

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

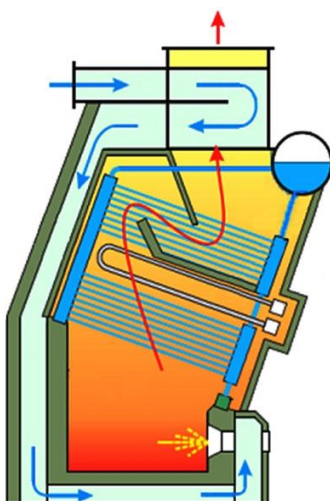
МОРСКОЙ ИНСТИТУТ

В.А. Очеретяный

СУДОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ И ПАРПРОИЗВОДЯЩИЕ УСТАНОВКИ

ЦИФРОВОЙ ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие



Севастополь
СевГУ
2023

УДК [621.181:629.5](075.8)

ББК 39.455.13я73

О-95

Рецензент:

Е.В. Хромов - канд. техн. наук, доцент кафедры ЭМСС

Очеретяный, В.А.

О-95 Судовые котельные и паропроизводящие установки. Цифровой практикум : учебно-методическое пособие / В. А. Очеретяный; Севастопольский государственный университет, Морской институт. – Севастополь: СевГУ, 2023. – 155 с.: ил. – Текст : электронный.

Рассматриваются пути и методы решения практических задач, встречающихся при проектировании и анализе работе судовой котельной установки, выполняемые при изучении курса «Судовые котельные и паропроизводящие установки».

Пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения Севастопольского государственного университета, Морского института специальностей 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок», 26.05.02 «Проектирование, изготовление и ремонт энергетических установок и систем».

УДК [621.181:629.5](075.8)

ББК 39.455.13я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений» в качестве учебно-методического пособия для студентов специальностей 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» и 26.05.02 «Проектирование, изготовление и ремонт энергетических установок и систем автоматизации кораблей и судов», протокол № 11 от 05 июня 2023 г.

© Очеретяный В.А., 2023

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Рабочие среды котельной установки	5
1.1. Топливо	5
1.2. Воздух и продукты горения	11
1.3. Вода и водяной пар	17
1.4. Высокотемпературные теплоносители	21
1.5. Примеры	23
2. Элементы судовой котельной установки	35
2.1. Подогреватели	35
2.2. Насосы и нагнетатели	39
2.3. Примеры	40
3. Судовые котлы	46
3.1. Топочные устройства	46
3.2. Эффективность работы котла	49
3.3. Теплопередача в топке	53
3.4. Теплопередача в конвективных поверхностях нагрева	56
3.5. Элементы естественной циркуляции в паровом котле	61
3.6. Внутрикотловая обработка	64
3.7. Расчет прочности элементов котла	66
3.8. Примеры	71
4. Задания	91
Литература	153

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с квалификационными характеристиками энергетических специальностей должны не только понимать физику процессов, происходящих при работе судовых котельных установок, но и уметь применять теоретические знания для решения практических задач как при проектировании, так и при наладке теплотехнического оборудования и его эксплуатации. Наиболее глубокое понимание процесса достигается изучением влияния на него различных факторов путем разбора конкретных примеров. В настоящем учебном пособии реализован этот метод обучения. Примеры и задачи подобраны таким образом, чтобы на конкретных расчетах проследить влияние различных факторов на рассматриваемый показатель.

В учебное пособие включены примеры и задачи по разделам: характеристики топлива и объемы продуктов сгорания, тепловые и конструктивные расчеты топок, лучевоспринимающих и конвективных поверхностей нагрева,

Уровень сложности предлагаемого материала различен, что позволяет назначать задания исходя из подготовки обучающегося.

Кроме источников, используемых в указаниях по темам, при подготовке пособия автор использовал основополагающие нормативные источники и литературу [1...4]

1. РАБОЧИЕ СРЕДЫ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1.1. Топливо

В основном в судовых котлах используются остаточные (тяжелые) топлива, при запуске дистиллятные (легкие). При анализе работы котельной установки оперируют теплотой сгорания, вязкостью, плотностью, составом топлива, температурой подогрева и др.

Наиболее широко в энергетических расчетах котельных установок из рабочей, сухой и горючей теплоты сгорания топлива применяют рабочую.

Данные о некоторых видов топлива представлены в таблице 1.1 [5].

Таблица 1.1 – Элементарный состав некоторых видов топлива

№	Марка топлива	Углерод	Водород	Кислород	Азот	Сера	Влага
1	M20	85,9	11,3	0,3	0,3	0,2	2,0
2	M40	84,7	10,6	0,4	0,3	2,0	2,0
3	M100	82	9,9	0,6	0,6	3,5	3,5
4	Ф5	86,9	12,1	0,3	0,2	0,5	–
5	Ф12	86,2	11,6	0,4	0,3	0,5	1,0
6	DMX	86,1	13,2	0,3	0,25	0,2	–
7	DMA	86,8	12,5	0,3	0,3	0,3	–
8	DMZ	87,1	12,0	0,3	0,3	0,3	–
9	DMB	87,1	11,7	0,3	0,35	0,5	0,3
10	RMA 10	87,5	11,0	0,4	0,35	0,5	0,3
11	RMB 30	87,4	10,7	0,4	0,5	0,5	0,5
12	RMD 80	87,1	10,6	0,5	0,6	0,7	0,5
13	RME 180	87,2	10,5	0,5	0,6	0,7	0,5
14	RMG 380	87,0	10,4	0,5	0,6	1,0	0,5
15	RMG 500	87,1	10,3	0,5	0,6	1,0	0,5
16	RMG 700	87,0	10,3	0,6	0,6	1,0	0,5
17	Дрова	36,0	6,0	2,0	2,0	–	54,0

Для приближенных расчетов низшую рабочую теплоту сгорания жидкого и твердого топлива, кДж/кг (МДж/кг), определяют по формуле Менделеева, учитывающей элементарный состав топлива[6]:

$$Q_H^P = 339 \cdot C^P + 1025 \cdot H^P + 108,5 \cdot (S^P - O^P) - 25,1 \cdot W^P. \quad (1.1)$$

Формула учитывает тепловые потери с парами воды. Содержание углерода (C^P), водорода (H^P), серы (S^P), кислорода (O^P), азота (N^P), воды (W^P) выражено в процентах (%).

В таблице 1.2 приведены некоторые сведения о теплоте сгорания некоторых топлив.

Таблица 1.2 – Низшая теплота сгорания некоторых видов топлива

№	Топливо	Теплота сгорания, МДж/кг	№	Топливо	Теплота сгорания, МДж/кг
1	Антрацит	26,8...34,8	11	Мазут малосернистый	40,5
2	Древесные гранулы (пиллеты)	18,5	12	Мазут низкосернистый	41,7
3	Дрова сухие	8,4...11	13	Нефть	43,5...46
4	Сланцы горючие	5,9...15	14	Водород	120,9
5	Торф	16,3	15	Газ сжиженный углеводородный	43,8
6	Уголь бурый	13...25	16	Метан	50
7	Уголь донецкий	19,7...24	17	Попутный газ	40,6...43
8	Бензин АИ-93 (ГОСТ 2084-67)	43,6	18	Природный газ	41...49
9	Дизельное топливо зимнее	43,6	19	Пропан	46,34
10	Мазут высокосернистый	39			

При отсутствии данных об элементарном составе топлива, однако известны: плотность, содержание серы, золы и воды, низшую теплоту сгорания остаточного топлива можно определить по нижеприведенной формуле [7]:

$$Q_H^P = (46704 - 8,802 \cdot \rho_{15}^2 \cdot 10^{-3} + 3,167 \cdot \rho_{15}) \times (1,0 - 0,01 \cdot (S^P + A^P + W)) + 94,2 \cdot S^P - 24,49 \cdot W^P, \quad (1.2)$$

где ρ_{15} – плотность топлива при 15 °С, кг/м³.

Низшую теплоту сгорания дистиллятного топлива можно определить по формуле

$$Q_H^P = (46423 - 8,792 \cdot \rho_{15}^2 \cdot 10^{-3} + 3,167 \cdot \rho_{15}) \times \\ \times (1,0 - 0,01 \cdot (S^P + A^P + W)) + 94,2 \cdot S^P - 24,49 \cdot W^P. \quad (1.3)$$

При экспериментальном определении плотности остаточного топлива с помощью ареометра топливо подогревается до температуры 50...70 °С, т.е. получено значение плотности при температуре эксперимента. Для определения плотности при 15 °С необходимо воспользоваться таблицами пересчета нормативного документа [8]. При этом, значение плотности, полученное при помощи градуированного ареометра уточняют для обнуления ошибки, связанной с температурным расширением стекла, из которого изготовлен прибор по формуле

$$\rho_t = \rho_{t,AP} \cdot (1 - 0,000023 \cdot (t - 15) - 0,00000002 \cdot (t - 15)^2), \quad (1.4)$$

где t – температура топлива при определении плотности ареометром.

Некоторые характеристики топлив представлены в таблицах 1.3 и 1.4.

При отсутствии данных по составу топлива, при работе со смесью топлив, теплоту сгорания можно определить по плотности, зная содержание серы в топливе [7]. Для этого можно воспользоваться графической зависимостью теплоты сгорания топлива от плотности топлива при и содержания серы (рисунок 1.1).

Таблица 1.3 – Характеристики дистиллятных топлив

№	Топливо	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм ² /с (сСт)	Плотность при 15 °С, кг/м ³	Температуры вспышки в закрытом тигле, °С	S, %	W, %	A, %
1	DMX	1,4...5,5	–	61	1	–	0,01
2	DMA	2,0...6,0	890	61	1,5	–	0,01
3	DMZ	3,0...6,0	890	61	1,5	–	0,01
4	DMB	2,0...11,0	900	61	2,0	0,3	0,01

Таблица 1.4 – Характеристики остаточных топлив

№	Топливо	Кинематическая вязкость при 50 °C, мм ² /с (сСт)	Плотность при 15 °C, кг/м ³	Температуры вспышки в закрытом тигле, °C	S, %	W, %	A, %
1	RMA 10	10	920	61	1,5	0,3	0,04
2	RMB 30	30	960	61	1,5	0,5	0,07
3	RMD 80	80	975	61	1,5	0,5	0,07
4	RME 180	180	991	61	2,0	0,5	0,07
5	RMG 380	380	991	61	2,0	0,5	0,1
6	RMG 500	500	991	61	2,0	0,5	0,1
7	RMK 700	700	1010	61	2,0	0,5	0,15

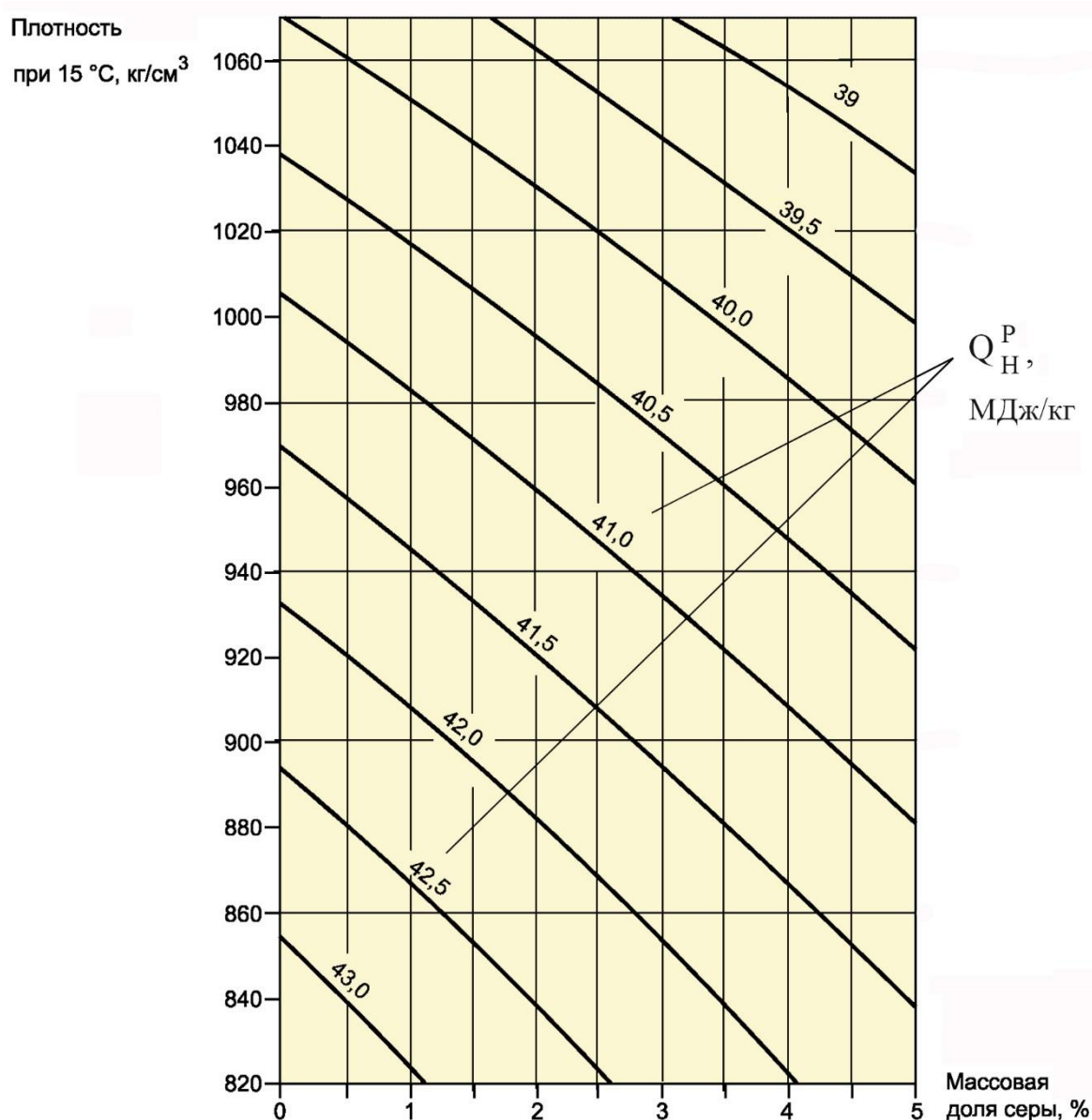


Рисунок 1.1 – Зависимость теплоты сгорания топлива от плотности

В зависимости от сорта топливо подогревается в цистернах основного запаса (перед перекачкой из них топлива) до температуры, обеспечивающей работу перекачивающего насоса ;в расходных цистернах - до температуры, обеспечивающей паспортное давление, развиваемое топливным(форсуночным) насосом, но ниже температуры вспышки паров топлива в закрытом тигле не менее чем на 10°С;поступающее к форсункам - до температуры, обеспечивающей вязкость топлива, в среднем –(16...26) сСт (3...4) °ВУ.

Для определения температуры используют топливную номограмму, отражающую зависимость вязкости топлива в мм²/с (в сантистоксах) от температуры (°С). Номограмма представлена на рисунке 1.2. Ось вязкости, в с мм²/с (сСт) представлена в логарифмическом виде[9].

Применяется также условная вязкость топлива, выраженная градусами Энглера (°Е)[10].

Между условной (ВУ, °Е) и кинематической (ν, сСт) вязкостями известна эмпирическая зависимость:

$$\nu = 7,31 \cdot ВУ - \frac{0,631}{ВУ}. \quad (1.5)$$

Ориентировочно перекачивание топлива насосами различных типов будет осуществляться при приведенных в таблице значениях вязкости:

Таблица 1.5 – Параметры перекачивания топлива насосами

№	Тип насоса	Вязкость кинематическая, ν, мм ² /с	Вязкость условная, °Е
1	центробежный	≤ 220	≤ 30
2	поршневой, плунжерный	≤ 580	≤ 80
3	винтовой, шестеренчатый	≤ 1450	≤ 200

Удельная теплоемкость мазутов c_t зависит от температур и определяется по следующей зависимости:

$$c_T = 2,0 \cdot \left(\frac{(t + 273)}{323} \right)^{0.58} \quad (1.6)$$

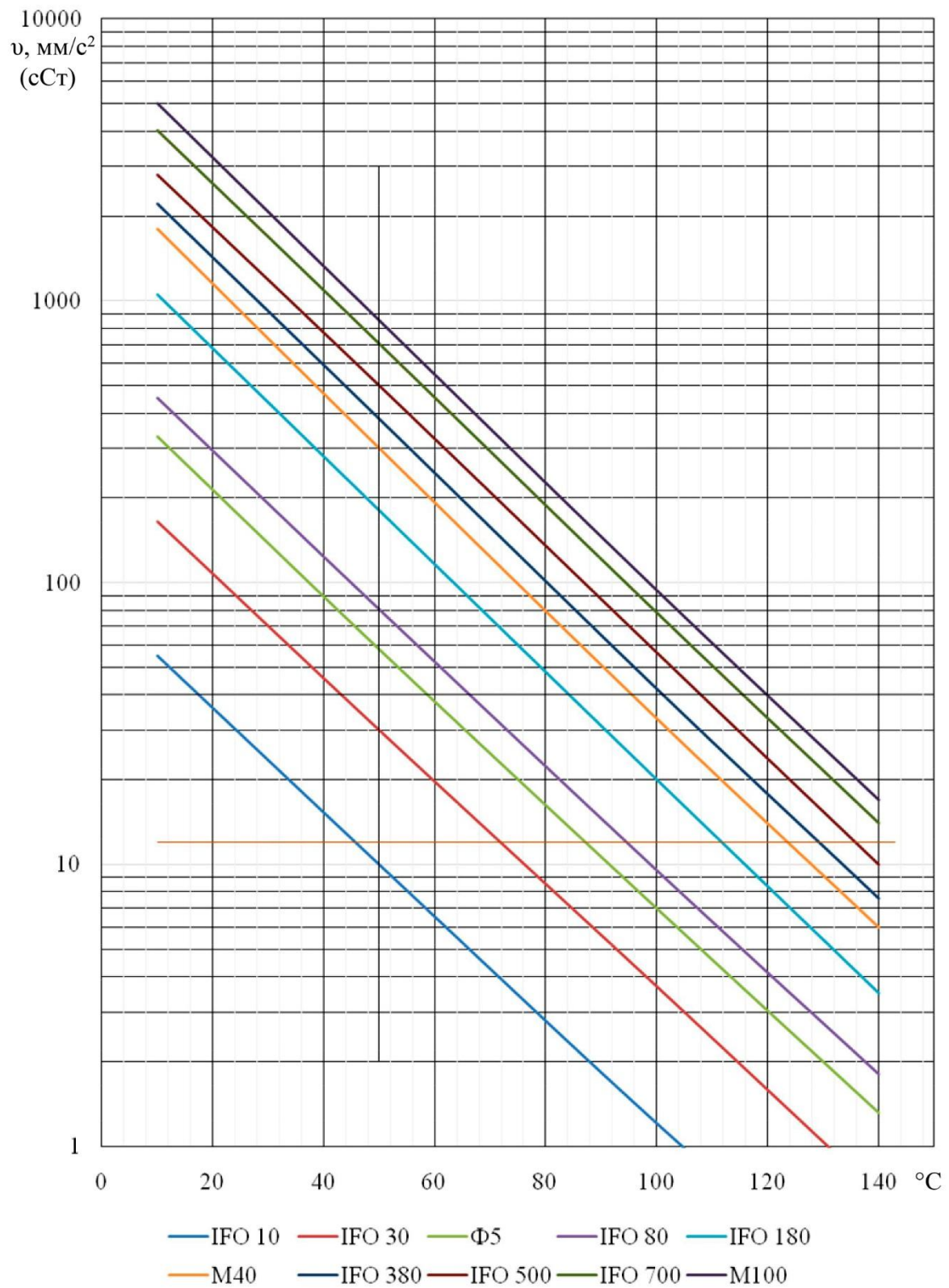


Рисунок 1.2 – Зависимость кинематической вязкости топлива от температуры

1.2. Воздух и продукты сгорания

Рассматривается атмосферный воздух, подаваемый в топку котла для горения. Состав сухого воздуха представлен в таблице 1.6 [11].

Таблица 1.6 – Состав сухого атмосферного воздуха

%	Компонент	Химическая формула	Объемная доля, %	Массовая доля, %
1	Азот	N ₂	78,087	75,52
2	Кислород	O ₂	20,95	23,15
3	Аргон	Ar	0,93	1,282
4	Двуокись углерода	CO ₂	0,03	0,046
5	Неон	Ne	$18 \cdot 10^{-4}$	$12,5 \cdot 10^{-4}$
6	Гелий	He	$5,24 \cdot 10^{-4}$	$0,72 \cdot 10^{-4}$
7	Ацетилен	C ₂ H ₂	$2,03 \cdot 10^{-4}$	$1,28 \cdot 10^{-4}$
8	Метан	CH ₄	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$0,8 \cdot 10^{-4}$
9	Криптон	Kr	$1,14 \cdot 10^{-4}$	$3,3 \cdot 10^{-4}$
10	Водород	H ₂	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$0,035 \cdot 10^{-4}$
11	Закись азота	N ₂ O	$0,5 \cdot 10^{-4}$	$0,8 \cdot 10^{-4}$
12	Ксенон	Xe	$0,08 \cdot 10^{-4}$	$0,36 \cdot 10^{-4}$
13	Сухой воздух		≈ 100	≈ 100

В практических расчетах используются теплофизические характеристики воздуха: удельная изобарная теплоемкость при влагосодержании 10 грамм на 1 кг воздуха (c_v , кДж/(кг·К)), коэффициент кинематической вязкости (ν , м²/с), коэффициент теплопроводности (λ , Вт/(м·К)) и число Прандтля (Pr). Отдельные значения этих параметров сведены в таблице 1.7 [12].

Таблица 1.7 – Теплофизические характеристики воздуха

№	Температура	Теплоемкость (c_v , кДж/(кг·К),	Вязкость ($\nu \cdot 10^6$, м ² /с),	Теплопроводность (λ , Вт/(м·К))	число Прандтля (Pr)
1	0	1,32	13,2	0,0855	0,7
2	100	1,324	23,2	0,115	0,69
3	200	1,332	34,8	0,14	0,69
4	300	1,342	48,2	0,161	0,69

Теоретическое количество сухого воздуха V^0 , необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, т.е. при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,0$ определяется по следующей зависимости, ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p \quad (1.7)$$

Теоретическое количество (объем) влажного воздуха $V_{\text{вЛ}}^0$, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива с учетом влагосодержания воздуха $d(\text{г/кг})$:

$$V_{\text{вЛ}}^0 = V^0 \cdot (1 + 0,0016 \cdot d), \quad (1.8)$$

где d – влагосодержание (г/кг), обычно назначаемое из интервала (8...10) г/кг . Применяют понятие абсолютной и относительной влажности (влагосодержания). Абсолютная влажность воздуха – это максимальное количество воды, которое может содержаться в 1 м^3 (в 1 кг) воздуха. При превышении количества влаги, вода начнет конденсироваться в воздухе в виде тумана. Если температура окружающих деталей (предметов) ниже температуры воздуха, туман начинает конденсироваться на поверхности деталей в виде росы. В таблице 1.8 представлены некоторые значения влажности воздуха в зависимости от температуры и относительной влажности[11]. Согласно [13] средняя температура на рабочих местах (20...28) $^{\circ}\text{C}$, относительная влажность (40...60) %, скорость движения воздуха 0,2...0,4 м/с .

Таблица 1.8 – Зависимость влагосодержания воздуха от относительной влажности и температуры

	10 $^{\circ}\text{C}$	15 $^{\circ}\text{C}$	20 $^{\circ}\text{C}$	25 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	35 $^{\circ}\text{C}$
100 %	9,2	12,8	17,5	23,8	31,8	42,1
90 %	8,3	11,5	15,8	21,4	28,6	37,9
80 %	7,4	10,2	14,0	19,0	25,4	33,7
70 %	6,4	9,0	12,3	16,6	22,3	29,5
60 %	5,5	7,7	10,5	14,3	19,1	25,3
50 %	4,6	6,4	8,8	11,9	15,9	21,1
40 %	3,7	5,1	7,0	9,5	12,7	16,9
30 %	2,8	3,8	5,3	7,1	9,5	12,6

Действительный объем влажного воздуха определяется т.о.:

$$V_{BL} = \alpha \cdot V_{BL}^0, \quad (1.9)$$

где α – коэффициент избытка воздуха. Как видно из формулы (1.9) коэффициент определяется отношением количества воздуха, действительно поступающего в топку, к теоретически необходимому. Величина α зависит от типа топлива, способа его сжигания, конструкции топочного устройства и режима работы котла. Избыток воздуха необходим для обеспечения полного сгорания топлива, его значение характеризует экономичность котла, современность. Для судовых котлов, работающих при номинальной нагрузке $\alpha = 1,05 \dots 1,3$.

Количество воздуха, подаваемого в топку котла при вентиляторном дутье при температуре воздуха t_B , °C, (в м³/с):

$$V_{BEHT} = \alpha \cdot V^0 \cdot b \cdot (1 + 0,0016 \cdot d) \cdot \left(1 + \frac{t_B}{273} \right). \quad (1.10)$$

При отсутствии сведений об элементарном составе топлива можно воспользоваться выражением, составленным по приведенным характеристикам топлива (в м³/кг):

$$V_{BL}^0 = 0,000262 \cdot (Q_H^P + 25 \cdot W^P). \quad (1.11)$$

В состав продуктов сгорания топлива судового котла входят (в порядке величины их содержания): азот (N₂), перешедший из воздуха; трехатомные газы (RO₂ = CO₂ + SO₂); водяные пары (H₂O); не использованный кислород (O₂), т.к. $\alpha > 1$; и, при неполном сгорании топлива окись углерода (CO). При неполном сгорании топлива объем продуктов сгорания не изменяется, так как пропорционально уменьшается содержание CO₂ и образуется CO.

Объем продуктов полного сгорания топлива определяется:

$$V_T = 0,008 \cdot N^P + 0,01866 \cdot C^P + 0,007 \cdot S^P + \\ + 0,0124 \cdot W^P + 0,1116 \cdot H^P + 1,0161 \cdot V_{BL}^0 \cdot (\alpha - 0,2). \quad (1.12)$$

При определении V_{Γ} по приведенным характеристикам топлива искомый объем продуктов сгорания определяется по формуле ($\text{м}^3/\text{кг}$) :

$$V_{\Gamma} = (Q_H^P + 25 \cdot W^P) \cdot (0,000014 + 0,00027 \cdot \alpha) + 0,0124 \cdot W^P. \quad (1.13)$$

Объем продуктов сгорания, поступающих в утилизационный котел от теплового двигателя (двигателя внутреннего сгорания или газотурбинного двигателя), ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$V_{\text{ук}} = b_{\text{двс}} \cdot V_{\Gamma}, \quad (1.14)$$

где $b_{\text{двс}}$ – расход топлива, $\text{кг}/\text{с}$, который определяется:

$$b_{\text{двс}} = b_{\text{уд}} \cdot N_{\text{двс}}, \quad (1.15)$$

где $b_{\text{уд}}$ – удельный расход топлива, $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{кВт})$; $N_{\text{двс}}$ – мощность двигателя, кВт.

Зная объем продуктов полного сгорания топлива, можно определить объемный расход продуктов через элемент котла, ($\text{м}^3/\text{с}$) при температуре газового потока t_{Γ} :

$$V_{\text{пп}} = b \cdot V_{\Gamma} \cdot \left(1 + \frac{t_{\Gamma}}{273} \right). \quad (1.16)$$

Зная расход газов, несложно определить скорость продуктов сгорания ω_{Γ} , $\text{м}/\text{с}$:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{V_{\text{пп}}}{F_{\Gamma}}, \quad (1.17)$$

где F_{Γ} – площадь живого (проходного) сечения (для газов) элемента котла.

На рисунке 1.6 представлены графические зависимости содержания свободного кислорода (O_2) и трехатомных газов (RO_2) в уходящих газах котла КАВ 4/7 от относительной паропроизводительности (режима работы котла).

На основании рисунка 1.3 нетрудно определить коэффициент избытка воздуха для номинального и частичных режимов работы котла:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \cdot \left(\frac{O_2 - 0,5 \cdot CO}{100 - RO_2 - O_2 - CO} \right)}. \quad (1.18)$$

При полном сгорании $CO = 0$, и уравнение (1.18) упрощается.

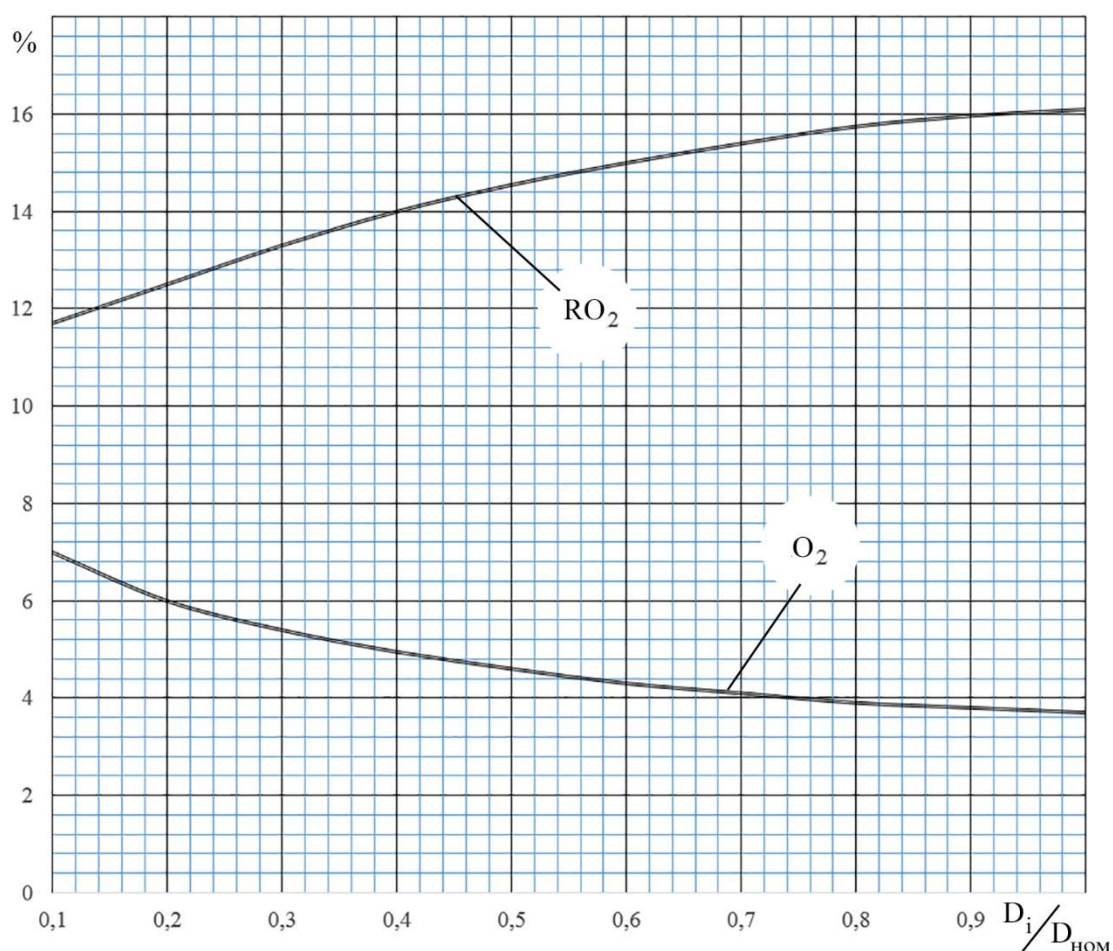


Рисунок 1.3 – Содержание продуктов сгорания

Важное значение при проектировании и эксплуатации котла имеет температура продуктов сгорания, при которой происходит конденсация водяного пара в присутствии сернистого ангидрида SO_3 . Присутствующий в газах SO_3 растворяется в пленке воды с образованием серной кислоты H_2SO_4 , разрушающей концевые поверхности нагрева котла. Эта температура рассчитывается по формуле [14]:

$$t_p^{H_2SO_4} = t_p^{H_2O} + 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{S_{\text{Л}}^P}{Q_p^H}}, \quad (1.19)$$

где $t_p^{H_2O}$ – температура конденсации водяного пара при парциальном давлении водяного пара (p_{H_2O}) в продуктах сгорания (при отсутствии серного ангидрида). Парциальное давление водяного пара можно определить из выражения:

$$p_{H_2O} = \frac{0,006 \cdot \alpha + 0,007 + 0,00011 \cdot W^P}{\alpha + 0,051 + 0,0011 \cdot W^P}. \quad (1.20)$$

Температуру конденсации водяного пара можно назначить по таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Температура конденсации водяного пара

p, МПа	t, °C	p, МПа	t, °C	p, МПа	t, °C
0,006	36,1	0,012	49,4	0,018	57,8
0,007	39,0	0,013	51,0	0,019	58,9
0,008	41,5	0,014	52,5	0,020	60,0
0,009	43,7	0,015	53,9	0,021	61,1
0,010	45,8	0,016	55,3	0,022	62,1
0,011	47,7	0,017	56,6	0,023	63,1

При проектировании тепловых машин пользуются понятием – энтальпией рабочих сред. Энтальпия продуктов сгорания (H_{Γ} , кДж/кг) – количество теплоты, которое получают продукты сгорания топлива при постоянном давлении для достижения заданной температуры. В общем случае энтальпия продуктов сгорания определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} H_{\Gamma} &= H_{\Gamma}^O + (\alpha - 1) \cdot H_B^O + H_{H_2O}^{\alpha} = \\ &= V_{RO_2} \cdot (c \cdot g)_{CO_2} + V_{N_2}^O \cdot (c \cdot g)_{N_2} + V_{H_2O} \cdot (c \cdot g)_{H_2O} + \\ &+ (\alpha - 1) \cdot V^O \cdot (c \cdot g)_{H_2O} + \\ &+ V_{H_2O}^{\alpha} \cdot (c \cdot g)_{H_2O} \end{aligned} \quad (1.21)$$

где V_{RO_2} и т.д. объемы составляющих продуктов сгорания топлива и воздуха, м³/кг; $(c \cdot \vartheta)_{CO_2}$ – энтальпии 1 м³ составляющих продуктов сгорания и воздуха, кДж.

