48	19	24	29	34	39	44	50			
100	18	23	28	33	39	44	49	18	24	30	35	40	45	50	20	26	31	36	41	47	52			

$\varphi_c, \%$	$p_s=0,15$ МПа			$p_s=0,16$ МПа				$p_s=0,17$ МПа													
	$t_0, ^\circ\text{C}$							$t_0, ^\circ\text{C}$				$t_0, ^\circ\text{C}$									
	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45
30	3	8	12	17	21	26	30	4	9	13	18	22	27	31	5	10	14	19	23	28	33
40	7	12	17	21	26	31	35	8	13	18	23	27	32	37	9	14	19	23	28	33	38
50	11	16	20	25	30	35	40	12	17	21	26	31	36	41	13	17	22	27	32	37	42
60	13	18	23	28	33	38	43	14	19	24	29	34	39	44	15	20	25	30	36	40	45
70	16	21	26	31	36	41	46	17	22	27	32	37	42	47	18	23	28	33	38	43	48
80	18	23	28	33	38	44	49	19	24	34	40	45	45	50	20	25	30	35	41	46	51
90	20	25	30	36	41	46	51	21	26	31	37	42	47	52	22	27	32	38	43	48	54
100	22	27	32	43	43	48	53	23	28	33	38	44	49	54	24	29	34	40	45	50	56

$\varphi_c, \%$	$p_s=0,18$ МПа			$p_s=0,19$ МПа				$p_s=0,20$ МПа													
	$t_0, ^\circ\text{C}$							$t_0, ^\circ\text{C}$				$t_0, ^\circ\text{C}$									
	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45
30	6	10	15	20	24	29	34	7	11	16	21	25	30	34	7	12	17	21	26	31	35
40	10	15	20	24	29	34	39	11	16	20	25	30	35	40	12	16	21	26	31	36	41
50	13	18	23	28	33	38	43	14	19	24	29	34	39	44	15	20	25	30	35	40	45
60	16	21	26	31	36	41	46	17	22	27	32	37	42	48	18	23	28	33	38	43	49
70	19	24	29	34	39	44	50	20	25	30	35	40	45	51	20	26	31	36	41	46	52
80	21	26	31	37	42	47	52	22	27	32	37	43	48	53	22	28	33	38	44	49	54
90	23	28	33	39	44	49	51	24	29	34	40	45	50	56	24	30	35	41	46	51	57
100	24	30	35	41	46	51	51	25	31	36	42	47	53	58	26	32	37	43	48	54	59

$\varphi_c, \%$	$p_s=0,21$ МПа			$p_s=0,22$ МПа				$p_s=0,23$ МПа													
	$t_0, ^\circ\text{C}$							$t_0, ^\circ\text{C}$				$t_0, ^\circ\text{C}$									
	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45
30	8	13	17	22	27	32	36	9	13	18	23	28	32	37	9	14	19	24	28	33	36
40	12	17	22	27	32	37	42	13	18	23	28	33	38	42	14	19	24	29	33	38	43
50	16	21	26	31	36	41	46	16	22	27	32	37	42	47	17	22	27	32	37	43	48
60	19	24	29	34	39	44	50	19	25	30	35	40	45	50	20	25	30	36	41	46	51
70	21	26	32	37	42	47	53	22	27	32	38	43	48	54	23	28	33	39	44	49	54
80	23	29	34	39	45	50	55	24	29	35	40	46	51	56	25	30	36	41	46	52	57
90	25	31	36	42	47	52	58	26	31	37	42	48	53	59	27	32	38	43	49	54	60
100	27	33	38	44	49	55	60	28	33	39	44	50	56	61	29	34	40	45	51	56	62



Используя известные данные ( $p_s = 1,98 \cdot 10^5$  Па,  $t_0 = 40^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 90\%$ ), по табл. 7 определяем температуру точки росы:  $T_p = t_p + 273 = 51 + 273 = 324$  К. Примерно такой же результат получаем при использовании графика (см. рис. 7).

Из условия исключения конденсации водяных паров температура воздуха в ресивере должна быть  $T_s = T_p + (5 \div \pm 10^\circ\text{C}) = 324 + (5 \div \pm 10^\circ\text{C}) = 329 \div 334$  К.



Рис. 7. График для определения температуры наддувочного воздуха в ресивере в зависимости от температуры и относительной влажности в машинном отделении

Действительная температура воздуха в ресивере  $T_s = T_{з.в} + (10 \div 15^\circ\text{C}) = 30 + 273 + 10 = 313$  К ( $40^\circ\text{C}$ ).

Если не повысить температуру  $T_s$  (чаще всего это достигается уменьшением подачи охлаждающей воды в воздухоохлаждатели) до необходимого значения, то в воздухоохлаждателях будет выпадать влага в количестве, высчитываемом по формуле  $\Delta d = d_0 - d_s$  (в граммах на 1 кг воздуха), где  $d_0$ ,  $d_s$  — соответственно влагосодержание при  $p_0$ ,  $t_0$  и  $p_s$ ,  $t_s$ .

По графику (см. рис. 7) находим:  $d_0 \cong 44$  г/кг,  $d_s \cong 25$  г/кг. Следовательно,  $\Delta d = 44 - 25 = 19$  г/кг.

Тогда, при  $N_e = 2162$  кВт;  $g_e = 0,217$  кг/(кВт·ч),  $G_0 = 14,0$  кг/кг через цилиндр за 1 ч будет проходить конденсата  $G_{кон} = g_e N_e \alpha_s G_0 \Delta d = 0,217 \cdot 2162 \cdot 3,2 \cdot 14,0 \cdot 0,019 = 398$  кг, где  $\alpha_s = \alpha \varphi_a = 2 \cdot 1,6 = 3,2$  — суммарный коэффициент избытка воздуха.

Таким образом, температура воздуха в ресивере должна быть  $T_s^* \cong 328 \text{ К}$ .

При этой температуре плотность наддувочного воздуха  $\gamma_s^* = \rho_s / (RT_s) = 1,98 \cdot 10^5 / (287 \cdot 328) \cong 2,01 \text{ кг/м}^3$ .

Заряд воздуха в цилиндре

$$G_{\text{в}}^* = v'_s \eta'_n \gamma_s^* \frac{1}{1 + 1,61d^*} = 1,14 \cdot 0,8 \cdot 2,01 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,045} = 1,76 \text{ кг/цикл.}$$

При  $g_{\text{ц}} = \text{idem}$  коэффициент избытка воздуха при сгорании  $\alpha$  уменьшится до  $\alpha^* = G_{\text{в}}^* / (g_{\text{ц}} G_0) \cong 1,76 / (0,072 \cdot 14,0) \cong 1,76$ .

При  $\alpha^* = 1,76$  значение  $\eta_i$  составляет приблизительно 95% его значения при  $\alpha = 2,0$  (см. рис. 6), т. е.  $\eta_i^* \cong 0,95 \cdot \eta_i \cong 0,95 \cdot 0,443 \cong 0,42$ .

Среднее индикаторное давление

$$p_i^* \cong 0,001 \frac{Q_{\text{н}}}{G_0} \gamma_s^* \eta'_n \frac{\eta_i^*}{\alpha^*} \cong 0,001 \frac{41\,418}{14,0} \cdot 2,01 \cdot 0,8 \frac{0,42}{1,76} \cong 1,17 \text{ МПа.}$$

Значение  $p_i$  сохранилось на прежнем уровне, так как, несмотря на существенное снижение  $\alpha$  и  $\eta_i$ , их соотношение  $\eta_i/\alpha$  практически не изменилось.

Полученный результат не противоречит положению о том, что при снижении  $\alpha$  процесс сгорания ухудшается. Условия получения максимальной эффективности — удельной работы цикла ( $p_i$ ) и его экономичности ( $\eta_i$ ) — неодинаковы. Так как  $p_i = f(\eta_i/\alpha)$ , а  $\eta_i = f(\alpha)$ , то отдельное рассмотрение влияния  $\eta_i$  и  $\alpha$  на  $p_i$  не имеет смысла. Значения  $\eta_i$  и  $\eta_i/\alpha$  зависят от свойств топлива, состава рабочей смеси, качества смесеобразования и других факторов. Наибольшее значение отношения  $\eta_i/\alpha$  имеет место при несколько обедненной смеси, а значение  $\eta_i$  — при сильно обедненной рабочей смеси. Поэтому при уменьшении  $\alpha$  значение  $\eta_i$  снижается, а отношение  $\eta_i/\alpha$  увеличивается (до определенного предела). Хотя при максимальном значении отношения  $\eta_i/\alpha$  получается  $p_{i \text{ max}}$ , дизели не реагируют на соответствующий режим работы, так как в связи с неполным сгоранием топлива резко снижается  $\eta_i$ , а тепловая напряженность двигателя оказывается чрезмерной.

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i^* = 3600 / (Q_{\text{н}} \eta_i^*) = 3600 / (41\,418 \cdot 0,42) = 0,207 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Изменение  $g_i$  составляет  $(0,207 - 0,196) / 0,196 \cdot 100 \cong 5,6\%$ .

Экспериментальные и расчетные данные показывают, что повышение температуры  $t_s$  на  $10^\circ\text{C}$  равносильно увеличению нагрузки по  $p_i$  на 14%. Повышение  $t_s$  происходит, как правило, за счет роста температуры забортной воды  $t_{\text{з.в}}$ . По-

этому при плавании в тропических водах при отсутствии «запаса» по теплопередаче водо- и воздухоохладителей в ряде случаев наблюдается одновременное повышение температуры воздуха в ресивере и температуры охлаждающей пресной воды. Так, например, повышение  $t_{з.в}$  с 20 до 30° С приводит к повышению температуры воздуха в ресивере двигателя RD76 на 6° С, а температуры охлаждающей пресной воды — на 5° С. Совместное влияние этих отклонений равносильно увеличению нагрузки двигателя по  $p_i$  на 13%, что при эксплуатационном значении  $p_i = 0,9p_{iн}$  приведет двигатель к тепловой перегрузке.

#### § 4. Влияние отключения воздухоохладителей

**Задание.** Проанализировать влияние отключения воздухоохладителей на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» (см. гл. II, § 1).

Так как отключение воздухоохладителей сводится лишь к прекращению подачи в них забортной воды, то потеря давления  $\Delta p_x$  останется прежней и давление воздуха в ресивере  $p^*_s = p_s = 1,98 \cdot 10^5$  Па.

Температура воздуха в ресивере будет равна температуре воздуха после турбокомпрессора, т. е.  $T^*_s = T_k = T_0 \pi_k^{(n_k-1)/n_k} = 293 \cdot 1,98^{(1,6-1)/1,6} = 378$  К [ $T'_0 \cong T_0 \cong t_0 + 273 = 20 + 273 = 293$ К].

Температура воздуха и остаточных газов в цилиндре в конце процесса наполнения  $T^*_a = (T^*_s + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (388 + 0,07 \cdot 650) / (1 + 0,07) = 405$  К [ $T'_s = T^*_s + 10 = 378 + 10 = 388$  К].

Так как коэффициент наполнения мало зависит от параметров воздуха на впуске, то можно принять  $\eta^*_н = \eta'_н = 0,8$ .

Плотность воздуха  $\gamma^*_s = p_s / (RT^*_s) = 1,98 \cdot 10^5 / (287 \cdot 378) \cong 1,82$  кг/м<sup>3</sup>.

Заряд воздуха в цилиндре

$$G^*_в = v'_s \gamma^*_s \eta'_н \frac{1}{1 + 1,61d} = 1,14 \cdot 1,82 \cdot 0,8 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,01} = 1,56 \text{ кг/цикл.}$$

Коэффициент избытка воздуха при сгорании топлива  $\alpha^* = G_b / (g_u G_0) = 1,56 / (0,071 \cdot 14,0) \cong 1,56$  [ $\alpha = 2,0$ ].

Учитывая значительное снижение коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha$ , следует ожидать существенного ухудшения качества процесса сгорания, снижения  $\eta_i$ , роста  $g_i$ ,  $T_r$  и  $T_z$ .

Температура в конце сжатия  $T_c = T_a \varepsilon^{n_i-1} = 405 \cdot 13,5^{0,373} = 1069$  К.