На рисунке 1.4 и в таблице 1.11 представлены результаты расчета $H-\vartheta$ диаграммы в графическом и табличном видах. Рассчитывались параметры работы котла КАВ 4/7, работающего на мазуте РМК 380, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,19$; влагосодержанием воздуха 10 г/кг, с учетом подачи распыливающего пара на форсунку. Низшая теплота сгорания топлива 40043 кДж/кг.

1.3. Вода и водяной пар

Природная вода, которая служит основой для приготовления котловой, имеет достаточно специфический состав: кроме чистой воды как таковой, в ней присутствуют растворенные минеральные вещества, растворенные органические вещества и растворенные газы. По минерализации природная вода имеет следующую классификацию (табл. 1.10).

Таблица 1.10 – Классификация природных вод по минерализации

№	Категория вод	Минерализация, мг/кг (ppm)
1	Ультрапресные	< 200
2	Пресные	200...500
3	Воды с относительно повышенной минерализацией	500...1 000
4	Солоноватые	1 000...3 000
5	Соленые	3 000...10 000
6	Воды повышенной солености	10 000...35 000
7	Рассолы	> 35000

Питьевая вода в среднем содержит 500 мг/кг растворенных солей, морская 28000...36000 мг/кг, дистиллят 6...12 мг/кг, общее солесодержание котловой воды вспомогательных котлов – до 3000 мг/кг, общая жесткость питательной воды (содержание солей кальция и магния) – до 0,05 мг/кг.

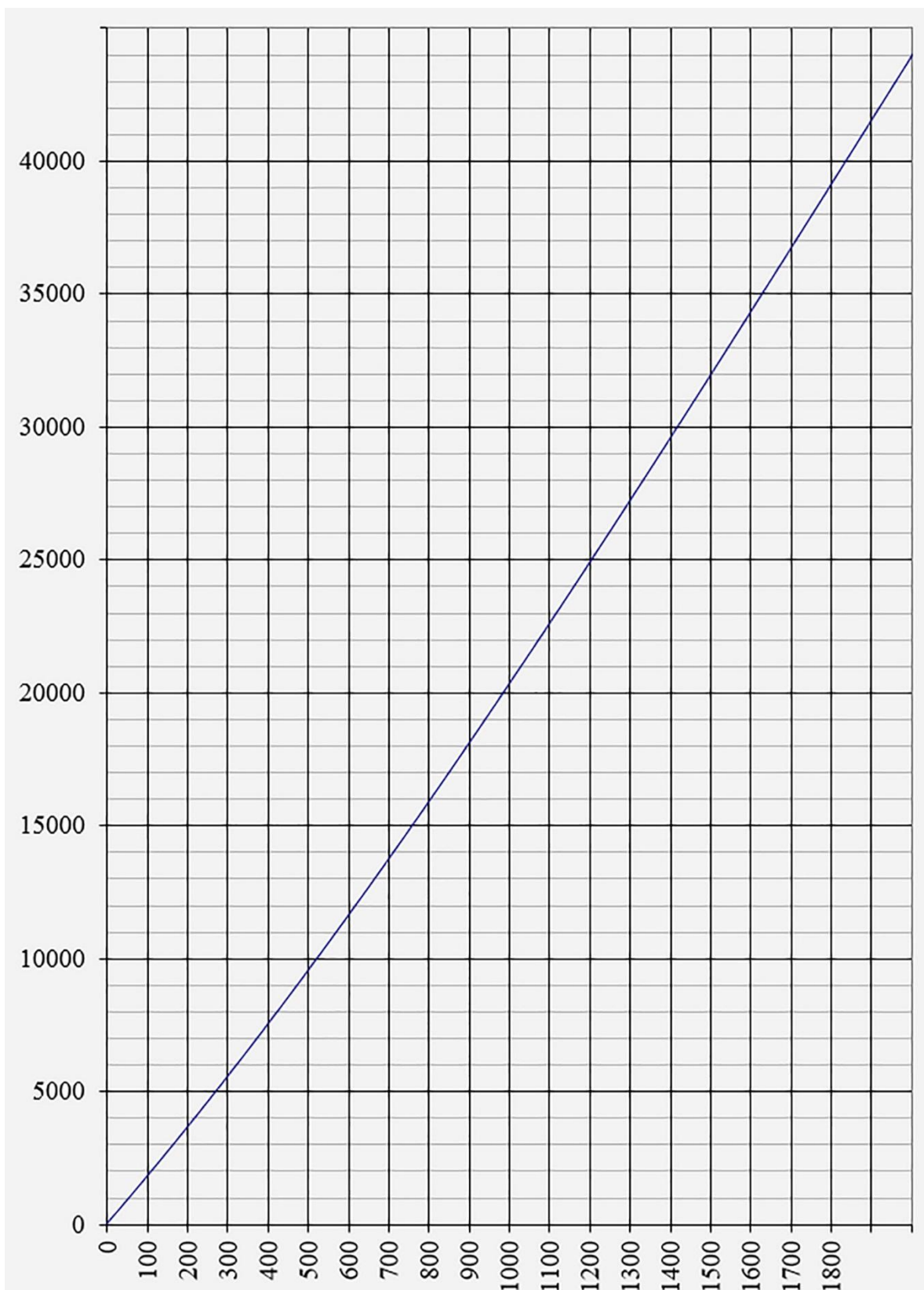


Рисунок 1.4 – Зависимость энтальпии продуктов сгорания от температуры

Таблица 1.11 – Зависимость энтальпии продуктов сгорания от температуры

Θ	I	Θ	I	Θ	I	Θ	I	Θ	I
50	933	500	9568	950	19220	1400	29575	1850	40320
60	1112	510	9773	960	19443	1410	29810	1860	40561
70	1291	520	9978	970	19667	1420	30046	1870	40802
80	1471	530	10184	980	19892	1430	30282	1880	41043
90	1652	540	10390	990	20116	1440	30519	1890	41283
100	1833	550	10596	1000	20341	1450	30755	1900	41524
110	2015	560	10803	1010	20567	1460	30992	1910	41765
120	2197	570	11011	1020	20792	1470	31228	1920	42006
130	2380	580	11219	1030	21018	1480	31465	1930	42247
140	2564	590	11427	1040	21244	1490	31702	1940	42488
150	2748	600	11636	1050	21471	1500	31940	1950	42729
160	2933	610	11846	1060	21698	1510	32177	1960	42970
170	3119	620	12056	1070	21925	1520	32415	1970	43211
180	3305	630	12266	1080	22153	1530	32653	1980	43452
190	3492	640	12477	1090	22381	1540	32890	1990	43693
200	3679	650	12688	1100	22609	1550	33128	2000	43934
210	3867	660	12900	1110	22837	1560	33367	2010	44175
220	4056	670	13112	1120	23066	1570	33605	2020	44416
230	4245	680	13324	1130	23295	1580	33843	2030	44657
240	4435	690	13537	1140	23524	1590	34082	2040	44898
250	4626	700	13751	1150	23754	1600	34321	2050	45139
260	4817	710	13965	1160	23984	1610	34560	2060	45380
270	5008	720	14179	1170	24214	1620	34799	2070	45621
280	5200	730	14394	1180	24444	1630	35038	2080	45862
290	5393	740	14609	1190	24675	1640	35277	2090	46102
300	5586	750	14825	1200	24906	1650	35516	2100	46343
310	5780	760	15041	1210	25137	1660	35755	2110	46584
320	5975	770	15257	1220	25368	1670	35995	2120	46824
330	6170	780	15474	1230	25600	1680	36235	2130	47065
340	6365	790	15691	1240	25832	1690	36474	2140	47305
350	6562	800	15909	1250	26064	1700	36714	2150	47546
360	6758	810	16127	1260	26297	1710	36954	2160	47786
370	6956	820	16345	1270	26529	1720	37194	2170	48026
380	7153	830	16564	1280	26762	1730	37434	2180	48267
390	7352	840	16784	1290	26995	1740	37674	2190	48507
400	7551	850	17003	1300	27229	1750	37914	2200	48747
410	7750	860	17223	1310	27462	1760	38155		
420	7950	870	17444	1320	27696	1770	38395		
430	8150	880	17664	1330	27930	1780	38635		
440	8351	890	17885	1340	28165	1790	38876		
450	8553	900	18107	1350	28399	1800	39116		
460	8755	910	18329	1360	28634	1810	39357		
470	8958	920	18551	1370	28869	1820	39598		
480	9161	930	18774	1380	29104	1830	39838		
490	9364	940	18996	1390	29339	1840	40079		

Требования к качеству воды и водяного пара (в том числе и по содержанию по растворенным в воде газам, применяемого в судовых котельных установках достаточно высокие.

В системах судовой энергетической установки вода водогрейных котлов используется в качестве теплоносителя. Водяной пар (насыщенный и перегретый), вырабатываемый паровыми котлами – широко применяется на судах как теплоноситель в системах СЭУ и рабочее тело в паровых двигателях (паровых главных и вспомогательных турбинах). Для рабочей среды, как теплоносителя основные свойства: удельная теплоемкость, теплота парообразования, вязкость, коэффициент теплопередачи, химическая активность, возможность регулирования температуры. Для водяного пара, как рабочего тела, кроме теплофизических величин, характерно осуществление цикла Ренкина (для турбомашин) или цикла Мейера (для поршневых машин) с относительно невысоким термическим КПД.

В паросиловых установках высокая эффективность достигается при выработке пара высокого давления (более 8 МПа) и пониженное давление при конденсации (около 0,005 МПа). Однако большинство судовых энергетических установок используют пар невысоких параметров (0,6...0,9 МПа), причем насыщенный, имеющий более высокую энтальпию. Эти установки отличаются простотой и экономичностью.

Основные теплофизические характеристики воды и пара: энтальпия (кДж/кг), удельный объем ($\text{м}^3/\text{кг}$), температура ($^{\circ}\text{C}$), давление (МПа, $\text{кг}/\text{см}^2$).

Справочные данные по теплофизическим свойствам воды и водяного пара представлены в [15]. Следует различать водяной пар насыщенный (влажный и сухой) и перегретый.

Энтальпия воды (водяного пара) определяется количеством теплоты, которая нужна для выработки 1 кг рабочей среды данного состояния из 1 кг воды при 0°C , если нагрев происходит при постоянном давлении.

Энтальпия влажного насыщенного пара определяется из выражения:

$$h_x = (1-x) \cdot h' + x \cdot h'', \quad (1.22)$$

где h' – энтальпия кипящей воды, h'' – энтальпия сухого насыщенного пара, x – степень сухости.

Удельное количество теплоты, которое необходимо затратить на нагрев 1 кг рабочей среды в паровом котле или элементе котла (кДж/кг), определяется выражением

$$q = h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}, \quad (1.23)$$

где $h_{\text{ВЫХ}}$ – энтальпия среды (воды на выходе из экономайзера, насыщенного пара на выходе из пароводяного коллектора, перегретого пара на выходе из трубного пучка); $h_{\text{ВХ}}$ – энтальпия среды на входе в элемент (энтальпия питательной воды, энтальпия воды на входе в котле после экономайзера, энтальпия насыщенного пара на входе в пароперегреватель).

Тепловая мощность котла ($\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}} = \frac{\text{кДж}}{\text{с}} = \text{кВт}$) или его элемента определяется выражением

$$Q_K = D_C \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}), \quad (1.24)$$

где D_C – паропроизводительность котла (кг/с).

Если котел в своей конструкции содержит экономайзер и вырабатывает часть пара – насыщенным, часть – перегретым, тогда справедливо выражение:

$$Q_K = D_C \cdot (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}}) + D_{\text{НАС}} \cdot (h'' - h_{\text{ЭК}}) + D_{\text{ПП}} \cdot (h_{\text{ПП}} - h''), \quad (1.25).$$

1.4. Высокотемпературные теплоносители

В зависимости от назначения судна, в состав судовой энергетической установки могут входить паровые котлы, водогрейные, водяные электронагреватели и термомасляные котлы. В последних в качестве рабочей сре-

ды применяются высокотемпературный минеральный или синтетический теплоноситель. Эти теплоносители, еще называемые как термомасла, диатермические масла, высокотемпературные органические теплоносители (ВОТ), обладают необходимыми теплофизическими характеристиками для применения в судовых котельных установках. Кроме широко известных зарубежных марок термомасел [16-18] (TherminolSP, FragolthermHT300, Mobiltherm 605, Dowtherm Q, Marlotherm SH, EssoThermalölT, ShellThermiaOilB, ThermogenVP-1869, ÖMV-ÖLWT32, UcothermQ7, TexathermHT22, UcothermQ32A), отечественные производители выпускают термомасла собственной разработки или заменители [19-21] (НТМ ООО «Уральский завод», АМТ-300 (ТУ 38 101537-75), ТЕМП-К (ТУ 38.1011101-87), Ариан АТ-4зс (ТУ 23.2-20574128.014-2001), ТЕРМОЛАН А (ТУ 2434-002-59051599-2014), ЛУКОЙЛ ТЕРМО ОЙЛ).

Рассмотрим характеристики отечественного органического термомасла Neutron Н [21]. ВОТ имеет температуру вспышки в открытом тигле не менее 190 °С, температуру начала кипения не менее 330 °С, температуру самовоспламенения 390 °С. Зависимость массовой удельной теплоемкости от температуры представлена на рисунке 1.5. Тепловая мощность, потребляемая для термомасляного котла с высокотемпературным теплоносителем определяется выражением:

$$Q_K = G_K \cdot (c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} - c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}}), \quad (1.26)$$

где $c_{\text{ВЫХ}}$ и $c_{\text{ВХ}}$ – соответственно теплоемкость рабочей среды на выходе из котла и входе (кДж/(кг·К)); $t_{\text{ВЫХ}}$ и $t_{\text{ВХ}}$ – соответственно температура теплоносителя в характерных точках (°С); G_K – расход теплоносителя через котел (кг/с).

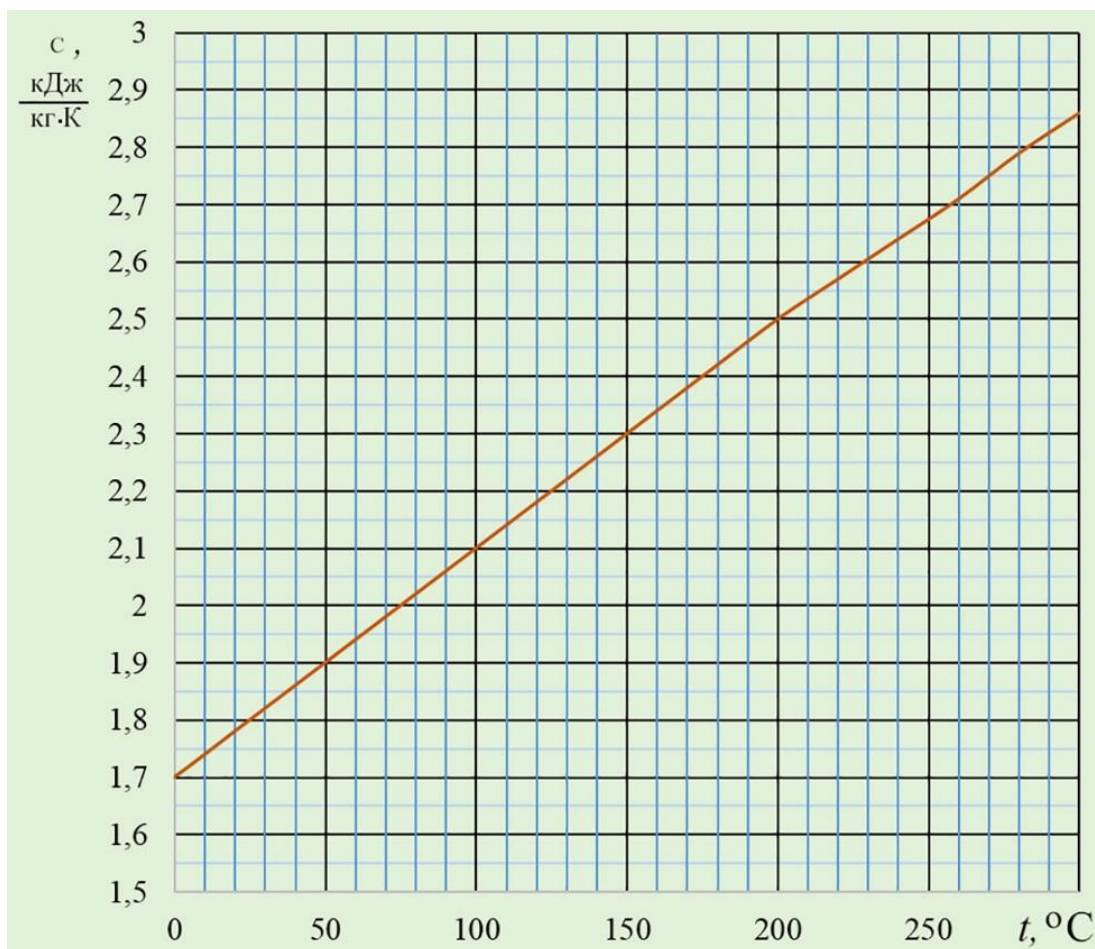


Рисунок 1.5 – Зависимость теплоемкости термомасла от температуры

Для синтетического термомасла Terminol-66 [22] производитель гарантирует правильный расчет плотности масла (ρ , кг/м³) и теплоемкости (c , кДж/(кг·К)) от температуры (t , °C) по выражениям:

$$\rho = -0,614254 \cdot t - 0,000321 \cdot t^2 + 1020,62 \quad (1.27).$$

$$c = 0,003313 \cdot t + 0,0000008970785 \cdot t^2 + 1,496005 \quad (1.28)$$

1.5. Примеры

Пример 1.1. Котел КВ-2 разводится на легком топливе марки DMA, на номинальном используется тяжелое топливо RMG500. Определить по формуле Менделеева низшую рабочую теплоту сгорания используемых топлив и сравнить между собой.

Решение. Применяя формулу (1.1) и данные таблицы 1.1 низшая рабочая теплота сгорания топлива DMA:

$$Q_H^P(\text{DMA}) = 339 \cdot 86,8 + 1025 \cdot 11,7 + 108,5 \cdot (0,3 - 0,3) - 25,1 \cdot 0 = 42271,6 \text{ кДж/кг};$$

низшая рабочая теплота сгорания топлива DMA:

$$Q_H^P(\text{RMG500}) = 339 \cdot 87,1 + 1025 \cdot 10,3 + 108,5 \cdot (1,0 - 0,5) - 25,1 \cdot 0,5 = 40126,1 \text{ кДж/кг};$$

отношение теплоты сгорания:

$$\frac{Q_H^P(\text{DMA})}{Q_H^P(\text{RMG 500})} \cdot 100\% = \frac{42271,6}{40126,1} \cdot 100\% = 105,3\%$$

Таким образом, теплота сгорания топлива DMA на 5,3% больше теплоты сгорания топлива RMG500.

Пример 1.2. Для топлива, на котором будет работать котел КАВ 6,3/7 были определены плотность, содержание серы, золы и воды. Для тяжелого топлива RMK 700 определить низшую теплоту сгорания.

Решение. Применяя формулу (1.2) и данные таблицы 1.3 низшая рабочая теплота сгорания топлива DMA:

$$Q_H^P = (46704 - 8,802 \cdot 1010^2 \cdot 10^{-3} + 3,167 \cdot 1010) \times \\ \times (1,0 - 0,01 \cdot (2,0 + 0,5 + 0,15)) + 94,2 \cdot 2 - 24,49 \cdot 0,5 = 40015,4 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1.3. Топливная смесь остаточных сред, на которой работает котел Вагнер не имеет паспортных данных по элементарному составу. Известна сернистость $S = 2,2 \%$ и определена плотность топлива $\rho_{15} = 990 \text{ кг/м}^3$. Определить низшую теплоту сгорания топлива.

Решение. На основании зависимости теплоты сгорания топлива от плотности и сернистости (рисунок 1.1) определена низшая теплота сгорания топлива (рисунок 1.6) – $Q_H^P = 40450 \text{ кДж/кг}$.

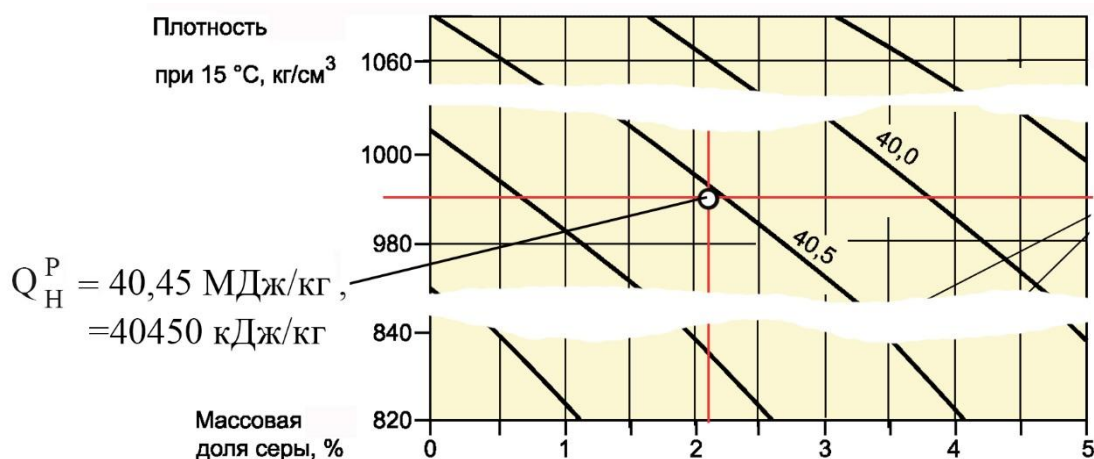


Рисунок 1.6 – К определению теплоты сгорания топлива

Пример 1.4. При определении теплоты сгорания топлива была определена плотность тяжелого топлива: $\rho_{72AP} = 891 \text{ кг/м}^3$. Температура топлива при анализе – 72°C . Определить плотность топлива при 15°C .

Решение. С учетом расширения стекла ареометра плотность (формула 1.4) составляет:

$$\rho_t = 891 \cdot (1 - 0,000023(72 - 15) - 0,00000002 \cdot (72 - 15)^2) = 890 \text{ кг/м}^3$$

В таблице приведения находим плотность и температуру, при которой определялась величина. На пересечении столбца с плотностью 890 и строки с температурой 72,0 находим плотность топлива при 15°C – $\rho_{15} = 929,6 \text{ кг/м}^3$. На рисунке 1.7 приведены действия при определении плотности.

$t, ^\circ\text{C}$	Плотность нефтепродуктов при температуре $t, ^\circ\text{C}$										
	820,0	830,0	840,0	850,0	860,0	870,0	880,0	890,0	900,0	910,0	920,0
	Плотность нефтепродуктов при температуре 15°C										
70,0	859,2	869,0	878,9	888,8	898,6	908,5	918,4	928,2	938,1	948,0	957,9
71,0	859,9	869,7	879,6	889,5	899,3	909,2	919,1	928,9	938,8	948,7	958,6
72,0	860,6	870,5	880,3	890,2	900,0	909,9	919,8	929,6	939,5	949,4	959,3
73,0	861,3	871,2	881,0	890,9	900,7	910,6	920,5	930,3	940,2	950,1	959,9
74,0	862,0	871,9	881,7	891,6	901,4	911,3	921,1	931,0	940,9	950,8	960,6

Рисунок 1.7 – Определение плотности нефтепродукта

Пример 1.5. Котел работает на тяжелом топливе – мазуте М40. Назначить температуру подогрева топлива при подаче на форсунку.

Решение. На основании марки топлива, необходимого диапазона вязкости, посредством номограммы зависимости вязкости от температуры (рисунок 1.2), определен требуемый интервал вязкости. Далее определен температурный диапазон для обеспечения требуемой вязкости. Назначена температура подогрева топлива – 110 °С. Последовательность обработки номограммы представлена на рисунке 1.8.

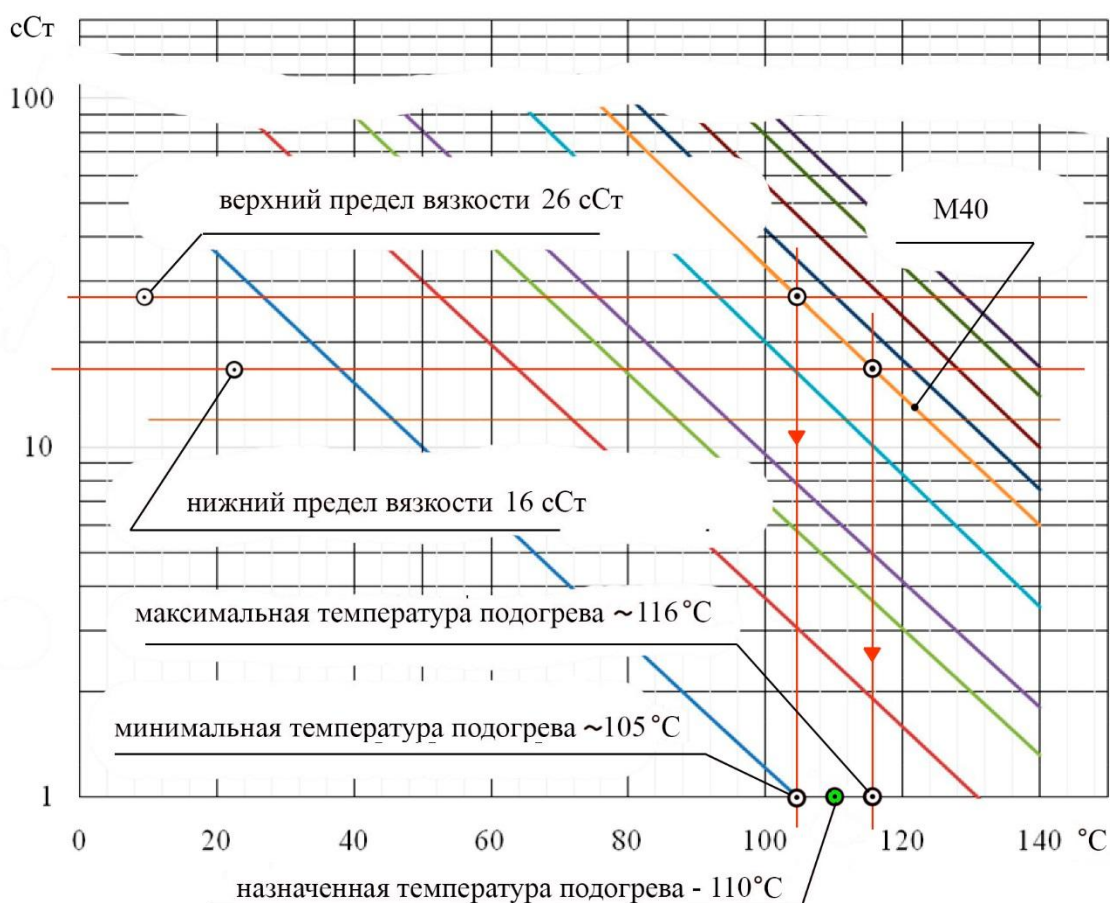


Рисунок 1.8 – Определение температуры подогрева топлива

Пример 1.6. Определить теоретическое количество сухого воздуха V^0 , необходимое для полного сгорания 1 кг топлива марки RMG 380. Элементарный состав принять, согласно таблице 1.1.

Решение. На основании таблицы 1.1 назначенная марка топлива RMG 380 имеет следующий элементарный состав рабочей массы: углерод – 87,0 %; водород – 10,4 %; кислород – 0,5 %; азот – 0,6 %; сера – 1,0 %; вода – 0,5 %. Применяя формулу (1.7) определяется теоретический объем сухого воздуха V^0 , необходимый для полного сгорания 1 кг топлива имеем:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (87,0 + 0,375 \cdot 1,0) + 0,265 \cdot 10,4 - 0,0333 \cdot 0,5 = 10,51 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Пример 1.7. Котел КАВ6,3/7 работает на остаточном топливе RMG 500. Коэффициент избытка воздуха 1,21. Температура воздуха забираемого вентилятором для работы котла – 30 °С. Относительная влажность воздуха – 60 %. Определить объем продуктов полного сгорания топлива.

Решение. На основании таблицы 1.1 назначенная марка топлива RMG 500 имеет следующий элементарный состав рабочей массы: углерод – 87,1 %; водород – 10,3 %; кислород – 0,5 %; азот – 0,6 %; сера – 1,0 %; вода – 0,5 %. По формуле (1.7) определяется теоретическое количества сухого воздуха V^0 :

$$V^0 = 0,0889 \cdot (87,1 + 0,375 \cdot 1,0) + 0,265 \cdot 10,3 - 0,0333 \cdot 0,5 = 10,49 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По таблице 1.8 определяется влагосодержание воздуха при относительной влажности 60 % и температуре 30 °С – $d = 19,1 \text{ г/м}^3$. По формуле (1.8) определяется теоретическое количество влажного воздуха $V_{вЛ}^0$, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива:

$$V_{вЛ}^0 = 10,49 \cdot (1 + 0,0016 \cdot 19,1) = 10,81 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По формуле (1.12) объем продуктов полного сгорания определяется т.о.:

$$V_{\Gamma} = 0,008 \cdot 0,6 + 0,01866 \cdot 87,1 + 0,007 \cdot 1,0 + \\ + 0,0124 \cdot 0,5 + 0,1116 \cdot 10,3 + 1,0161 \cdot 10,81 \cdot (1,21 - 0,2) = 13,89 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Пример 1.8. Определить подачу вентилятора действующего котла КАВ 1,6/7. Расход топлива 0,036 кг/с, коэффициенте избытка воздуха 1,23. Температура окружающего воздуха 40 °С. Теплота сгорания топлива

$Q_H^P = 39950$ кДж/кг, влагосодержание топлива 1,7 %. Влажностью воздуха задаться.

Решение. Для расчета по формуле (1.10) необходимо знание теоретическое количество влажного воздуха $V_{ВЛ}^0$. По формуле (1.11) получаем

$$V_{ВЛ}^0 = 0,000262 \cdot (39950 + 25 \cdot 1,7) = 10,47 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Влажность воздуха назначаем $d = 10$ г/кг. Тогда по формуле (1.10) имеем:

$$V_{ВЕНТ} = 1,23 \cdot 10,47 \cdot 0,036 \cdot (1 + 0,0016 \cdot 10) \cdot \left(1 + \frac{40}{273}\right) = 0,54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 1.9. Определить коэффициент избытка воздуха котла, работающего на частичных режимах. Паропроизводительность котла – 64 % и 40 % от номинальной. Содержание дымовых газов (по свободному кислороду и трехатомным газам) принять на основании рисунка 1.6.

Решение. В соответствии с рисунком 1.3, при нагрузке $D_i/D_{НОМ} = 0,6$ в уходящих газах содержится $O_2 = 4,3$ %; $RO_2 = 15,0$ %; при нагрузке $D_i/D_{НОМ} = 0,4$: $O_2 = 4,9$ %; $RO_2 = 14,0$ %; Тогда в соответствии с формулой (1.18), в случае полного сгорания топлива:

$$\alpha_{0,6} = \frac{1}{1 - 3,7 \cdot \left(\frac{4,3 - 0,5 \cdot 0}{100 - 15,0 - 4,3 - 0} \right)} = 1,25.$$

$$\alpha_{0,4} = \frac{1}{1 - 3,9 \cdot \left(\frac{4,9 - 0,5 \cdot 0}{100 - 14,0 - 4,9 - 0} \right)} = 1,29.$$

Пример 1.10. В результате модернизации котла КАВ 4/7 температура уходящих газов за экономайзером составила 205 °С. Обосновать отсутствие (наличие) низкотемпературной коррозии на хвостовой поверхности котла. Котел работает на топливе М40 с коэффициентом избытка воздуха 1,18.

Решение. Температура точки росы (конденсации водяного пара в присутствии сернистого ангидрида SO_3) определяется в соответствии с выражением (1.19). Для его использования необходимо определить низшую теплоту сгорания топлива. Для мазута М40 по таблице 1.1 определяем элементарный состав: углерод – 84,7 %; водород – 10,6 %; кислород –

0,4 %; азот – 0,3 %; сера – 2,0 %; вода – 2,0 %. Тогда по формуле (1.1):

$$Q_H^P = 339 \cdot 84,7 + 1025 \cdot 10,6 + 108,5 \cdot (2,0 - 0,4) - 25,1 \cdot 2,0 = 40205 \text{ кДж/кг.}$$

Далее, по формуле (1.20) парциальное давление водяного пара:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,006 \cdot 1,18 + 0,007 + 0,00011 \cdot 2,0}{1,18 + 0,051 + 0,0011 \cdot 2,0} = 0,011598 \text{ МПа.}$$

В соответствии с таблицей (1.9) этому давлению соответствует температуру конденсации водяного пара $t_p^{\text{H}_2\text{O}} = 48,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тогда по формуле (1.19)

$$t_p^{\text{H}_2\text{SO}_4} = 48,6 + 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,0}{40205}} = 122,15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Таким образом, запас до точки составляет $205 - 122 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, что достаточно для отсутствия наступления низкотемпературной коррозии.

Пример 1.11. По табличной и графической зависимостям энтальпии дымовых газов от температуры действующего котла КАВ 4/7 (таблица 1.11 и рисунок 1.4) определить энтальпию газов на выходе из топки, если температура газов $980 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. На основании рисунка, отражающего зависимость энтальпии дымовых газов от температуры строим проекционные связи точки пересечения температуры $980 \text{ }^\circ\text{C}$ и кривой точки $H_\Gamma = f(\vartheta)$ (рисунок 1.9). И определенная энтальпия $H_\Gamma = 19500 \text{ кДж/кг}$.