Максимальную температуру цикла  $T_z$  определим из уравнения сгорания:

$$\frac{\xi_z Q_n}{\alpha^* L_0 (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}'_v + 8,315\lambda) T_c = \beta_z \bar{C}''_p T_z.$$

Средняя молярная теплоемкость заряда воздуха

$$\begin{aligned} \bar{C}'_v &= 19,27 + 0,0025 T^*_c = 19,27 + 0,0025 \cdot 1069 = \\ &= 21,94 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Средняя молярная изобарная теплоемкость смеси «чистых» продуктов сгорания и оставшегося в цилиндре после завершения сгорания избыточного воздуха

$$\begin{aligned} \bar{C}''_p &= \frac{20,49 + (\alpha - 1) 19,27}{\alpha} + \frac{36 + (\alpha - 1) 25}{\alpha \cdot 10^4} T_z + 8,315 = \\ &= \frac{20,49 + 0,56 \cdot 19,27}{1,56} + \frac{36 + 0,56 \cdot 25}{1,56 \cdot 10^4} T_z + 8,315 = 28,37 + 0,0032 T_z. \end{aligned}$$

Полученные значения подставим в уравнение сгорания:

$$\begin{aligned} \frac{0,8 \cdot 41418}{1,56 \cdot 0,487 (1 + 0,07)} + (21,94 + 8,315 \cdot 1,2) 1069 &= 1,029 (28,37 + \\ &+ 0,0032 T_z) T_z; \\ 0,0033 T_z^2 + 29,2 T_z - 74880 &= 0; \\ T_z &= \frac{-29,2 + \sqrt{29,2^2 + 4 \cdot 0,0033 \cdot 74880}}{2 \cdot 0,0033} = 2077 \text{ К}. \end{aligned}$$

При  $\alpha^* = 1,56$  значение  $\eta_i$  составляет 93% его значения при  $\alpha = 2,0$  (см. рис. 6), т. е.  $\eta^*_i = 0,93 \cdot \eta_i = 0,93 \cdot 0,43 = 0,412$ .

Среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned} p^*_i &= 0,001 \frac{Q_n}{G_0} \gamma^* \eta^*_n \frac{\eta^*_i}{\alpha^*} = 0,001 \frac{41418}{14,0} \times \\ &\times 1,82 \frac{0,412}{1,56} 0,8 \cong 1,14 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Частота вращения вала двигателя

$$n^* \cong n \sqrt{\frac{p^*_r}{p_i}} \cong 110 \sqrt{\frac{1,14}{1,17}} \cong 108,6 \text{ об/мин.}$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$\begin{aligned} g^*_i &= 3600 / (Q_n \eta^*_i) = 3600 / (41418 \cdot 0,412) \cong 0,211 \text{ кг / (кВт} \cdot \text{ч)} \\ [g_i &= 0,196 \text{ кг / (кВт} \cdot \text{ч)}]. \end{aligned}$$

Таким образом, отключение воздухоохлаждателей привело к значительному изменению энергетических и экономических показателей двигателя: среднего индикаторного давления на  $(1,17 - 1,14) / 1,17 \cdot 100 = 2,56\%$ , расхода топлива на  $(0,211 - 0,196) / 0,196 \cdot 100 = 7,6\%$ .

Тепловая напряженность двигателя при этом резко возрастает. Как уже отмечалось, повышение температуры воз-

духа в ресивере  $t_s$  только на  $10^\circ\text{C}$  равносильно увеличению нагрузки по  $p_1$  на 14%. Следует также отметить, что при работе двигателя на режимах малых нагрузок и частот вращения для поддержания теплового состояния двигателя и улучшения процесса сгорания воздухоохладители рекомендуется отключать.

Выполненный анализ влияния отключения воздухоохладителей на работу двигателя в целом подтверждает качественные закономерности изменения энергетических и экономических показателей работы двигателя и его теплонапряженности. Однако он является приближенным, так как изменение  $\eta_i$  в функции  $\alpha$  оценено только в первом приближении (из-за невозможности учета влияния всех факторов на значение  $\eta_i$  конкретного двигателя) и не учтена сложная взаимосвязь режимов работы двигателя и агрегатов наддува (ТК).

## § 5. Влияние загрязнения воздушного тракта двигателя

**Задание.** Проанализировать влияние загрязнения воздушных фильтров турбокомпрессоров на работу двигателя «Бурмейстер и Вайн» K90GF (см. гл. II, § 1), если перепад давления  $\Delta p_\phi$  возрастает с 392 до 981 Па.

Загрязнение воздушных фильтров приводит к уменьшению проходного сечения для воздуха, увеличению гидравлического сопротивления тракта и снижению давления воздуха на входе в компрессор  $p'_0$ .

При сохранении степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  неизменной давление после компрессора  $p_k$  (следовательно, и давление в ресивере  $p_s$ ) уменьшится. Уменьшится и плотность наддувочного воздуха  $\gamma_s$ , что приведет к снижению заряда воздуха в цилиндре  $G_v$  и коэффициента избытка воздуха при сгорании и росту температуры выпускных газов.

При сохранении неизменной цикловой подачи топлива уменьшение расхода газов через турбину не компенсируется повышением температуры газов перед турбиной и частота вращения ротора ТК обычно снижается. Оценим влияние загрязнения фильтров ТК на работу двигателя.

Давление воздуха на входе в компрессор  $p'^*_0 = p_0 - \Delta p_\phi = 1,013 \cdot 10^5 - 981 = 1,003 \cdot 10^5$  Па.

Давление воздуха после компрессора  $p_k = p'^*_s \pi_k = 1,003 \times 10^5 \cdot 1,98 \cong 1,98 \cdot 10^5$  Па.

Давление воздуха в ресивере  $p^*_s = p_k - \Delta p_x = 1,98 \cdot 10^5 - 1962 = 1,96 \cdot 10^5$  Па.

Коэффициент наполнения мало зависит от параметров воздуха на впуске, поэтому можно принять  $\eta^*_h = \eta'_h = 0,8$ .

Плотность наддувочного воздуха  $\gamma^*_s = p^*_s / (RT_s) = 1,96 \times 10^5 / (287 \cdot 307) = 2,22 \text{ кг/м}^3$ .

Заряд воздуха в цилиндре

$$G^*_b = v'_s \gamma^*_s \eta^*_b \frac{1}{1 + 1,61d} = 1,14 \cdot 2,22 \cdot 0,8 \frac{1}{1 + 1,61 \cdot 0,01} \cong 1,99 \text{ кг/цикл.}$$

Изменение  $G_b$  составляет  $(2,02 - 1,99) / 2,02 \cdot 100 \cong 1,5\%$ .

Коэффициент избытка воздуха при сгорании

$$\alpha^* = G^*_b / (g_u G_0) = 1,99 / (0,071 \cdot 14,0) \cong 2,0.$$

Расчет показал, что увеличение перепада давления на воздушных фильтрах ТК на 589 Па почти не оказывает влияния на работу двигателя, так как коэффициент избытка воздуха при сгорании почти не изменился.

## § 6. Изменение основных параметров двигателя при работе по винтовой характеристике

**Задание.** Проанализировать изменение основных эксплуатационных показателей двигателя «Зульцер» RND105 (см. гл. II, § 2) при работе по винтовой характеристике, если частоту вращения вала  $n$  уменьшить со 106 до 90 об/мин.

При уменьшении скоростного и нагрузочного режимов двигателя, работающего на гребной винт, значения эксплуатационных показателей двигателя изменяются. Значение изменения показателей позволяет решать многие эксплуатационные вопросы. Ниже приводится приближенная методика расчета эксплуатационных параметров работы двигателя (погрешность оценки параметров составляет 2—5%), пригодная для интервала нагрузок от 25 до 100%  $N_{e.n}$  и справедливая для любой винтовой характеристики. При этом за исходные параметры принимаются не номинальные, а полученные на эксплуатационном режиме работы.

Дополнительные данные к расчету, изложенному в гл. II, § 2:

эксплуатационная частота вращения вала  $n = 106$  об/мин;

число цилиндров двигателя  $i = 8$ ;

индикаторная мощность двигателя на эксплуатационном режиме работы

$$N_i = 12,8 \frac{D^2 S n p_i}{z} \quad i = 12,8 \frac{1,05^2 \cdot 1,8 \cdot 106 \cdot 0,936}{1} \cdot 8 = 20 \, 162 \text{ кВт};$$

номинальная мощность (индикаторная) двигателя

$$N_{iH} = N_{e.c} \cdot 8 / \eta_{m.H} = 2234 \cdot 8 / 0,87 = 23 \, 614 \text{ кВт};$$

механический КПД двигателя на эксплуатационном режиме

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{in}}{N_1} (1 - \eta_{м.н}) = 1 - \frac{23\,614}{20\,162} (1 - 0,87) \cong 0,85;$$

эффективная мощность двигателя на эксплуатационном режиме  $N_e = N_{in} \eta_m = 23\,614 \cdot 0,85 = 20\,024$  кВт.

Задаваясь различной частотой вращения вала  $n$ , можно построить графики изменения параметров двигателя при работе на любой характеристике винта.

В соответствии с заданием упростим и определим значения основных параметров только при  $n^* = 90$  об/мин.

Относительное изменение частоты вращения вала  $n^*/n = 90/106 = 0,849$ .

Эффективная мощность

$$N_e^* = N_e \left( \frac{n^*}{n} \right)^3 = 20\,024 \left( \frac{90}{106} \right)^3 = 12\,254 \text{ кВт.}$$

Среднее эффективное давление

$$p_e^* = p_e \left( \frac{n^*}{n} \right)^2 = 0,795 \cdot 0,849^2 = 0,57 \text{ МПа,}$$

где  $p_e = p_{in} \eta_m^* = 0,936 \cdot 0,85 = 0,795$  МПа.

Механический КПД двигателя

$$\eta_m^* = \eta_m \frac{1}{\eta_m + \frac{1}{\left(\frac{n^*}{n}\right)^2} (1 - \eta_m)} = 0,85 \frac{1}{0,85 + \frac{1}{0,849^2} (1 - 0,85)} = 0,8.$$

Индикаторная мощность двигателя  $N_i^* = N_e^* / \eta_m^* = 12\,254 / 0,8 = 15\,317$  кВт.

Среднее индикаторное давление  $p_i^* = p_e^* / \eta_m^* = 0,57 / 0,8 = 0,71$  МПа.

Удельный индикаторный расход топлива  $g_i^* = g_i (0,96 + 0,04 n^*/n) = 0,190 (0,96 + 0,04 \cdot 0,849) = 0,188$  кг/(кВт·ч).

Для ТНВД с регулированием по концу подачи удельный индикаторный расход топлива необходимо определять по формуле  $g_i^* = g_i [0,991 - 0,446 n^*/n + 0,455 (n^*/n)^2]$ .

Удельный эффективный расход топлива  $g_e^* = g_i^* / \eta_m^* = 0,188 / 0,8 = 0,235$  кг/(кВт·ч).

Давление воздуха в ресивере  $p_s = 1 + \Delta p_s (n^*/n)^4 = 1 + 0,1 \cdot 0,849^4 = 0,152$  МПа, где  $\Delta p_s = 0,1$  МПа — давление воздуха на исходном режиме.

Давление воздуха после компрессора принимается  $p_k^* = p_s^* = p_s$ . Степень повышения давления  $\pi_k^* = p_k^* / p'_0 = 0,152 / 0,1015 = 1,497$ .

Температура воздуха после компрессора

$$T^*_{\kappa} = T'_{\text{ол}} *_{\kappa}^{(n_{\kappa}-1)/n_{\kappa}} = 293 \cdot 1,497^{(1,8-1)/1,8} = 351 \text{ К.}$$

Температура воздуха после компрессора на исходном режиме  $T_{\kappa} = T'_{\text{ол}\kappa}^{(n_{\kappa}-1)/n_{\kappa}} = 293 \cdot 2,0^{(1,8-1)/1,8} = 397 \text{ К.}$

Степень охлаждения воздуха на исходном режиме  $E_x = \frac{T_{\kappa} - T_s}{T_{\kappa} - T'_0} = \frac{397 - 308}{397 - 293} = 0,85.$

Степень охлаждения воздуха  $E^*_x = E_x = 0,85.$

Температура воздуха в ресивере  $T^*_s = T_{\kappa} - E_x(T_{\kappa} - T'_0) = 351 - 0,85(351 - 293) = 302 \text{ К.}$

## § 7. Влияние изменения водоизмещения судна на работу двигателя

**Задание.** Оценить изменение мощности главного двигателя при изменении водоизмещения судна (при условии сохранения скорости судна неизменной) по следующим исходным данным:  $N_e = 3238 \text{ кВт}; D = 7000 \text{ т}; D^* = 9000 \text{ т.}$

Для приближенного определения зависимости изменения мощности двигателя от водоизмещения судна можно воспользоваться формулой адмиралтейского коэффициента  $C = \frac{D^{2/3} V^3}{N_e}$ , где  $D$  — водоизмещение судна, т;  $V$  — скорость судна, уз;  $N_e$  — мощность двигателя, кВт. Следовательно,  $N_e = D^{2/3} V^3 / C.$

Адмиралтейский коэффициент  $C$  изменяется в зависимости от числа Фруда, формы обводов корпуса и его главных размерений. Однако при применении формулы к одному и тому же судну постоянство указанных выше величин соблюдается.  $N^*_e / N_e = D^{*2/3} V^3 C / (D^{2/3} V^3 C) = (D^*/D)^{2/3}$ , откуда  $N^*_e = N_e (D^*/D)^{2/3} = 3238 (9000/7000)^{2/3} = 3827 \text{ кВт.}$

## § 8. Влияние износа топливной аппаратуры

**Задание.** Проанализировать изменение энергетических и экономических показателей цилиндра двигателя «Пилстик» РС-4 (см. гл. II, § 3) при износе сопловых отверстий форсунки.