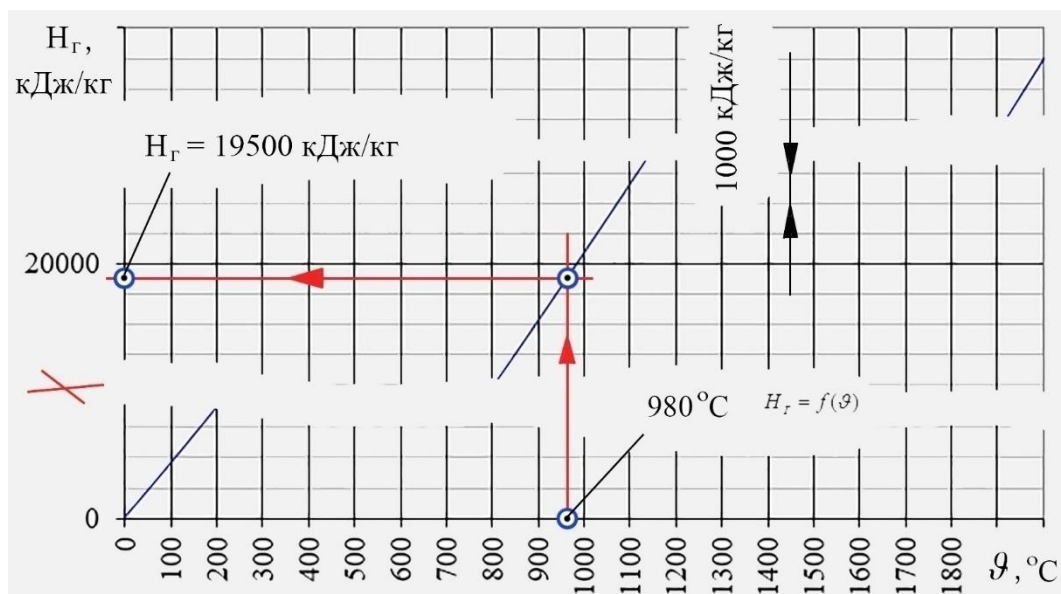


Рисунок 1.9 – Определение энтальпии температуры газов

На основании рассмотрения таблицы 1.11 определена искомая энтальпия $H_g = 19892$ кДж/кг. Можно отметить, что применение табулированных результатов расчета дает низкую погрешность.

Пример 1.12. В результате теплового расчета судового котла КВ-2 энтальпия продуктов сгорания за испарительным пучком составила 15300 кДж/кг. По табличной зависимости (таблица 1.10) $H_g = f(\theta)$ определить температуру дымовых газов за пучком с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$.

Решение. На рисунке 1.10 выделенная область содержит границы зоны по заданной энтальпии: (15257...15474) кДж/кг. Этот диапазон соответствует области температур (770...780) °C. Следовательно 1 °C соответствует $\frac{(15474 - 15257)}{10} = 21,7$ кДж/кг. Составляем простую пропорцию:

$$\theta_{15300} = 770 + \frac{15300 - 15257}{\left(\frac{15474 - 15257}{10}\right)} = 771,98 = 772^\circ\text{C}.$$

Таким образом температура газов за испарительным пучком составляет $\theta_{15300} = 772^\circ\text{C}$.

310	5780	760	15041	1210	25137	1660	35755	2110	46584
320	5975	770	15257	1220	25368	1670	35995	2120	46824
330	6170	780	15474	1230	25600	1680	36235	2130	47065
340	6365	790	15691	1240	25832	1690	36474	2140	47305

Рисунок 1.10 – Определение температуры газов за испарительным пучком

Пример 1.13. Котел КАВ 4/7 выдает на потребителя 3 т/ч насыщенного пара. Рабочее давление котла 0,7 МПа. Температура питательной воды 80 °С. Определить тепловую мощность котла.

Решение. Для решения задачи применяется уравнение (1.24). Паропроизводительность пересчитывается с размерностью кг/с:

$$3\left(\frac{\text{т}}{\text{ч}}\right) = 3000\left(\frac{\text{кг}}{\text{ч}}\right) = \frac{3000}{3600}\left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right) = 0,833\left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right).$$

Для однофазной среды энтальпия определяется по двум заданным теплофизическим характеристиками: давлению в котле $p_K = 0,7$ МПа, и температуре питательной воды $t_{ПВ} = 80$ °С. По справочным таблицам [15] $h_{ПВ} = f(p_K, t_{ПВ}) = 335,4$ кДж/кг. На линии насыщения (для насыщенного пара) энтальпия определяется одним заданным параметром - давлению в котле $p_K = 0,7$ МПа. По справочным таблицам $h'' = f(p_K) = 2762,9$ кДж/кг. Тогда мощность котла составляет: $Q_K = 0,833 \cdot (2762,9 - 335,4) = 2022,1$ кВт.

Пример 1.14. Котел водогрейный КОАВ-63 работает на мощности 60 кВт. Определить расход воды на котле (G_K), если давление в котле $p_K = 0,12$ МПа, температура воды на входе в котел $t_{ВХ} = 60$ °С, температура воды на выходе $t_{ВЫХ} = 95$ °С.

Решение. Для решения задачи применяется уравнение (1.24). Для решения уравнения необходимо определить энтальпии рабочей жидкости на входе в котел и выходе. По справочным таблицам [15] $h_{ВХ} = f(p_K, t_{ПВ}) = f(0,12 \text{ МПа}, 60 \text{ °С}) = 251,2$ кДж/кг; $h_{ВЫХ} = f(0,12 \text{ МПа}, 95 \text{ °С}) = 398,1$ кДж/кг. Проверяем размерность в формуле:

$$\frac{(\text{кВт})}{\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)} = \frac{\left(\frac{\text{кДж}}{\text{с}}\right)}{\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)} = \left(\frac{\text{кДж}}{\text{с}}\right) \cdot \left(\frac{\text{кг}}{\text{кДж}}\right) = \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right)$$

Расход воды через котел: $G_K = (398,1 - 251,2)/60 = 2,44 \text{ кг/с}$.

Пример 1.15. В пароперегреватель судового вспомогательного котла КВ-2 поступает насыщенный пар в количестве 26 т/ч. Определить мощность пароперегревателя, если давление в котле 1,85 МПа, гидродинамические сопротивления пароперегревателя – 9 %. Температура перегретого пара – 240 °С.

Решение. Для решения задачи применяется уравнение (1.24). Для решения определяем паропроизводительность котла в необходимой размерности: $D_K = (26 \cdot 1000)/3600 = 7,22 \text{ кг/с}$. Энтальпия насыщенного определяется по таблицам [15] $h'' = f(p_K) = f(1,85 \text{ МПа}) = 2796,6 \text{ кДж/кг}$. Для определения энтальпии перегретого пара определяется давление пара на выходе из трубного пучка: $p_{III} = p_K - 0,09 \cdot p_K = 0,89 \cdot p_K = 0,89 \cdot 1,85 = 1,64 \text{ МПа}$. Тогда энтальпия перегретого пара $h_{III} = f(p_{III}, t_{III}) = f(1,64 \text{ МПа}, 240 \text{ °С}) = 2884,3 \text{ кДж/кг}$. Мощность пароперегревателя: $Q_K = 7,22 \cdot (2884,3 - 2796,6) = 633,2 \text{ кВт}$.

Пример 1.16. Определить мощность термомасляного котла MISSION™ TFO, в котором в качестве теплоносителя применяется минеральное масло Neutron Н. Расход термосмасла 5,3 кг/с. Температура масла на входе 162 °С, на выходе 185 °С.

Решение. Для решения задачи воспользуемся уравнением (1.26). Для расчета по графику (рисунок 1.10) определяем теплоемкости:

$$c_{\text{ВЫХ}}(185 \text{ °С}) \sim 2,43 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad c_{\text{ВХ}}(162 \text{ °С}) \sim 2,35 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Тогда мощность:

$$Q_K = 5,3 \cdot (2,43 \cdot 185 - 2,35 \cdot 162) = 364,9 \text{ кВт}.$$

Пример 1.17. Определить температуру рабочей среды на выходе из термомасляного котла MISSION™ TFO, в котором в качестве

теплоносителя применяется минеральное масло Neutron H. Тепловая мощность котла 880 кВт. Расход масла через котел 9,8 кг/с. Температура масла на входе в котел 145 °С.

Решение. Для решения задачи воспользуемся уравнением (1.26). Искомый параметр находится в комплексе с неизвестной теплоемкостью:

$$c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_K}{G_K} + c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}}$$

По графику 1.10 определяем теплоемкость масла на входе в котел:

$$c_{\text{ВХ}} \sim 2,28 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} = 880/9,8 + 2,28 \cdot 145 = 420,4 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Графическая зависимость теплоемкости от температуры на рассматриваемом интервале представляет собой линейную зависимость, которую можно описать уравнением вида $a \cdot x + b = 0$, где a – тангенс угла наклона линии (α): $\Delta c / \Delta t = \text{tg}(\alpha)$. Постоянная $b = 1,7$. На интервале температур (150...200) °С теплоемкость составляет (2,3...2,5) кДж/(кг·К), тогда $\text{tg}(\alpha) = \frac{(2,5 - 2,3)}{(200 - 150)} = 0,004$. Искомая зависимость: $c = 0,004 \cdot t + 1,7$.

Полученное уравнение принимает вид: $(0,004 \cdot t + 1,7) \cdot t - 420,4 = 0$ или $0,004 \cdot t^2 + 1,7 \cdot t - 420,4 = 0$. Решив данное квадратное уравнение относительно

температуры, имеем: $t = \frac{-1,7 \pm \sqrt{1,7^2 - 4 \cdot 0,04 \cdot (-420,4)}}{2 \cdot 0,04}$; определяем: $t_{\text{ВЫХ}} =$

175 °С.

Пример 1.18. Тепловая мощность термомасляного котла MISSION™ TFO 1000 кВт. Теплоносителем в котле применено синтетическое термомасло Terminol-66. Температура масла на выходе из котла – 210 °С, на входе – 185 °С. Определить среднюю скорость движения термомасла через котел, если поверхность нагрева котла представляет собой трехзаходную спираль из стальной бесшовной трубы наружным диаметром 50 мм и толщиной стенки 3,5 мм.

Решение. Для решения задачи воспользуемся уравнением (1.26). Искомая величина – расход масла через котел: $G_K = Q_K / (c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} - c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}})$, значения теплоемкостей определяем по зависимости (1.28), кДж/(кг·К):

$$c_{\text{ВЫХ}} = 0,003313 \cdot 210 + 0,0000008970785 \cdot 210^2 + 1,496005 = 2,2313$$

$$c_{\text{ВХ}} = 0,003313 \cdot 185 + 0,0000008970785 \cdot 185^2 + 1,496005 = 2,1396$$

$$\text{Расход термомасла: } G_K = 1000 / (2,2313 \cdot 210 - 2,1396 \cdot 185) = 13,75 \text{ кг/с.}$$

Далее определяем объемный расход термомасла: $G_K^{OB} = \frac{G_K}{\rho}$, где ρ – плотность термомасла, определяемая по средней температуре из уравнения (1.27),

$$t_{\text{CP}} = (210 + 185) / 2 = 197,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\rho = -0,614254 \cdot 197,5 - 0,000321 \cdot 197,5^2 + 1020,62 = 886,8 \text{ кг/м}^3.$$

$$\text{Объемный расход составляет } G_K^{OB} = \frac{13,75}{886,8} = 0,015502 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Скорость движения среды определяется элементарной зависимостью: $V = \frac{G_K^{OB}}{F}$, где F – площадь проходного сечения поверхности

$$\text{нагрева, } F = 3 \cdot \frac{\pi \cdot (D_{BH})^2}{4}. F = 3 \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,050 - 2 \cdot 0,0035)^2}{4} = 0,00435 \text{ м}^2 \text{ (43,5}$$

$$\text{см}^2). \text{ В итоге, скорость движения теплоносителя составляет } V = \frac{0,015502}{0,00435} =$$

$$= 3,56 \text{ м/с.}$$

2. ЭЛЕМЕНТЫ СУДОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

2.1. Подогреватели

Потребная тепловая мощность для нагрева топлива до требуемой температуры определяется выражением (1.26), в котором теплоемкости рассчитываются по зависимости (1.6). Затрачиваемая тепловая мощность при паровом обогреве определяется уравнением (1.24). С учетом потерь в окружающую среду затрачиваемая мощность определяется выражением

$$Q_1 = Q \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}), \quad (2.1)$$

$q_{\text{ПОТ}}$ – относительные потери в теплообменнике. Таким образом, задача определения мощностей сводится к решению системы уравнений:

$$\begin{cases} Q = Q_1 \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) = D \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}) \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) \\ Q = G \cdot (c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} - c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}}) \end{cases}. \quad (2.2)$$

Если котельная установка оснащена внешним паровым воздухоподогревателем, то система (2.2) преобразуется к виду:

$$\begin{cases} Q = Q_1 \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) = D \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}) \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) \\ Q = \alpha \cdot V^0 \cdot b \cdot \rho \cdot (c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} - c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}}) \end{cases}, \quad (2.3)$$

или

$$\begin{cases} Q = Q_1 \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) = D \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}) \cdot (1 + q_{\text{ПОТ}}) \\ Q = \alpha \cdot V^0 \cdot b \cdot 1.324 \cdot \frac{t_{\text{CP}} + 273}{273} (c_{\text{ВЫХ}} \cdot t_{\text{ВЫХ}} - c_{\text{ВХ}} \cdot t_{\text{ВХ}}), \end{cases} \quad (2.4)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, V^0 – теоретический объем сухого воздуха для сгорания 1 кг топлива, м³/кг; b – расход топлива, кг/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³; t_{CP} , $t_{\text{ВХ}}$, $t_{\text{ВЫХ}}$ – соответственно средняя температура воздуха в подогревателе, температура холодного воздуха (подаваемого вентилятором) и температуры горячего воздуха.

Для теплообменных аппаратов, составляющих элементы котельного отделения в целом, так и элементов собственно котла важно значение

коэффициента теплопередачи. В общем случае средний логарифмический температурный напор определяется из выражения:

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M} \right)}, \quad (2.5)$$

Δt_B – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, Δt_M – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она меньше. Величина температурного напора во многом определяет поверхность нагрева теплообменного аппарата и, следовательно, его габариты и массу.

Среди судовых потребителей пара распространены различные топливные цистерны, на танкерах необходимо прогревать, подогревать и поддерживать температуру груза в танках. При проектировании и анализе работы систем подогрева необходимо знать длину змеевиков. По мере увеличения длины змеевиков сопротивление течению греющей среды увеличивается, а расход пара уменьшается. Вследствие этого в трубах змеевиков появляется конденсат, который снижает температуру оставшегося пара, что приводит к снижению интенсивности теплопередачи. В современных танкерах используются системы подогрева груза общей длиной до нескольких тысяч метров. Оценить эффективную длину греющего змеевика можно по формуле [24, 25]:

$$L_{\text{эф}} = 10^{-3} \cdot d_{BH} \cdot \sqrt{\frac{(p_{BX}^2 - p_{ВЫХ}^2) \cdot g}{\zeta} \cdot \frac{(h'' - h_K)}{k \cdot (t_{ПАР} - t_{ТОП})}}, \quad (2.6)$$

где d_{BH} – внутренний диаметр змеевика, м; p_{BX} и $p_{ВЫХ}$ – давление пара на входе в змеевик и выходе, Па; g – ускорение свободного падения, м/с²; h'' , h_K – энтальпия насыщенного пара и конденсата, Дж/кг; k – средний, по эффективной длине, коэффициент теплопередачи от пара к нефтепродукту, Вт/(м²·°C); $t_{ПАР}$, $t_{ТОП}$ – средняя температура пара и средняя температура подогреваемой среды, °C. Коэффициент теплопередачи от пара к

нефтепродукту определяется эмпирическим выражением: $k = (6,2 \cdot t_{\text{сл}} - 415) \cdot 1,163$. В выражении $t_{\text{сл}}$ – температура пограничного слоя потока пара ($t_{\text{сл}} > 83 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Средний коэффициент трения потока пара в металлическом змеевике $\zeta = 0,021$; средний коэффициент трения потока конденсата в металлическом змеевике $\zeta = 0,013$. В случае, если для змеевика эффективной длины недостаточная поверхность нагрева, тогда в танке параллельно устанавливают дополнительные змеевики (ветви) обогрева груза. Обычно при переходе температуру груза поддерживают на удержании кинематической вязкости $\sim 400 \text{ сСт}$ ($60 \text{ }^{\circ}\text{E}$). Эта температура назначается из условий превышения температуры груза на $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ выше температуры застывания. Затраты пара идут на компенсацию тепловых потерь через корпусные элементы судна. При выгрузке температура подогрева груза определяется предельной вязкостью нефтепродуктов для перекачивания их центробежными грузовыми насосами. Среднее значение требуемой вязкости – 250 сСт ($38 \text{ }^{\circ}\text{E}$). Среднее время подогрева определяется временем перехода и составляет от 12 ч до 3 суток. В таблице 2.1 представлены средние статистические величины расхода пара типового танкера дедвейтом 100000 т в различные эксплуатационные периоды. Рассматривается танкер с паротурбинным приводом насосов грузовой части судна.

Оценить необходимую паропроизводительность котлов D_K , (т/ч) танкера можно по известному дедвейту судна D_W , (т) формуле (2.7):

$$D_K = 10^{-3} \cdot \left(0,227 + 0,255 \cdot \sqrt[3]{\frac{2000}{D_W} \cdot D_W} \right), \quad (2.7)$$

Представляет интерес зависимость расхода пара на подогрев груза тяжелого топлива (аналог мазута М40) в зависимости от времени подогрева и дедвейта танкера [24] (рисунок 2.1).

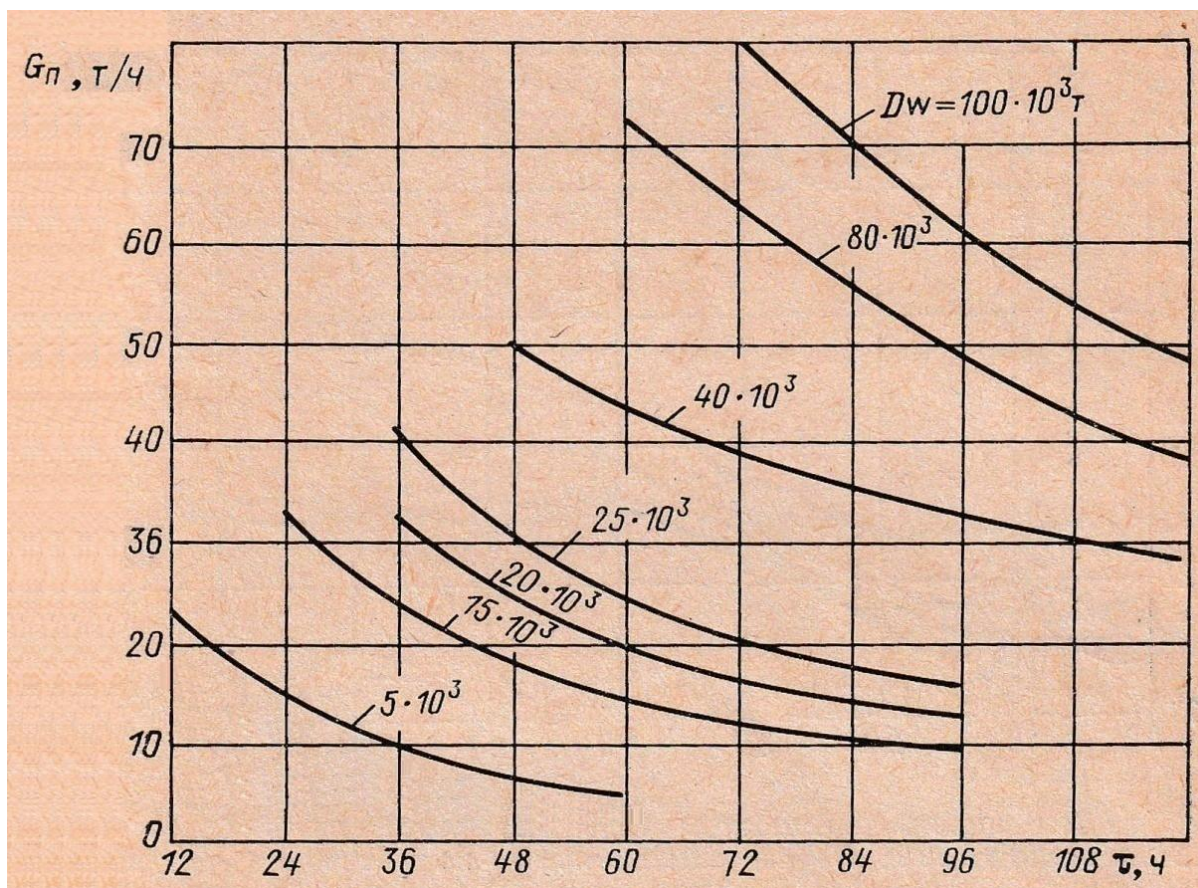


Рисунок 2.1 – Расход пара на подогрев груза танкера

На типовом судне на подогрев груза, на одну тысячу тонн груза танкера дедвейтом 100000 т расходуется 0,3 т/ч пара.

Средняя скорость подогрева груза на танкерах составляет (0,2...2,0) °С/ч.

В таблице 2.1 сведены средние данные по потреблению пара на нефтеналивном судне.

Таблица 2.1 – Потребление пара танкером

№	Потребитель	Выгрузка т/ч	Мойка танков т/ч	Подогрев т/ч
1	Грузовые насосы	38,0	—	—
2	Зачистные насосы	2,5	1,3	—
3	Подогрев груза	8,6	—	33,6
4	Насос моечной воды	—	2,8	—
5	Подогрев воды для мойки танков	—	26,8	—
6	Общесудовые нужды	0,8	0,7	0,8
7	Подогрев топлива СЭУ	2,0	2,0	2,0
8	Суммарный расход	51,9	33,6	36,4

2.2. Насосы и нагнетатели

Питательный насос.

Оценить мощность питательного насоса можно по выражению

$$N_{\text{ПН}} = \frac{G_{\text{ПН}} \cdot p_{\text{ПН}} \cdot k_G \cdot k_p}{\eta}, \quad (2.8)$$

где $G_{\text{ПН}}$ – производительность питательного насоса (кг/с), без учета продувки соответствует паропроизводительности котла; $p_{\text{ПН}}$ – давление, создаваемое насосом, МПа; k_Q – коэффициент запаса производительности, для судовых паровых котлов автоматическим регулированием уровня воды в котле $k_G = 1,15$; k_p – коэффициент запаса по давлению для судовых котлов $k_p = 1,1$; η – коэффициент полезного действия. $p_{\text{ПН}}$ – давление, создаваемое насосом зависит от местных сопротивлений элементов котла, арматуры, установленной на питательной системе и др. Давление рассчитывается по выражению:

$$p_{\text{ПН}} = p_{\text{ПОТ}} + \Delta p_{\text{ПП}} + \Delta p_{\text{К}} + \Delta p_{\text{ЭК}} + \Delta p_{\text{ПитКл1}} + \Delta p_{\text{ПитКл2}} + \Delta p_{\text{Кл}} + \Delta p_{\text{СТ}}, \quad (2.9)$$

где $p_{\text{ПОТ}}$ – давление пара на выходе из последнего элемента пароводяного тракта котла, МПа; $\Delta p_{\text{ПП}}$ – сопротивление пароперегревателя (при наличии), предварительно назначается из интервала (6...9) % $p_{\text{ПОТ}}$; $\Delta p_{\text{К}}$ – гидродинамическое сопротивление собственно котла, для судовых паровых котлов с естественной циркуляцией предварительно назначается из интервала (5...10) % $p_{\text{ПОТ}}$; $\Delta p_{\text{ЭК}}$ – сопротивление экономайзера (при наличии), предварительно назначается из интервала (3...5) % $p_{\text{ПОТ}}$; $\Delta p_{\text{ПитКл1}}$, $\Delta p_{\text{ПитКл2}}$, $\Delta p_{\text{Кл}}$ – потери на питательном невозвратно-запорном клапане, на питательном дистанционно управляемом регулируемом клапане, отсечном клапане после насоса; $\Delta p_{\text{СТ}}$ – сетевые потери. Местные потери на арматуре определяются известной зависимостью $\Delta p_{\text{ПитКл}} = 0,5 \cdot \xi \cdot v^2 \cdot \rho$, и здесь ξ – коэффициент местного сопротивления; v – скорость движения среды, м/с; ρ – плотность питательной воды, кг/м³. Сетевые потери определяются

выражением $\Delta p_{\text{СТ}} = 0,5 \cdot \lambda \cdot v^2 \cdot \rho \cdot (l/d)$, и здесь λ – коэффициент трения, l и d – соответственно длина и внутренний диаметр питательного трубопровода.

Нагнетатели воздуха.

Рассчитать мощность привода нагнетателя воздуха по формуле

$$N = \frac{c \cdot G \cdot \Delta_{\Sigma}}{\eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot 10^3}, \quad (2.10)$$

c – коэффициент запаса мощности (принимается из диапазона 1,05...1,10); G – производительность вентилятора, м³/с; Δ_{Σ} – суммарное сопротивление газовоздушного тракта, Па; η_{Γ} – гидравлический КПД вентилятора (принимается из диапазона 0,6 – 0,65); $\eta_{\text{М}}$ – механический КПД вентилятора (принимается из диапазона 0,90 – 0,95).

Производительность вентилятора определяется по формуле

$$G = \frac{b_{\text{С}} \cdot V_{\text{О}}^{\text{ВЛ}} \cdot \alpha \cdot (t_{\text{ХВ}} + 273)}{273}, \quad (2.11)$$

$b_{\text{С}}$ – расход топлива, кг/с; $V_{\text{О}}^{\text{ВЛ}}$ – теоретически необходимое количество влажного воздуха для сгорания килограмма топлива, м³/кг; α – коэффициент избытка воздуха; $t_{\text{ХВ}}$ – температура холодного воздуха, °С.

2.3. Примеры

Пример 2.1. Определить расход пара на топливоподогреватель перед подачей топлива на форсунку. Используемое топливо – IFO 380. Расход топлива – 0,5 кг/с. Температура топлива на входе в подогреватель – 70 °С. В подогреватель поступает отработанный насыщенный пар давлением 0,5 МПа, выходит давлением 0,25 МПа. Потерями пренебречь. По результатам расчета определить средний логарифмический температурный напор.

Решение. Для решения задачи используем систему уравнений (2.2). По зависимости вязкости топлива от температуры (рисунок 1.1) назначаем

температуру подогрева топлива – 120 °С. По формуле (1.6) определяем теплоемкости топлива:

$$c_{\text{ВХ}} = 2,0 \cdot \left(\frac{(70 + 273)}{323} \right)^{0,58} = 2,071 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{\text{ВЫХ}} = 2,0 \cdot \left(\frac{(120 + 273)}{323} \right)^{0,58} = 2,241 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Потребная мощность по формуле (1.26):

$$Q_{\text{к}} = 0,5 \cdot (2,241 \cdot 120 - 2,071 \cdot 70) = 61,98 \text{ кВт} \sim 62 \text{ кВт}.$$

Для решения уравнения (1.24) по справочным таблицам [15] определяем энтальпии рабочих сред:

$$h_{\text{ВЫХ}} = 2748 \text{ кДж/кг при температуре насыщения } 151,8 \text{ °С};$$

$$h_{\text{ВХ}} = 2716 \text{ кДж/кг при температуре насыщения } 127,4 \text{ °С}.$$

В соответствии выражением (2.2) имеем:

$$D = \frac{62}{(2748 - 2716)} = 1,94 \text{ кг/с (6,97 т/ч)}.$$

Средний температурный напор определяем по формуле (2.5):

$$\Delta t = \frac{(151,9 - 70) - (127,4 - 120)}{\ln \left(\frac{151,9 - 70}{127,4 - 120} \right)} = 78,9 \text{ °С}.$$

Пример 2.2. Определить температуру подогрева воздуха во внешнем паровом воздухоподогревателе. Расходом 15 т/ч на воздухоподогреватель подается перегретый пар температурой 320 °С. От воздухоподогревателя пар выходит с температурой 250 °С. Среднее давление пара в теплообменнике 1,6 МПа. Котел работает на мазуте М40. Расход топлива 0,8 кг/с. Коэффициент избытка воздуха 1,16. Температура воздуха на входе в подогреватель 40 °С. Потери не учитывать. По результатам расчета определить средний логарифмический температурный напор.

Решение. Для решения задачи используем систему уравнений (2.4). В начале можно определить потребную мощность воздухоподогревателя

по паровой стороне (уравнение (1.24)). Энтальпии перегретого пара в конечных точках:

$$h_{\text{ВХ}} = 3080,0 \text{ кДж/кг}; h_{\text{ВЫХ}} = 2919,89 \sim 2920 \text{ кДж/кг}.$$

Потребная мощность по перегретому пару:

$$Q_{\text{ПП}} = 15,0 \cdot (1000/3600) \cdot (3080 - 2920) = 666,7 \text{ кВт}.$$

По воздушной стороне теплообменного аппарата необходимо знание количества воздуха, подаваемого в котел. По формуле (1.7) определяем теоретическое количество сухого воздуха V^0 , необходимое для полного сгорания 1 кг топлива М40:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (84,7 + 0,375 \cdot 2,0) + 0,265 \cdot 10,6 - 0,0333 \cdot 0,4 = 10,39 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В системе (2.4) кроме температуры воздуха на выходе неизвестна его теплоемкость. Приняв характер зависимости теплоемкости воздуха от температуры за линейный, на основании таблицы 1.7 определяем коэффициенты линейного уравнения вида $a \cdot x + b = 0$, где a – тангенс угла наклона линии $(\alpha): \Delta c / \Delta t = \text{tg}(\alpha)$. Постоянная $b = 1,32$. На интервале температур $(100 \dots 300)^\circ\text{C}$ теплоемкость составляет $(1,324 \dots 1,342)$ кДж/(кг·К), тогда

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{(1,342 - 1,324)}{(300 - 100)} = 0,00009.$$

Искомая зависимость: $c = 0,00009 \cdot t + 1,32$. Второе уравнение системы (2.4) имеет вид:

$$666,7 = 1,16 \cdot 10,39 \cdot 0,8 \cdot 1,324 \cdot ((40 + t)/2 + 273)/273 \cdot ((0,00009 \cdot t + 1,32) \cdot t - (0,00009 \cdot 40 + 1,32) \cdot 40).$$

После преобразований получаем кубическое уравнение:

$$0,00009 \cdot t^3 + 1,37674 \cdot t^2 + 722,76 \cdot t - 59632,543 = 0.$$

Посредством [23] получаем рациональное значение искомой температуры $72,45^\circ\text{C}$.

Средний логарифмический температурный напор определяет по формуле (2.5):

$$\Delta t = \frac{(320 - 40) - (250 - 72,45)}{\ln \frac{(320 - 40)}{(250 - 72,45)}} = 224,9^\circ\text{C}.$$

Пример 2.3. Для подогрева грузового танка необходим паровой змеевик длиной 500 м. Определить эффективную длину греющего змеевика и его компоновку грузового танка нефтеналивного судна, если давление пара на входе в змеевик 0,8 МПа, на выходе 0,1 МПа; средний коэффициент трения потока пара в металлическом змеевике $\xi = 0,018$; температура пограничного слоя потока пара – 95 °С; средняя температура подогреваемой среды 40 °С.

Решение. Для решения задачи используем зависимость (2.6). По теплофизическим таблицам [14] определяем энтальпию пара в начальной и конденсата в конечной точке змеевика:

$$h_{\text{ВХ}} = 2768 \text{ кДж/кг при температуре пара } 170,4^\circ\text{C};$$

$$h_{\text{ВЫХ}} = 417,5 \text{ кДж/кг при температуре конденсата } 99,6^\circ\text{C}.$$

Средняя температура пароводяной среды $(170 + 100)/2 = 135^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи от пара к нефтепродукту определяется эмпирическим выражением: $k = (6,2 \cdot t_{\text{СЛ}} - 415) \cdot 1,163 = (6,2 \cdot 95 - 415) \cdot 1,163 = 202,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$. Тогда выражение (2.6) приобретет вид:

$$L_{\text{ЭФ}} = 10^{-3} \cdot 0,038 \cdot \sqrt{\frac{(0,8^2 - 0,1^2) \cdot 9,81}{0,018} \cdot \frac{(2768 - 417,5)}{202,3 \cdot (94 \cdot 40)}} = 239,6 \text{ м}.$$

Таким образом на днище танка необходимо расположить две ветви змеевиков длиной 250 м.

Пример 2.4. Оценить необходимую паропроизводительность котлов танкера можно дедвейтом 89000 т судна.

Решение. Используя зависимость (2.7), получаем

$$D_K = 10^{-3} \cdot (0,0227 + 0,255 \cdot \sqrt[3]{\frac{2000}{89000}} \cdot 89000) = 32,37 \text{ т/ч.}$$

Пример 2.5. Определить относительное изменение паропроизводительности котлов для подогрева мазута М40 при снижении времени подогрева с 4-х суток до 2-х. Дедвейт судна – 15000 т.

Решение. Используя графическую зависимость расхода пара как функцию времени и дедвейта танкера (рисунок 2.1) получаем необходимое количество пара при прогреве в течение 4 суток – 9,5 т/ч; в течение 2-х суток – 18,0 т/ч. При сокращении времени прогрева в два раза паропроизводительность выросла в $18,0/9,5 = 1,89$ раза. На рисунке 2. представлена последовательность решения задачи.

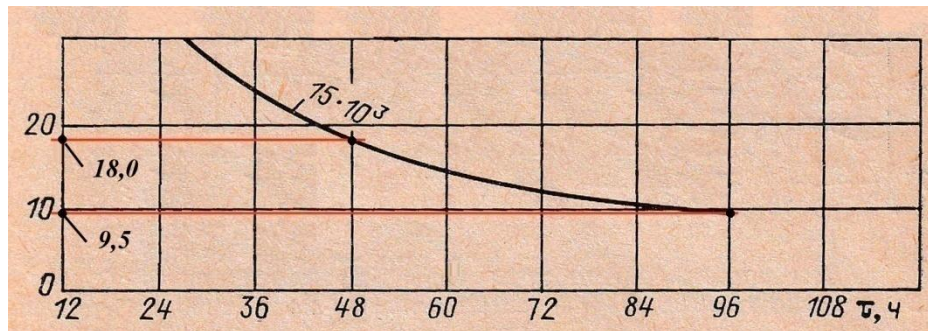


Рисунок 2.2 – К определению паропроизводительности

Пример 2.6. Определить мощность питательного насоса судового парового котла паропроизводительностью 25 т/ч; давлением перегретого пара, идущего на потребитель 1,6 МПа, экономайзер отсутствует. Сетевые потери не учитывать. Скорость движения рабочей жидкости в питательной системе – 5 м/с. Коэффициент местного сопротивления в клапане – 4. Коэффициент полезного действия 0,82.

Решение. Для решения используем зависимость (2.8). Производительность питательного насоса составляет $25 \cdot (1000/3600) = 6,94$ кг/с. Принимаем сопротивление пароперегревателя – 8%, сопротивление собственно котла – 6 %, экономайзера – 0%. В питательной системе установлено 3 клапана: питательный невозвратно запорный – на прочном корпусе, питательный регулирующий дистанционно-управляемый на

системе, запорный после питательного насоса. Коэффициенты сопротивления у насосов одинаковые и составляют – 4. Назначаем температуру питательной воды 40 °С. Тогда при давлении $(1,6+0,08 \cdot 1,6) = 1,73$ МПа плотность питательной воды составит 988 кг/м³. Давление питательного насоса определяется выражением (2.9) и составляет в Па:

$p_{\text{пн}} = 1,6+0,08 \cdot 1,6+0,06 \cdot 1,6+0+3 \cdot 4 \cdot 5^2 \cdot 988 \cdot 10^{-6} = 2,12$ МПа. Коэффициент запаса производительности принимает равным 1,15; коэффициент запаса по давлению – 1,1. Мощность питательного насоса составит:

$$N_{\text{пн}} = (6,94 \cdot 2,12 \cdot 1,15 \cdot 1,1) / 0,82 = 22,7 \text{ кВт.}$$

Пример 2.7. Определить мощность нагнетателя воздуха в котел при следующих параметрах работы котла: расход топлива 0,12 кг/с; суммарное сопротивление газоздушного тракта 1800 Па; коэффициент избытка воздуха – 1,21. Остальные параметры назначить самостоятельно.

Решение. Для решения задачи применяем зависимость (2.10). Гидравлический КПД вентилятора – 0,64; механический КПД вентилятора – 0,92. Принимаем температуру холодного воздуха (в машинно-котельном отделении) – 40°С. Производительность вентилятора определяем по уравнению (2.12). Теоретически необходимое количество влажного воздуха для сгорания килограмма топлива определяем по выражению (1.7), назначаем топливо М100. Тогда объем воздуха (м³/кг) составит:

$$V_{\text{вл}}^0 = (0,0889 \cdot (82 + 0,375 \cdot 3,5) + 0,265 \cdot 9,9 - 0,0333 \cdot 0,6) \cdot (1 + 0,016 \cdot 10) = 11,61 \text{ Пр}$$

$$\text{производительность: } G = 0,12 \cdot 11,61 \cdot 1,21 \cdot \frac{(40 + 273)}{273} = 1,93 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$\text{Мощность насоса: } N = 1,08 \cdot 1,93 \cdot 1800 \cdot \frac{1}{(0,64 \cdot 0,92)} \cdot \frac{1}{1000} = 6,37 \text{ кВт.}$$

3. СУДОВЫЕ КОТЛЫ

3.1. Топочные устройства

Подача топлива, воздуха для горения, распыливающего пара или воздуха и подготовка процессов горения осуществляется топочными устройствами. Для нормально организованного процесса подготовки топлива и воздуха, а также их смесеобразования на продолжительность сгорания капель распыленного топлива главное значение имеет их диаметр. При средней относительной скорости воздуха время сгорания среднестатистической капли (диаметром 100...300 мкм) определяется выражением [10, 26]:

$$\tau = 0,125 \cdot 10^3 \cdot d_k^2 \cdot \frac{\rho_T \cdot r}{\lambda_r \cdot (t_r - t_T)}, \quad (3.1)$$

где ρ_T – плотность топлива, кг/м³; r – удельная теплота парообразования топлива (кДж/кг), в расчетах можно принимать $r = 200$ кДж/кг; λ_r – коэффициент теплопроводности газов, Вт/(м·К); d_k – диаметр капли, м; t_r – температура газов в топке, °С; t_T – температура топлива, °С.

Широко применяются простые механические центробежные форсунки, которые обеспечивают требуемое распыливание топлива при давлении (1,0...2,2) МПа. Производительность таких форсунок определяется уравнением, кг/с:

$$G_\phi = \mu \cdot F_o \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_T \cdot p_T}, \quad (3.2)$$

где μ – коэффициент расхода распылителя, зависит от конструктивных особенностей распылителя, в частности от диаметра сопла; F_o – площадь поперечного сечения выходного отверстия (сопла) распылителя; ρ_T – плотность топлива, кг/м³; p_T – давление топлива, МПа. На рисунке 3.1 представлен тарировочный график для определения коэффициента расхода стандартизированной форсунки.

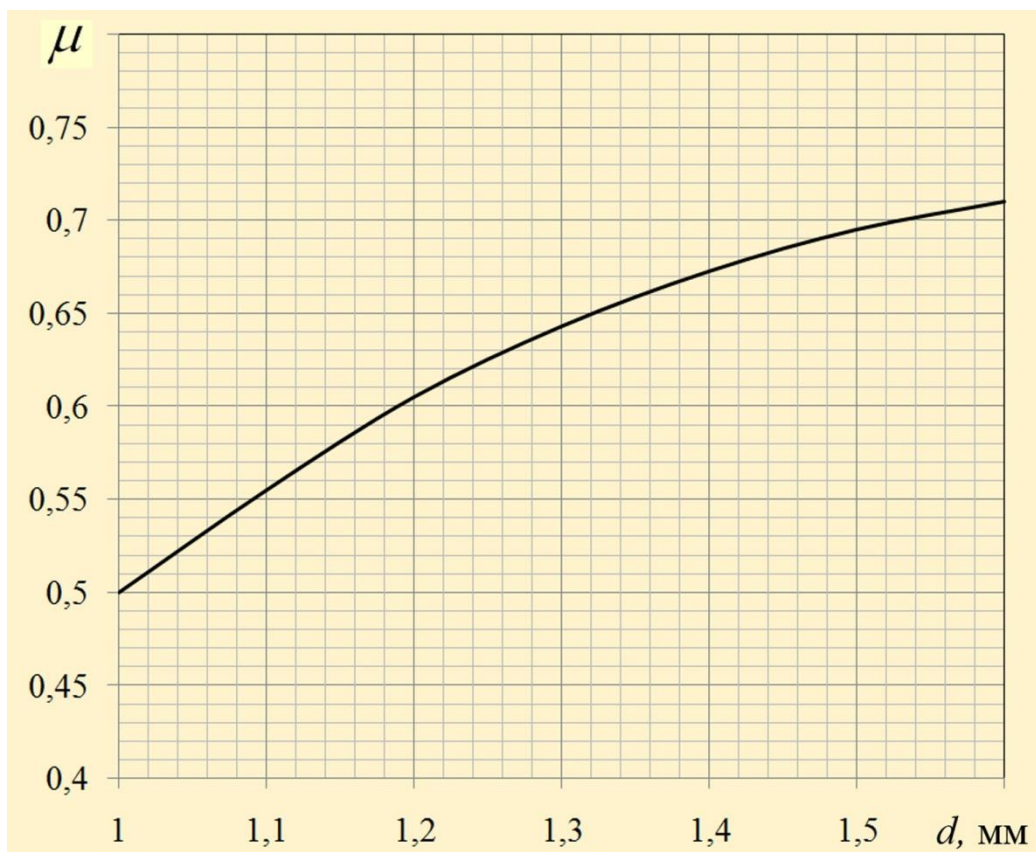


Рисунок 3.1 – Определение коэффициента расхода распылителя

Скорость капли топлива при выходе из сопла можно используя зависимость:

$$v = \frac{G_{\phi}}{\rho_T \cdot F_o}, \quad (3.3)$$

в котором составляющие выражения описаны ранее. Оценить максимальный диаметр каплей можно из уравнения [26, 27]:

$$d_k = k \cdot \frac{\sigma \cdot g}{0,25 \cdot \rho_r \cdot v}, \quad (3.4)$$

где k – коэффициент, определяющий свойства распыляемой жидкости. Для остаточных топлив, имеющих требуемую вязкость для распыления – 1,16; σ – коэффициент поверхностного натяжения, кг/м. Для мазутов коэффициент находится в интервале 0,0024...0,0033 кг/м. ρ_r – плотность смеси воздуха и газов по оси факела. Зависимость плотности от температуры представлена в таблице 3.1. Плотность определена для

нормального атмосферного давления. При вентиляторном дутье с давлением в топке свыше 1000 Па плотность растет на 3 %.

Таблица 3.1 – Плотность дымовых газов

Темпе- ратура, К	273	373	473	573	673	783	873	973	1073	1173	1273	1373	1473
Плот- ность, кг/м ³	1,295	0,950	0,748	0,617	0,525	0,457	0,405	0,363	0,330	0,301	0,275	0,257	0,240

Анализ работы механической нерегулируемой форсунки хорошо исследовать на относительных пропорциональных зависимостях. Производительность форсунки пропорциональна произведению квадрата диаметра соплового отверстия и квадратного корня давления топлива:

$$G_{\phi} \approx d_o^2 \cdot \sqrt{p_T}, \quad (3.5)$$

где d_o – диаметр соплового отверстия.

Средний размер распыливаемых капель топлива пропорционален отношению корня квадратного диаметра соплового отверстия и корня третьей степени давления топлива[28]:

$$d_k \approx \frac{\sqrt{d_o}}{\sqrt[3]{p_T}}. \quad (3.6)$$

Важным качеством форсунок является глубина регулирования. Глубина регулирования – отношение ее номинальной производительности к минимальной, при которой достигается требуемое качество распыливания. Для нерегулируемых механических форсунок глубина регулирования давлением топлива очень небольшая – до 2. В регулируемых механических центробежных форсунках (отливом топлива из камеры завихрения) этот показатель достигает 5...6. Дальнейшее увеличение глубины регулирования в механических центробежных форсунках (до 8...10) достигается подачей пара (по дополнительному каналу) в зону выхода топлива из сопла

распыливающей шайбы (паромеханические форсунки). В ротационных форсунках глубина регулирования доходит до 20.

Диаметр капель при распыливании топлива вращающимися форсунками удовлетворяет условиям полного сгорания и мало зависит от вязкости топлива. Давление топлива необходимо для подачи его в распыливающий стакан (достаточен подпор 1...2 метра водяного столба). Диаметр капель связан с основными режимными показателями следующей зависимостью:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{G_K}{n}} \cdot \nu^{0,1}, \quad (3.7)$$

где n – частота вращения стакана, c^{-1} ; ν – кинематическая вязкость, $cСт$.

Ротационные форсунки обеспечивают глубину регулирования при частотах вращения распыливающего стакана $\sim 6000 \text{ мин}^{-1}$. Номинальный расход топлива для требуемой дисперсности – до 10 г/с на 1 см длины образующей кромки распыливающего стакана и скорости первичного (распыливающего) воздуха – (60...70) м/с.

3.2. Эффективность работы котла

Тепловая мощность котла - Q_K , т.е. количество теплоты, полученное водой и паром единицу времени выражается уравнениями (1.24) и (1.25) и имеет размерность кВт. Применительно к судовым паровым котлам уравнение теплового баланса записывается для 1 кг сжигаемого топлива и имеет следующий вид:

$$Q_H^P + Q_{ТОПЛ} + Q_\phi + Q_B = \frac{Q_K}{b} + Q_3 + Q_5 + H_{УХ} + Q_{ВП}, \quad (3.8)$$

где b – расход топлива в котле, кг/с.

Левая часть – приходная, правая – расходная.

В приходную часть входят низшая теплота сгорания топлива ($\sim 95..99\%$), Q_H^P кДж/кг; $Q_{\text{ТОПЛ}}$ – количество теплоты, вносимое в топку подогретым топливом ($\sim 0,5\%$); Q_{Φ} – количество теплоты, вносимое в топку распыливающим паром форсунок ($0,05\%$); Q_B – количество теплоты, вносимое в топку подогретым (горячим) воздухом ($0..5\%$).

В расходную часть входит теплота, используемая на парообразование $\frac{Q_K}{b}$; потери от химической неполноты сгорания – Q_3 ; потери вследствие теплообмена корпуса котла с окружающей средой – Q_5 ; потери теплоты с уходящими газами – $H_{\text{УХ}}$; затраты теплоты на подогрев воздуха в воздухоподогревателе – $Q_{\text{ВП}}$.

Количество теплоты, вносимое в топку горячим воздухом определяется выражением:

$$Q_B = H_B + Q_{\text{ВП}}, \quad (3.9)$$

где H_B – энтальпия холодного воздуха, поступающего в котел.

С учетом расхода теплоты на подогрев топлива и воздуха потеря теплоты с уходящими газами определяется выражением:

$$Q_2 = H_{\text{УХ}} - H_B - Q_T. \quad (3.10)$$

В итоге выражение (3.8) примет вид:

$$Q_H^P = \frac{Q_K}{b} + Q_2 + Q_3 + Q_5. \quad (3.11)$$

После преобразования, в относительных единицах (долях) после деления на Q_H^P выражение примет вид:

$$1 = q_1 + q_2 + q_3 + q_5, \quad (3.12)$$

или в процентах

$$100 = \text{КПД} + Q_{2\text{ОТН}} + Q_{3\text{ОТН}} + Q_{5\text{ОТН}}. \quad (3.13)$$

При этом коэффициент полезного действия определяется таким образом:

$$q_1 = \eta = \frac{Q_K}{b \cdot Q_H^P} \text{ или } \text{КПД} = \frac{Q_K}{b \cdot Q_H^P} \cdot 100\% \quad (3.14)$$

Потери с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{H_{yx} - Q_T - H_T}{Q_H^P}. \quad (3.15)$$

Для утилизационных котлов уравнение прямого баланса имеет вид:

$$H_1 = \frac{Q_K}{b_{гд}} + Q_2 + Q_5, \quad (3.16)$$

где H_1 – энтальпия продуктов сгорания, поступивших в котел от судового ДВС, кДж/кг.

В относительных единицах, после деления обеих частей на H_1 :

$$1 = q_1 + q_2 + q_5, \quad (3.17)$$

$$\text{где } \eta = q_1 = \frac{Q_K}{b_{гд} \cdot H_1}. \quad (3.18)$$

С другой стороны:

$$\eta = q_1 = (1 - \varphi) \cdot \frac{H_1 - H_{yx}}{H_1}, \quad (3.19)$$

где φ – потери теплоты в окружающую среду в утилизационном котле, в среднем $\varphi = 0,04 \dots 0,05$.

Наибольшая потеря теплоты – потери с уходящими газами. Эти потери зависят от температуры уходящих газов и увеличиваются на 1 % на каждые (14...18) °С и наоборот. Величина $(q_2 \cdot 100)\%$ при отсутствии в котле воздухоподогревателя и экономайзера достаточно высока. На рисунке 3.2 представлены ориентировочные значения потерь с уходящими газами в зависимости от температуры уходящих газов и коэффициента избытка воздуха [10].

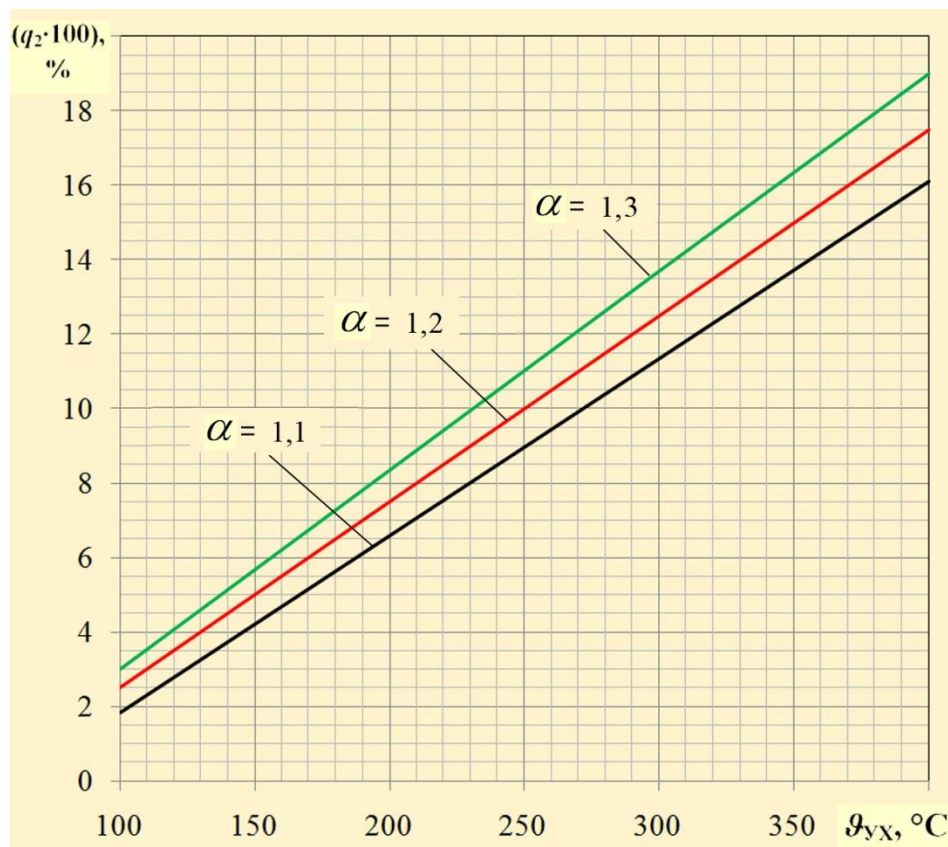


Рисунок 3.2 – Потери с уходящими газами

Потери в окружающую среду зависят от изоляции и паропроизводительности, на частичных режимах относительная доля потери теплоты в окружающую среду увеличивается, т.к. расход топлива снижается, а теплоотдача с поверхности котла меняется незначительно. На номинальном режиме работы оценить потери в окружающую среду можно по графику 3.3.

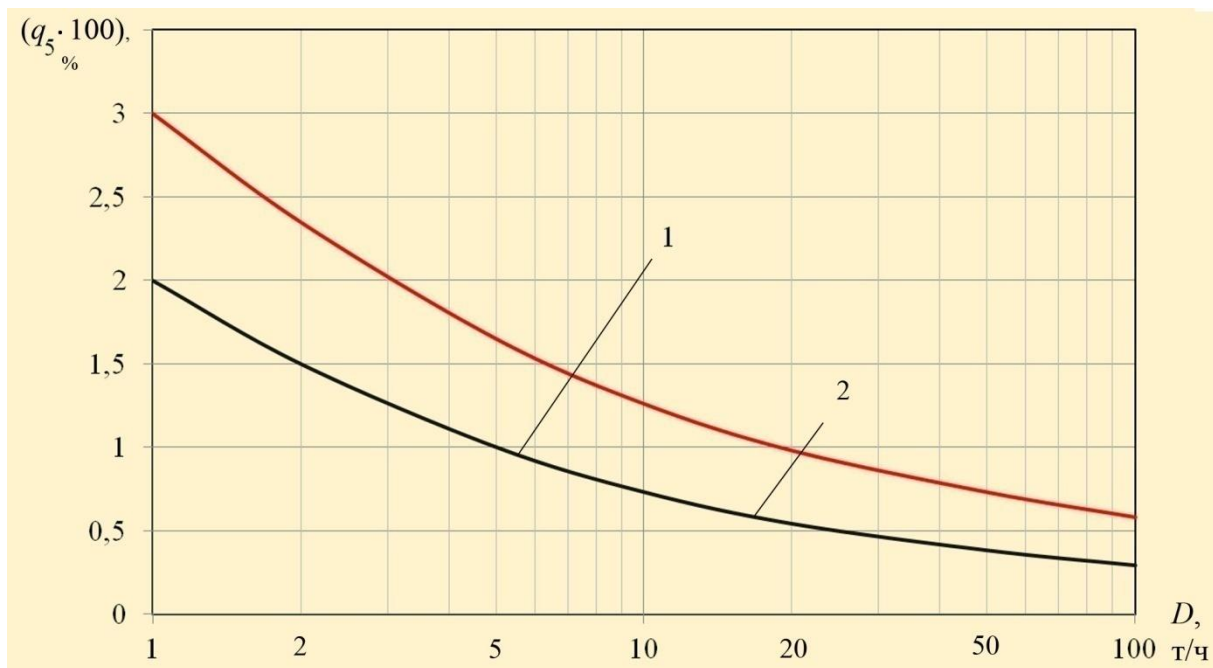


Рисунок 3.3 – Потери в окружающую среду

Потери от химической неполноты сгорания образуются по причине плохого распыливания топлива и смесеобразования с воздухом, при недостатке воздуха. При нормальных условиях эксплуатации $q_3 \sim (0 \dots 0,5)\%$. Потери q_3 определяются в основном наличием в газах окиси углерода CO:

$$q_3 = \frac{237 \cdot C^P + 89 \cdot S^P}{Q_H^P} \cdot \frac{CO}{RO_2 + CO}. \quad (3.20)$$

3.3. Теплопередача в топке

Интенсивность работы и надежность топки оценивается величиной удельной тепловой нагрузки q_v , Вт/м³. Количество теплоты, выделяющегося в 1 м³ топки в единицу времени определится выражением

$$q_v = \frac{b \cdot Q_P^P}{V_T}, \quad (3.21)$$

где b – расход топлива, кг/с; Q_P^P – располагаемая теплота, отнесенная к 1 кг топлива, кДж/кг; V_T – объем топки, м³. Q_P^P

Располагаемая теплота определяется выражением:

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{ТОПЛ} + Q_\Phi. \quad (3.22)$$

Величина объема топки, конструкция топки, степень экранирования во многом определяет эффективность работы котла. Обычно объем топки имеет форму горизонтального или вертикального цилиндра, призмы, части сферы.

Для судовых котлов тепловая мощность топок находится в пределах 800...1500 кВт/м³.

Анализ тепловых процессов в топке судовых котлов выполняется в ходе решения системы уравнений теплового баланса (3.33) и теплопередачи согласно закону Стефана - Больцмана (3.34):

$$Q_T = (H_{ТЕОР} - H_{ЗТ}) \cdot \varphi, \quad (3.33)$$

$$\Theta_{ЗТ} = \frac{\vartheta_{ЗТ} + 273}{\vartheta_{ТЕОР} + 273} = \frac{(Bo)^{0,6}}{0,69 \cdot (a_T)^{0,6} + (Bo)^{0,6}}, \quad (3.34)$$

где $H_{ТЕОР}$, $H_{ЗТ}$ – соответственно энтальпия продуктов сгорания в топке (соответствует адиабатической температуре) и энтальпия дымовых газов на выходе из топки, кДж/кг. φ – коэффициент сохранения теплоты. Bo – критерий Больцмана:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot b_c \cdot \sum VC_i}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \xi \cdot H_{Л} \cdot (\vartheta_{ТЕОР} + 273)^3}, \quad (3.35)$$

$$a_T = \frac{a_\Phi}{a_\Phi + (1 - a_\Phi) \cdot \Psi \cdot \xi}, \quad (3.36)$$

где $\sum VC_i$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, $H_{Л}$ – площадь лучевоспринимающей поверхности труб, м²; ξ – коэффициент загрязнения, $\vartheta_{ТЕОР}$ и $\vartheta_{ЗТ}$ – соответственно адиабатическая температура и температура дымовых газов на выходе из топки; a_T и a_Φ – соответственно степень черноты топки и степень черноты факела.

В среднем для типового судового парового котла степень экранирования – $\psi = 0,8$; коэффициент загрязнения – $\xi = 0,4$. Также будет считать,

что тепловое напряжение топочного объема $q_V > 1200 \text{ кВт/м}^2$. В этом случае степень черноты топки определяется проще:

$$a_T = \frac{a_\phi}{0,68 \cdot a_\phi + 0,32}, \quad (3.37)$$

а степень черноты факела:

$$a_\phi = 1 - e^{-(K_1 + K_2) \cdot p \cdot S}, \quad (3.38)$$

где K_1 и K_2 – соответственно коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, (1/МПа·м) и коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, (1/МПа·м), p – давление в топке, МПа; S – эффективная толщина излучающегося слоя пламени, м.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами равен:

$$K_1 = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{(r_{H_2O} + r_{RO_2}) \cdot p \cdot S}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\vartheta_{3T} + 273}{1000} \right) \cdot (r_{H_2O} + r_{RO_2}), \quad (3.39)$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами:

$$K_2 = 0,306 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{\vartheta_{3T} + 273}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^P}{H^P}, \quad (3.40)$$

r_{H_2O} и r_{RO_2} – соответственно объемная доля трехатомных газов в дымовой пробе объемная доля водяных паров.

ϑ_{3T} – температура дымовых газов на выходе из топки, °С; C^P и H^P соответственно содержание углерода и водорода в рабочей массе топлива, %.

Для определения S объема топок любой формы приводят к объему полусферы, при этом S принимают равной радиусу полусферы. Поэтому эффективная длина луча (толщина излучающегося слоя) определяется простым выражением:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{CT}}, \quad (3.41)$$

где V_T – объем топки, м³; F_{CT} – полная площадь поверхности стен топки.

3.4. Теплопередача в конвективных поверхностях нагрева

Теплообмен в конвективных поверхностях нагрева анализируется с целью определения количества теплоты и температуры газов за поверхностью на различных режимах работы.

Процесс теплообмена в конвективном пучке можно проанализировать посредством системы уравнений:

– уравнением теплопередачи:

$$Q_{\text{пл}} = k \cdot H \cdot \Delta t, \quad (3.42)$$

– уравнением теплового баланса по газовой стороне:

$$Q_{\text{пл}} = \varphi \cdot b \cdot (H_{\text{вх}} - H_{\text{вых}}), \quad (3.43)$$

– уравнением теплового баланса по паровой стороне:

$$Q_{\text{пл}} = D \cdot (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}), \quad (3.44)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К); H – поверхность нагрева, м²; Δt – температурный напор; φ – коэффициент сохранения теплоты; b – расход топлива, кг/с; $H_{\text{вх}}, H_{\text{вых}}$ – соответственно энтальпия продуктов сгорания на входе в пучек и при выходе из пучка, кДж/кг; D – паропроизводительность котла, кг/с; $h_{\text{вых}}, h_{\text{вх}}$ – соответственно энтальпия воды или пара на выходе из пучка и входе в пучек, кДж/кг.

Коэффициент сохранения теплоты учитывает потери в окружающую среду через поверхность котла:

$$\varphi = \frac{(100 - q_5)}{100}. \quad (3.45)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по коэффициентам теплоотдачи и термическому сопротивлению стенок накипи, металла и сажи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{\delta_{\text{TP}}}{\lambda_{\text{TP}}} + \frac{\delta_C}{\lambda_C} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.46)$$

где α_1 и α_2 – соответственно, коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к стенке, и от стенки к нагреваемой среде (воде, пару); $\delta_H, \delta_{TP}, \delta_C$ – соответственно толщина стенок накипи, стенки трубы, сажи; $\lambda_H, \lambda_{TP}, \lambda_C$ – соответственно коэффициент теплопроводности накипи, металла труб, сажи.

Слагаемые знаменателя уравнения (3.36) еще называют, соответственно: термическое сопротивление передачи теплоты от газов к стенке $1/\alpha_1$; термическое сопротивление накипи δ_H/λ_H ; термическое сопротивление металла трубы δ_{TP}/λ_{TP} ; термическое сопротивление сажи δ_C/λ_C ; термическое сопротивление передачи теплоты от стенки к нагреваемой среде $1/\alpha_2$.

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке (для типовых условий работы и чистой поверхности) находится в диапазоне (25...50) Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде зависит от типа нагреваемой среды: вода в экономайзере, пароводяная смесь в испарительном пучке, перегретый пар, воздух в воздухоподогревателе. Средние значения коэффициента теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде: в испарительном пучке – (3500...7000) Вт/(м²·К); в экономайзере находятся в интервале – (2000...5000) Вт/(м²·К); в пароперегревателе находятся в интервале (800...2000) Вт/(м²·К); в воздухоподогревателе находятся в интервале (45...75) Вт/(м²·К) [10].

Толщина стенки трубы судового котла зависит от величины наружного диаметра, проверяется прочностным расчетом и назначается из ряда значений: 2,0 мм; 2,5 мм; 3,0 мм; 3,5 мм и т.д. [28]. Теплопроводность труб из углеродистых сталей марок 10 и 20 в интервале температур 100...300 °С находится в интервале: (57...44) Вт/(м·К) [29].

Накипь на поверхности труб со стороны пароводяного тракта в случае соблюдения необходимого водного режима отсутствует или не должна превышать 0,1 мм. При несоблюдении водного режима толщина слоя накипи может достигать (1...3) и более мм. Теплопроводность накипи (силикатной, гипсовой, карбонатной, с содержанием масла) – находится в интервале (0,06...3,0) Вт/(м·К) [30].

Сажа на поверхности труб при нормальной обслуживании котлов (при своевременной и периодической сажеобдужке) откладывается с большой скоростью, но не должна превышать 1 мм толщиной. Теплопроводность сажи ~0,08 Вт/(м·К).

В судовых паровых котлах определяющим фактором является термическое сопротивление передачи теплоты от газов к стенке $\frac{1}{\alpha_1}$. Термическое сопротивление передачи теплоты от стенки к нагреваемой среде $\frac{1}{\alpha_2}$ оказываем сильное влияние на теплообмен в воздухоподогревателе и пароперегревателе. В испарительных пучках и экономайзере это влияние небольшое, поэтому в оценочных расчетах им пренебрегают. При правильной организации водного режима и водоподготовки достигается безнакипный режим работы поверхности нагрева котла, поэтому термическое сопротивление накипи не учитывается. Вследствие малой величины термического сопротивления стенки трубы его тоже не учитывают. В результате для различных поверхностей нагрева имеем:

– для испарительного пучка и экономайзера:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon}, \quad (3.47)$$

– для пароперегревателя:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.48)$$

– для воздухоподогревателя:

$$k = \zeta \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.49)$$

где ε – коэффициент загрязнения, $(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})/\text{Дж}$; ζ – коэффициент использования поверхности нагрева.

При температуре газового потока свыше 300°C необходимо учитывать лучистый теплообмен, поэтому:

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_K + \alpha_L, \quad (3.50)$$

где ω – коэффициент омывания, учитывающий неполноту омывания газами поверхности нагрева и неравномерность поля скоростей газового потока; α_K – коэффициент теплоотдачи конвекцией; α_L – коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Среди тепловых характеристик поверхностей нагрева судового котла выделяется удельная тепловая нагрузка (плотность теплового потока), отнесенная к единице площади поверхности:

$$q = \frac{Q}{H}, \quad (3.51)$$

где Q – тепловая мощность элемента котла (топка, испарительный пучок и др.), Вт; H – площадь поверхности нагрева, м^2 . Удельная тепловая нагрузка определяется расчетом или назначается в зависимости от теплостойкости материала труб, типа пучка и режима работы котла. При оценочных расчетах для судовых вспомогательных котлов рекомендуется использовать следующие значения тепловой плотности: для топок $q = (25 \dots 400) \text{ кВт}/\text{м}^2$; для испарительных поверхностей $q = (20 \dots 50) \text{ кВт}/\text{м}^2$; для пароперегрева-

телей $q = (10...25)$ кВт/м²; для экономайзеров $q = (15...25)$ кВт/м²; для воздухоподогревателей $q = (5...10)$ кВт/м².

Важным показателем работы элементов котла является температура наружных поверхностей поверхности нагрева.

В случае идеального состояния поверхностей нагрева температура определяется следующим образом:

$$t_{CT}^{HAP} = t_{CP} + q \cdot \left(2 \cdot \frac{\beta}{1 + \beta} \cdot \frac{\delta_{TP}}{\lambda_{TP}} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (3.52)$$

где t_{CP} – температура среды в трубе (пароводяной среды в испарительном пучке, пара в пароперегревателе, воды в экономайзере, воздуха в воздухоподогревателе; β – отношение наружного диаметра трубы к внутреннему; δ_{TP} – толщина стенки трубы, м; λ_{TP} – коэффициент теплопроводности металла труб, Вт/(м·К); $1/\alpha_2$ – термическое сопротивление передачи теплоты от стенки к нагреваемой среде. Термическое сопротивление передачи теплоты от стенки к нагреваемой среде для испарительного пучка и экономайзера очень мало, поэтому его необходимо учитывать для пароперегревателей и воздухоподогревателей.

В случае наличия накипи на внутренней стороне трубы в результате несоблюдения водного режима и загрязнений на наружной стороне оценить температуру стенки можно по формуле:

$$t_{CT}^{HAP} = t_{CP} + q \cdot \left(2 \cdot \frac{\beta}{1 + \beta} \cdot \frac{\delta_{TP}}{\lambda_{TP}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (3.53)$$

где δ_H – толщина стенки накипи, м; λ_H – коэффициент теплопроводности накипи, Вт/(м·К); ε – коэффициент загрязнений, определяемый по средней скорости продуктов сгорания в пучке (рисунок 3.4).