При износе сопловых отверстий форсунок ухудшается качество смесеобразования, что приводит к некоторому смещению процесса сгорания топлива на линию расширения. Таким образом, коэффициент использования теплоты  $\zeta_z$  и максимальное давление цикла  $p_z$  уменьшаются. Допустим  $\zeta^*_z = 0,8$ ;  $p^*_z = 9,98 \text{ МПа}; \lambda^* = 1,2.$

Максимальная температура цикла определяется из уравнения сгорания:



$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + (\bar{C}'_v + 8,315\lambda) T_c = \beta_z \bar{C}''_p T^*_z;$$

$$\frac{0,8 \cdot 41 \cdot 271}{2,0 \cdot 0,495 \cdot (1 + 0,02)} + (21,4 + 8,315 \cdot 1,2) 858 = 1,031 (28,2 + 0,003 T^*_z) T^*_z;$$

$$0,0031 T^*_z{}^2 + 29,0 T^*_z - 59 \cdot 618 = 0; T^*_z = 1734 \text{ K.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho^* = \frac{\beta_z}{\lambda^*} \frac{T^*_z}{T_c} = \frac{1,031}{1,2} \frac{1734}{858} = 1,736.$$

Степень последующего расширения  $\delta^* = \varepsilon / \rho^* = 14,0 / 1,736 = 8,06$ .

Среднее индикаторное давление теоретического цикла

$$p^*_{it} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda^* (\rho^* - 1) + \frac{\lambda^* \rho^*}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\rho^* - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\rho^* - 1}} \right) \right] = \frac{8,32}{13} \left[ 1,2 \cdot 0,736 + \frac{1,2 \cdot 1,736}{0,28} \left( 1 - \frac{1}{8,06^{0,28}} \right) - \right. \\ \left. - \frac{1}{0,36} \left( 1 - \frac{1}{14^{0,36}} \right) \right] = 1,58 \text{ МПа.}$$

Среднее индикаторное давление предполагаемого цикла  $p^*_i = p^*_{it} \varphi_{с\text{кр}} = 1,58 \cdot 0,97 = 1,54 \text{ МПа}$ .

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре,

$$N^*_{ic} = 12,8 \frac{D^2 S_n}{z} p^*_i = 12,8 \frac{0,57^2 \cdot 0,62 \cdot 400}{2} 1,54 = 794 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность  $N^*_{e.c} = N^*_{ic} \eta_m = 794 \cdot 0,9 = 714 \text{ кВт}$  [ $N_e = 770 \text{ кВт}$ ].

Мощность цилиндра снизилась на  $(770 - 714) / 770 \cdot 100 = 7,3\%$ .

Удельный индикаторный расход топлива

$$g^*_i = 433 \frac{p_s \eta_H}{\alpha L_0 T_s p^*_i} = 433 \frac{0,255 \cdot 0,92}{2,0 \cdot 0,495 \cdot 313 \cdot 1,54} = 0,213 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Удельный эффективный расход топлива  $g^*_e = g^*_i / \eta_m = 0,213 / 0,9 = 0,236 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$  [ $g_e = 0,219 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$ ].

Индикаторный КПД

$$\eta^*_i = 8,315 \frac{\alpha L_0 T_s p_i}{Q_H p_s \eta_H} = 8,315 \frac{2,0 \cdot 0,495 \cdot 313 \cdot 1,54}{41 \cdot 271 \cdot 0,255 \cdot 0,92} = 0,4 [\eta_i = 0,44].$$

Эффективный КПД  $\eta^*_e = \eta^*_i \eta_m = 0,4 \cdot 0,9 = 0,36$ .

Расчет показал, что при износе сопловых отверстий форсунки энергетические и экономические показатели двигателя уменьшаются.

НЕКОТОРЫЕ РАСЧЕТЫ К АНАЛИЗУ ПРИЧИН  
ВОЗНИКНОВЕНИЯ ДЕФЕКТОВ И ПОВРЕЖДЕНИЙ  
ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

§ 1. Степень сжатия

В практике эксплуатации судовых дизелей иногда возникает необходимость регулировки степени сжатия  $\epsilon$ . При отсутствии каких-либо указаний завода — изготовителя двигателя относительно способа регулировки  $\epsilon$  это можно выполнить следующим образом.

Заливают масло в камеру сжатия, определяют ее объем  $v^*_{с}$ . Рабочий объем цилиндра (в см<sup>3</sup>) вычисляют по формуле

$$v_s = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где  $D$  — диаметр, см;  $S$  — ход поршня, см.

Степень сжатия, соответствующая объему камеры сжатия  $v^*_{с}$ ,  $\epsilon^* = (v^*_{с} + v_s) / v^*_{с}$ .

Подставив в эту формулу значение степени сжатия  $\epsilon$  из формуляра двигателя, можно найти объем камеры сжатия  $v^*_{с}$ , соответствующий степени сжатия  $\epsilon$ , т. е.  $v^*_{с} = v_s / (\epsilon - 1)$ . Затем находят разность объемов  $v^*_{с} - v_c = \pm \Delta v_c$ .

Необходимая величина подъема или опускания поршня (в см)  $\delta = (\Delta v_c) / F$ , где  $F = \pi D^2 / 4$  — площадь поршня, см<sup>2</sup>.

На величину  $\delta$  изменяют толщину прокладки между пяткой шатуна и кривошипным подшипником (в четырехтактных дизелях) или толщину прокладки между крышкой цилиндра и втулкой (в двухтактных дизелях).

В связи с тем что после приработки подшипников поршень окажется ниже установленного положения, высоту камеры сжатия устанавливают на 0,1—0,2 мм меньше необходимой.

Значение степени сжатия  $\epsilon$  в технической документации на двигателя зарубежной постройки, как правило, не приводится. В этом случае необходимое изменение высоты камеры сжатия для регулировки давления в цилиндре в конце сжатия  $p_c$  можно определить следующим образом.

Заливом масла в камеру сжатия определяют ее объем  $v^*_{с}$ , соответствующий полученному давлению в конце сжатия  $p^*_{с}$ .

Объем камеры сжатия  $v_c$ , который необходимо установить для достижения требуемого давления  $p_c$ , определяют по формуле  $v_c = v^*_{с} (p^*_{с} / p_c)$ . Разность объемов  $v^*_{с} - v_c = \pm \Delta v_c$ .

Необходимая величина подъема или опускания поршня

$\delta = (\Delta v_c / F) K$ , где  $F$  — площадь поршня, см<sup>2</sup>;  $K$  — поправочный коэффициент.

Значения  $K$  принимают равными для двигателей без наддува: новых — 1,0, среднеизношенных — 1,2, сильноизношенных — 1,3; для двигателей с наддувом: новых — 0,6—0,8, среднеизношенных — 0,8—0,9, сильноизношенных — 0,9—1,0 (меньшие значения  $K$  относятся к двигателям четырехтактным, большие — к двухтактным).

При отсутствии заводских данных значение степени сжатия можно оценить ориентировочно по формуле

$$\varepsilon = \sqrt[n_1]{\frac{p_c}{p_a}},$$

где  $n_1$  — показатель политропы сжатия (для новых двигателей равен 1,37, для двигателей в удовлетворительном состоянии — 1,35, для изношенных двигателей — 1,3);  $p_a$  — давление в конце наполнения (определяется в зависимости от давления перед впускными органами цилиндра).

## § 2. Анкерные связи

На современных судах анкерные связи затягивают гидравлическими домкратами. Однако на морских судах еще эксплуатируются двигатели, на которых анкерные связи затягиваются вручную. В ряде случаев в инструкции завода-изготовителя отсутствуют данные об усилии затяга связей и их допустимом удлинении. Необходимое усилие затяга и удлинение связей можно определить следующим образом. Сила давления газов на крышку цилиндра  $p_z = (\pi D^2 / 4) p_z$ , где  $D$  — диаметр цилиндра;  $p_z$  — максимальное давление сгорания.

Усилие, приходящееся на одну связь,  $p'_z = p_z / i$ , где  $i$  — число связей одного цилиндра.

Усилие предварительного затяга связей принимается  $p_3 = (1,3 \div 1,6) p'_z$ .

Удлинение связи при затяге  $\Delta l_1 = p'_z L_1 / (E F_1)$ , где  $L_1$  — длина связи;  $F_1$  — площадь поперечного сечения связи;  $E$  — модуль упругости материала связи (для стали  $E = 0,22 \cdot 10^6$  МПа).

Под воздействием сжимающих усилий рама стакана и блок цилиндров сжимаются. Площадь сжимаемого сечения  $F_2 = \pi (d_1^2 - d_2^2) / 4$ , где  $d_1$  — диаметр торцевой опорной поверхности гайки;  $d_2$  — диаметр отверстия в стакане, через которое проходит связь.

Деформация сжимаемой части остова двигателя  $\Delta l_2 = p_3 L_2 / (E F_2)$ , где  $L_2$  — длина сжимаемой части;  $F_2$  — пло-

щадь сжимаемой части;  $E$  — модуль упругости материала (для чугуна  $E=0,1 \cdot 10^6$  МПа).

В зависимости от материала отдельных сжимаемых частей остова (рамы, стакана, блока) необходимо определить величину деформации каждого узла отдельно. Сумма величин даст общую деформацию деталей при их сжатии.

Общее удлинение связи, необходимое для обеспечения надежного соединения деталей,  $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$ . После определения  $\Delta l$  гайку анкерной связи можно затягивать любым способом, но при обязательном контроле удлинения связи.

### § 3. Шпильки крепления цилиндрических крышек

К числу характерных аварий судовых дизелей относятся обрывы опорных фланцев втулок цилиндров, а иногда и возникновение трещин в цилиндрических блоках. Это обычно происходит из-за чрезмерной или неравномерной затяжки шпилек крепления крышек цилиндров. В условиях эксплуатации крышечные шпильки иногда затягивают вдвоем-втроем при помощи трубы длиной 1,5—2 м. В действительности усилие затяга шпилек должно быть сравнительно небольшим. Поэтому во избежание обрыва фланца втулки при обжатии гаек крышечных шпилек необходимо строго придерживаться указаний заводской инструкции. Если таких указаний нет, то рекомендуется сделать следующий расчет.

Сила давления газов на крышку цилиндра  $p_z = (\pi D^2/4)p_s$ , где  $D$  — диаметр цилиндра;  $p_s$  — максимальное давление сгорания.

Усилие, приходящееся на шпильку,  $p'_z = p_z/i$ , где  $i$  — количество крепежных шпилек.

Усилие затяга одной шпильки принимается  $p_3 = (1,2 \div \div 2,0)p'_z$ .

Момент, который должен быть приложен к гайке для создания расчетного усилия затяга,  $M_3 \cong 0,188p_3d$ , где  $d$  — наружный диаметр шпильки.

Необходимая длина рычага ключа для затяга гаек одним человеком  $L \cong M_3/p \cong 0,188p_3d/p$ , где  $p = 294,3$  Н — среднее усилие одного человека.

### § 4. Поршневая группа

При отсутствии заводских данных предельно допустимый износ направляющей части поршня на эллиптичность и по высоте можно принимать для двигателей: тронковых  $\Delta = 0,001 D + 0,06$  мм; крейцкопфных  $\Delta = 0,0015 D + 0,09$  мм.

Замена поршневого пальца (при отсутствии указаний за-

вода-изготовителя) должна производиться: при наибольшей разности диаметров в сечениях по длине рабочей части  $\Delta > 0,001d + 0,006$  мм ( $d$  — диаметр пальца); при увеличении зазора между плавающим пальцем и бобышками поршня в 1,5 раза против монтажного; при появлении слабины у пальца, установленного с натягом.

Тепловой зазор в замке уплотнительного кольца после установки кольца в цилиндр при отсутствии заводских рекомендаций может быть принят  $S = (0,005 \div 0,008)D$  мм.

Тепловой зазор в замке кольца в рабочем состоянии можно определить по формуле  $S = \pi \alpha (t_k - t_c) D + S'$ , где  $D$  — диаметр цилиндра;  $\alpha = 1,1 \cdot 10^{-5}$  — коэффициент линейного расширения чугуна;  $t_k$  — рабочая температура кольца;  $t_c$  — рабочая температура цилиндра;  $S' = 0,06 \div 0,1$  мм — минимально допустимый конечный зазор, обеспечивающий несмыкание замка во время работы двигателя.

Рабочую температуру уплотнительного кольца можно принять равной  $200 - 220^\circ \text{C}$ , а рабочую температуру цилиндра —  $160 - 180^\circ \text{C}$ .

Монтажный торцевой зазор в поршневой канавке можно принять для двух верхних колец  $S \cong 0,005h + 0,03$  мм; для нижних колец  $S \cong 0,005h$ , где  $h$  — высота кольца.