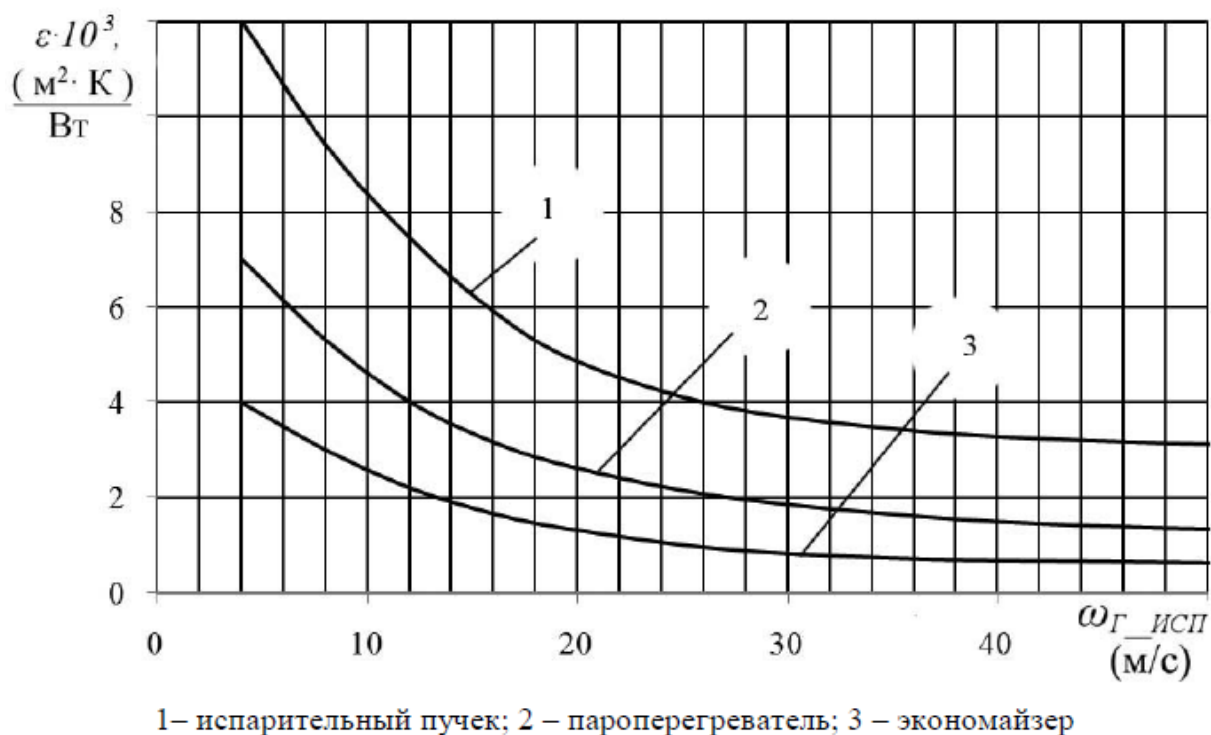


Рисунок 3.4 – Зависимость коэффициента загрязнения пучка от скорости продуктов сгорания

3.5. Элементы естественной циркуляции в паровом котле

Для обеспечения нормально ресурса работы обогреваемых труб судового котла необходимо поддерживать такой характер движения пароводяной смеси, при котором, как минимум, непрерывно сохраняется водяная пленка по всей внутренней поверхности. Для этого необходимо обеспечить устойчивую циркуляцию воды и пароводяной смеси в подъемных и опускающихся трубах. При этом отсутствуют застой, опрокидывание циркуляции, расслоение пароводяной смеси, а также предельные значения кратности циркуляции. При застое циркуляции вместо устойчивого движения вверх скорость движения воды оказывается равной нулю (застой), а образующийся пар, соприкасаясь со стенкой и прилипая к ней вследствие малых скоростей, вызывает резкое снижение теплопередачи, а следовательно и увеличивает температуру стенки труб. Режим опрокидывания циркуляции характеризуется тем, что в трубе одновременно имеет место движение во-

ды и пара с малой скоростью, причем вода движется вниз, а пар вверх. Естественная циркуляция характеризуется кратностью, под которой понимается отношение количества воды, поступающей в подъемные трубы, к количеству пара, вырабатываемому в них за один интервал времени. При достижении предельного значения кратности циркуляции происходит процесс выпаривания воды, результатом которого является местное оседание на стенках труб растворенных солей, образующих накипь.

Движущий напор циркуляции S (Па) определяется следующими зависимостями:

$$\begin{cases} S = H_{\text{ПАР}} \cdot \varphi \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g \\ S = \Delta p_{\text{ОП}} + \Delta p_{\text{ПОД}} \end{cases} \quad (3.54)$$

где $H_{\text{ПАР}}$ – высота паросодержащего участка подъемной трубы, м; ρ' – плотность воды в опускных трубах, кг/м³; ρ'' – плотность насыщенного пара, кг/м³; φ – доля объема паросодержащего участка трубы, занятого сухим насыщенным паром; $\Delta p_{\text{ОП}}$ – гидравлические сопротивления опускных труб, Па; $\Delta p_{\text{ПОД}}$ – гидравлические сопротивления подъемных труб, Па.

Среди показателей надежности циркуляции выделяются скоростные характеристики рабочих сред.

Скорость входа воды в обогреваемую трубу ω , (м/с), парового котла определяется выражением [31]:

$$\omega = \frac{G_{\text{ц}}}{f_{\Sigma} \cdot \rho}, \quad (3.55)$$

где $G_{\text{ц}}$ – расход циркулирующей воды, кг/с; f_{Σ} – площадь проходного сечения рассматриваемого элемента (трубы, ряда труб, трубного пучка в целом); ρ – средняя плотность рабочей среды на экономайзерном участке трубы, кг/м³. Минимальные значения скорости для отсутствия нарушения циркуляции 0,1 м/с.

Средняя скорость пароводяной смеси ω_{CM} , (м/с) определяется выражением [6]:

$$\omega_{CM} = \omega \cdot \left(1 + \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right) \cdot x\right), \quad (3.56)$$

где ρ' и ρ'' – соответственно, плотность кипящей воды и насыщенного пара, кг/м³; x – массовое расходное паросодержание, зависящее от отношения паропроизводительности к массовому расходу пароводяной смеси в подъемной трубе, в ряду труб, в пучке [6]:

$$x = \frac{D_{II}}{D_{II} + G_{II}}. \quad (3.57)$$

Высота паросодержащего участка подъемной трубы – $H_{ПАР}$ (формула 3.54) определяется величиной экономайзерного участка $H_{ЭК}$, м [31, 32]:

$$H_{ЭК} = \frac{\Delta h_{ПК} - \Delta h_{ОП} + \frac{\Delta h'}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot \left(H_{ОП} - \frac{\Delta p_{ОП}}{\rho'} \right)}{\frac{Q}{H_{\Sigma} \cdot G_{II}} + \frac{\Delta h'}{\Delta p} \cdot \rho'}, \quad (3.58)$$

где $\Delta h_{ПК}$ – недогрев воды в пароводяном коллекторе, кДж/кг; $\Delta h_{ОП}$ – приращение энтальпии воды при ее движении по обогреваемым опускным трубам, кДж/кг; $\Delta h'/\Delta p$ – приращении энтальпии воды при температуре насыщения, (кДж/кг)/(кг/м²); $H_{ОП}$ – высота опускных труб, м; $\Delta p_{ОП}$ – гидравлического сопротивления опускных труб, кг/м²; Q – получаемая элементом тепловая мощность, кВт; H_{Σ} – полная (средняя) высота рассматриваемого элемента, м.

Недогрев воды в пароводяном коллекторе $\Delta h_{ПК}$ определяется выражением (3.59):

$$\Delta h_{ПК} = \frac{h' - h_{ПВ}}{K}. \quad (3.59)$$

3.6. Внутрикотловая обработка

При правильной эксплуатации котельной установки скорость коррозии элементов пароводяного тракта минимальна, толщина слоя накипи незначительна (менее 0,1 мм), солесодержание пара минимально. В таблице 3.2 отражены нормы качества питательной и котловой воды для вспомогательных судовых паровых котлов[6].

Таблица 3.2 – Нормы качества котловой и питательной воды

Вода	Показатель ачества	Единица змерения	Газотрубные котлы	Водотрубные котлы
Питательная	Общая жесткость	мг-экв/л	не более 0,5	не более 0,3
	Содержание ки-слорода	мг/л	не более 0,1	не более 0,1
Конденсат	Хлориды	мг/л	не более 50	не более 10
Дистиллят	Общая жесткость	мг-экв/л	—	не более 0,05
Пресная	Общая жесткость	мг-экв/л	не более 8	не более 5
Котловая	Общее солесодержание	мг/л	не более 13000	не более 3000
	Хлориды	мг/л	8000	1200
	Щелочное число	мг/л	150...200	150...200
	Фосфатное число	мг/л	10...30	10...30
	Нитратное число	мг/л	75...100	75...100

Основным назначением внутрикотловой обработки воды является создание условий, при которых соли жесткости, поступающие в котел с водой, выпадают в виде шлама, а не образуют накипь.

В настоящее время широко применяется фосфатно-нитратный режим внутрикотловой обработки воды. При ведении этого режима в котел вводятся тринатрийфосфат ($\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$) и нитрат натрия (NaNO_2) (азотно-кислый натрий или селитра). Тринатрийфосфат образует при взаимодействии с солями кальция и магния труднорастворимые в воде фосфаты, выпадающие в виде шлама. В котловой воде всегда должен быть избыток тринатрийфосфата. Нитрат натрия уменьшает агрессивные свойства воды и, следовательно, общую коррозию металла, но не предохраняет от кисло-

родной коррозии, борьба с которой производится обескислораживанием воды.

Свободная щелочь в воде образуется за счет солей временной жесткости, поступающих с питательной водой и взаимодействующих с тринатрийфосфатом. Связанная (фосфатная) щелочь образуется за счет гидролиза тринатрийфосфата с образованием динатрийфосфата.

Свободная щелочь придает котловой воде агрессивные свойства, которые могут вызвать при пропаривании в напряженных участках соединений хрупкое разрушение металла. Эти агрессивные свойства погашаются введением селитры в котловую воду. Содержание селитры в котловой воде выражается в мг/л азотнокислого натрия и называется нитратным числом.

Соленость и щелочное число котловой воды поддерживается периодическим продуванием котла. Фосфатное и нитратное числа поддерживаются в котел определенных доз тринатрийфосфата и селитры.

При заполнении котла свежей водой тринатрийфосфат и селитра вводятся одновременно в рассчитанных количествах.

Количество тринатрийфосфата и нитрата натрия (г), вводимого в котел при его заполнении определяется по следующей эмпирической зависимости [31]:

$$T = \frac{100}{A_T} \cdot m_B \cdot (k_1 \cdot \Phi_{MAX} + k_2 \cdot \mathcal{J}_{ПВ}), \quad (3.60)$$

$$C = \frac{100}{A_C} \cdot H_{НОР} \cdot m_B, \quad (3.61)$$

где A_T – содержание тринатрийфосфата в технически чистом продукте, %; m_B – масса воды в котле, т; $k_1 = 5,35$ – коэффициент пересчета мг P_2O_5 на мг тринатрийфосфата; Φ_{MAX} – верхний предел фосфатного числа котловой воды, мг/л; $k_2 = 16,1183$ – коэффициент пересчета; $\mathcal{J}_{ПВ}$ – общая жесткость питательной воды, мг-экв/л; $H_{НОР}$ – нитратное число, которое необходимо

достигнуть в котле, мг/л; A_C – содержание селитры в технически чистом продукте, %.

Количество тринатрийфосфата и нитрата натрия (г), вводимого в котел при работе котла определяется по следующей зависимости[31]:

$$T_1 = \frac{100}{A_T} \cdot m_B \cdot k_1 \cdot (\Phi_{MAX} - \Phi_{ФАКТ}), \quad (3.62)$$

$$C_1 = \frac{100}{A_C} \cdot m_B \cdot (H_{НОР} - H_{ФАКТ}), \quad (3.63)$$

где $\Phi_{ФАКТ}$ и $H_{ФАКТ}$ – фосфатное и нитратные числа, определенные анализом, мг/л.

3.7. Расчет прочности элементов котла

Характерными элементами судовых паровых котлов для расчета прочности являются толщина стенки труб, толщина трубных досок и днищ. Эти элементы, в основном имеют простые формы: плоские или цилиндрические, ослабленные отверстиями или подкрепленные стенками. Нагрузки, действующие на них вызваны высокой температурой дымовых газов и высоким внутренним (для водотрубных) или внешним (для газотрубных) давлением пароводяного тракта.

Расчеты выполняются по требованиям Российского морского регистра судоходства [1]. Для выполнения расчета элемента котла необходимы знания геометрических размеров, наибольшей рабочей температуры, марки и прочностных характеристик материала, зависящих от температуры.

Толщина цилиндрических стенок коллекторов и труб, подверженных внутреннему давлению, должна быть не менее величины δ , мм, определяемой по формуле (3.64):

$$\delta = \frac{D_{НАР} \cdot p}{2 \cdot \sigma_{ДОП} \cdot \varphi + p} + c, \quad (3.64)$$

где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр трубы (коллектора), мм; p – расчетное давление в котле, МПа; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемые напряжения материала, МПа; φ – коэффициент прочности; c – прибавка, учитывающая утонение стенки в процессе изготовления и эксплуатации, мм.

Допускаемые напряжения $\sigma_{\text{доп}}$ определяются по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{пр}}}{n}, \quad (3.64)$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ – прочностная характеристика прочности материала. Для расчетных температур в интервале (120...350) °С $\sigma_{\text{пр}}$ назначают по пределу текучести материала σ_s^t ; для расчетных температур свыше 350 °С $\sigma_{\text{пр}}$ назначают по меньшему из значений предела текучести σ_s^t и предела длительной прочности. На рисунках 3.5 и 3.6 представлены сведения о прочностных характеристиках материалов в зависимости от расчетной температуры, используемых в котлостроении. Коэффициенты запаса прочности n , для коллекторов и труб – $n = 1,7$; для волнистых жаровых труб $n = 3$; для гладких жаровых труб и огневых камер $n = 2,5$; для дымовых патрубков, находящихся под давлением $n = 2,2$ [10].

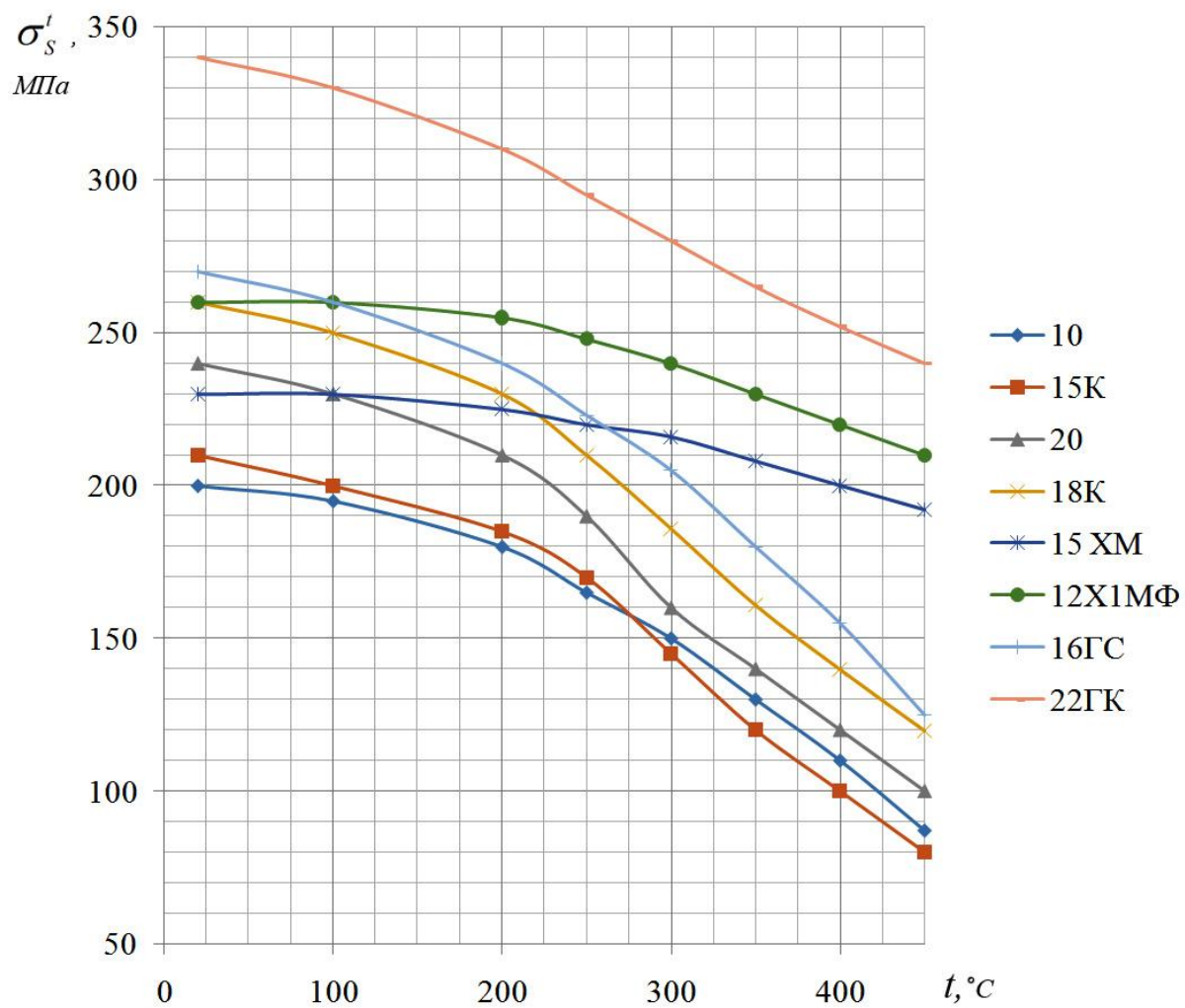


Рисунок 3.5 – Пределы текучести сталей σ_s^t

В зависимости от рабочей температуры в таблице 3.3 приведены рекомендации для назначения материала элемента.

Таблица 3.3 – Рекомендации по выбору материала элемента

№	Марка стали	Максимальная рабочая температура, °C	Область применения
1	10, 20	425	Трубы поверхностей нагрева, коллекторы, трубопроводы
2	15K, 20K	450	Барабаны, днища, коллектора водотрубных и газотрубных котлов
3	22K, 16ГС	475	Барабаны, днища, коллектора водотрубных и газотрубных котлов
4	16M	520	Трубы поверхностей нагрева, коллекторы, паропроводы
5	12MX	540	Трубы поверхностей нагрева, коллекторы, паропроводы
6	12X1МФ	585	Коллекторы и трубы пароперегревателей, паропроводы
7	X18H10T	620	Трубы поверхности нагрева, коллектора и паропроводы

Марка стали подбирается по рабочей (расчетной) температуре стенки, которая определяется по таблице 3.4. В таблице t_M – наибольшая температура нагреваемой среды в рассматриваемом элементе, °C; t – номинальная расчетная температура стенки трубы, °C.

Таблица 3.4 – Определение расчетной температуры стенки

№ п/п	Элементы котлов и условия их работы	Расчетная температура стенки t_{CT}
1	Элементы, подверженные воздействию лучистого тепла	
а	Трубы котельные	$t_M + 50$
б	Трубы пароперегревателей	$t + 50$
2	Элементы, обогреваемые горячими газами, но защищенные от воздействия лучистого тепла	$t_M + 50$
а	Обечайки, днища, коллектора, трубные решетки	$t_M + 30$
б	Трубы конвективных пучков	$t_M + 35$

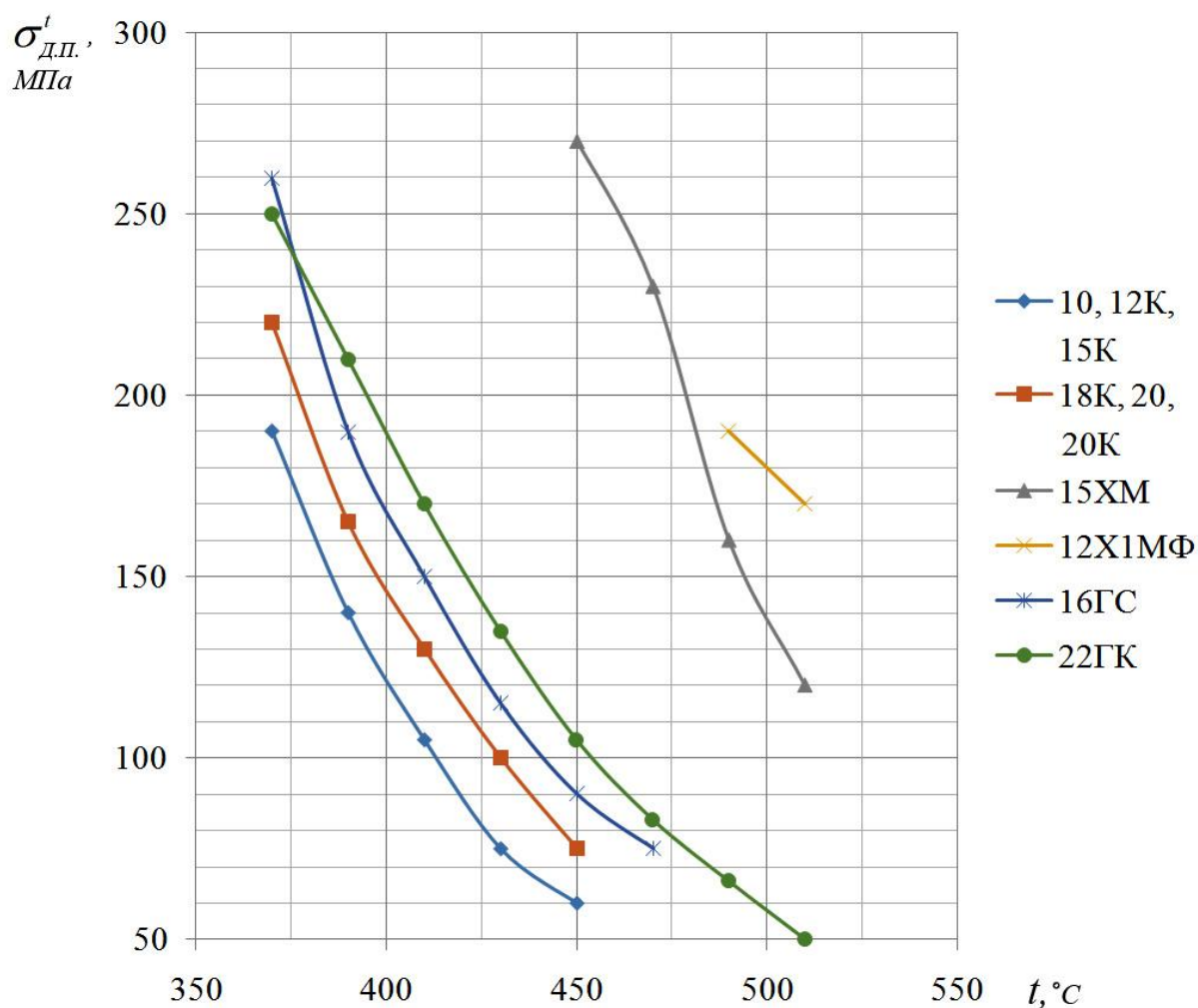


Рисунок 3.6 – Пределы длительной прочности $\sigma_{д.п.}^t$.

Коэффициент прочности для труб в отсутствии сварных соединений рекомендуется принимать $\varphi = 1,0$; для обечаек коллекторов, ослабленных отверстиями в трубной доске определяется следующим образом (для трубных пучков с шахматным строением [1]):

$$\varphi = k \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} - d}{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}, \quad (3.65)$$

где s_1 и s_2 – соответственно поперечный и продольный шаги трубного пучка ($0,5 \cdot s_1$ – наименьшее расстояние между осями труб в их проекции на продольную ось коллектора; s_2 – наименьшее расстояние между осями

труб в их проекции на поперечное сечение коллектора); d – наружный диаметр трубы; k – коэффициент, зависящий от отношения $\frac{2 \cdot s_2}{s_1}$ и определяемый по графику (рисунок 3.7).

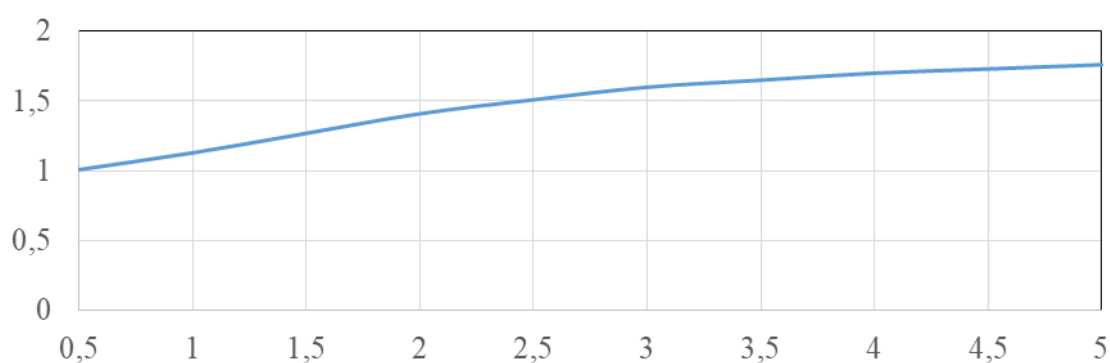


Рисунок 3.7 – Определение поправочного коэффициента

Прибавка к толщине стенки принимать равной $s - 1$ мм при $\delta \leq 30$ мм и $s - 0$ мм при $\delta > 30$ мм. Минимальная назначаемая, независимая от результатов расчета, толщина стенок трубных досок с вальцованными трубами должна составлять 12 мм. Минимальная толщина цилиндрической части стенки трубы δ в зависимости от наружного диаметра назначается в соответствии с таблицей 3.5 [6].

Таблица 3.5 – Минимальные толщины стенки труб

d , мм	<28	28...37	38...53	54...95	96...121	122...146
δ , мм	2,0	2,5	3,0	3,25	3,5	4,0

3.8. Примеры

Пример 3.1. Оценить время сгорания капли топлива, имеющей средний диаметр 200 мкм. Используемое топливо – остаточное топливо RMG380. Неизвестные параметры назначить самостоятельно.

Решение. Для расчета воспользуемся выражением (3.1). По рисунку (1.2) определяем температуру подогрева топлива, при которой вязкость

топлива будет находиться в интервале (12...40) сСт. Принимаем температуру подогрева 110 °С. По таблице 1.4 определяем плотность топлива при температуре 15 °С – 991 кг/м³. Далее по формуле (1.4) рассчитываем плотность нефтепродукта при 110 °С:

$$\rho_t = 991 \cdot (1 - 0,000023 \cdot (110 - 15) - 0,00000002 \cdot (110 - 15)^2) = 988,4 \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент теплопроводности газов λ_g , определяем с помощью номограммы[9]. Принимаем температуру газов у корня факела 300 °С, тогда $\lambda_g = 0,125 \text{ Вт/(м·К)}$. Время горения капли:

$$\tau = 0,125 \cdot 1000 \cdot \frac{988,4 \cdot 200}{0,125 \cdot (300 - 110)} = 0,27 \text{ с}.$$

Пример 3.2. Определить производительность форсунки, если диаметр сопла 1,6 мм; давление топлива в системе 2,0 МПа. Недостающие параметры назначить самостоятельно.

Решение. По графику 3.1 определяем коэффициент расхода распылителя $\mu = 0,71$. Для нахождения производительности воспользуемся выражением (3.2). Принимаем плотность топлива, подаваемого на форсунку – 988 кг/м³. Расход определяется следующим образом:

$$G_\phi = 0,71 \cdot 3,14 \cdot \frac{(1,6 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \sqrt{988,2 \cdot 2,0 \cdot 10^6} = 0,0897 \text{ кг/с}.$$

Пример 3.3. Оценить скорость капли топлива после выхода из сопла диаметром 1,0 мм. Расход форсунки 0,0247 кг/с.

Решение. Для определения скорости капли используем выражение (3.3). Назначаем плотность топлива 986 кг/м³. В уравнении все параметры однозначно определены:

$$v = \frac{0,0247}{986,3 \cdot 3,14 \cdot \frac{(1,0 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 31,88 \text{ м/с}.$$

Пример 3.4. Оценить диаметр капли на выходе из сопла форсунки, если скорость капли 38,5 м/с. Недостающие параметры назначить.

Решение. Для нахождения решения воспользуемся выражением (3.4). По рекомендации к формуле принимаем значение коэффициента поверхностного натяжения $\sigma = 0,003$ кг/м; плотность газов назначаем для температуры газов по оси факела 300°C – $\rho_{\Gamma} = 0,330$ кг/м³. Тогда:

$$d_{\kappa} = 1,16 \cdot \frac{0,003 \cdot 9,81}{0,25 \cdot 0,330 \cdot 38,5} = 0,000278 \text{ м} = 278 \text{ мкм}.$$

Пример 3.5. Оценить изменение продолжительности сгорания капель топлива, если давление перед центробежной форсункой упало с 2,0 МПа до 1,0 МПа.

Решение. Вначале проанализируем изменение диаметров капель топлива на различных режимах работы в соответствии с зависимостью (3.6):

после составления пропорции имеем: $\frac{d_{\kappa 2}}{d_{\kappa 1}} = \sqrt[3]{\frac{p_{T1}}{p_{T2}}}$, или $\frac{d_{\kappa 2}}{d_{\kappa 1}} = \sqrt[3]{\frac{2,0}{1,0}} = 1,26$.

Тогда, в соответствии с формулой $\frac{\tau_2}{\tau_1} = \left(\frac{d_{\kappa 2}}{d_{\kappa 1}}\right)^2 = 1,26^2 = 1,58$. Следовательно, возможно догорание капли топлива при выходе из топки или в конвективном пучке, что вызовет рост образования сажи на поверхности труб.

Пример 3.6. Оценить изменение производительности механической центробежной форсунки и диаметра капель топлива, если давление перед форсункой возросло с 1,6 МПа до 3,2 МПа.

Решение. Относительное изменение производительности определяем по формуле (3.5):

$$\frac{G_2}{G_1} = \sqrt{\frac{p_{T2}}{p_{T1}}} = \sqrt{\frac{3,2}{1,6}} = \sqrt{2} = 1,41.$$

Таким образом, подача выросла на 41 %. Диаметр капель при повышении давления уменьшился в соответствии с формулой (3.6):

$$\frac{d_{\kappa 2}}{d_{\kappa 1}} = \sqrt[3]{\frac{p_{T1}}{p_{T2}}} = \sqrt[3]{\frac{1,6}{3,2}} = \sqrt[3]{0,5} = 0,74.$$

Следовательно, диаметр капель снизился на 26 %.

Пример 3.7. Оценить изменение давления перед форсункой, если в результате износа диаметр отверстия сопла увеличился с 1,0 мм до 1,28 мм.

Решение. Результат получим, проанализировав выражение (3.5):

$$\left(\frac{d_{K1}}{d_{K2}}\right)^2 = \sqrt{\frac{p_{T2}}{p_{T1}}}, \text{ или } \left(\frac{d_{K1}}{d_{K2}}\right)^4 = \frac{p_{T2}}{p_{T1}}.$$

Таким образом, $\frac{p_{T2}}{p_{T1}} = \left(\frac{1,0}{1,28}\right)^4 = (0,78)^4 = 0,37$ или давление топлива упадет почти в три раза и качество распыливания будет крайне неудовлетворительное.

Пример 3.8. Оценить изменение диаметра капель топлива в турбоприводной ротационной форсунке, если частота вращения распыливающего стакана снизилась с 6000 мин⁻¹ до 3000 мин⁻¹. Рабочая среда привода – воздух для горения.

Решение. Проанализировав выражение (3.7), получаем зависимость:

$\frac{d_{K1}}{d_{K2}} = \sqrt[3]{\frac{n_2}{n_1}}$. После подстановки имеем: $\frac{d_{K1}}{d_{K2}} = \sqrt[3]{\frac{6000}{3000}} = \sqrt[3]{2} = 1,26$, таким образом, диаметр капель вырастет на 26 %.

Пример 3.9. Определить КПД действующего котла при следующих условиях работы: паропроизводительность – $D_K = 4,2$ т/ч; пар – насыщенный, давление пара в котле – $p_K = 0,7$ МПа; температура питательной воды – $t_{ПВ} = 80$ °С; расход топлива $b = 0,09$ кг/с; используемое топливо мазут М100.

Решение. Тепловая мощность котла Q_K определяем по формуле (1.24). С помощью справочных таблиц [15] определяем энтальпию питательной воды $H(t_{ПВ}; p_K) = H(80; 0,7) = 335,5$ кДж/кг. Энтальпия насыщенного пара $H(p_K) = H(0,7) = 2762,7$ кДж/кг. Тогда мощность котла:

$$Q_K = 4,2 \cdot \frac{1000}{3600} (2762,7 - 335,5) = 2831,5 \text{ кВт.}$$

По формуле (1.1) определяем низшую теплоту сгорания топлива, предварительно подобрав по таблице 1.1 элементарный состав топлива.

$$Q_H^P = 339 \cdot 82,0 + 1025 \cdot 9,9 + 108,5 \cdot (3,5 - 0,6) - 25,1 \cdot 3,5 = 38172,3 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда КПД котла в соответствии с выражением (3.14) в долях:

$$\eta = \frac{28315}{381723 \cdot 0,09} = 0,824 \text{ или } 82,4 \text{ \%}.$$

Пример 3.10. Определить потери от химической неполноты сгорания топлива при работе котла на нагрузке 80 % от номинальной. Результаты анализа дымовых газов показали содержание СО в количестве 1 %. Топливо котла – RMG 380.