Можно также воспользоваться соотношениями: для двух верхних колец  $S \cong 1\% h + (0,05 \div 0,1)$  мм; для нижних колец  $S \cong 1\% h$ .

Одной из причин поломок поршневых колец являются остаточные деформации и микротрещины, которые обычно являются следствием небрежности при снятии и постановке колец на поршень. Для ускорения этой операции в эксплуатации (особенно на вспомогательных двигателях) иногда используют рукавицы или ветошь, при этом кольцо обычно разжимают на необоснованно большую величину.

Максимальное напряжение в кольце при разведении замка в процессе установки кольца на поршень можно определить по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{4E \left[ 1 - \frac{f}{\pi(3-\zeta)} \right]}{m \frac{D}{\delta} \left( \frac{D}{\delta} - 1,4 \right)},$$

где  $f$  — зазор в замке кольца (длина выреза в свободном состоянии кольца);  $E$  — модуль упругости чугуна;  $\zeta = 0,2$  — коэффициент, зависящий от формы эпюры кольца;  $\delta$  — радиальная толщина кольца;  $m$  — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень, т. е. от характера приложения усилий к замку.

При надевании кольца с помощью специальных щипцов

$m=2$ , при помощи трех пластин  $m=1,57$  и при надевании кольца вручную напряжения в нем достигают максимума ( $m=1,0$ ). Причем при большом разжатии кольца значение  $m$  может быть и меньше единицы, что приведет к резкому возрастанию  $\sigma$ , поломке кольца, возникновению остаточной деформации или микротрещин.

### § 5. Шатунные болты

Усилие (в Н) предварительного затяга шатунных болтов  $p_3 = (1,5 \div 2,0) p_j / i$ , где  $p_j$  — максимальное значение силы инерции (при положении поршня в ВМТ) поступательно движущихся масс и массы вращающейся части шатуна (без крышки кривошипного подшипника);  $i$  — количество болтов.

Сила инерции (в Н)  $p_j = MR\omega^2(1+\lambda) + (M_{ш.в} - M_k)R\omega^2$ , где  $M = M_{п} + M_{ш.п}$ ;  $M_{п}$  — масса поступательно движущихся частей (поршневой группы, ползуна, кривокопфа);  $M_{ш.п} = 0,4 M_{ш}$  — масса поступательно движущихся частей шатуна;  $M_{ш.в} = 0,6 M_{ш}$  — масса вращающихся частей шатуна;  $M_k$  — масса крышки кривошипного подшипника.

Угловая частота вращения (в  $c^{-1}$ )  $\omega = \pi n / 30$ .

Радиус кривошипа (в м)  $R = S / 2$ .

Постоянная кривошипно-шатунного механизма  $\lambda = R / L \cong 0,25$ .

Независимо от напряжений, вызываемых силой  $p_3$ , плотность стыков кривошипного подшипника должна быть обеспечена и при заедании поршня. В этом случае сила

$$p'_3 \cong (1,5 \div 2,0) \frac{p_y}{i},$$

где  $p_y = (\pi D^2 / 4) p'_y$  — сила, условно эквивалентная силе, возникающей при заедании поршня;  $p_y = 1,0 \div 1,5$  МПа;  $i$  — количество болтов.

В качестве расчетной силы принимается наибольшая из сил  $p_3$  и  $p'_3$ . Во время работы двигателя, кроме силы  $p_3$ , шатунный болт дополнительно нагружается силой инерции. Суммарная сила, растягивающая шатунный болт, принимается  $p_{\Sigma} = p_3 + (0,15 \div 0,25) p_j \cong (1,7 \div 2,2) p_j$ . Можно также принять  $p_{\Sigma} = (1,1 \div 1,15) p_3$ .

Допустимое абсолютное удлинение шатунного болта можно определить по допускаемой нагрузке  $p_3$ , которую, в свою очередь, можно определить по допускаемому напряжению растяжения  $[\sigma_p]$  (в болтах из углеродистой стали  $[\sigma_p] = 90$  МПа, из легированной стали  $[\sigma_p] = 130$  МПа). Допускаемая нагрузка растяжения (в Н)

$$p_3 = \frac{[\sigma_p]}{F_{\delta}},$$

где  $F_{\delta}$  — опасное (наименьшее) сечение болта, см<sup>2</sup>.

Допустимое удлинение шатунного болта

$$\Delta l = \frac{p_3 l_{\delta}}{E F_{\delta}},$$

где  $l_{\delta}$  — длина болта до затяжки, см;  $E$  — модуль упругости материала болта (для стали  $E \cong 0,22 \cdot 10^6$  МПа).

Допустимое удлинение шатунного болта можно также определить по напряжению растяжения, возникающему под действием приложенной нагрузки. Напряжение растяжения в болте  $\sigma_p = p_3 / F_{\delta}$ .

Допустимое удлинение болта

$$\Delta l = \frac{p_3 l_{\delta}}{E F_{\delta}} = \frac{\sigma_p F_{\delta} l_{\delta}}{E F_{\delta}} = \frac{\delta_p l_{\delta}}{E}.$$

Ориентировочно для болтов из углеродистой стали  $\Delta l = 0,0003 l_{\delta}$ , для болтов из легированной стали  $\Delta l = 0,0004 l_{\delta}$  ( $l_{\delta}$  — длина болта).

При отсутствии возможности замера удлинения болтов при их затяжке необходимо определить длину рычага ключа.

Момент, необходимый в конце обжатия гайки болта,  $M \cong 0,93 p_3$ .

Длина рычага ключа  $L \cong M/p$ , где  $p = 294,3$  Н — усилие, которое может приложить человек к рычагу ключа.

При наличии динамометрического ключа усилие, на которое его необходимо отрегулировать, можно определить по формуле  $p = M/L$ , где  $M$  — момент;  $L$  — длина ключа от центра гайки до середины места приложения усилия.

Предельно допустимое остаточное удлинение шатунного болта (в мм)  $\Delta l = l_{\delta} \Delta \omega$ , где  $\Delta \omega$  — начальная циклическая вязкость стали (для углеродистых сталей  $\Delta \omega = 0,002$ ).

Допустимый срок службы шатунных болтов (в ч)  $\tau = 6 \times 10^6 / n$ , где  $n$  — частота вращения вала двигателя.

Следует отметить, что срок службы шатунных болтов при прочих равных условиях определяется главным образом значением силы затяжки  $p_3$ . Так, например, увеличение силы затяжки шатунных болтов двигателя 6NVD36 в 1,33 раза сокращает срок их службы почти в 4,5 раза.

При неравномерном (одностороннем) прилегании гайки или головки болта, помимо напряжения растяжения, в нем возникает напряжение изгиба, что также резко сокращает срок службы болта. Например, при одностороннем прилегании гайки болта (только наружной кромкой опорной поверхности, диаметр которой в 1,6 раза превышает диаметр болта) суммарные напряжения в нем будут примерно в 7 раз больше, чем при плотном прилегании гайки.

## § 6. Подшипники

Монтажные масляные зазоры в рамовых, кривошипных, крейцкопфных и поршневых подшипниках устанавливают в зависимости от диаметра шейки вала (при отсутствии заводских данных).

Монтажные зазоры в рамовых и кривошипных подшипниках ориентировочно можно определить по зависимости  $S \cong \cong 0,0007d + 0,02$  мм, где  $d$  — диаметр шейки вала. Монтажные зазоры (ориентировочно) в крейцкопфных подшипниках  $S \cong 0,0008d + 0,01$  мм; в поршневых подшипниках  $S \cong 0,0007d + + 0,01$  мм, где  $d$  — диаметр цапфы крейцкопфа или поршневого пальца.

Зазор по краям подшипника (в местах «усов») не должен превышать (в мм) для двигателей четырехтактных —  $0,0003d$ ; двухтактных —  $0,0001d$ .

Предельно допустимые диаметральные зазоры в рамовых и кривошипных подшипниках (при отсутствии заводских данных) ориентировочно можно определить по формулам:  $S_{\max} \cong 0,0007d + 0,2$  мм (для двигателей с  $n < 150$  об/мин);  $S_{\max} \cong 0,0006d + 0,2$  мм (для двигателей с  $n > 150$  об/мин).

Предельно допустимые диаметральные зазоры: в крейцкопфных подшипниках  $S_{\max} \cong 0,0009d + 0,14$  мм; в поршневых подшипниках  $S_{\max} \cong 0,0007d + 0,18$  мм.

Приведенные выше зависимости для определения монтажных и предельно допустимых значений масляных зазоров в подшипниках выведены на основании Правил технической эксплуатации дизелей.

Оптимальные монтажные зазоры в рамовых и кривошипных подшипниках можно определить (в мм) по формуле

$$S = 0,467d \sqrt{\eta n / (kC)},$$

где  $d$  — диаметр шейки вала;  $\eta$  — абсолютная вязкость масла;  $n$  — номинальная частота вращения;  $k$  — средняя удельная нагрузка на шейку вала;  $C$  — поправочный коэффициент, учитывающий конечную длину подшипника.

При расчете зазоров в подшипниках среднеоборотных двигателей целесообразно принимать вязкость масла  $\eta = 0,003 \div \div 0,0035$  при температуре масла  $60-75^\circ \text{C}$ ; при расчете зазоров в подшипниках малооборотных двигателей рекомендуется принимать  $\eta = 0,0055$  при температуре масла  $50^\circ \text{C}$ .

Средняя удельная нагрузка на шейку вала для кривошипных шеек  $k = p_{\text{ср}} / (ld)$ ; для крайних рамовых шеек  $k = = p_{\text{ср}} / (2ld)$ , где  $p_{\text{ср}} = (\pi D^2 / 4) p_{\text{ср.п}}$  — средняя нагрузка на подшипник;  $D$  — диаметр цилиндра;  $p_{\text{ср.п}}$  — среднее давление на единицу площади поршня ( $p_{\text{ср.п}} \cong 1,25 p_j$ ).



Поправочный коэффициент  $C = (l+d)/l$ , где  $l$  — длина шейки.

Предельно допустимый зазор в подшипниках (в мм)  $S_{\max} = S^2/(4\delta')$ , где  $\delta'$  — сумма шероховатостей приработавшихся поверхностей шейки вала и вкладыша подшипника; принимается в зависимости от диаметра шейки вала — соответственно при  $d = 150, 200, 250, 300, 350, 400$  мм  $\delta = 14, 18, 22, 28, 32, 36$  мм.

Значения зазоров, рассчитанные по приведенной методике, близки к рекомендованным заводом-изготовителем и ПТЭ.

## § 7. Коленчатый вал

Наибольший допустимый износ рамовых шеек коленчатого вала на эллиптичность и конусность  $\Delta d \cong 0,00078d + 0,03$  мм; для кривошипных шеек  $\Delta d \cong 0,00078d + 0,05$  мм, где  $d$  — диаметр шейки.

Допустимый раскеп коленчатого вала указывается в инструкции или определяется по номограмме в зависимости от хода поршня. Номограмма обычно строится при установке индикатора на расстоянии  $l$  от оси кривошипной шейки:  $l = (S+d)/2$ , где  $S$  — ход поршня;  $d$  — диаметр кривошипной шейки.

При установке индикатора на расстояние  $l'$  от оси кривошипной шейки измеренный раскеп  $\Delta'$  приводят к раскепу  $\Delta$  по номограмме соответственно формуле  $\Delta = \Delta'(l/l')$ .

При отсутствии указаний о допустимой величине раскепа рекомендуется ориентироваться на следующие соотношения:

$\Delta \leq 0,0001S$  (при переукладке вала);

$\Delta = 0,00015S$  (требуется переукладка вала);

$\Delta > 0,00025S$  (эксплуатация двигателя недопустима).

Во время работы двигателя коленчатый вал нагревается и удлиняется больше фундаментной рамы. Удлинение вала происходит от упорного подшипника в сторону носа судна. Поэтому между щеками кривошипа и вкладышами рамовых подшипников предусматривается осевой зазор.

Минимальный осевой зазор (в мм) между щекой кривошипа и вкладышем носового рамового подшипника должен быть  $S = \alpha l(t_b - t_p) + S'$ , где  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения вала (для стали  $\alpha = 0,000011$ );  $l$  — расстояние от упорного подшипника до носового рамового подшипника;  $t_b$  — рабочая температура коленчатого вала;  $t_p$  — рабочая температура фундаментной рамы;  $S' = 1,0 \div 3,0$  мм — поправка на динамическую деформацию вала, обусловленную действием радиальных составляющих сил давления газов и сил инерции на каждый кривошип, а также на перемещения вала (насколько позволяет жесткость упорного подшипника)

под действием переменных составляющих осевых сил от гребного винта.

Важность правильной установки и тщательного контроля осевых зазоров между щеками кривошипов и торцами рамовых подшипников можно подтвердить поучительным примером выхода из строя главного двигателя «Фиат» В687S из-за разрушения всех рамовых подшипников и повреждения сегментов заднего хода судового упорного подшипника (хотя двигатель работал только на передний ход).