Решение. Решение будем искать с помощью уравнения (3.20). Содержание трехатомных газов определяем по рисунку 1.3 для 80 % режима работы котла: $RO_2 = 15,8 \text{ \%}$. По элементарному составу топлива RMG 380 (по таблице 1.1) определяем низшую теплоту сгорания топлива (1.1):

$$Q_H^P = 339 \cdot 87 + 1025 \cdot 10,4 + 108,5 \cdot (1,0 - 0,5) - 25,1 \cdot 0,5 = 40194,8 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда доля потерь от химической неполноты сгорания:

$$q_3 = \frac{237 \cdot 87,8 + 89,0 \cdot 1,0}{401948} \cdot \frac{1,0}{15,8 + 1,0} = 0,00378 = 0,39 \text{ \%}.$$

Пример 3.11. Действующий котел имеет потери с уходящими газами $(q_2 \cdot 100) = 5\%$. Коэффициент избытка воздуха – $\alpha = 1,12$. Топливо – мазут М40. Обосновать наличие или отсутствие низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей котла.

Решение. Температуры для анализа определяем двумя путями: по формуле (1.19) и по графику 3.2 для кривой с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,12$. По рисунку 3.2 – температура уходящих газов $\vartheta_{yx} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Низшая теплота сгорания топлива М40 определяется по формуле (1.1), в которую вводится элементарный состав топлива на основании таблицы 1.1.

$$Q_H^P = 339 \cdot 84,7 + 1025 \cdot 10,6 + 108,5 \cdot (2,0 - 0,4) - 25,1 \cdot 2,0 = 40205 \text{ кДж/кг}.$$

Далее по формуле (1.20) определяем парциальное давление водяного пара:

$$p_{H_2O} = \frac{0,006 \cdot 1,2 + 0,007 + 0,00011 \cdot 2,0}{1,2 + 0,051 + 0,0011 \cdot 2,0} = 0,01151 \text{ МПа};$$

Соответствующая температура конденсации водяного пара $t_p^{H_2O} = 48,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_p^{H_2SO_4} = 48,5 + 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,0}{40205}} = 122,05 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Вывод: условия наступления низкотемпературной коррозии присутствуют. Необходимо применять меры для защиты хвостовых поверхностей от коррозии.

Пример 3.12. Оценить КПД утилизационного котла, если температура газов перед котлом $\vartheta_{ГД} = 320 \text{ } ^\circ\text{C}$, за котлом – $\vartheta_{УХ} = 190 \text{ } ^\circ\text{C}$. Потери теплоты в окружающую среду в утилизационном котле $\varphi = 0,044$. Для определения энтальпии продуктов сгорания воспользоваться графиком 1.4 и таблицей 1.11.

Решение. Искомую величину определяем по выражению (3.19). Энтальпия продуктов сгорания перед котлом: $H_1 = 5975 \text{ кДж/кг}$; энтальпия уходящих газов $H_{УХ} = 3492 \text{ кДж/кг}$.

Тогда КПД котла:

$$\eta = q_1 = (1 - 0,044) \cdot \frac{(5975 - 3492)}{5975} = 0,397 = 39,7 \text{ } \%$$

Пример 3.13. Определить паропроизводительность котла, работающего на топливе RMG500. Расход топлива $0,928 \text{ кг/с}$; потери с уходящими газами $q_2 = 8 \text{ } \%$, потери в окружающую среду $0,5 \text{ } \%$, потери от химической неполноты сгорания $0,5 \text{ } \%$. Температура питательной воды $80 \text{ } ^\circ\text{C}$. Давление в котле $1,8 \text{ МПа}$, пар – насыщенный.

Решение. Решение ищем путем решения системы уравнений (1.24) и (3.11):

$$Q_K = D_C \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}});$$

$$Q_H^P = \frac{Q_K}{b} + Q_2 + Q_3 + Q_5.$$

В первом уравнении определяем по таблицам [15] энтальпии рабочей среды: питательной воды и насыщенного пара. $h_{\text{ВЫХ}} = h_{\text{ПВ}} = 336$ кДж/кг; $h_{\text{ВХ}} = h' = 2795,9$ кДж/кг;

В уравнении теплового баланса определяем отношение $\frac{Q_K}{b}$. Низшая теплота сгорания топлива определяется по уравнению (1.1), в которое элементарный состав топлива назначается на основании таблицы 1.1:

$$Q_H^P = 339 \cdot 87,1 + 1025 \cdot 10,3 + 108,5 \cdot (1,0 - 0,5) - 25,1 \cdot 0,5 = 40059,3 \text{ кДж/кг}$$

В относительных единицах второе уравнение принимает вид

$$q_1 = 1 - q_2 - q_3 - q_5 \text{ или КПД} = 100 - 8 - 0,5 - 0,5 = 91 \% (q_1 = 0,91).$$

$$\text{Таким образом, } \frac{Q_K}{b} = 0,91 \cdot Q_H^P \text{ или } D_C \cdot (h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}}) = b \cdot 0,91 \cdot Q_H^P.$$

$$\text{Откуда } D_C = \frac{b \cdot 0,91 \cdot Q_H^P}{(h_{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ВХ}})} = \frac{0,928 \cdot 0,91 \cdot 40059,3}{(2795,9 - 336)} = 15,1 \text{ кг/с} = 54,4 \text{ т/ч}.$$

Пример 3.14. Определить тепловую мощность топки (кДж/кг) и температуру продуктов сгорания на выходе из топки судового парового котла, если теоретическая температура в топке $\vartheta_{\text{ТЕОР}} = 1850$ °С; Критерий Больцмана – $Bo = 0,98$; Степень черноты топки – $a_T = 0,62$.

Решение. Решение получаем, применяя выражения (3.33) и (3.34).

Из выражения (3.34) имеем:

$$\Theta_{3T} = \frac{\vartheta_{3T} + 273}{\vartheta_{\text{ТЕОР}} + 273} = \frac{(0,98)^{0,6}}{0,69 \cdot (0,62)^{0,6} + (0,98)^{0,6}} = 0,656,$$

$$\text{далее: } 0,656 = \frac{\vartheta_{3T} + 273}{1850}, \text{ откуда } \vartheta_{3T} = 0,656 \cdot 1850 - 273 = 940,7 \sim 941 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Определяем соответствующие энтальпии продуктов сгорания по таблице 1.11. $H_{\text{ТЕОР}} = 43452$ кДж/кг; $H_{\text{ЗТР}} = 18996$ кДж/кг. По формуле (3.33) тепловая мощность топки: $Q_T = (43452 - 18996) \cdot 0,995 = 24333,7$ кДж/кг.

Пример 3.15. Определить критерий Больцмана для следующих условий теплообмена в топке: расход топлива $b = 0,3$ кг/с; средняя суммарная объемная теплоемкость газов $\sum VC_i = 23,4$ кДж/кг; коэффициент загрязнения $\zeta = 0,72$; полная площадь поверхности стен топки $F_{CT} = 27,6$ м²; теоретическая температура $\vartheta_{\text{ТЕОР}} = 1920$ °С; степень экранирования топки $\psi = 0,78$; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,995$.

Решение. В соответствии с уравнением (3.35) определяем площадь лучевоспринимающей поверхности топки: $H_{\text{Л}} = \psi \cdot F_{CT} = 0,78 \cdot 27,6 = 21,5$ м²; тогда критерий Больцмана составит:

$$Bo = \frac{0,995 \cdot 0,3 \cdot 23,4}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,72 \cdot 27,6 \cdot (1920 + 273)^3} = 0,699 \sim 0,70.$$

Пример 3.16. Определить паропроизводительность топки D_T (кг/с) и долю топки в общей паропроизводительности котла $\frac{D_T}{D_C}$ при следующих рабочих показателях: Паропроизводительность котла $D_K = 39$ т/ч; температура питательной воды $t_{\text{ПВ}} = 80$ °С; давление в котле $p_K = 1,6$ МПа, пар насыщенный. Адиабатическая температура $\vartheta_{\text{ТЕОР}} = 1960$ °С; температура газов на выходе из топки $\vartheta_{\text{ТЕОР}} = 1000$ °С коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,995$. Расход топлива $b = 0,87$ кг/с.

Решение. Определяем мощность топки по выражению (3.33). Находим соответствующие энтальпии продуктов сгорания по таблице 1.11. $H_{\text{ТЕОР}} = 42970$ кДж/кг; $H_{\text{ЗТР}} = 20341$ кДж/кг. По формуле (3.33) тепловая мощность топки: $Q_T = (42970 - 20341) \cdot 0,995 = 22516$ кДж/кг. Удельная мощность:

$Q_T^v = Q_T \cdot b = 22516 \cdot 0,87 = 19588,8$ кВт. По таблицам свойств воды и пара [15] определяем энтальпию воды и пара: $h_{\text{вых}} = h_{\text{пв}} = 336$ кДж/кг; $h_{\text{вх}} = h' = 2792,8$ кДж/кг. На основании зависимости (1.24) паропроизводительность топки:

$$D_c = \frac{19588,8}{2792,8 - 336} = 7,97 \text{ кг/с} = 28,7 \text{ т/ч.}$$

Доля топки в суммарной паропроизводительности котла:

$$\frac{D_T}{D_c} = \frac{7,97}{39 \cdot \frac{1000}{3600}} = \frac{7,97}{10,83} = 0,736, \text{ или } 73,6 \, \%.$$

Пример 3.17. Определить степень черноты топки, если объем топки – $V_T = 17 \text{ м}^3$; полная площадь стен топки – $F_{\text{СТ}} = 32 \text{ м}^2$; температура дымовых газов за топкой – $\vartheta_{3T} = 1200 \text{ °C}$; коэффициент избытка воздуха – $\alpha = 1,2$; топливо – остаточный мазут RMG-700; давление в топке $p = 0,105$ МПа; объемная доля трехатомных газов – $r_{\text{Ro}_2} = 0,123$; объемная доля водяных паров – $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,103$.

Решение. Для решения используем уравнения (3.37) и (3.38). Находим эффективную толщину слоя пламени:

$$S = 3,6 \cdot \frac{17}{32} = 1,912 \text{ м.}$$

Далее определяем коэффициент ослабления лучей трехатомными газами:

$$K_1 = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot 0,103}{\sqrt{(0,103 + 0,123) \cdot 0,105 \cdot 1,912}} - 1,02 \right) \times \\ \times \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1200 + 273}{1000} \right) \cdot (0,103 + 0,123) = 1,339.$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами:

$$K_2 = 0,306 \cdot (2 - 1,2) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1200 + 273}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{87}{10,3} = 3,839.$$

Степень черноты факела: $a_\phi = 1 - e^{-(1,339 + 3,869) \cdot 0,105 \cdot 1,912} = 0,6465$

$$a_r = \frac{0,6465}{0,68 \cdot 0,6465 + 0,32} = 0,8511.$$

Степень черноты топки:

Пример 3.18. Определить коэффициент теплопередачи в испарительном пучке, если коэффициент теплоотдачи от газового потока к стенке $\alpha_1 = 27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коэффициент теплоотдачи от стенки трубы испарительного пучка к пароводяной смеси в трубе $\alpha_2 = 5750 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; толщина слоя накипи на внутренней поверхности трубы $\delta_H = 0,1 \text{ мм}$; толщина слоя сажи на наружной поверхности трубы $\delta_C = 0,5 \text{ мм}$; толщина стенки трубы $\delta_{\text{ТР}} = 2,5 \text{ мм}$. Теплопроводностью материалов задаться. Оценить влияние составляющих выражения для расчета коэффициента теплопередачи и определить относительную погрешность в случае не учета тех или иных составляющих.

Решение. Искомый коэффициент определяется по формуле (3.46). Принимаем коэффициенты теплопроводности для накипи $\lambda_H = 1,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для сажи $\lambda_C = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; для металла трубы $\lambda_M = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Тогда выражение (3.46) приобретает вид

$$k = \frac{1}{\frac{1}{27} + \frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{1,0} + \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,10} + \frac{1}{5750}} =$$

$$= \frac{1}{0,0370 + 0,0001 + 0,00005 + 0,005 + 0,000174} = 23,6066$$

Если не учитывать пятое слагаемое в знаменателе, имеем $k_1 = 23,704$. В

этом случае относительная погрешность: $\delta_1 = \frac{|23,6066 - 23,704|}{23,6066} = 0,00412$,

или 0,4 %.

Если не учитывать второе, третье и пятое слагаемое (накипь, собственно стенку металла трубы, теплоотдачу от стенки к пароводяной смеси) получим $k_2 = 23,7885$ и погрешность составит

$$\delta_2 = \frac{|23,6066 - 23,7885|}{23,6066} = 0,00771; \text{ или } \sim 0,8 \, \%.$$

Если не учитывать только влияние сажи, получаем $k_3 = 26,7659$ и погрешность составит $\delta_2 = \frac{|23,6066 - 26,7659|}{23,6066} = 0,13383$, или более 13 %. Та-

ким образом влияние сажи на коэффициент теплопередачи значителен, и его необходимо учитывать. Поэтому уравнение (3.46) при расчете различных конвективных поверхностей нагрева котла упрощается, а учет сажи заменяется статистическим коэффициентом загрязнения, зависящим от скорости потока дымовых газов.

Пример 3.19. Оценить поверхность нагрева испарительного пучка парового котла, в котором вырабатывается 4 т/ч насыщенного пара давлением 0,7 МПа. Коэффициент теплопередачи в пучке $k = 40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; температурный напор $\Delta t = 600 \text{ }^\circ\text{C}$; температура питательной воды $70 \text{ }^\circ\text{C}$. Тепловые мощности топki и испарительного пучка равны по величине.

Решение. Для определения площади поверхности испарительного пучка воспользуемся уравнением (3.42). Для определения тепловой мощности котла используем уравнение (3.44). Таким образом, энтальпия насыщенного пара для заданного давления: $h_{\text{ВЫХ}} = 2763 \text{ кДж/кг}$; энтальпия питательной воды при температуре 70°C : $h_{\text{ВХ}} = 294 \text{ кДж/кг}$.

$$\text{Тогда тепловая мощность котла: } Q_K = \frac{4 \cdot 1000}{3600} \cdot (2763 - 294) = 2743 \text{ кВт.}$$

По заданию мощности топki и испарительного пучка равны, поэтому мощность испарительного пучка $Q_{\text{ИП}} = 0,5 \cdot Q_K$.

$$\text{Поверхность нагрева составит: } H = \frac{0,5 \cdot 2743 \cdot 1000}{(40 \cdot 600)} = 57,15 \text{ м}^2.$$

Пример 3.20. Определить паропроизводительность котла по пароперегревателю, если давление пара, идущего на потребитель $p = 2,2 \text{ МПа}$ при температуре $250 \text{ }^\circ\text{C}$; площадь поверхности нагрева пароперегревателя

$H_{\text{III}} = 150 \text{ м}^2$; коэффициент теплопередачи в пучке $k = 28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; температурный напор $\Delta t = 300 \text{ }^\circ\text{C}$;

Решение. Паропроизводительность котла определяем по уравнению теплового баланса по паровой стороне (3.44). Неизвестную мощность в выражении определяем из уравнения теплопередачи (3.42). Назначаем величину потерь по давлению в пароперегревателе – 9 %.

Мощность пароперегревателя $Q_{\text{III}} = 28 \cdot 150 \cdot 300 = 1260000 \text{ Вт} = 1260 \text{ кВт}$.

По справочным данным энтальпия насыщенного пара для принятого давления насыщенного пара $p_{\text{НАС}} = 0,91 \cdot 2,2 = 2,0 \text{ МПа}$: $h_{\text{ВХ}} = 2798 \text{ кДж/кг}$; энтальпия перегретого пара воды при температуре 70°C : $h_{\text{ВХ}} = 2894 \text{ кДж/кг}$.

В итоге паропроизводительность пучка и, соответственно котла в целом: $D = \frac{1260}{(2894 - 2798)} = 6,77 \text{ кг/с} = 6,77 \cdot \frac{3600}{1000} = 24,4 \text{ т/ч}$.

Пример 3.21. Определить температуру наружной поверхности трубы экрана в случае отсутствия загрязнений. Наружный диаметр трубы 45 мм, толщина стенки 3,5 мм. Плотность теплового потока в топке $q = 250 \text{ кВт/м}^2$. Рабочее давление в котле $p = 2,2 \text{ МПа}$. Остальные параметры назначить. Оценить температуру наружной поверхности трубы при наличии отложений накипи толщиной 1,0 мм.

Решение. Искомую температуру для незагрязненного экрана определяем по формуле (3.52). Термическое сопротивление передачи теплоты от стенки к нагреваемой среде ($\frac{1}{\alpha_2}$) не учитываем. Для материала трубы принимаем значение коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{ТР}} = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. По давлению насыщенного пара определяем температуру насыщения:

$217 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент $\beta = \frac{45}{(45 - 2 \cdot 3,5)} = 1,184$. Таким образом, температура:

$$t_{CT}^{HAP} = 217 + 250 \cdot 10^3 \cdot \left(2 \cdot \frac{1,184}{1 + 1,184} \cdot \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{45} \right) = 237,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуру для загрязненного экрана определяем по формуле (3.53).

Для накипи принимаем значение коэффициента теплопроводности $\lambda_H = 2,0 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Тогда:

$$t_{CT}^{HAP} = 217 + 250 \cdot 10^3 \cdot \left(2 \cdot \frac{1,184}{1 + 1,184} \cdot \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1,0 \cdot 10^{-3}}{2,0} \right) = 363,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Разница температур чистой и загрязненной стенки составляет:

$$\Delta t = 363,1 - 237,1 = 125,0 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Пример 3.22. Определить температуру наружной поверхности змеевикового экономайзера с учетом наружных загрязнений. Скорость продуктов сгорания 6 м/с. Наружный диаметр трубы 22 мм, толщина стенки 2,0 мм. Остальные параметры назначить. Температура питательной воды 80 °С. Давление пара в пароводяном коллекторе – $p = 1,6 \text{ МПа}$.

Решение. Искомую температуру определяем из выражения (3.53). В уравнении не учитываем 2 и 4 слагаемые. Коэффициент загрязнений определяем по графику 3.4. Коэффициент загрязнений $\varepsilon = 0,0035(\text{м}^2\cdot\text{К})/\text{Вт}$. Температуру среды, т.е. температуру воды в экономайзере назначаем из условия недогрева до кипения на 30...50 °С. По таблицам определяем температуру насыщения: $t_s = 201,3 \text{ } ^\circ\text{C}$. Принимаем температуру воды на выходе из экономайзера $t_{ЭК} = 201,3 - (30...50) = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура воды в экономайзере: $t_{CP} = 0,5 \cdot (80 + 160) = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$. Коэффициент

$$\beta = \frac{22}{(22 - 2 \cdot 2,0)} = 1,184. \text{ В результате получаем:}$$

$$t_{CT}^{HAP} = 120 + 25 \cdot 10^3 \left(2 \cdot \frac{1,222}{1 + 1,222} \cdot \frac{2,0 \cdot 10^{-3}}{45} + 0,0035 \right) = 208,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Пример 3.23. Определить температуру дымовых газов за пароперегревателем ϑ_{III} , если температура газов на входе в пучок $\vartheta_{\text{ВХ}} = 620$ °С. Котел вырабатывает 25 тонн перегретого пара в час давлением $p = 2,6$ МПа и температурой $t_{\text{III}} = 320$ °С; расход топлива $b = 0,8$ кг/с; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,995$.

Решение. Для получения решения необходимо воспользоваться уравнением (3.43), в котором после получения энтальпии продуктов сгорания за пучком, по H - ϑ -диаграмме в табличном виде определяется искомая температура. Для этого необходимо знание мощности, которую находим из выражения (3.44).

Энтальпия перегретого пара на выходе из котла определяется по заданным температуре перегретого пара $t_{\text{III}} = 320$ °С и давлению $p = 2,6$ МПа – $h_{\text{ВЫХ}} = 3055$ кДж/кг.

Для определения энтальпии пара на входе в пароперегреватель (насыщенного) задаемся величиной сопротивления пароперегревателя – 8 %. Тогда давление в пароводяном коллекторе $p = 2,6 / 0,92 = 2,83$ МПа. По полученному давлению насыщения энтальпия насыщенного пара $h_{\text{ВХ}} = 2803$ кДж/кг. В итоге мощность пароперегревателя:

$$Q_{\text{III}} = 25 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot (3055 - 2803) = 1750 \text{ кВт.}$$

Далее согласно уравнению (3.43) по H - ϑ -диаграмме (таблица 1.11) $H_{\text{ВХ}} = 12056$ кДж/кг, тогда

$$H_{\text{ВЫХ}} = H_{\text{ВХ}} - \frac{Q_{\text{III}}}{\varphi \cdot b} = 12056 - \frac{1750}{0,995 \cdot 0,8} = 9856 \text{ кДж/кг.}$$

По H - ϑ -диаграмме (таблица 1.11) эта энтальпия соответствует температуре $\vartheta_{\text{ВХ}} = 515$ °С.

Пример 3.24. Определить тепловую мощность элементов котла КВ-2 при расходе топлива 0,8 кг/с. Известны температуры продуктов горения в характерных точках котла: теоретическая – $\vartheta_{\text{ТЕОР}} = 1940$ °С; за топкой –

$\vartheta_{3T} = 1060$ °С; за испарительным пучком – $\vartheta_{ИСП} = 540$ °С; за пароперегревателем – $\vartheta_{III} = 420$ °С; температура уходящих газов – $\vartheta_{ВП} = \vartheta_{УХ} = 320$ °С. Определить тепловую мощность элементов котла в абсолютных и относительных единицах. Использовать диаграмму энтальпия-температура, отраженную в таблице 1.11.

Решение. Решение получаем, используя уравнение (3.43). Задаемся коэффициентом сохранения теплоты – $\varphi = 0,995$ (потери в окружающую среду – $q_5=0,5$ %). По таблице 1.11 находим значения энтальпий продуктов сгорания для заданных температур: для $\vartheta_{ТЕОР} = 1940$ °С – $H_{ТЕОР} = 42488$ кДж/кг; для $\vartheta_{3T} = 1060$ °С – $H_{3T} = 21698$ кДж/кг; для $\vartheta_{ИСП} = 540$ °С – $H_{ИСП} = 10390$ кДж/кг; для $\vartheta_{III} = 420$ °С – $H_{III} = 7950$ кДж/кг; для $\vartheta_{УХ} = 320$ °С – $H_{УХ} = 5975$ кДж/кг.

На основании полученных энтальпий определяются мощности характерных элементов:

– топки: $Q_T = 0,995 \cdot 0,8 \cdot (42488 - 21698) = 16549$ кВт;

– конвективной части испарительного пучка:

$Q_{ИСП} = 0,995 \cdot 0,8 \cdot (21698 - 10390) = 9001$ кВт;

– пароперегревателя: $Q_{III} = 0,995 \cdot 0,8 \cdot (10390 - 7950) = 1942$ кВт;

– воздухоподогревателя: $Q_{ВП} = 0,995 \cdot 0,8 \cdot (7950 - 5975) = 1572$ кВт.

Если принять тепловую мощность топки за 100 %, то соотношение между тепловыми мощностями всех участков поверхности нагрева составит (в порядке принятой выше последовательности): 100 % – 54,4 % – 11,7 % – 9,5 %.

Пример 3.25. Оценить скорость входа воды в обогреваемую трубу действующего котла с естественной циркуляцией. Рассматриваемый котел - типа КАВ 4/7. При решении заменить реальную систему циркуляции простым однетрубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор – подъемная труба – пароводяной коллектор). Кратность циркуляции котла $K = 60$. Количество обогреваемых рядов (с экра-

ном) $z_2 = 13$, количество труб в ряду $z_1 = 32$. Трубы имеют наружный диаметр 29 мм и толщину стенки 2,5 мм. Паропроизводительность котла $D = 4$ т/ч. Рабочее давление в котле 0,7 МПа.

Решение. Решение получаем, используя зависимость (3.55). В начале определяем расход циркулирующей воды, который определяем по формуле $G_{ц} = K \cdot D_{п}$. $G_{ц} = 60 \cdot 4 = 240$ т/ч = 66,66 кг/с. В качестве площади проходного сечения рассматриваем суммарную площадь отверстий всех обогреваемых труб. Площадь отверстия одной трубы $\frac{\pi \cdot (d_{BH})^2}{4} = \frac{3,14}{4} \cdot \left(\frac{29 - 2 \cdot 2,5}{1000} \right)^2 = 0,0004521 \text{ м}^2$. Тогда $f_z = z_1 \cdot z_2 \cdot 0,0004521 = 13 \cdot 32 \cdot 0,0004521 = 0,188098 \text{ м}^2$. Плотность воды на входе определяем по таблицам [15] для параметров на линии насыщения: $\rho = 902,56 \text{ кг/м}^3$. В итоге получаем скорость воды:

$$\omega = \frac{66,66}{0,188098 \cdot 902,56} = 0,3929 \text{ м/с}.$$

Пример 3.26. Определить среднюю скорость пароводяной смеси в обогреваемой трубе действующего котла с естественной циркуляцией. Рассматриваемый котел – типа КАВ 6,3/7. Кратность циркуляции $K=50$. Паропроизводительность котла $D_{п} = 6,3$ т/ч. При решении заменить реальную систему циркуляции простым однетрубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор – подъемная труба – пароводяной коллектор). Рабочее давление в котле 0,7 МПа. Скорость входа воды в обогреваемую трубу котла $\omega = 0,5$ м/с.

Решение. Решение получаем, используя зависимость (3.56). Плотность рабочих сред определяем по таблицам [15] для кипящей воды $\rho' = 902,56 \text{ кг/м}^3$; для насыщенного пара $\rho'' = 3,666027 \text{ кг/м}^3$. Массовое расходное паросодержание определяем по формуле (3.57).

$$x = \frac{6,3}{6,3 + 50 \cdot 6,3} = 0,0196.$$

Искомая скорость пароводяной смеси:

$$\omega_{CM} = 0,5 \cdot \left(1 + \left(\frac{902,559}{3,666027} - 1\right) \cdot 0,0196\right) = 2,90 \text{ м/с.}$$

Пример 3.27. Оценить высоту экономайзерного участка обогреваемой трубы действующего котла с естественной циркуляцией. Рассматриваемый котел – типа КАВ 4/7. Тепловая мощность испарительной поверхности $Q = 2800$ кВт. При решении заменить реальную систему циркуляции простым однетрубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор — подъемная труба – пароводяной коллектор). Кратность циркуляции котла $K = 50$. Паропроизводительность котла $D = 4$ т/ч. Рабочее давление в котле $p = 0,7$ МПа. Температура питательной воды $t_{ПВ} = 60$ °С. Полная средняя высота обогреваемой трубы $H_{\Sigma} = 2,5$ м.

Решение. Решение получаем, используя зависимость (3.58). Недогрев воды в пароводяном коллекторе $\Delta h_{ПК}$ определяем по формуле (3.59), для чего по таблицам [15] получаем энтальпию кипящей воды при заданном давлении $p = 0,7$ МПа – $h' = 902,6$ кДж/кг; энтальпия питательной воды давлением $p = 0,7$ МПа и температуре $t_{ПВ} = 60$ °С – $h_{ПВ} = 251,7$ кДж/кг.

$$\Delta h_{ПК} = \frac{902,6 - 251,7}{50} = 13,08 \text{ кДж/кг.}$$

Обогреваемые опускные трубы в котле отсутствуют, поэтому $\Delta h_{ОП} = 0$. Приращение энтальпии воды при температуре насыщения вследствие их небольших величин – $\Delta h' / \Delta p$ не учитываем, поэтому последние слагаемые в числителе и знаменателе равны "0". Получаемая элементом тепловая мощность (в данном случае – для всего испарительного пучка) определяется выражением (3.44), для которого определена энтальпия насыщенного пара $h' = 2762,7$ кДж/кг, тогда мощность составляет

$$Q = \frac{4,0 \cdot 1000}{3600} \cdot (2762,7 - 251,7) = 2789 \text{ кВт.}$$

Расход циркулируемой воды $G_{Ц} = K \cdot D_K = 50 \cdot (4000/3600) = 55,55$ кг/с.

В итоге высота экономайзерного участка составит:

$$H_{\text{ЭК}} = \frac{13,8}{2789 / (2,5 \cdot 55,55)} = 0,65 \text{ м.}$$

Пример 3.28. Определить количество вводимого тринатрийфосфата и селитры в котел КВ-2 при вводе его в эксплуатацию после ремонта испарительного пучка. Масса котла без воды 55500 кг; масса котла с водой 65000 кг. Верхний предел фосфатного числа $\Phi_{\text{МАХ}} = 30$ мг/л. Необходимое нитратное число $H_{\text{НОР}} = 80$ мг/л. Жесткость питательной воды 0,3 мг/л. Концентрацией химикатов задаться.

Решение. Для решения используем выражения (3.60) и (3.61). Масса воды в котле $m_{\text{В}} = (65000 - 55500) = 9500$ кг = 9,5 т. Содержание тринатрийфосфата в продукте $A_{\text{Т}} = 50$ %; селитры $A_{\text{С}} = 50$ %. Тогда необходимо тринатрийфосфата и селитры:

$$T = \frac{100}{50} \cdot 9,5 \cdot (5,35 \cdot 30 + 16,1183 \cdot 0,3) = 3141,4 \text{ г} = 3,141 \text{ кг};$$

$$C = \frac{100}{50} \cdot 80 \cdot 9,5 = 1520 \text{ г} = 1,52 \text{ кг.}$$

Пример 3.29 Определить количество вводимого тринатрийфосфата и селитры в котел КАВ 4/7 при его эксплуатации. Масса воды в котле 1400 кг. Верхний пределы фосфатного числа $\Phi_{\text{МАХ}} = 30$ мг/л; нитратного $H_{\text{НОР}} = 80$ мг/л. Результаты анализа котловой воды $\Phi_{\text{ФАКТ}} = 10$ мг/л; $H_{\text{ФАКТ}} = 50$ мг/л. Концентрацией химикатов задаться.

Решение. Решение находим, используя выражения (3.62) и (3.63):

$$T = \frac{100}{60} \cdot \frac{1400}{1000} \cdot 5,35 \cdot (30 - 10) = 250 \text{ г} = 0,25 \text{ кг};$$

$$C = \frac{100}{60} \cdot \frac{1400}{1000} \cdot (80 - 50) = 70 \text{ г} = 0,07 \text{ кг.}$$

Пример 3.30. Определить толщину стенки трубы наружным диаметром 38 мм испарительного пучка котла с рабочим давлением 1,6 МПа. Материал и необходимые коэффициенты назначить.

Решение. Решение находим, используя выражение 3.64. По справочным таблицам [15] определяем температуру насыщения в котле $t_M = t_S = f(p) = f(1,6 \text{ МПа}) = 201 \text{ }^\circ\text{C}$. По таблице 3.4 определяем расчетную температуру стенки испарительного пучка $t_M + 50 = 201 + 50 = 251^\circ\text{C}$. На основании рисунков 3.4 и 3.5 назначаем материал труб – сталь углеродистую 10, для которой предел текучести $\sigma = 180 \text{ МПа}$. С учетом коэффициента запаса прочности для котельных труб $n = 1,7$ допускаемые напряжения, формула (3.64) $\sigma_{\text{доп}} = 180/1,7 = 105,9 \text{ МПа}$. В итоге искомая толщина стенки составит

$$\delta = \frac{38 \cdot 1,6}{2 \cdot 105,9 \cdot 1 + 1,6} = 0,28 \text{ мм.}$$

На основании рекомендации таблицы 3.5 назначаем толщину стенки трубы 3,0 мм. Тогда прибавка с составит: $s = 3,0 - 0,28 = 2,71 \text{ мм} > 1,0 \text{ мм}$.

Пример 3.31. Определить толщину стенки пароводяного коллектора наружным диаметром 1300 мм (отдельно для обечайки и трубной доски), параметры испарительного пучка: наружный диаметр труб $d_{\text{НАР}} = 29 \text{ мм}$; поперечный шаг $s_1 = 43 \text{ мм}$; продольный шаг $s_2 = 37 \text{ мм}$. Давление в котле 2,3 МПа. Материал и необходимые коэффициенты назначить.

Решение. Решение находим, используя выражение 3.64. По справочным таблицам [15] определяем температуру насыщения в котле $t_M = t_S = f(p) = f(2,3 \text{ МПа}) = 219 \text{ }^\circ\text{C}$. По таблице 3.4 определяем расчетную температуру стенки испарительного пучка $t_M + 30 = 219 + 30 = 249 \text{ }^\circ\text{C}$. На основании рисунков 3.4 и 3.5 назначаем материал труб – сталь углеродистую 10, для которой предел текучести $\sigma = 165 \text{ МПа}$. С учетом коэффициента запаса прочности для коллекторов $n = 1,7$ получаем допускаемые напряжения, формула (3.64) $\sigma_{\text{доп}} = 165/1,7 = 97,0 \text{ МПа}$.

Для обечайки коэффициент прочности для коллектора $\varphi = 1,0$. В итоге искомая толщина стенки составит:

$$\delta = \frac{1300 \cdot 2,3}{2 \cdot 97,0 \cdot 1 + 2,3} = 15,22 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки обечайки коллектора $\delta = 20$ мм. Прибавка к расчетному значению: $20 - 15,22 = 4,77$ мм, что более 1 мм.