На носовых щеках кривошипов и на кормовых торцах рамовых подшипников были обнаружены кольцевые выработки. Осевые зазоры для всех колен вала были около 5 мм. Расчет показывает, что увеличение температуры коленчатого вала на 25° С (от холодного до рабочего состояния) при общей длине вала 8,5 м приводит к его общему удлинению на 3 мм. Кроме температурной деформации, необходимо учесть динамическую деформацию вала, которая для данного двигателя может достигать 2—3 мм.

Таким образом, для последнего кривошипа осевой зазор между щекой и торцом рамового подшипника должен быть не менее 5,5—6,5 мм. Работа двигателя при осевом зазоре 5 мм была сопряжена с постоянным риском появления контакта между щекой и торцом подшипника при малейшем увеличении динамических усилий или повышения температуры сверх номинального значения, что и произошло в действительности.

Временное снижение давления масла в системе привело к повышению температуры и дополнительному удлинению вала, касанию щек носовых кривошипов и торцов рамовых подшипников и постепенному смещению упорного гребня судового упорного подшипника к сегментам заднего хода. После выбора зазора в упорном подшипнике вал оказался зажатым между торцами подшипников и сегментов заднего хода, что и привело к разрушению всех рамовых подшипников и сегментов заднего хода упорного подшипника.

## ГЛАВА V.

### СПЕЦИАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

В специальном задании рекомендуется решить следующие технико-экономические задачи.

1. Определение стоимости суточного и годового расхода топлива и смазочного масла (расход масла определяется по существующим нормам для данного типа двигателя).

2. Определение годовой экономии работы дизеля по топливу при переходе на другой, более дешевый сорт топлива.

3. Определение экономической эффективности при использовании утилизационных котлов.

4. Определение изменения экономических показателей от влияния эксплуатационных факторов.

5. Определение экономической эффективности при работе судов на экономических ходах (экономходах).

Указанный перечень может быть расширен. Работа над этими вопросами нетрудоемкая, но она позволит курсантам реально представить материальные затраты на технику, которой им предстоит управлять, понять, во что обходится расход топлива и смазочного масла, и познакомиться с некоторыми путями оптимизации топливоиспользования.

**Задание.** Определить стоимость суточного и годового расхода топлива.

Суточный расход топлива (в кг)  $G_{т.с} = g_e N_e \cdot 24$ , где  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива;  $N_e$  — эффективная мощность двигателя.

Годовой расход топлива (принимая ходовое время за год 210 сут — 5040 ч)  $G_{т.г} = G_{т.с} \cdot 210$ .

Удельный эффективный расход условного топлива [в кг/(кВт·ч)]  $g_{e.ус} = \frac{\Delta}{Q_n}$ , где  $\Delta = 41\,686$  (41 686 кДж/кг — теплота сгорания условного топлива).

Суточный расход условного топлива (в кг)  $G_{т.ус} = \Delta G_{т.с}$ .

Годовой расход условного топлива (в кг)  $G_{т.г} = \Delta G_{т.г}$ .

Суточная стоимость топлива (в руб.)  $P_c = P_t G_{т.с}$ , где  $P_t$  — оптовая цена на топливо (табл. 8).

Т а б л и ц а 8

Вид топлива	Цена за 1 т, руб.
Мазут топочный	33,0
Мазут экспортный	33,5
Мазут флотский	50,0
Моторное ДТ	55,0
Газотурбинное	55,0
Дизельное	68,0

Годовая стоимость топлива  $P_g = P_t G_{т.г}$ .

**Задание.** Определить экономическую эффективность при использовании топочного мазута вместо флотского мазута Ф-12 на двигателе «Бурмейстер и Вайн» (см. гл. III, § 1 и гл. II, § 1).

### При использовании флотского мазута Ф-12

Часовой расход топлива  $G_{т.ч} = 469$  кг/ч.

Суточный расход топлива  $G_{т.с} = G_{т.ч} \cdot 24 = 469 \cdot 24 = 11\,265$  кг/сут.

Годовой расход топлива  $G_{т.г} = G_{т.с} \cdot 200 = 11\,265 \cdot 200 = 2253$  т/год, где 200 сут — ходовое время в году (принято).

Стоимость суточного расхода топлива  $P_c = P_t G_{т.с} = 50 \times 11\,265 = 563,25$  руб., где  $P_t = 50$  руб. — цена флотского мазута.

Стоимость годового расхода топлива  $P_g = P_t G_{т.г} = 50 \times 2253 = 112\,650$  руб.

### При использовании топочного мазута 40

Часовой расход топлива  $G^*_{т.г} = 488,4$  кг/ч.

Суточный расход топлива  $G^*_{т.с} = G^*_{т.ч} \cdot 24 = 488,4 \cdot 24 = 11\,722$  т/сут.

Годовой расход топлива  $G^*_{т.г} = G^*_{т.с} \cdot 200 = 11\,722 \cdot 200 = 2344,4$  т/год.

Стоимость суточного расхода топлива  $P^*_c = P^*_t G_{т.с} = 33 \times 11\,722 = 387$  руб., где  $P^*_t = 33$  руб. — цена топочного мазута 40.

Стоимость годового расхода топлива  $P^*_g = P^*_t G_{т.г} = 33 \times 2344,4 = 77\,365$  руб.

Годовая экономия по топливу для одного цилиндра главного двигателя составит  $112\,650 - 77\,365 = 35\,185$  руб.

Выразим годовую экономию в процентах от стоимости флотского мазута:  $35\,285 / 112\,650 \cdot 100 = 31,3\%$ .

Фактически годовая экономия будет ниже  $31,3\%$ , так как при использовании более тяжелых топлив повышаются эксплуатационные расходы, связанные с подогревом и очисткой топлива, с более частой заменой деталей. Однако при полученных данных можно считать, что работа дизеля на тяжелых сортах топлива рентабельна.

**Задание.** Определить экономическую эффективность при использовании утилизационных котлов.

### Исходные данные

Мощность главного дизеля  $N_e = 6430$  кВт.

Удельный эффективный расход топлива  $g_e = 0,217$  кг/(кВт·ч).

Теплота сгорания топлива  $Q_n = 41\,662$  кДж/кг.

Цена топочного мазута 40  $P_t = 33,0$  руб. за 1 т.

Температура газов перед утилизационным котлом  $t_1 = 300^\circ \text{C}$ .

Температура газов после утилизационного котла  $t_2 = 170^\circ \text{C}$ .

## Расчет

Коэффициент полезного действия утилизационного котла  $\eta_k = (1 - \varphi)(1 - t_2/t_1) = (1 - 0,5)(1 - 170/300) = 0,411$ , где  $\varphi = 0,5$  — доля теплоты, отданной в окружающую среду.

В целях предупреждения образования серной кислоты на стенах утилизационного котла при конденсации паров воды величина  $t_2$  должна быть выше  $150^\circ \text{C}$ .

Определяем количество теплоты в выхлопных газах, поступивших в котел за 1 ч работы дизеля:

$Q = 0,3g_e N_e Q_n = 0,3 \cdot 0,217 \cdot 6430 \cdot 41\,062 = 17 \cdot 10^6$  кДж/ч, где 0,3 — доля теплоты, уносимой из цилиндров продуктами сгорания.

Находим количество теплоты, использованной в утилизационном котле за 1 ч:

$$Q_1 = \eta_k Q = 0,411 \cdot 17 \cdot 10^6 = 7 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч.}$$

Определяем суточную экономию топлива в связи с использованием теплоты выпускных газов  $Q_1$ , считая КПД котла, работавшего на жидком топливе, равным 0,75:

$$G_k = 7 \cdot 10^6 \cdot 24 / (41\,062 \cdot 0,75) = 5455 \text{ кг} = 5,45 \text{ т.}$$

Годовая экономия расхода топлива составляет  $G_r = 5,45 \times 200 = 1090$  т, где 200 сут — ходовое время в году.

Вычислим суточную и годовую экономию в финансовом выражении при цене топочного мазута 33,0 руб. за 1 т: в сутки:  $33,0 \cdot 5,45 = 180$  руб.; в год:  $33,0 \cdot 1090 = 35\,970$  руб.

**Задание.** Определить снижение экономичности при износе сопловых отверстий форсунки одного цилиндра двигателя «Пилстик» (см. гл. III, § 8).

При анализе влияния какого-либо эксплуатационного фактора на работу двигателя, как правило, снижаются значения энергоэкономических показателей.

В случае износа сопловых отверстий форсунки удельный эффективный расход топлива составляет  $g_e^* = 0,236$  кг/(кВт × ч) вместо  $g_e = 0,219$  кг/(кВт × ч) (см. гл. III, § 8).

Часовой расход топлива одного цилиндра составляет  $G_{т.ч}^* = g_e^* N_e = 0,236 \cdot 770 = 182$  кг/ч вместо  $G_{т.ч} = g_e N_e = 0,219 \cdot 770 = 169$  кг/ч.

Суточный расход топлива одного цилиндра составляет  $G_{т.с}^* = G_{т.ч}^* \cdot 24 = 182 \cdot 24 = 4370$  кг/сут [4,37 т/сут] вместо  $G_{т.с} = G_{т.ч} \cdot 24 = 169 \cdot 24 = 4005$  кг/сут [4,05 т/сут].

Таким образом, суточный перерасход топлива будет  $\Delta = G_{т.с}^* - G_{т.с} = 4,37 - 4,05 = 0,32$  т/сут, что составит убыток при использовании газотурбинного топлива (цена: 55 руб. за 1 т)  $0,32 \cdot 55 = 17,6$  руб./сут.

**Задание.** Определить экономическую эффективность

работы судов на экономических скоростях движения.

Если имеется навигационная и коммерческая возможность уменьшить ход судна, целесообразно перейти на экономический режим работы двигателя. Такой режим определяется минимальным удельным расходом топлива, он обычно находится в диапазоне частот вращения вала 80—95%  $n_n$  для главных дизелей и 60—95%  $N_{e,n}$  — для вспомогательных.

Установки с ВРШ обеспечивают экономичную работу только при определенных соотношениях между частотой вращения коленчатого вала и шагом винта  $H$ . Например, для главного двигателя «Зульцер» (т/х «Новополоцк») минимальный расход топлива достигается при полноте шага от 75 до 85% и работе на эксплуатационных режимах 0,85—0,95%  $n_n$ .

На судах, где энергетическая установка состоит из двух (двигатель МАН 14V52/55А т/х «Смоленск»), работающих через редуктор на ВРШ, экономический расход обеспечивается работой одного двигателя на полной эксплуатационной мощности.

В каждом конкретном случае экономический режим должен определяться индивидуально с использованием графиков зависимости расхода ГСМ на милю пройденного пути от скорости судна (прил. 3).

### Примеры определения величины экономического хода

А. Расчет экономии ГСМ и средств на них от использования экономического хода на т/х типа «Магнитогорск».

#### Исходные данные

1. Средняя осадка в грузу $T_{ср}$ , м . . . . .	8,8
2. Заданная техническая скорость в грузу (из карты норм) $V_t$ , уз . . . . .	19,2
3. Коэффициент снижения технической скорости (из карты норм) . . . . .	0,94
4. Количество работающих ГД на режиме экономхода . . . . .	1
5. Фактическая скорость на режиме экономхода (по опыту эксплуатации) . . . . .	14,1
6. Время следования судна экономходом, час . . . . .	25
7. Фактический расход натурального топлива на экономходу, т . . . . .	40,6
8. Фактический расход масла на экономходу, кг . . . . .	600
9. Стоимость 1 т топлива $FO=180$ , руб. . . . .	28
10. Стоимость 1 т масла Мобилгард 424, ам. дол. . . . .	940

### Решение

1. Заданная эксплуатационная скорость в грузу  $V_s = V_T \times 0,94 = 19,2 \cdot 0,94 = 18,0$  уз.

2. Предполагаемый удельный расход натурального топлива на милю пути при заданной эксплуатационной скорости (из графика 1 для данного судна): 149 кг/милю.

3. Расстояние, пройденное экономходом,  $L = V_s t = 14,1 \times 25 = 352,5$  мили.

4. Предполагаемый расход топлива при заданной эксплуатационной скорости:  $149 \cdot 352,5 = 52\,522$  кг = 52,52 т.

5. Экономия натурального топлива:  $52,5 - 40,6 = 11,9$  т.

6. Время, за которое судно могло бы преодолеть путь, пройденный экономходом:  $352,5/18 = 19,6$  ч.

7. Предположительный расход масла на один ГД на путь, пройденный экономходом при движении судна с заданной эксплуатационной скоростью:  $48 \cdot 19,6 = 940$  кг, где 48 — норма расхода масла на главную двигательную установку на ходу, кг/ч.

8. Экономия масла:  $940 - 600 = 340$  кг = 0,34 т.

9. Экономия средств на топливо:  $11,9 \cdot 28 = 333$  руб.

10. Экономия средств на масло:  $0,34 \cdot 940 \cdot 0,64 \cdot 2,0 = 409$  руб., где 0,34 т — экономия масла; 940 ам. дол. — стоимость 1 т масла; 0,64 инв. руб./ам. дол. — курс американского доллара; 2,0 — коэффициент централизованных доплат.

11. Экономия средств на ГСМ:  $333 + 409 = 742$  руб.

Б. Расчет экономии ГСМ и средств на них от использования экономического хода на т/х типа «Красноград».

#### Исходные данные

1. Средняя осадка в грузу $T_{ср}$ , м . . . . .	9,3
2. Заданная техническая скорость в грузу (из карты норм) $V_T$ , уз . . . . .	15,8
3. Коэффициент снижения технической скорости (из карты норм) . . . . .	0,94
4. Фактическая скорость на режиме экономхода $V_{эк}$ , уз . . . . .	12
5. Время следования судна экономходом, ч . . . . .	100
6. Фактический расход натурального топлива на режиме экономхода, т . . . . .	57
7. Фактический расход циркуляционного масла на режиме экономхода, кг . . . . .	230
8. Норма расхода циркуляционного масла на ходу (моторное Т), кг . . . . .	2,3
9. Стоимость 1 т масла марки «моторное Т», руб. . . . .	200
10. Стоимость 1 т топлива (мазут экспортный М-2,0) с учетом бункеровки, руб. . . . .	28

## Решение

1. Расстояние, пройденное эконоходом:  $12 \cdot 100 = 1200$  миль.

2. Заданная эксплуатационная скорость судна в грузу  $V_s = V_T \cdot 0,94 = 15,8 \cdot 0,94 = 14,9$  уз.

3. Предполагаемый удельный расход натурального топлива на милю пути при заданной эксплуатационной скорости (из графика 4 для однотипных судов): 6,7 кг/милю.

4. Предполагаемый расход натурального топлива при заданной эксплуатационной скорости:  $67 \cdot 1200 = 80\,400$  кг = 80,4 т.

5. Экономия натурального топлива:  $80,4 - 57,0 = 23,4$  т.

6. Время, за которое судно преодолело бы путь, пройденный эконоходом, двигаясь с заданной эксплуатационной скоростью:  $1200/14,9 = 80,5$  ч.

7. Предполагаемый расход циркуляционного масла на путь, пройденный эконоходом, при движении судна с заданной эксплуатационной скоростью:  $2,3 \cdot 80,5 = 185$  кг.

8. Перерасход циркуляционного масла при движении судна эконоходом:  $230 - 185 = 45$  кг = 0,045 т.

9. Экономия средств на топливо:  $28 \cdot 23,4 = 655$  руб.

10. Перерасход средств на циркуляционное масло:  $200 \times 0,045 = 9$  руб.

11. Экономия средств на ГСМ:  $655 - 9 = 646$  руб.

Примечания. 1. В примере Б расчеты по цилиндровому маслу не производились, так как на данном судне снижение скорости хода судна практически не приводит к изменению удельного расхода этого масла на единицу пути.

2. При расчете экономии средств от эконоходов цены на ГСМ принимаются в размерах, определяющих эксплуатационные расходы:

на отечественные сорта топлива и масла — по соответствующим прейскурантам;

на зарубежные масла — по счетам;

на топлива, получаемые за рубежом по обменно-закупочным операциям, — по ценам на соответствующие им отечественные сорта топлива (ГО вязкостью 60—180 сСт — экспортный мазут; ГО вязкостью 30—40 сСт — моторное ДТ; МДО — газотурбинное; газойль — дизельное марки «Л»).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Основная

Возницкий И. В., Михеев Е. Г. Судовые дизельные установки: Учебник для судомеханических специальностей мореходных и арктического училищ. — М.: Транспорт, 1985. — 308 с.

Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник для втузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Судостроение, 1977. — 392 с.

Самсонов В. И., Худов Н. И., Мирющенко А. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник для судомеханических специальностей ВИМУ. — М.: Транспорт, 1981. — 400 с.



### Дополнительная

Михеев Е. Г. Главные судовые энергетические установки и их автоматика (методические рекомендации к курсовому проектированию для мореходных и арктического училищ Минморфлота). — М.: ЦРИА «Морфлот», 1981.

Овсянников М. К., Петухов В. А. Эффективность топливоиспользования в судовых дизельных установках. — Л.: Судостроение. 1984. — 96 с.

Шмелев В. П. Методические указания для выполнения курсового проекта по дисциплине «СДВС и их эксплуатация»/ЛВИМУ им. С. О. Макарова. — Л., 1982.

Положение о работе судов на экономических скоростях. СТП 218-22—81/Балтийское морское пароходство. — Л., 1982.

*Бликов И.С. Судостроение тяжелого  
механооборудованного типа. Судостроит. завод 1979.  
Андреев Б.И. и др. «Атлас конструктора»*

МОРЕХОДНОЕ (АРКТИЧЕСКОЕ) УЧИЛИЩЕ ММФ

ЗАДАНИЕ

НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

курсанту \_\_\_\_\_ гр. № \_\_\_\_\_

С о д е р ж а н и е

1. Краткое описание конструктивных особенностей двигателя
2. Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы по следующим исходным данным:  
мощность . . . . . кВт;  
частота вращения . . . . . об/мин;  
температура воздуха в машинном отделении °С;  
относительная влажность воздуха . . . . %;  
температура забортной воды . . . . °С.

3. Анализ влияния на работу двигателя \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

4. Чертеж и анализ возможных причин возникновения дефектов и повреждений в эксплуатации \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

5. Специальное задание \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Дата защиты проекта

Руководитель практики

\_\_\_\_\_ 19 г.

\_\_\_\_\_

## ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Фирма, страна	Марка двигателя	Параметры						
		$D/S$	$n$ , об/мин	$N_{e.ц.}$ , кВт	$p_e$ , МПа	$p_z$ , МПа	$p_s$ , МПа	$g_e$ , г/(кВт·ч)
<b>Малогобаритные дизели</b>								
БМЗ	ДКРН 50/110	50/110	170	427	0,71	5,3	0,142	221
	ДКРН 74/160	74/160	115	920	0,71	5,3	—	220
	ДКРН 75/160	75/160	115	1398	1,05	7,5	—	217
	ДКРН 50/110-2	50/110	170	515	0,885	—	—	214
	ДКРН 62/140-3	62/140	140	883	0,93	—	—	210
	ДКРН 74/160-3	74/160	120	1310	0,96	—	—	208
	ДКРН 84/180-3	84/160	110	1722	0,96	—	—	205
«Бурмейстер и Вайн»	62VTBF115	62/115	150	603	0,71	6,2	—	219
	62VTBF140	62/140	135	662	0,71	6,2	—	214
	74VTBF160	74/160	125	920	0,71	—	0,140	214
	84VTBF180	84/180	115	1273	0,71	—	—	214
	62VT2BF90	62/90	200	765	0,86	6,5	—	216
	62VT2BF140	62/140	135	802	0,86	6,5	0,160	216
	74VT2BF160	74/160	115	1104	0,86	6,5	—	214
	84VT2BF180	84/180	110	1545	0,86	—	0,175	212
	K84EF180	84/180	121	2024	1,02	7,5	0,20	216
	K98FF180	98/200	104	3017	1,11	8,0	0,21	209
	K80GF	80/160	126	1943	1,17	8,6	0,22	209
	K90GF	90/180	114	2510	1,18	8,6	0,22	209
	K98GF	98/200	103	2995	1,18	8,6	0,22	—
	L94NF	94/250	83	4048	1,73	—	—	—
	L45GFCA	45/120	175	725	1,30	—	—	192
	L55GFCA	55/138	155	1100	1,30	—	—	188

Фирма, страна	Марка двигателя	Параметры						
		D/S	n, об/мин	N <sub>е.ц.</sub> , кВт	p <sub>е.</sub> , МПа	p <sub>з.</sub> , МПа	p <sub>с.</sub> , МПа	$\frac{g_e}{\text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}}$
«Бурмейстер и Вайн»	L67GFCA	67/170	123	1600	1,30	—	—	190
	L80GFCA	80/195	106	2250	1,30	—	—	189
	L90GFCA	90/218	97	2900	1,29	—	—	188
МАН	KZ57/80C	57/80	225	489	0,635	5,8	0,152	217
	KZ57/80E	57/80	225	589	0,765	—	—	—
	KZ70/120C	70/120	130	670	0,62	—	0,143	—
	KZ70/120E	70/120	135	1030	0,91	—	—	—
	KSZ90/160A	90/160	122	2362	1,14	8,5	0,265	209
	KSZ105/180A	105/180	106	2953	1,07	8,6	0,24	205
	KSZ52/105CL	52/105	165	883	1,371	—	—	195
	KSZ70/150CL	70/150	120	1650	1,432	—	—	193
	KSZ78/155CL	78/155	110	1960	1,46	—	—	195
KSZ90/160CL	90/160	110	2700	1,431	—	—	194	
«Зульцер»	RD76	76/155	119	1118	0,861	7,5	0,17	210
	RD90	90/155	119	1693	0,882	7,5	0,17	210
	RND90	90/155	122	2134	1,09	9,0	0,22	209
	RND105	105/180	108	2944	1,08	8,4	0,23	209
	RND90M	90/155	122	2466	1,26	9,4	0,27	206
	RND105M	105/180	108	3385	1,23	9,4	0,27	206
	RLA90	90/190	98	2650	1,34	—	—	198
	RTA	—	—	—	—	—	—	—
«Фиат»	1060S	160/180	108	2430	0,97	—	—	212
	GMTA90	90/160	118	2134	1,03	8,0	0,235	206
	GMTA1060	106/190	120	2944	1,01	7,9	0,232	206

5*	«Мицубиси»	UEC85/160	85/160	125	1693	0,91	7,2	—	208
		UEC85/180	85/180	118	2208	1,12	8,5	0,20	206
		UEC85/180C	85/180	120	2797	1,40	10,0	0,30	206
«Доксфорд»	76j	76/86+166	119	1840	0,93	6,8	—	217	
	M76j	76/52+186	123	2024	1,0	7,5	0,19	205	
<b>Среднеоборотные дизели</b>									
СССР	Ч25/34	25/34	500	3,7	0,54	5,8	—	237	
	ЧН25/34	25/34	500	50	0,73	6,5	0,25	235	
	ЧН36/45	36/45	500	191	1,02	—	—	213	
«Пилстик»	PC2-5	40/46	520	479	1,92	12,0	0,24	202	
	PC2-6	40/46	520	551	2,13	—	—	200	
	PC3	48/52	478	699	1,93	12,0	0,25	198	
	PC3-5	48/52	470	795	2,13	—	—	—	
	PC4	57/62	400	11,10	2,10	12,0	0,255	198	
«Бурмейстер и Вайн»	25MTBH40	25/40	500	64	0,79	—	0,15	233	
	26MTBH40	26/40	500	93	1,07	—	—	214	
	50LU	50/54	468	625	1,55	10,0	0,265	213	
	60P	60/64	375	—	1,87	—	—	—	
МАН	RV40/54	40/54	400	401	1,80	12,0	—	209	
	L-V40/54A	40/54	450	460	1,84	12,0	0,29	208	
	L-V52/55A	52/55	450	776	1,77	12,0	0,27	202	
	V65/65	65/65	400	1320	1,82	—	0,20	202	
«Зульцер»	BAH-22	22/32	600	51	0,925	—	0,15	228	
	ZL40/48	40/48	430	353	—	8,9	0,18	213	
	ZV40/48	40/48	500	368	1,83	12,0	0,286	206	
«Фиат»	TM 410	41/47	550	442	1,76	11,5	0,27	204	
	TM 620	62/66	425	1251	1,80	11,5	—	—	
67	«Фиат»	A 550	55/59	430	883	1,79	11,5	0,285	206

**ГРАФИКИ ЗАВИСИМОСТИ РАСХОДА ГСМ НА МИЛЮ  
ПРОЙДЕННОГО ПУТИ ОТ СКОРОСТИ СУДНА**

На графиках приведены следующие зависимости:  
 прерывистыми линиями — зависимость расхода натурального топлива на милю пути от скорости судна с учетом перерасхода топлива на вспомогательные механизмы систем ГД при движении в грузу (кривые 1) и в балласте (кривые 2), кроме теплоходов типа «Магнитогорск», «Скульптор Коненков», «Инженер Мачульский» (графики 1—3), для которых кривые 1 и 2 построены при полном использовании валогенераторов;  
 сплошными толстыми линиями — зависимость расхода натурального топлива на милю от скорости судна с учетом перерасхода топлива на вспомогательные механизмы и смазочных масел ГД в грузу (кривые 3) и в балласте (кривые 4); для судов с двумя ГД в грузу (кривые 5) и в балласте (кривые 6). Эти кривые можно назвать кривыми зависимости расхода «приведенного» топлива на милю от скорости судна;