Для трубной доски коэффициент прочности определяем по формуле (3.65), для чего по графику (3.7) находим поправочного коэффициента

$$k=f(s_1, s_2) = f\left(\frac{2 \cdot s_2}{s_1}\right) = f(2,324) = 1,43. \text{ Тогда коэффициент прочности для}$$

трубной доски:

$$\varphi = 1,43 \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{43}{2}\right)^2 + 37^2} - 29}{\sqrt{\left(\frac{43}{2}\right)^2 + 37^2}} = 0,46 .$$

В итоге искомая толщина стенки составит:

$$\delta = \frac{1300 \cdot 2,3}{2 \cdot 97,0 \cdot 0,46 + 2,3} = 32,58 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки обечайки коллектора $\delta = 35$ мм.

Прибавка к расчетному значению: $35 - 32,58 = 2,42$ мм, что более 1 мм.

4. ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЕ 1.1

Котел КВ-2 разводится на дистиллятном топливе, на номинальном используется остаточное топливо. Определить по формуле Менделеева низшую рабочую теплоту сгорания используемых топлив и сравнить между собой.

Вариант	Пусковое топливо	Основное топливо
	—	—
1	Ф5	M20
2	Ф12	M40
3	DMX	M100
4	DMA	RMD 80
5	Ф5	RME 180
6	Ф12	RMG 380
7	DMX	RMG 500
8	DMA	RMG 700
9	Ф5	M20
10	Ф12	M40
11	DMX	M100
12	DMA	RMD 80
13	Ф5	RME 180
14	Ф12	RMG 380
15	DMX	RMG 500
16	DMA	RMG 700
17	Ф5	M20
18	Ф12	M40
19	DMX	M100
20	DMA	RMD 80
21	Ф5	RME 180
22	Ф12	RMG 380
23	DMX	RMG 500
24	DMA	RMG 700
25	Ф5	M20
26	Ф12	M40
27	DMX	M100
28	DMA	RMD 80
29	Ф5	RME 180
30	Ф12	RMG 380

ЗАДАНИЕ 1.2

В паспорте котельного топлива, поступившего на судна указаны следующие характеристики: плотность (ρ), содержание серы (S), золы (A) и воды (W). Определить низшую теплоту сгорания топлива.

Вариант	Плотность, ρ кг/м ³	Содержание серы, S %	Содержание золы, A %	Содержание воды, W %
1	920	0,5	0,04	0,3
2	930	0,6	0,05	0,33
3	940	0,4	0,06	0,35
4	950	0,8	0,07	0,4
5	960	0,9	0,08	0,45
6	970	1,5	0,09	0,5
7	980	1,6	0,10	0,5
8	990	1,7	0,11	0,5
9	1000	1,8	0,12	0,5
10	1010	2,0	0,13	0,5
11	920	0,8	0,04	0,3
12	930	0,9	0,05	0,33
13	940	1,5	0,06	0,35
14	950	1,6	0,07	0,4
15	960	1,7	0,08	0,45
16	970	1,8	0,09	0,5
17	980	2,0	0,10	0,45
18	990	2,5	0,11	0,5
19	1000	3,0	0,12	0,4
20	1010	0,8	0,13	0,5
21	920	0,9	0,04	0,3
22	930	1,5	0,05	0,33
23	940	1,6	0,06	0,35
24	950	1,7	0,07	0,4
25	960	1,8	0,08	0,45
26	970	2,0	0,09	0,5
27	980	1,5	0,10	0,4
28	990	2,0	0,11	0,3
29	1000	2,5	0,12	0,5
30	1010	2,0	0,13	0,5

ЗАДАНИЕ 1.3

Топливная смесь остаточных сред, на которой работает котел Вагнер не имеет паспортных данных по элементарному составу. Известна сернистость S % и определена плотность топлива ρ_{15} кг/м³. Определить низшую теплоту сгорания топлива.

Вариант	Сернистость топлива, S %	Определенная плотность топлива, ρ_{15} кг/м ³
1	0,5	840
2	0,75	860
3	1,0	880
4	1,25	900
5	1,5	920
6	1,75	940
7	2,0	960
8	2,25	980
9	2,5	1000
10	2,75	1020
11	3,0	840
12	3,25	860
13	3,5	880
14	0,5	900
15	0,75	920
16	1,0	940
17	1,25	960
18	1,5	980
19	1,75	1000
20	2,0	1020
21	2,25	840
22	2,5	860
23	2,75	880
24	3,0	900
25	3,25	920
26	3,5	940
27	0,5	960
28	0,75	980
29	1,0	1000
30	1,25	1020

ЗАДАНИЕ 1.4

При определении теплоты сгорания топлива ареометром была определена плотность тяжелого топлива – ρ_{AP} . Температура топлива при анализе – t_T . Помощью ГОСТ 54299–2010 (ИСО 8217:2010). "Топлива судовые. Технические условия" определить плотность топлива при 15 °С.

Вариант	Плотность, полученная ареометром, ρ кг/м ³	Температура топлива при замере плотности, t_{AP} °C
1	820	68
2	830	69
3	840	70
4	850	71
5	860	72
6	870	73
7	880	74
8	890	75
9	900	76
10	910	77
11	920	78
12	820	79
13	830	80
14	840	68
15	850	69
16	860	70
17	870	71
18	880	72
19	890	73
20	900	74
21	910	75
22	920	76
23	820	77
24	830	78
25	840	79
26	850	80
27	860	68
28	870	69
29	880	70
30	890	71

ЗАДАНИЕ 1.5

Назначить температуру допустимый диапазон подогрева топлива при подаче на форсунку. Марка топлива указана в таблице.

Вариант	Марка топлива
	—
1	M20
2	M40
3	M100
4	Φ5
5	Φ12
6	DMX
7	DMA
8	DMZ
9	DMB
10	RMA 10
11	RMB 30
12	RMD 80
13	RME 180
14	RMG 380
15	RMG 500
16	RMG 700
17	M20
18	M40
19	M100
20	Φ5
21	Φ12
22	DMX
23	DMA
24	DMZ
25	DMB
26	RMA 10
27	RMB 30
28	RMD 80
29	RME 180
30	RMG 380

ЗАДАНИЕ 1.6

Определить теоретическое количество сухого воздуха V^0 , необходимое для полного сгорания 1 кг топлива. Марка топлива указана в таблице.

Вариант	Марка топлива
	—
1	M20
2	M40
3	M100
4	Φ5
5	Φ12
6	DMX
7	DMA
8	DMZ
9	DMB
10	RMA 10
11	RMB 30
12	RMD 80
13	RME 180
14	RMG 380
15	RMG 500
16	RMG 700
17	M20
18	M40
19	M100
20	Φ5
21	Φ12
22	DMX
23	DMA
24	DMZ
25	DMB
26	RMA 10
27	RMB 30
28	RMD 80
29	RME 180
30	RMG 380

ЗАДАНИЕ 1.7

Котел КАВ6,3/7 работает. Коэффициент избытка воздуха – α . Температура воздуха забираемого вентилятором для работы котла – t_B . Относительная влажность воздуха – x %. Определить объем продуктов полного сгорания топлива.

Вариант	Марка топлива	Коэффициент избытка воздуха, α	Температура воздуха, t_B	Относительная влажность, x
	–	–	°C	%
1	M20	1,18	10	40
2	M40	1,19	15	45
3	M100	1,20	20	50
4	Φ5	1,21	25	55
5	Φ12	1,22	30	60
6	DMX	1,23	35	40
7	DMA	1,24	10	45
8	DMZ	1,13	15	50
9	DMB	1,14	20	55
10	RMA 10	1,15	25	60
11	RMB 30	1,15	30	40
12	RMD 80	1,16	35	45
13	RME 180	1,17	10	50
14	RMG 380	1,18	15	55
15	RMG 500	1,19	20	60
16	RMG 700	1,20	25	40
17	M20	1,21	30	45
18	M40	1,22	35	50
19	M100	1,23	10	55
20	Φ5	1,24	15	60
21	Φ12	1,13	20	40
22	DMX	1,14	25	45
23	DMA	1,15	30	50
24	DMZ	1,15	35	55
25	DMB	1,16	10	60
26	RMA 10	1,17	15	40
27	RMB 30	1,18	20	45
28	RMD 80	1,19	25	50
29	RME 180	1,20	30	55
30	RMG 380	1,21	35	60

ЗАДАНИЕ 1.8

Определить подачу вентилятора действующего котла КАВ 1,6/7. Расход топлива – b , коэффициент избытка воздуха – α . Температура окружающего воздуха t_B . Теплота сгорания топлива Q_H^P , влагосодержание топлива W . Влажностью воздуха задаться.

Вариант	Расход топлива, b	Коэффициент избытка воздуха, α	Температура воздуха, t_B	Теплота сгорания топлива, Q_H^P	Влагосодержание топлива, W
	кг/с	—	°С	кДж/кг	%
1	0,030	1,18	30	39950	0,75
2	0,032	1,19	35	39800	1,0
3	0,034	1,20	40	39850	1,25
4	0,036	1,21	45	40000	1,5
5	0,038	1,22	30	40050	1,75
6	0,040	1,23	35	40100	0,5
7	0,042	1,24	40	40150	0,75
8	0,044	1,13	45	39950	1,0
9	0,046	1,14	30	39800	1,25
10	0,048	1,15	35	39850	1,5
11	0,050	1,15	40	40000	1,75
12	0,030	1,16	45	40050	0,5
13	0,032	1,17	30	40100	0,75
14	0,034	1,18	35	40150	1,0
15	0,036	1,19	40	39950	1,25
16	0,038	1,20	45	39800	1,5
17	0,040	1,21	30	39850	1,75
18	0,042	1,22	35	40000	0,5
19	0,044	1,23	40	40050	0,75
20	0,046	1,24	45	40100	1,0
21	0,048	1,13	30	40150	1,25
22	0,050	1,14	35	39950	1,5
23	0,030	1,15	40	39800	1,75
24	0,032	1,15	45	39850	0,5
25	0,034	1,16	30	40000	0,75
26	0,036	1,17	35	40050	1,0
27	0,038	1,18	40	40100	1,25
28	0,040	1,19	45	40150	1,5
29	0,042	1,20	30	39950	1,75
30	0,044	1,21	35	39800	0,5

ЗАДАНИЕ 1.9

Определить коэффициент избытка воздуха котла, работающего на частичных режимах. Паропроизводительность котла – $(D_i/D_{\text{НОМ}})_1$ и $(D_i/D_{\text{НОМ}})_2$ от номинальной. Содержание дымовых газов (по свободному кислороду и трехатомным газам) принять на основании рисунка 6.

Вариант	$(D_i/D_{\text{НОМ}})_1 \cdot 100\%$	$(D_i/D_{\text{НОМ}})_2 \cdot 100\%$
	–	–
1	100	62
2	96	58
3	92	54
4	88	50
5	84	46
6	80	42
7	76	38
8	72	34
9	68	30
10	64	62
11	60	58
12	100	54
13	96	50
14	92	46
15	88	42
16	84	38
17	80	34
18	76	30
19	72	62
20	68	58
21	64	54
22	60	50
23	100	46
24	96	42
25	92	38
26	88	34
27	84	30
28	80	62
29	76	58
30	72	54

ЗАДАНИЕ 1.10

В результате модернизации котла КАВ 4/7 температура уходящих газов за экономайзером составила ϑ_{yx} . Обосновать отсутствие (наличие) низкотемпературной коррозии на хвостовой поверхности котла. Котел работает на топливе марки "Т" с коэффициентом избытка воздуха – α .

Вариант	Температура уходящих газов, ϑ_{yx}	Топливо "Т"	Коэффициент избытка воздуха, α
	°C	–	–
1	155	M200	1,18
2	160	M40	1,19
3	165	M100	1,20
4	170	Φ5	1,21
5	175	Φ12	1,22
6	178	DMX	1,23
7	190	DMA	1,24
8	200	DMZ	1,13
9	155	DMB	1,14
10	160	RMA 10	1,15
11	165	RMB 30	1,15
12	170	RMD 80	1,16
13	175	RME 180	1,17
14	178	RMG 380	1,18
15	190	RMG 500	1,19
16	200	RMG 700	1,20
17	155	M20	1,21
18	160	M40	1,22
19	165	M100	1,23
20	170	Φ5	1,24
21	175	Φ12	1,13
22	178	DMX	1,14
23	190	DMA	1,15
24	200	DMZ	1,15
25	155	DMB	1,16
26	160	RMA 10	1,17
27	165	RMB 30	1,18
28	170	RMD 80	1,19
29	175	RME 180	1,20
30	178	RMG 380	1,21

ЗАДАНИЕ 1.11

По табличной и графической зависимостям энтальпии дымовых газов от температуры действующего котла КАВ 4/7 (таблица 1.10 и рисунок 1.7) определить энтальпию газов на выходе из топки, если температура газов $\vartheta_{\text{зт}}$.

Вариант	Температура дымовых газов за топкой
	°C
1	850
2	860
3	870
4	880
5	890
6	900
7	910
8	920
9	930
10	940
11	950
12	960
13	970
14	980
15	990
16	990
17	1000
18	850
19	860
20	870
21	880
22	890
23	900
24	910
25	920
26	930
27	940
28	950
29	960
30	970

ЗАДАНИЕ 1.12

В результате теплового расчета судового котла КВ-2 энтальпия продуктов сгорания за испарительным пучком составила – $\vartheta_{\text{ип}}$ кДж/кг. По табличной зависимости (таблица 1.10) $H_{\text{г}} = f(\vartheta)$ определить температуру дымовых газов за пучком с точностью ± 1 °С.

Вариант	Энтальпия продуктов сгорания за испарительным пучком
	кДж/кг
1	14500
2	14550
3	14600
4	14650
5	14700
6	14750
7	14800
8	14850
9	14900
10	14950
11	15000
12	15050
13	15100
14	15150
15	15200
16	15250
17	15300
18	15350
19	15400
20	15450
21	14850
22	14900
23	14950
24	15000
25	15050
26	15100
27	15150
28	15200
29	15250
30	14850

ЗАДАНИЕ 1.13

Котел КАВ 4/7 выдает на потребителя $D_{т/ч}$ насыщенного пара. Рабочее давление котла p_K МПа. Температура питательной воды $t_{ПВ}$ °С. Определить тепловую мощность котла.

Вариант	Паропроизводительность, D	Рабочее давление котла, p_K	Температура питательной воды, $t_{ПВ}$
	т/ч	МПа	°С
1	3,0	0,65	50
2	3,2	0,7	55
3	3,4	0,75	60
4	3,6	0,8	65
5	,08	0,65	70
6	4,0	0,7	75
7	4,2	0,75	80
8	4,4	0,8	85
9	3,0	0,65	50
10	3,2	0,7	55
11	3,4	0,75	60
12	3,6	0,8	65
13	,08	0,65	70
14	4,0	0,7	75
15	4,2	0,75	80
16	4,4	0,8	85
17	3,0	0,65	50
18	3,2	0,7	55
19	3,4	0,75	60
20	3,6	0,8	65
21	,08	0,65	70
22	4,0	0,7	75
23	4,2	0,75	80
24	4,4	0,8	85
25	3,0	0,65	50
26	3,2	0,7	55
27	3,4	0,75	60
28	3,6	0,8	65
29	3,8	0,65	70
30	4,0	0,7	75

ЗАДАНИЕ 1.14

Котел водогрейный КОАВ-63 работает на мощности Q_K кВт. Определить расход воды на котле (G_K), если давление в котле p_K МПа, температура воды на входе в котел t_{BX} °С, температура воды на выходе t_{BIX} °С.

Вариант	Мощность котла, Q_K	Рабочее давление котла, p_K	Температура питательной воды, $t_{ПВ}$	Температура воды на выходе, t_{BIX}
	кВт	МПа	°С	
1	50	0,12	50	80
2	55	0,13	55	85
3	60	0,14	60	85
4	65	0,8	65	90
5	70	0,12	70	95
6	75	0,13	75	80
7	50	0,14	80	85
8	55	0,12	80	85
9	60	0,13	50	90
10	65	0,14	55	95
11	70	0,12	60	80
12	75	0,13	65	85
13	50	0,14	70	85
14	55	0,12	75	90
15	60	0,13	80	95
16	65	0,14	65	80
17	70	0,12	50	85
18	75	0,13	55	85
19	50	0,14	60	90
20	55	0,12	65	95
21	60	0,13	70	80
22	65	0,14	75	85
23	70	0,12	80	85
24	75	0,13	65	90
25	50	0,14	50	95
26	55	0,12	55	80
27	60	0,13	60	85
28	65	0,14	65	85
29	70	0,12	70	90
30	75	0,13	75	95

ЗАДАНИЕ 1.15

В пароперегреватель судового вспомогательного котла КВ-2 поступает насыщенный пар в количестве 26 т/ч. Определить мощность пароперегревателя, если давление в котле 1,85 МПа, гидродинамические сопротивления пароперегревателя – 9 %. Температура перегретого пара – 240 °С.

Вариант	Паропроизводительность, D	Рабочее давление котла, p_K	Температура перегретого пара, t_{III}	Потери в ПП,
	т/ч	МПа	°С	%
1	24,0	1,6	220	6
2	24,5	1,65	225	7
3	25,0	1,7	230	8
4	25,5	1,75	235	9
5	26,0	1,8	240	10
6	26,5	1,85	220	6
7	24,0	1,9	225	7
8	24,5	1,6	230	8
9	25,0	1,65	235	9
10	25,5	1,7	240	10
11	26,0	1,75	220	6
12	26,5	1,8	225	7
13	24,0	1,85	230	8
14	24,5	1,9	235	9
15	25,0	1,6	240	10
16	25,5	1,65	220	6
17	26,0	1,7	225	7
18	26,5	1,75	230	8
19	24,0	1,8	235	9
20	24,5	1,85	240	10
21	25,0	1,9	220	6
22	25,5	1,6	225	7
23	26,0	1,65	230	8
24	26,5	1,7	235	9
25	24,0	1,75	240	10
26	24,5	1,8	220	6
27	25,0	1,85	225	7
28	25,5	1,9	230	8
29	26,0	1,6	235	9
30	26,5	1,65	240	10

ЗАДАНИЕ 1.16

Определить мощность термомасляного котла MISSION™ TFO, в котором в качестве теплоносителя применяется минеральное масло Neutron H. Расход термосмасла G кг/с. Температура масла на входе $162\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе $185\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вариант	Расход теплоносителя, G кг/с	Температура масла на входе, t_{BX} $^{\circ}\text{C}$	Температура масла на выходе, $t_{ВЫХ}$ $^{\circ}\text{C}$
1	8,3	158	180
2	8,5	159	181
3	8,7	160	183
4	8,9	161	185
5	9,1	162	190
6	9,3	163	190
7	9,5	164	188
8	9,7	165	185
9	9,9	166	189
10	8,3	167	187
11	8,5	158	179
12	8,7	159	180
13	8,9	160	181
14	9,1	161	183
15	9,3	162	185
16	9,5	163	190
17	9,7	164	190
18	9,9	165	188
19	8,3	166	185
20	8,5	167	189
21	8,7	158	187
22	8,9	159	179
23	9,1	160	180
24	9,3	161	181
25	9,5	162	183
26	9,7	163	185
27	9,9	164	190
28	8,3	165	190
29	8,5	166	188
30	8,7	167	185

ЗАДАНИЕ 1.17

Определить температуру рабочей среды на выходе из термомасляного котла MISSION™ TFO, в котором в качестве теплоносителя применяется минеральное масло Neutron H. Тепловая мощность котла – Q_K кВт. Расход масла через котел – G кг/с. Температура масла на входе в котел – t_{BX} °С.

Вариант	Расход теплоносителя, G кг/с	Температура масла на входе, t_{BX} °С	Тепловая мощность котла, Q_K кВт
1	9,0	158	800
2	9,2	159	820
3	9,4	160	840
4	9,6	161	860
5	10,0	162	880
6	10,2	163	900
7	10,4	164	920
8	10,6	165	940
9	9,0	166	960
10	9,2	167	980
11	9,4	158	1000
12	9,6	159	870
13	10,0	160	800
14	10,2	161	820
15	10,4	162	840
16	10,6	163	860
17	9,0	164	880
18	9,2	165	900
19	9,4	166	920
20	9,6	167	940
21	10,0	158	960
22	10,2	159	980
23	10,4	160	1000
24	10,6	161	950
25	9,0	162	800
26	9,2	163	820
27	9,4	164	840
28	9,6	165	860
29	10,0	166	880
30	10,2	167	900

ЗАДАНИЕ 1.18

Тепловая мощность термомасляного котла MISSION™ TFO – Q_K кВт.
Теплоноситель – термомасло Terminol-66. Температура масла на выходе из котла – $t_{ВЫХ}$ °С, на входе – $t_{ВХ}$ °С. Определить среднюю скорость движения термомасла через котел, если поверхность нагрева котла представляет собой трехзаходную спираль из стальной бесшовной трубы наружным диаметром – $d_{ТР}$ мм и толщиной стенки – ϑ мм.

Вариант	Тепловая мощность котла, Q_K	Температура масла на входе, $t_{ВХ}$	Температура масла на выходе, $t_{ВЫХ}$	Диаметр трубы, $d_{ТР}$	Толщина стенки, ϑ
	кВт	°С	°С	мм	мм
1	900	175	200	35	3,0
2	950	180	200	40	3,0
3	1000	185	200	45	3,5
4	1050	190	210	50	3,5
5	1100	195	215	55	3,5
6	1150	175	210	60	4,0
7	900	180	200	35	3,0
8	950	185	200	40	3,0
9	1000	190	200	45	3,5
10	1050	195	210	50	3,5
11	1100	175	215	55	3,5
12	1150	180	210	60	4,0
13	900	185	200	35	3,0
14	950	190	200	40	3,5
15	1000	195	200	45	3,5
16	1050	175	210	50	3,5
17	1100	180	215	55	4,0
18	1150	185	210	60	5,0
19	900	190	200	35	3,5
20	950	195	200	40	4,0
21	1000	175	200	45	3,0
22	1050	180	210	50	3,5
23	1100	185	215	55	3,5
24	1150	190	210	60	3,5
25	900	195	200	35	4,0
26	950	175	200	40	5,0
27	1000	180	200	45	3,5
28	1050	185	210	50	4,0
29	1100	190	215	55	3,0
30	1150	195	210	60	3,5

ЗАДАНИЕ 2.1

Определить расход пара на топливоподогреватель перед подачей топлива на форсунку. Используемое топливо (по таблице). Расход топлива – b . Температура топлива на входе в подогреватель – t_{BX} °С. В подогреватель поступает отработанный насыщенный пар давлением p_1 МПа, выходит давлением p_2 МПа. Потерями пренебречь. По результатам расчета определить средний логарифмический температурный напор.

Вариант	Марка топлива	Расход топлива, b	Температура топлива на входе, t_{BX}	Давление пара на входе, p_1	Давление пара на выходе, p_2
	–	кг/с	°С	МПа	МПа
1	M40	0,30	65	0,60	0,25
2	M100	0,35	66	0,55	0,20
3	RMD 80	0,40	67	0,50	0,15
4	RME 180	0,45	68	0,60	0,25
5	RMG 380	0,50	69	0,55	0,20
6	RMG 500	0,55	70	0,50	0,15
7	RMG 700	0,60	71	0,60	0,25
8	M40	0,65	72	0,55	0,20
9	M100	0,70	65	0,50	0,15
10	RMD 80	0,30	66	0,60	0,25
11	RME 180	0,35	67	0,55	0,20
12	RMG 380	0,40	68	0,50	0,15
13	RMG 500	0,45	69	0,60	0,25
14	RMG 700	0,50	70	0,55	0,20
15	M40	0,55	71	0,50	0,15
16	M100	0,60	72	0,60	0,25
17	RMD 80	0,65	65	0,55	0,20
18	RME 180	0,70	66	0,50	0,15
19	RMG 380	0,30	67	0,60	0,25
20	RMG 500	0,35	68	0,55	0,20
21	RMG 700	0,40	69	0,50	0,15
22	M40	0,45	70	0,60	0,25
23	M100	0,50	71	0,55	0,20
24	RMD 80	0,55	72	0,50	0,15
25	RME 180	0,60	65	0,60	0,25
26	RMG 380	0,65	66	0,55	0,20
27	RMG 500	0,70	67	0,50	0,15
28	RMG 700	0,30	68	0,60	0,25
29	M40	0,35	69	0,55	0,20
30	M100	0,40	70	0,50	0,15

ЗАДАНИЕ 2.2

Определить температуру подогрева воздуха во внешнем паровом воздухоподогревателе (ВП). Расходом D т/ч на ВП подается перегретый пар температурой $t_{III}^{\circ}\text{C}$. От ВП пар выходит с температурой $t_{ВЫХ}^{\circ}\text{C}$. Среднее давление пара в теплообменнике p_{II} МПа. Котел работает на мазуте (из таблицы). Расход топлива b кг/с. Коэффициент избытка воздуха α . Температура воздуха на входе в подогреватель $t_B^{\circ}\text{C}$. Потери не учитывать. По результатам расчета определить средний температурный напор.

Вариант	Марка топлива	Расход топлива, b	Температура пара на входе, t_{III}	Температура пара на выходе, $t_{ВЫХ}$
	—	кг/с	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
1	M20	0,30	300	250
2	M40	0,35	305	255
3	M100	0,40	310	265
4	Φ5	0,45	315	270
5	Φ12	0,50	320	250
6	DMX	0,55	325	255
7	DMA	0,60	330	265
8	DMZ	0,65	300	270
9	DMB	0,70	305	250
10	RMA 10	0,30	310	255
11	RMB 30	0,35	315	265
12	RMD 80	0,40	320	270
13	RME 180	0,45	325	250
14	RMG 380	0,50	330	255
15	RMG 500	0,55	300	265
16	RMG 700	0,60	305	270
17	M20	0,65	310	250
18	M40	0,70	315	255
19	M100	0,30	320	265
20	Φ5	0,35	325	270
21	Φ12	0,40	330	250
22	DMX	0,45	300	255
23	DMA	0,50	305	265
24	DMZ	0,55	310	270
25	DMB	0,60	315	250
26	RMA 10	0,65	320	255
27	RMB 30	0,70	325	265
28	RMD 80	0,30	330	270
29	RME 180	0,35	300	250
30	RMG 380	0,40	305	255

Продолжение таблицы с исходными данными задания 2.2

Вариант	Среднее давление пара, $p_{\text{п}}$	Коэффициент избытка воздуха, α	Температура воздуха на входе в подогреватель, t_B	Расход пара, D
	МПа	—	°C	т/ч
1	1,40	1,12	30	10
2	1,45	1,13	35	11
3	1,50	1,14	40	12
4	1,55	1,15	45	13
5	1,60	1,16	50	14
6	1,65	1,17	30	15
7	1,40	1,18	35	16
8	1,45	1,19	40	10
9	1,50	1,20	45	11
10	1,55	1,12	50	12
11	1,60	1,13	30	13
12	1,65	1,14	35	14
13	1,40	1,15	40	15
14	1,45	1,16	45	16
15	1,50	1,17	50	10
16	1,55	1,18	30	11
17	1,60	1,19	35	12
18	1,65	1,20	40	13
19	1,40	1,12	45	14
20	1,45	1,13	50	15
21	1,50	1,14	30	16
22	1,55	1,15	35	10
23	1,60	1,16	40	11
24	1,65	1,17	45	12
25	1,40	1,18	50	13
26	1,45	1,19	30	14
27	1,50	1,20	35	15
28	1,55	1,12	40	16
29	1,60	1,13	45	10
30	1,65	1,14	50	11

ЗАДАНИЕ 2.3

Для подогрева грузового танка необходим паровой змеевик длиной 500 м. Определить эффективную длину греющего змеевика и его компоновку для грузового танка танкера, если давление пара на входе в змеевик $p_{\text{ВХ}}$ МПа, на выходе $p_{\text{ВЫХ}}$ МПа; средний коэффициент трения потока пара в металлическом змеевике – ξ ; температура пограничного слоя потока пара – $t_{\text{СЛ}}$ °С; средняя температура подогреваемой среды – $t_{\text{ГР}}$ °С.

Вариант	Давление пара на входе, $p_{\text{ВХ}}$	Давление пара на выходе, $p_{\text{ВЫХ}}$	Коэффициент трения, ξ	Температура пограничного слоя, $t_{\text{СЛ}}$	Температура подогреваемого груза, $t_{\text{ГР}}$
	МПа	МПа	°С	°С	°С
1	0,50	0,1	0,016	95	35
2	0,55	0,11	0,017	94	36
3	0,60	0,12	0,018	93	37
4	0,65	0,13	0,019	92	38
5	0,70	0,1	0,016	91	39
6	0,75	0,11	0,017	90	40
7	0,80	0,12	0,018	95	41
8	0,50	0,13	0,019	94	42
9	0,55	0,1	0,016	93	35
10	0,60	0,11	0,017	92	36
11	0,65	0,12	0,018	91	37
12	0,70	0,13	0,019	90	38
13	0,75	0,1	0,016	95	39
14	0,80	0,11	0,017	94	40
15	0,50	0,12	0,018	93	41
16	0,55	0,13	0,019	92	42
17	0,60	0,1	0,016	91	35
18	0,65	0,11	0,017	90	36
19	0,70	0,12	0,018	95	37
20	0,75	0,13	0,019	94	38
21	0,80	0,1	0,016	93	39
22	0,50	0,11	0,017	92	40
23	0,55	0,12	0,018	91	41
24	0,60	0,13	0,019	90	42
25	0,65	0,1	0,016	95	35
26	0,70	0,11	0,017	94	36
27	0,75	0,12	0,018	93	37
28	0,80	0,13	0,019	92	38
29	0,50	0,1	0,016	91	39
30	0,55	0,11	0,017	90	40

ЗАДАНИЕ 2.4

Оценить необходимую паропроизводительность котлов танкера можно дедвейтом – D_W т судна.

Вариант	Дедвейт судна
	т
1	10000
2	20000
3	30000
4	40000
5	50000
6	60000
7	70000
8	80000
9	90000
10	100000
11	110000
12	120000
13	130000
14	140000
15	150000
16	160000
17	170000
18	180000
19	40000
20	50000
21	60000
22	70000
23	80000
24	90000
25	100000
26	110000
27	120000
28	130000
29	40000
30	50000

ЗАДАНИЕ 2.5

Определить температуру рабочей среды на выходе из термомасляного котла MISSION™ TFO, в котором в качестве теплоносителя применяется минеральное масло Neutron H. Тепловая мощность котла – Q_K кВт. Расход масла через котел – G кг/с. Температура масла на входе в котел – t_{BX} °С.

Вариант	Дедвейт судна, D_w	Минимальное время подогрева, T_{MIN}	Максимальное время подогрева, T_{MAX}
	т	часы	часы
1	5000	12	36
2	15000	24	48
3	20000	36	72
4	25000	36	48
5	40000	48	72
6	80000	60	120
7	100000	72	108
8	5000	24	48
9	15000	36	60
10	20000	48	84
11	25000	48	72
12	40000	60	108
13	80000	72	120
14	100000	84	120
15	5000	12	24
16	15000	24	72
17	20000	36	96
18	25000	36	72
19	40000	48	96
20	80000	60	96
21	100000	72	108
22	5000	24	60
23	15000	36	84
24	20000	48	96
25	25000	48	96
26	40000	60	120
27	80000	72	108
28	100000	84	120
29	5000	12	72
30	15000	24	96

ЗАДАНИЕ 2.6

Определить мощность питательного насоса судового парового котла паропроизводительностью – D т/ч; давлением пара, идущего на потребитель – $p_{\text{пот}}$ МПа, наличие пароперегревателя – в таблице, наличие экономайзера – в таблице. Сетевые потери не учитывать. Скорость движения рабочей жидкости в питательной системе – 5 м/с. Коэффициент местного сопротивления в клапане – 4. Коэффициент полезного действия 0,82.

Вариант	Паропроизводительность, D	Давление пара, $p_{\text{пот}}$	Наличие пароперегревателя	Наличие экономайзера
	т/ч	МПа	часы	
1	10	1,6	нет	нет
2	15	2,8	да	да
3	20	3,2	нет	нет
4	25	3,6	да	да
5	30	1,6	нет	нет
6	35	2,8	да	да
7	40	3,2	да	нет
8	45	3,6	да	да
9	50	1,6	нет	нет
10	10	2,8	да	да
11	15	3,2	нет	нет
12	20	3,6	да	да
13	25	1,6	да	нет
14	30	2,8	да	да
15	35	3,2	нет	нет
16	40	3,6	да	да
17	45	1,6	да	нет
18	50	2,8	да	да
19	10	3,2	нет	нет
20	15	3,6	да	да
21	20	1,6	да	нет
22	25	2,8	да	да
23	30	3,2	нет	нет
24	35	3,6	да	да
25	40	1,6	нет	нет
26	45	2,8	да	да
27	50	3,2	да	нет
28	10	3,6	да	да
29	15	1,6	нет	нет
30	50	1,6	нет	нет

ЗАДАНИЕ 2.7

Определить мощность нагнетателя воздуха в котел при следующих параметрах работы котла: расход топлива b кг/с; суммарное сопротивление газовоздушного тракта – Δ_{Σ} Па; коэффициент избытка воздуха – α .
Остальные параметры назначить самостоятельно.

Вариант	Сопротивление газо-воздушного тракта, Δ_{Σ}	Расход топлива, b	Коэффициент избытка воздуха, α
	Па	Кг/с	–
1	1200	0,08	1,10
2	1400	0,10	1,11
3	1600	0,12	1,12
4	1800	0,14	1,13
5	2000	0,16	1,13
6	1000	0,18	1,14
7	1200	0,20	1,15
8	1400	0,22	1,16
9	1600	0,24	1,17
10	1800	0,26	1,18
11	2000	0,28	1,19
12	1000	0,30	1,20
13	1200	0,34	1,10
14	1400	0,34	1,11
15	1600	0,36	1,12
16	1800	0,38	1,13
17	2000	0,40	1,13
18	1000	0,42	1,14
19	1200	0,44	1,15
20	1400	0,46	1,16
21	1600	0,48	1,17
22	1800	0,50	1,18
23	2000	0,52	1,19
24	1000	0,54	1,20
25	1200	0,56	1,10
26	1400	0,58	1,11
27	1600	0,60	1,12
28	1800	0,62	1,13
29	2000	0,64	1,13
30	1000	0,66	1,14

ЗАДАНИЕ 3.1

Определить время сгорания капли топлива (τ) после выхода из сопла форсунки. Средний диаметр капли – d_K . Требуемая вязкость топлива перед форсункой – ν . Марка топлива – по варианту задания в таблице. Недостаточные данные назначить самостоятельно.