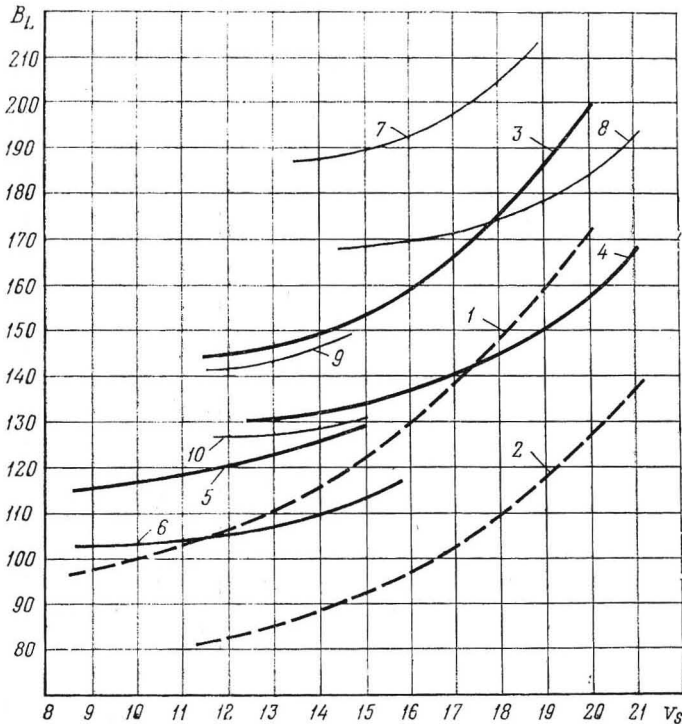


График 1. Т/х «Магнитогорск»:  
 1, 3, 5, 7, 9 —  $T_{CP}=9,0$  м; 2, 4, 6, 8, 10 —  $T_{CP}=6,1$  м

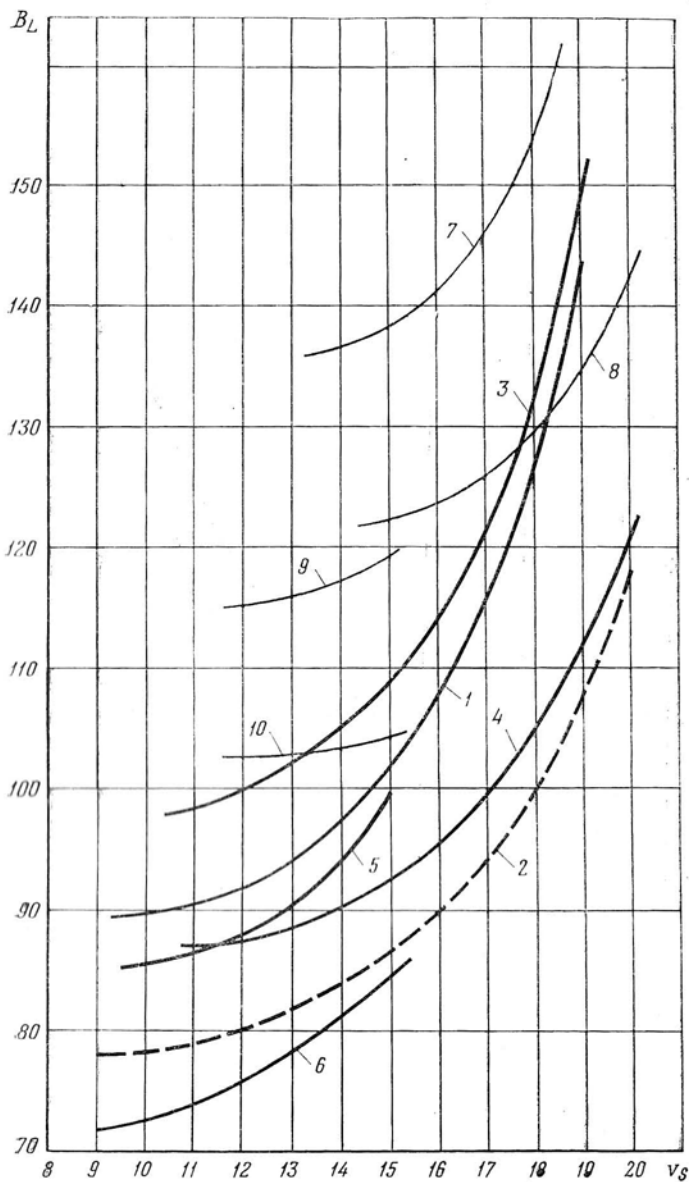


График 2. Т/х «Скульптор Коненков»:  
 1, 3, 5, 7, 9 —  $T_{cp}=8,15$  м; 2, 4, 6, 8, 10 —  $T_{cp}=6,15$  м

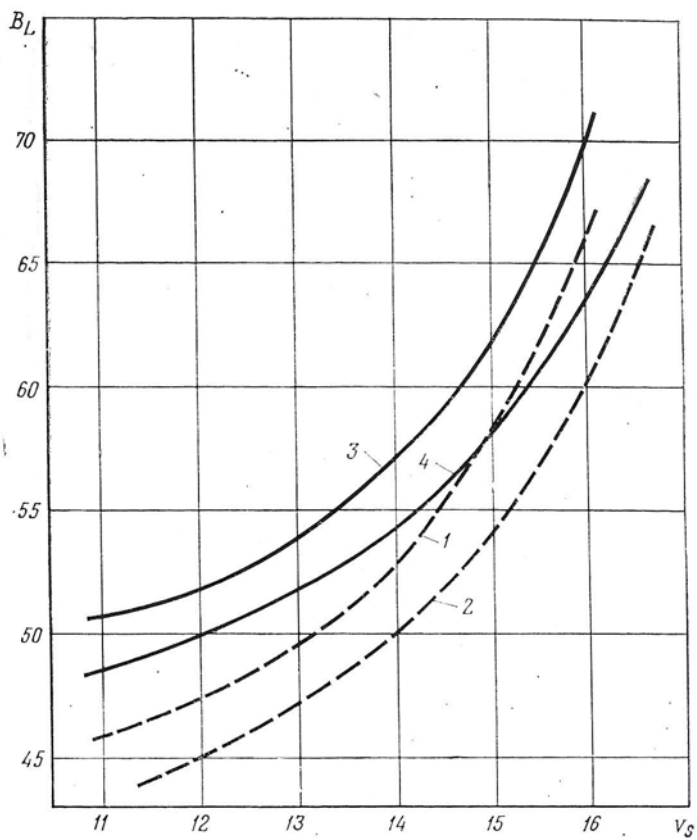


График 3. Т/х «Инженер Мачульский»:  
 1, 3 —  $T_{cp} = 6,65$  м; 2, 4 — балласт



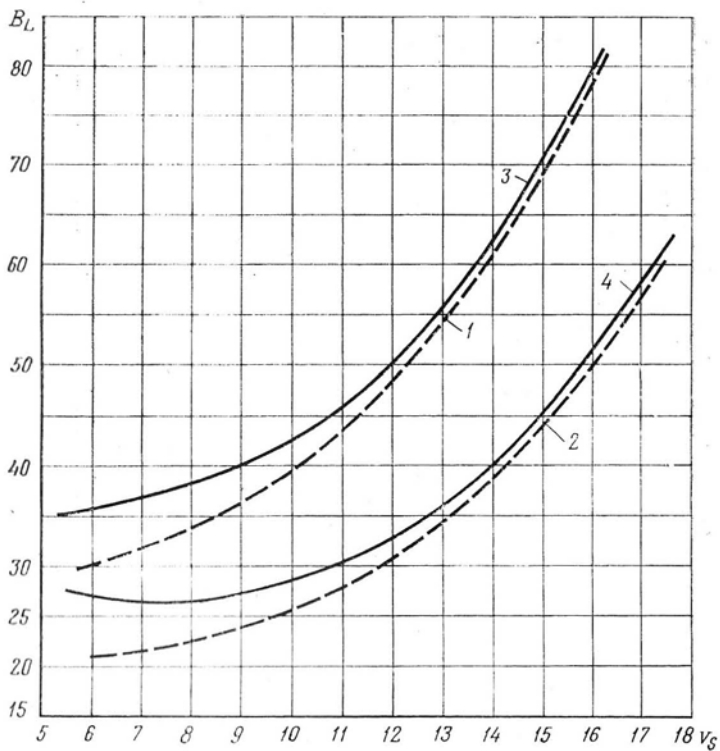


График 4. Т/х «Комсомолец Киргизии» (типа т/х «Красноград»):  
 1, 3 —  $T_{ср} = 9,35$  м; 2, 4 —  $T_{ср} = 3,75$  м

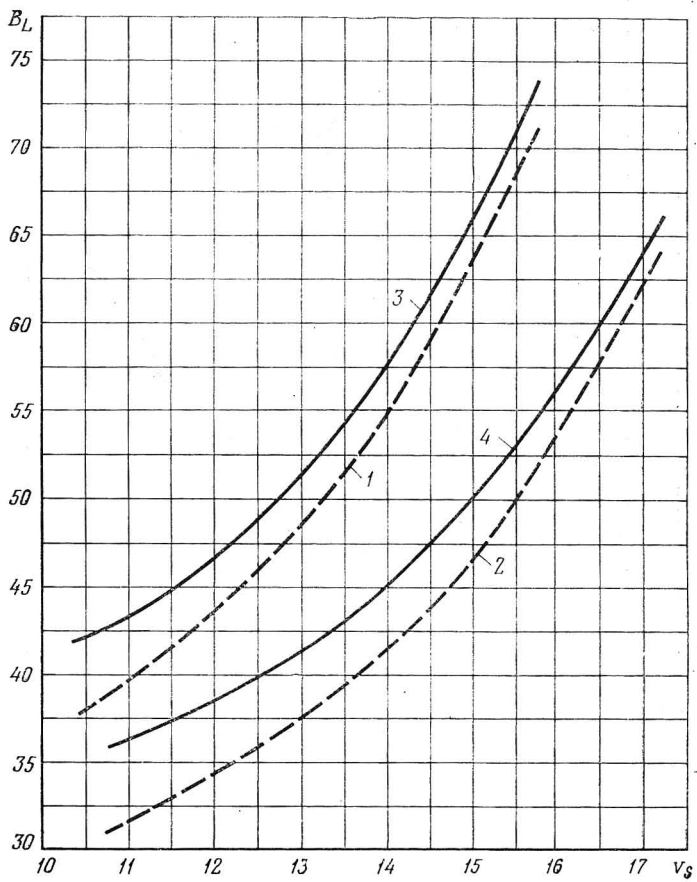


График 5. Т/х «Вятка» (типа т/х «Выборг»):  
 1, 3 —  $T_{cp}=9,0$  м; 2, 4 — балласт

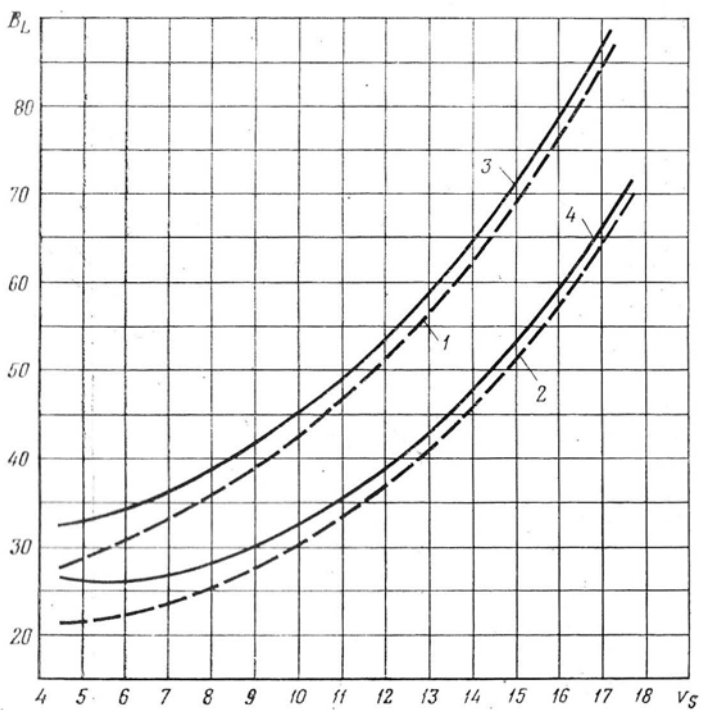


График 6. Т/х типа «Новгород»:  
 1, 3 —  $T_{\text{ср}}=9,5$  м; 2, 4 —  $T_{\text{ср}}=4,2$  м

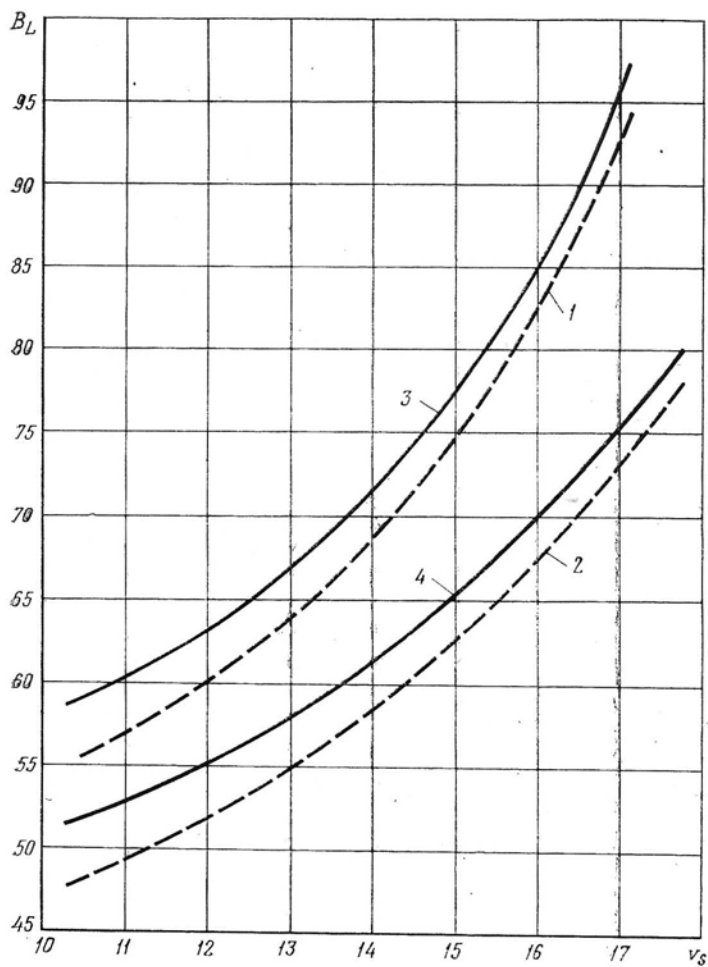
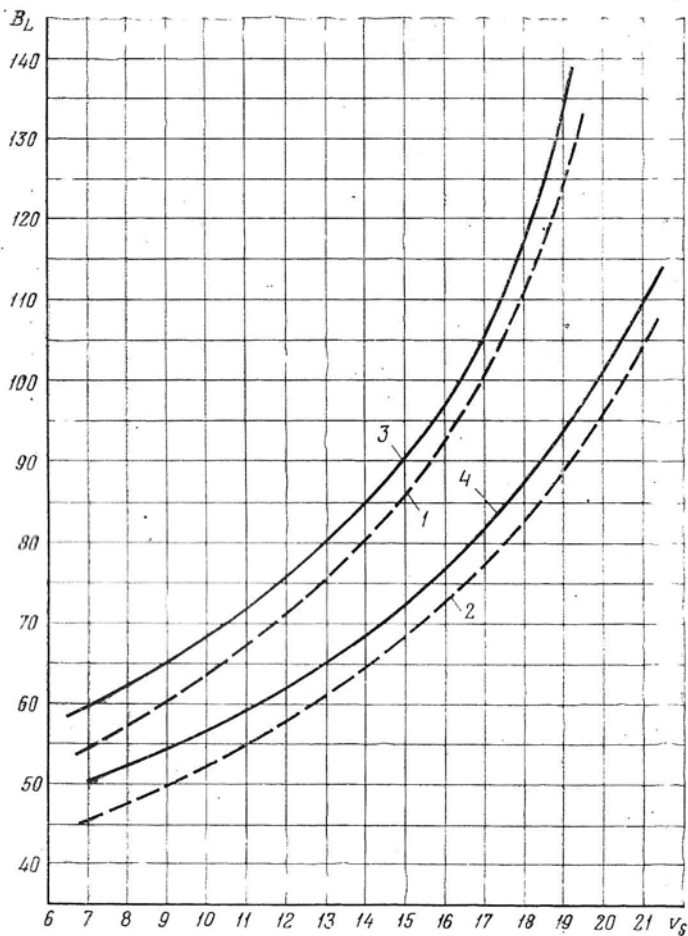


График 7. Т/х «Палех» (типа т/х «Варнемюнде»):  
 1, 3 —  $T_{cp} = 9,0$  м; 2, 4 — балласт



Графік 8. Т/х «Художник Пахомов» (типа Т/х «Художник Сарьян»):  
 1, 3 —  $T_{ср} = 9,2$  м; 2, 4 —  $T_{ср} = 4,85$  м

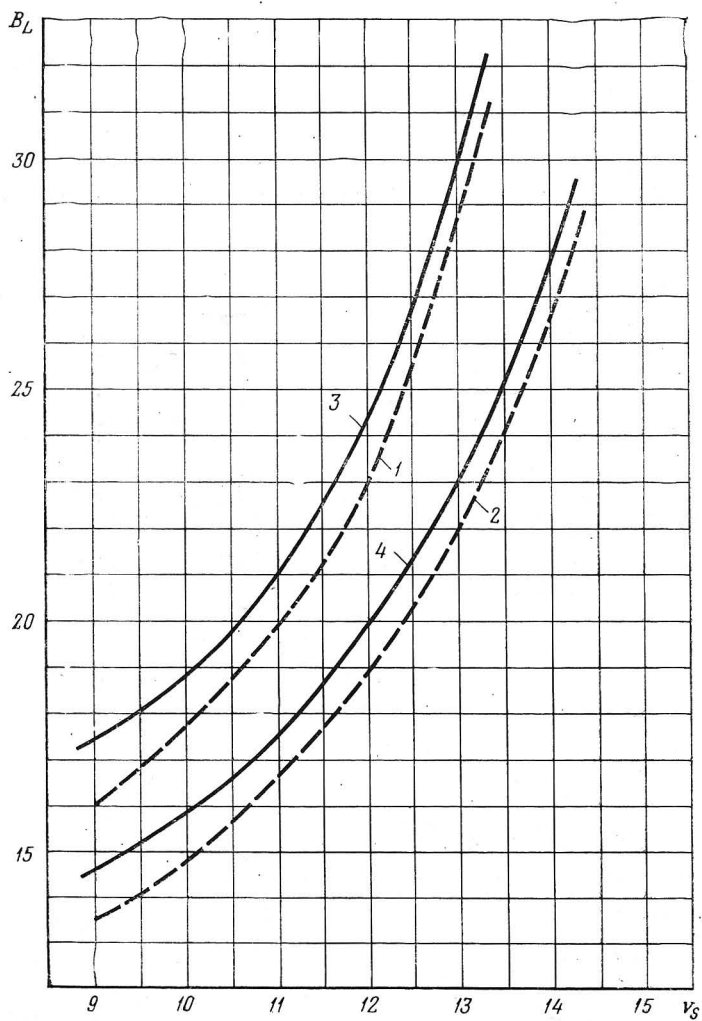


График 9. Т/х «Кузьминки» (типа т/х «Игаркалес»)  
 1, 3 —  $T_{cp}=6,1$  м; 2, 4 —  $T_{cp}=3,2$  м

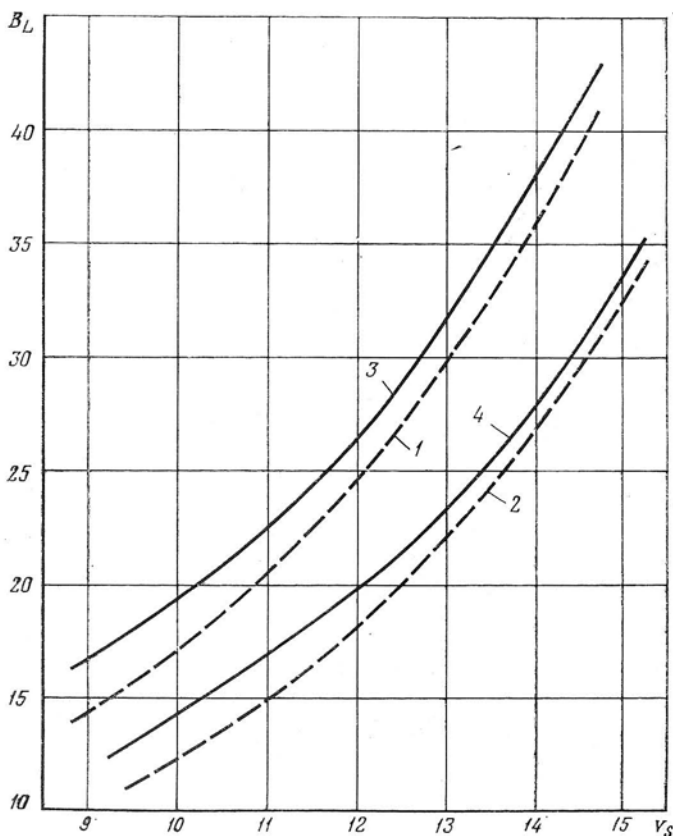


График 10. Т/х «Северолес» (типа т/х «Волголес»):  
1, 3 —  $T_{ср}=7,2$  м; 2, 4 — балласт

сплошными тонкими линиями (графики 1 и 2) — зависимость расхода «приведенного» топлива от скорости судов с двумя среднеоборотными двигателями при систематической работе их на зарубежных маслах как для движения на двух ГД в грузу (кривые 7) и в балласте (кривые 8), так и для движения на одном ГД в грузу (кривые 9) и в балласте (кривые 10).

На оси абсцисс каждого графика нанесены значения скоростей  $V$  (в уз), на оси ординат — значения удельных расходов натурального топлива на единицу пути  $B$  (в кг/милю).

В пояснениях под графиками символом  $T_{ср}$  обозначены средние осадки судов.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

<b>Глава I. Цель, задачи и методика курсового проектирования</b>		
§ 1.	Содержание и объем курсового проекта . . . . .	1
§ 2.	Задание на курсовое проектирование и общие положения по оформлению проекта . . . . .	2
§ 3.	Проверочный расчет рабочего цикла . . . . .	3
§ 4.	Построение теоретической (расчетной) и предполагаемой индикаторных диаграмм . . . . .	9
§ 5.	Эксплуатационные вопросы . . . . .	12
<b>Глава II. Примеры проверочного расчета рабочих циклов и построения индикаторных диаграмм</b>		
§ 1.	Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы малооборотного двухтактного дизеля «Бурмейстер и Вайн» K90GF (ДКРН 90/180) . . . . .	14
§ 2.	Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы малооборотного двухтактного дизеля «Зульцер» RND105 (ДКРН 105/180) . . . . .	20
§ 3.	Расчет рабочего цикла и построение индикаторной диаграммы среднеоборотного четырехтактного двигателя «Пилстик» PC4 . . . . .	25
<b>Глава III. Примеры анализа влияния эксплуатационных факторов на работу дизеля</b>		
§ 1.	Влияние сорта топлива . . . . .	29
§ 2.	Влияние метеорологических (атмосферных) условий . . . . .	30
§ 3.	Влияние температуры забортной воды . . . . .	36
§ 4.	Влияние отключения воздухоохладителей . . . . .	41
§ 5.	Влияние загрязнения воздушного тракта двигателя . . . . .	43
§ 6.	Изменение основных параметров двигателя при работе по винтовой характеристике . . . . .	44
§ 7.	Влияние изменения водоизмещения судна на работу двигателя . . . . .	46
§ 8.	Влияние износа топливной аппаратуры . . . . .	—
<b>Глава IV. Некоторые расчеты к анализу причин возникновения дефектов и повреждений деталей судовых дизелей</b>		
§ 1.	Степень сжатия . . . . .	48
§ 2.	Анкерные связи . . . . .	49
§ 3.	Шпильки крепления цилиндровых крышек . . . . .	50
§ 4.	Поршневая группа . . . . .	—
§ 5.	Шатунные болты . . . . .	52
§ 6.	Подшипники . . . . .	54
§ 7.	Коленчатый вал . . . . .	55
<b>Глава V. Специальное задание</b>		56
Список литературы . . . . .		62
<i>Приложение 1.</i> Задание на курсовой проект судового двигателя . . . . .		64
<i>Приложение 2.</i> Основные параметры судовых дизелей . . . . .		65
<i>Приложение 3.</i> Графики зависимости расхода ГСМ на миллион пройденного пути от скорости судна . . . . .		68



**Методические рекомендации по курсовому  
проектированию по предмету  
«Судовые дизельные энергетические установки»**

Отв. за выпуск Т. Н. Байдаков

Редактор И. С. Политова

Технический редактор Б. Г. Колобродова

Корректор Г. Л. Шуман

---

Сдано в набор 5.06.87 г. Подписано в печать 27.11.87 г. Формат  
изд. 84×108/32. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 4,20. Уч.-изд. л. 4,76. Тираж 3200.

Изд. № 1437/6-В. Заказ тип. № 703. Бесплатно

В/О «Мортехинформреклама»

125080, Москва, А-80, Волоколамское шоссе, 14

---

Типография «Моряк», Одесса, ул. Ленина, 26