Вариант	Средний диаметр капли (d_K)	Марка топлива	Вязкость (ν)
	мкм	–	м ² /с, (сСт)
1	100	M20	10
2	150	M40	15
3	200	M100	20
4	250	Φ5	25
5	300	Φ12	30
6	350	DMX	35
7	400	DMA	40
8	450	DMZ	10
9	500	DMB	15
10	100	RMA 10	20
11	150	RMB 30	25
12	200	RMD 80	30
13	250	RME 180	35
14	300	RMG 380	40
15	350	RMG 500	10
16	400	RMG 700	15
17	450	M20	20
18	500	M40	25
19	100	M100	30
20	150	Φ5	35
21	200	Φ12	40
22	250	DMX	10
23	300	DMA	15
24	350	DMZ	20
25	400	DMB	25
26	450	RMA 10	30
27	500	RMB 30	35
28	100	RMD 80	40
29	150	RME 180	10
30	200	RMG 380	15

ЗАДАНИЕ 3.2

Определить производительность форсунки (G_F). Диаметр сопла распыливающей шайбы – d_O . Давление топлива в системе (p_T). Марка топлива – по варианту задания в таблице. Требуемая вязкость топлива перед форсункой $\nu=12...40$ сСт. Недостающие данные назначить самостоятельно.

Вариант	Диаметр сопла (d_O)	Марка топлива	Давление топлива (p_T)
	мм	–	МПа
1	1,0	M20	1,0
2	1,1	M40	1,1
3	1,2	M100	1,2
4	1,3	Φ5	1,3
5	1,4	Φ12	1,4
6	1,5	DMX	1,5
7	1,6	DMA	1,6
8	1,7	DMZ	1,7
9	1,8	DMB	1,8
10	1,9	RMA 10	1,9
11	2,0	RMB 30	2,0
12	1,0	RMD 80	1,0
13	1,1	RME 180	1,1
14	1,2	RMG 380	1,2
15	1,3	RMG 500	1,3
16	1,4	RMG 700	1,4
17	1,5	M20	1,5
18	1,6	M40	1,6
19	1,7	M100	1,7
20	1,8	Φ5	1,8
21	1,9	Φ12	1,9
22	2,0	DMX	2,0
23	1,0	DMA	1,0
24	1,1	DMZ	1,1
25	1,2	DMB	1,2
26	1,3	RMA 10	1,3
27	1,4	RMB 30	1,4
28	1,5	RMD 80	1,5
29	1,6	RME 180	1,6
30	1,7	RMG 380	1,7

ЗАДАНИЕ 3.3

Оценить скорость капли (v) топлива после выхода из сопла. Диаметр сопла распыливающей шайбы – d_o . Расход топлива – G_Φ . Марка топлива – по варианту задания в таблице. Недостающие данные назначить самостоятельно. Требуемая вязкость топлива перед форсункой $\nu=12...40$ сСт.

Вариант	Диаметр сопла (d_o)	Марка топлива	Расход топлива (G_Φ)
	мкм	–	кг/с
1	1,0	M20	0,025
2	1,1	M40	0,030
3	1,2	M100	0,035
4	1,3	Φ5	0,040
5	1,4	Φ12	0,045
6	1,5	DMX	0,050
7	1,6	DMA	0,055
8	1,7	DMZ	0,060
9	1,8	DMB	0,065
10	1,9	RMA 10	0,070
11	2,0	RMB 30	0,075
12	1,0	RMD 80	0,025
13	1,1	RME 180	0,030
14	1,2	RMG 380	0,035
15	1,3	RMG 500	0,040
16	1,4	RMG 700	0,045
17	1,5	M20	0,050
18	1,6	M40	0,055
19	1,7	M100	0,060
20	1,8	Φ5	0,065
21	1,9	Φ12	0,070
22	2,0	DMX	0,075
23	1,0	DMA	0,025
24	1,1	DMZ	0,030
25	1,2	DMB	0,035
26	1,3	RMA 10	0,040
27	1,4	RMB 30	0,045
28	1,5	RMD 80	0,050
29	1,6	RME 180	0,055
30	1,7	RMG 380	0,060

ЗАДАНИЕ 3.4

Оценить диаметр капли (d_k) на выходе из сопла форсунки. Скорость капли топлива после выхода из сопла – (v). Недостающие данные назначить самостоятельно.

Вариант	Скорость капли, (v)	Коэффициент поверхностного натяжения (τ)
	м/с	кг/м
1	10	0,0025
2	15	0,0026
3	20	0,0027
4	25	0,0028
5	30	0,0029
6	35	0,0030
7	40	0,0031
8	45	0,0032
9	50	0,0033
10	10	0,0025
11	15	0,0026
12	20	0,0027
13	25	0,0028
14	30	0,0029
15	35	0,0030
16	40	0,0031
17	45	0,0032
18	50	0,0033
19	10	0,0025
20	15	0,0026
21	20	0,0027
22	25	0,0028
23	30	0,0029
24	35	0,0030
25	40	0,0031
26	45	0,0032
27	50	0,0033
28	10	0,0025
29	15	0,0026
30	20	0,0027

ЗАДАНИЕ 3.5

Оценить изменение продолжительности сгорания капель топлива $\left(\frac{\tau_2}{\tau_1}\right)$, если давление топлива перед центробежной форсункой упало с (p_{T1}) до (p_{T2}) .

Вариант	Давление топлива до снижения, (p_{T1}) МПа	Давление топлива после снижения, (p_{T2}) МПа
1	2,6	1,3
2	2,5	1,2
3	2,4	1,1
4	2,3	1,0
5	2,2	1,3
6	2,1	1,2
7	2,0	1,1
8	1,5	1,0
9	1,9	1,3
10	1,8	1,2
11	1,7	1,1
12	1,6	1,0
13	1,5	1,3
14	1,4	1,2
15	1,3	1,1
16	1,2	1,0
17	1,1	1,3
18	1,0	1,2
19	2,6	1,1
20	2,5	1,0
21	2,4	1,3
22	2,3	1,2
23	2,2	1,1
24	2,1	1,0
25	2,0	1,3
26	1,9	1,2
27	1,9	1,1
28	1,8	1,0
29	1,7	1,3
30	1,6	1,2

ЗАДАНИЕ 3.6

Оценить изменение производительности механической центробежной форсунки $\left(\frac{G_2}{G_1}\right)$ и диаметра капель топлива $\left(\frac{d_{K2}}{d_{K1}}\right)$, если давление перед форсункой возросло с (p_{T1}) до (p_{T2}) .

Вариант	Начальное давление топлива, (p_{T1})	Конечное давление топлива, (p_{T2})
	МПа	МПа
1	1,0	2,0
2	1,1	2,1
3	1,2	2,2
4	1,3	2,3
5	1,4	2,4
6	1,5	2,5
7	1,6	2,6
8	1,7	2,7
9	1,8	2,8
10	1,9	2,9
11	2,0	3,0
12	1,0	2,0
13	1,1	2,1
14	1,2	2,2
15	1,3	2,3
16	1,4	2,4
17	1,5	2,5
18	1,6	2,6
19	1,7	2,7
20	1,8	2,8
21	1,9	2,9
22	2,0	3,0
23	1,0	2,0
24	1,1	2,1
25	1,2	2,2
26	1,3	2,3
27	1,4	2,4
28	1,5	2,5
29	1,6	2,6
30	1,7	2,7

ЗАДАНИЕ 3.7

Оценить изменение давления перед форсункой $\left(\frac{p_{T2}}{p_{T1}} \right)$, если в результате износа диаметр отверстия сопла увеличился с d_{O1} до d_{O2} .

Вариант	Начальный диаметр отверстия, (d_{O1})	Диаметр отверстия в результате износа (d_{O2})
	мм	мм
1	1,0	1,25
2	1,1	1,26
3	1,2	1,28
4	1,3	1,29
5	1,4	1,30
6	1,5	1,31
7	1,6	1,32
8	1,7	1,33
9	1,8	1,34
10	1,9	1,35
11	2,0	1,25
12	1,0	1,26
13	1,1	1,28
14	1,2	1,29
15	1,3	1,30
16	1,4	1,31
17	1,5	1,32
18	1,6	1,33
19	1,7	1,34
20	1,8	1,35
21	1,9	1,25
22	2,0	1,26
23	1,0	1,28
24	1,1	1,29
25	1,2	1,30
26	1,3	1,31
27	1,4	1,32
28	1,5	1,33
29	1,6	1,34
30	1,7	1,35

ЗАДАНИЕ 3.8

Оценить изменение диаметра капель топлива $\left(\frac{d_{K1}}{d_{K2}}\right)$ в турбоприводной ротационной форсунке, если частота вращения распыливающего стакана снизилась с $n_1 \text{ мин}^{-1}$ до $n_2 \text{ мин}^{-1}$.

Вариант	Номинальная частота вращения, (n_1) мин ⁻¹	Фактическая частота вращения, (n_2) мин ⁻¹
1	6000	3200
2	5800	3100
3	5600	3000
4	5400	2900
5	5200	2800
6	5000	2700
7	6000	2600
8	5800	2500
9	5600	3200
10	5400	3100
11	5200	3000
12	5000	2900
13	6000	2800
14	5800	2700
15	5600	2600
16	5400	2500
17	5200	3200
18	5000	3100
19	6000	3000
20	5800	2900
21	5600	2800
22	5400	2700
23	5200	2600
24	5000	2500
25	6000	3200
26	5800	3100
27	5600	3000
28	5400	2900
29	5200	2800
30	5000	2700

ЗАДАНИЕ 3.9

Определить КПД действующего котла при следующих условиях работы: Паропроизводительность – D_K т/ч; пар – насыщенный, давление пара в котле – p_K МПа; температура питательной воды – $t_{ПВ}$ °С; расход топлива b кг/с; используемое топливо мазут М40.

Вариант	Паропроизводительность, D	Давление пара, p_K	Расход топлива, b	Температура питательной воды, $t_{ПВ}$
	т/ч	МПа	кг/с	°С
1	3,6	0,6	0,085	40
2	3,7	0,65	0,086	45
3	3,8	0,7	0,087	50
4	3,9	0,75	0,088	55
5	4,0	0,6	0,088	60
6	4,1	0,65	0,089	65
7	4,2	0,7	0,090	70
8	4,3	0,75	0,091	75
9	4,4	0,6	0,092	80
10	3,6	0,65	0,085	40
11	3,7	0,7	0,086	45
12	3,8	0,75	0,087	50
13	3,9	0,6	0,088	55
14	4,0	0,65	0,088	60
15	4,1	0,7	0,089	65
16	4,2	0,75	0,090	70
17	4,3	0,6	0,091	75
18	4,4	0,65	0,092	80
19	3,6	0,7	0,085	40
20	3,7	0,75	0,086	45
21	3,8	0,6	0,087	50
22	3,9	0,65	0,088	55
23	4,0	0,7	0,088	60
24	4,1	0,75	0,089	65
25	4,2	0,6	0,090	70
26	4,3	0,65	0,091	75
27	4,4	0,7	0,092	80
28	3,6	0,75	0,085	40
29	3,7	0,6	0,086	45
30	3,8	0,65	0,087	50

ЗАДАНИЕ 3.10

Определить потери от химической неполноты сгорания топлива при работе котла на нагрузке $\frac{D_i}{D_{НОМ}} \cdot 100 \%$ от номинальной. Результаты анализа дымовых газов показали содержание СО в количестве А %. Топливо котла – смотри таблицу.

Вариант	Марка топлива	Режим работы, $\frac{D_i}{D_{НОМ}} \cdot 100 \%$	Содержание СО
	—	%	%
1	M20	20	0,5
2	M40	30	1,0
3	M100	40	1,5
4	Φ5	50	0,5
5	Φ12	60	1,0
6	DMX	70	1,5
7	DMA	80	0,5
8	DMZ	90	1,0
9	DMB	20	1,5
10	RMA 10	30	0,5
11	RMB 30	40	1,0
12	RMD 80	50	1,5
13	RME 180	60	0,5
14	RMG 380	70	1,0
15	RMG 500	80	1,5
16	RMG 700	90	0,5
17	M20	20	1,0
18	M40	30	1,5
19	M100	40	0,5
20	Φ5	50	1,0
21	Φ12	60	1,5
22	DMX	70	0,5
23	DMA	80	1,0
24	DMZ	90	1,5
25	DMB	20	0,5
26	RMA 10	30	1,0
27	RMB 30	40	1,5
28	RMD 80	50	0,5
29	RME 180	60	1,0
30	RMG 380	70	1,5

ЗАДАНИЕ 3.11

Действующий котел имеет потери с уходящими газами ($q_2 \cdot 100$). Коэффициент избытка воздуха – α . Топливо – смотри таблицу. Обосновать наличие или отсутствие низкотемпературной коррозии хвостовых поверхностей котла.

Вариант	Марка топлива	Потери с уходящими газами, ($q_2 \cdot 100$)	Коэффициент избытка воздуха, α
	–	%	–
1	M20	4,0	1,1
2	M40	4,5	1,2
3	M100	5,0	1,3
4	Φ5	5,5	1,1
5	Φ12	6,0	1,2
6	DMX	6,5	1,3
7	DMA	7,0	1,1
8	DMZ	7,5	1,2
9	DMB	8,0	1,3
10	RMA 10	4,0	1,1
11	RMB 30	4,5	1,2
12	RMD 80	5,0	1,3
13	RME 180	5,5	1,1
14	RMG 380	6,0	1,2
15	RMG 500	6,5	1,3
16	RMG 700	7,0	1,1
17	M20	7,5	1,2
18	M40	8,0	1,3
19	M100	4,0	1,1
20	Φ5	4,5	1,2
21	Φ12	5,0	1,3
22	DMX	5,5	1,1
23	DMA	6,0	1,2
24	DMZ	6,5	1,3
25	DMB	7,0	1,1
26	RMA 10	7,5	1,2
27	RMB 30	8,0	1,3
28	RMD 80	4,0	1,1
29	RME 180	4,5	1,2
30	RMG 380	5,0	1,3

ЗАДАНИЕ 3.12

Оценить КПД утилизационного котла, если температура газов перед котлом – $\vartheta_{ГД}$ °С, за котлом – $\vartheta_{УХ}$ °С. Потери теплоты в окружающую среду в утилизационном котле φ . Для определения энтальпии продуктов сгорания воспользоваться графиком 1.4 и таблицей 1.11.

Вариант	Температура газов перед котлом, $\vartheta_{ГД}$	Температура газов за котлом, $\vartheta_{УХ}$	Потери теплоты в окружающую среду, φ
	°С	°С	–
1	350	240	0,040
2	340	230	0,041
3	330	220	0,042
4	320	210	0,043
5	310	200	0,044
6	300	190	0,045
7	290	180	0,046
8	280	170	0,047
9	350	240	0,040
10	340	230	0,041
11	330	220	0,042
12	320	210	0,043
13	310	200	0,044
14	300	190	0,045
15	290	180	0,046
16	280	170	0,047
17	350	240	0,040
18	340	230	0,041
19	330	220	0,042
20	320	210	0,043
21	310	200	0,044
22	300	190	0,045
23	290	180	0,046
24	280	170	0,047
25	350	240	0,040
26	340	230	0,041
27	330	220	0,042
28	320	210	0,043
29	310	200	0,044
30	300	190	0,045

ЗАДАНИЕ 3.13

Определить паропроизводительность котла, работающего на топливе (смотри таблицу). Расход топлива b кг/с; потери с уходящими газами q_2 %, потери в окружающую среду q_5 %, потери от химической неполноты сгорания q_3 %. Температура питательной воды $t_{пв}$ °С. Давление в котле p_k МПа, пар – насыщенный.

Вариант	Марка топлива	Потери с уходящими газами, $(q_2 \cdot 100)$	Потери в окружающую среду, $(q_5 \cdot 100)$	Потери от химической неполноты сгорания, $(q_3 \cdot 100)$
	—	%	%	%
1	M20	7,0	0,5	0,3
2	M40	7,5	0,6	0,4
3	M100	8,0	0,7	0,5
4	Φ5	8,5	0,8	0,6
5	Φ12	9,0	0,8	0,7
6	DMX	9,5	0,9	0,3
7	DMA	10,5	1,0	0,4
8	DMZ	7,0	1,1	0,5
9	DMB	7,5	0,5	0,6
10	RMA 10	8,0	0,6	0,7
11	RMB 30	8,5	0,7	0,3
12	RMD 80	9,0	0,8	0,4
13	RME 180	9,5	0,8	0,5
14	RMG 380	10,5	0,9	0,6
15	RMG 500	7,0	1,0	0,7
16	RMG 700	7,5	1,1	0,3
17	M20	8,0	0,5	0,4
18	M40	8,5	0,6	0,5
19	M100	9,0	0,7	0,6
20	Φ5	9,5	0,8	0,7
21	Φ12	10,5	0,8	0,3
22	DMX	7,0	0,9	0,4
23	DMA	7,5	1,0	0,5
24	DMZ	8,0	1,1	0,6
25	DMB	8,5	0,5	0,7
26	RMA 10	9,0	0,6	0,3
27	RMB 30	9,5	0,7	0,4
28	RMD 80	10,5	0,8	0,5
29	RME 180	7,0	0,8	0,6
30	RMG 380	7,5	0,9	0,7

Продолжение таблицы с исходными данными задания 3.13

Вариант	Расход топлива, b	Температура питатель- ной воды, $t_{пв}$	Давление в котле, p_k
	кг/с	°C	МПа
1	0,60	40	1,4
2	0,65	50	1,5
3	0,70	60	1,6
4	0,75	70	1,8
5	0,80	80	1,8
6	0,85	40	1,9
7	0,90	50	2,0
8	0,95	60	2,1
9	0,60	70	2,2
10	0,65	80	1,4
11	0,70	40	1,5
12	0,75	50	1,6
13	0,80	60	1,8
14	0,85	70	1,8
15	0,90	80	1,9
16	0,95	40	2,0
17	0,60	50	2,1
18	0,65	60	2,2
19	0,70	70	1,4
20	0,75	80	1,5
21	0,80	40	1,6
22	0,85	50	1,8
23	0,90	60	1,8
24	0,95	70	1,9
25	0,60	80	2,0
26	0,65	40	2,1
27	0,70	50	2,2
28	0,75	60	1,4
29	0,80	70	1,5
30	0,85	80	1,6

ЗАДАНИЕ 3.14

Определить тепловую мощность топки (кДж/кг) и температуру продуктов сгорания на выходе из топки судового парового котла, если теоретическая температура в топке – $\vartheta_{\text{ТЕОР}}$ °С; Критерий Больцмана – Bo ; Степень черноты топки – a_T .

Вариант	Теоретическая температура продуктов сгорания, $\vartheta_{\text{ТЕОР}}$	Критерий Больцмана, Bo	Степень черноты топки, a_T
	°С	–	–
1	M20	7,0	0,5
2	M40	7,5	0,6
3	M100	8,0	0,7
4	Φ5	8,5	0,8
5	Φ12	9,0	0,8
6	DMX	9,5	0,9
7	DMA	10,5	1,0
8	DMZ	7,0	1,1
9	DMB	7,5	0,5
10	RMA 10	8,0	0,6
11	RMB 30	8,5	0,7
12	RMD 80	9,0	0,8
13	RME 180	9,5	0,8
14	RMG 380	10,5	0,9
15	RMG 500	7,0	1,0
16	RMG 700	7,5	1,1
17	M20	8,0	0,5
18	M40	8,5	0,6
19	M100	9,0	0,7
20	Φ5	9,5	0,8
21	Φ12	10,5	0,8
22	DMX	7,0	0,9
23	DMA	7,5	1,0
24	DMZ	8,0	1,1
25	DMB	8,5	0,5
26	RMA 10	9,0	0,6
27	RMB 30	9,5	0,7
28	RMD 80	10,5	0,8
29	RME 180	7,0	0,8
30	RMG 380	7,5	0,9

ЗАДАНИЕ 3.15

Определить критерий Больцмана для следующих условий теплообмена в топке: расход топлива b кг/с; средняя суммарная объемная теплоемкость газов $-\sum VC_i$ кДж/кг; коэффициент загрязнения ξ ; полная площадь поверхности стен топки $-F_{CT}$ м²; теоретическая температура $\theta_{\text{теор}}$ °С; степень экранирования топки $-\psi$; коэффициент сохранения теплоты коэффициент сохранения теплоты $-\phi$.

Вариант	Расход топлива, b	Средняя суммарная объемная теплоемкость газов, $\sum VC_i$	Коэффициент загрязнения, ξ
	кг/с	кДж/кг	—
1	0,22	23,4	0,69
2	0,24	23,5	0,70
3	0,26	23,6	0,71
4	0,28	23,7	0,72
5	0,30	23,8	0,73
6	0,32	23,9	0,74
7	0,34	24,0	0,75
8	0,36	24,1	0,69
9	0,38	24,2	0,70
10	0,40	24,3	0,71
11	0,22	24,4	0,72
12	0,24	24,5	0,73
13	0,26	24,6	0,74
14	0,28	23,4	0,75
15	0,30	23,5	0,69
16	0,32	23,6	0,70
17	0,34	23,7	0,71
18	0,36	23,8	0,72
19	0,38	23,9	0,73
20	0,40	24,0	0,74
21	0,22	24,1	0,75
22	0,24	24,2	0,69
23	0,26	24,3	0,70
24	0,28	24,4	0,71
25	0,30	24,5	0,72
26	0,32	24,6	0,73
27	0,34	23,4	0,74
28	0,36	23,5	0,75
29	0,38	23,6	0,69
30	0,40	23,7	0,70

Продолжение таблицы с исходными данными задания 3.15

Вариант	Полная площадь поверхности стен $F_{СТ}$ м ²	Степень экра- нирования топ- ки, ψ	Коэффициент сохранения теплоты, φ	Теоретиче- ская темпера- тура, $\vartheta_{ТЕОР}$ °С
		—	МПа	
1	22,5	0,7	0,997	1860
2	23,0	0,72	0,996	1880
3	23,5	0,74	0,995	1900
4	24,0	0,76	0,994	1920
5	24,5	0,78	0,993	1940
6	25,0	0,80	0,997	1960
7	25,5	0,82	0,996	1980
8	26,0	0,84	0,995	1860
9	26,5	0,86	0,994	1880
10	27,0	0,88	0,993	1900
11	27,5	0,90	0,997	1920
12	28,0	0,92	0,996	1940
13	22,5	0,7	0,995	1960
14	23,0	0,72	0,994	1980
15	23,5	0,74	0,993	1860
16	24,0	0,76	0,997	1880
17	24,5	0,78	0,996	1900
18	25,0	0,80	0,995	1920
19	25,5	0,82	0,994	1940
20	26,0	0,84	0,993	1960
21	26,5	0,86	0,997	1980
22	27,0	0,88	0,996	1860
23	27,5	0,90	0,995	1880
24	28,0	0,92	0,994	1900
25	22,5	0,7	0,993	1920
26	23,0	0,72	0,997	1940
27	23,5	0,74	0,996	1960
28	24,0	0,76	0,995	1980
29	24,5	0,78	0,994	1860
30	25,0	0,80	0,993	1880

ЗАДАНИЕ 3.16

Определить паропроизводительность топки D_T (кг/с) и долю топки в общей паропроизводительности котла D_T/D_C при следующих рабочих показателях: Паропроизводительность котла – $D_{KT}/ч$; температура питательной воды – $t_{ПВ}$ °С; давление в котле p_K МПа, пар насыщенный. Адиабатическая температура – $\vartheta_{ТЕОР}$ °С; температура газов на выходе из топки – $\vartheta_{ЗТ}$ °С коэффициент сохранения теплоты φ . Расход топлива – b кг/с.

Вариант	Расход топлива, b кг/с	Давление в котле, p_K МПа	Паропроизводительность, D_K т/ч	Теоретическая температура, $\vartheta_{ТЕОР}$ °С
1	0,60	1,50	38	1860
2	0,61	1,52	39	1880
3	0,62	1,54	40	1900
4	0,63	1,56	41	1920
5	0,64	1,58	42	1940
6	0,65	1,60	43	1960
7	0,66	1,62	44	1980
8	0,67	1,64	45	1860
9	0,68	1,66	46	1880
10	0,69	1,68	38	1900
11	0,70	1,70	39	1920
12	0,60	1,50	40	1940
13	0,61	1,52	41	1960
14	0,62	1,54	42	1980
15	0,63	1,56	43	1860
16	0,64	1,58	44	1880
17	0,65	1,60	45	1900
18	0,66	1,62	46	1920
19	0,67	1,64	38	1940
20	0,68	1,66	39	1960
21	0,69	1,68	40	1980
22	0,70	1,70	41	1860
23	0,60	1,50	42	1880
24	0,61	1,52	43	1900
25	0,62	1,54	44	1920
26	0,63	1,56	45	1940
27	0,64	1,58	46	1960
28	0,65	1,60	38	1980
29	0,66	1,62	39	1860
30	0,67	1,64	40	1880

Продолжение таблицы с исходными данными задания 3.16

Вариант	Температура газов на выходе из топки, $\vartheta_{\text{ТЕОР}}$	Температура питательной воды, $t_{\text{ПВ}}$	Коэффициент сохранения теплоты, φ
	°C	—	МПа
1	900	40	0,997
2	920	50	0,996
3	940	60	0,995
4	960	70	0,994
5	980	80	0,993
6	1000	40	0,997
7	1020	50	0,996
8	1040	60	0,995
9	1060	70	0,994
10	1080	80	0,993
11	1100	40	0,997
12	900	50	0,996
13	920	60	0,995
14	940	70	0,994
15	960	80	0,993
16	980	40	0,997
17	1000	50	0,996
18	1020	60	0,995
19	1040	70	0,994
20	1060	80	0,993
21	1080	40	0,997
22	1100	50	0,996
23	900	60	0,995
24	920	70	0,994
25	940	80	0,993
26	960	40	0,997
27	980	50	0,996
28	1000	60	0,995
29	1020	70	0,994
30	1040	80	0,993

ЗАДАНИЕ 3.17

Определить степень черноты топки, если объем топки – $V_T \text{ м}^3$; полная площадь стен топки – $F_{СТ} \text{ м}^2$; температура дымовых газов за топкой – $\vartheta_{3T}^\circ\text{C}$; коэффициент избытка воздуха – α ; топливо – смотри таблицу; давление в топке – $p \text{ МПа}$; объемная доля трехатомных газов – r_{RO_2} ; объемная доля водяных паров – r_{H_2O} .

Вариант	Объем топки, V_T м^3	Полная площадь стен топки, $F_{СТ}$ м^2	Коэффициент из- бытка воздуха, α	Топливо
			–	–
1	15	32	1,14	M20
2	16	30	1,15	M40
3	20	40	1,16	M100
4	18	38	1,17	Ф5
5	25	52	1,18	Ф12
6	5	12	1,19	DMX
7	7	15	1,20	DMA
8	15	32	1,21	DMZ
9	16	30	1,22	DMB
10	20	40	1,23	RMA 10
11	18	38	1,14	RMB 30
12	25	52	1,15	RMD 80
13	5	12	1,16	RME 180
14	7	15	1,17	RMG 380
15	15	32	1,18	RMG 500
16	16	30	1,19	RMG 700
17	20	40	1,20	M20
18	18	38	1,21	M40
19	25	52	1,22	M100
20	5	12	1,23	Ф5
21	7	15	1,14	Ф12
22	15	32	1,15	DMX
23	16	30	1,16	DMA
24	20	40	1,17	DMZ
25	18	38	1,18	DMB
26	25	52	1,19	RMA 10
27	5	12	1,20	RMB 30
28	7	15	1,21	RMD 80
29	15	32	1,22	RME 180
30	16	30	1,23	RMG 380

Продолжение таблицы с исходными данными задания 3.17

Вариант	Давление в топке, p	Температура дымовых газов за топкой, $\vartheta_{\text{Т}}$	Объемная доля трехатомных газов, r_{RO_2}	Объемная доля водяных па- ров, $r_{\text{H}_2\text{O}}$
	МПа	°C	–	–
1	0,101	1000	0,119	0,102
2	0,102	1020	0,120	0,103
3	0,103	1040	0,121	0,104
4	0,104	1060	0,122	0,105
5	0,105	1080	0,123	0,102
6	0,101	1100	0,124	0,103
7	0,102	1120	0,125	0,104
8	0,103	1140	0,119	0,105
9	0,104	1160	0,120	0,102
10	0,105	1180	0,121	0,103
11	0,101	1200	0,122	0,104
12	0,102	1000	0,123	0,105
13	0,103	1020	0,124	0,102
14	0,104	1040	0,125	0,103
15	0,105	1060	0,119	0,104
16	0,101	1080	0,120	0,105
17	0,102	1100	0,121	0,102
18	0,103	1120	0,122	0,103
19	0,104	1140	0,123	0,104
20	0,105	1160	0,124	0,105
21	0,101	1180	0,125	0,102
22	0,102	1200	0,119	0,103
23	0,103	1000	0,120	0,104
24	0,104	1020	0,121	0,105
25	0,105	1040	0,122	0,102
26	0,101	1060	0,123	0,103
27	0,102	1080	0,124	0,104
28	0,103	1100	0,125	0,105
29	0,104	1120	0,119	0,102
30	0,105	1140	0,120	0,103

ЗАДАНИЕ 3.18

Определить коэффициент теплопередачи в конвективном пучке, если коэффициент теплоотдачи от газового потока к стенке – $\alpha_1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде – $\alpha_2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; толщина слоя накипи – $\delta_{\text{Н}}$ мм; толщина слоя сажи – $\delta_{\text{С}}$ мм. Остальными параметрами задаться. Оценить влияние составляющих выражения для расчета коэффициента теплопередачи и определить относительную погрешность в случае не учета тех или иных составляющих.

Вариант	α_1	α_2	Толщина слоя накипи, $\delta_{\text{Н}}$	Толщина слоя сажи, $\delta_{\text{С}}$
	Вт/(м ² ·К)	Вт/(м ² ·К)	мм	мм
1	25	1000	0,1	0,0
2	30	1500	0,2	0,5
3	35	2000	0,3	1,0
4	40	2500	0,4	1,5
5	45	3000	0,5	2,0
6	50	3500	0,6	2,5
7	25	4000	0,7	3,0
8	30	4500	0,8	3,5
9	35	5000	0,9	4,0
10	40	1000	1,0	4,5
11	45	1500	0,1	0,0
12	50	2000	0,2	0,5
13	25	2500	0,3	1,0
14	30	3000	0,4	1,5
15	35	3500	0,5	2,0
16	40	4000	0,6	2,5
17	45	4500	0,7	3,0
18	50	5000	0,8	3,5
19	25	1000	0,9	4,0
20	30	1500	1,0	4,5
21	35	2000	0,1	0,0
22	40	2500	0,2	0,5
23	45	3000	0,3	1,0
24	50	3500	0,4	1,5
25	25	4000	0,5	2,0
26	30	4500	0,6	2,5
27	35	5000	0,7	3,0
28	40	1000	0,8	3,5
29	45	1500	0,9	4,0
30	50	2000	1,0	4,5

ЗАДАНИЕ 3.19

Оценить поверхность нагрева испарительного пучка парового котла, в котором вырабатывается – D т/ч насыщенного пара давлением – p МПа. Коэффициент теплопередачи в пучке – k Вт/(м² · К); температурный напор – Δt °С; температура питательной воды $t_{\text{ПВ}}$ °С. Мощности топки и испарительного пучка одинаковы.

Вариант	Паропроизводительность, D	Давление пара, p	Коэффициент теплопередачи, k	Температурный напор, Δt	Температура питательной воды, $t_{\text{ПВ}}$
	т/ч	МПа	Вт/(м ² · К)	°С	°С
1	2,5	0,60	35	500	40
2	3,6	0,65	36	510	50
3	4,0	0,70	37	520	60
4	5,0	0,75	38	530	70
5	6,3	0,80	39	540	80
6	10,0	0,85	40	550	40
7	15	0,70	38	560	50
8	20	0,75	39	570	60
9	25	0,75	40	580	70
10	2,5	0,60	35	590	80
11	3,6	0,65	36	600	40
12	4,0	0,70	37	610	50
13	5,0	0,75	38	500	60
14	6,3	0,80	39	510	70
15	10,0	0,85	40	520	80
16	15	0,70	38	530	40
17	20	0,75	39	540	50
18	25	0,75	40	550	60
19	2,5	0,60	35	560	70
20	3,6	0,65	36	570	80
21	4,0	0,70	37	580	40
22	5,0	0,75	38	590	50
23	6,3	0,80	39	600	60
24	10,0	0,85	40	610	70
25	15	0,70	38	500	80
26	20	0,75	39	510	40
27	25	0,75	40	520	50
28	2,5	0,60	35	530	60
29	3,6	0,65	36	540	70
30	4,0	0,70	37	550	80

ЗАДАНИЕ 3.20

Определить паропроизводительность котла по пароперегревателю, если давление пара, идущего на потребитель – p МПа при температуре – $t_{\text{пп}}$ °С; площадь поверхности нагрева пароперегревателя – $H_{\text{пп}}$ м²; коэффициент теплопередачи в пучке – k Вт/(м² · К); температурный напор Δt °С.

Вариант	Площадь пароперегревателя, $H_{\text{пп}}$ м ²	Давление перегретого пара, p МПа	Коэффициент теплопередачи, k Вт/(м ² · К)	Температурный напор, Δt °С	Температура перегретого пара, $t_{\text{пп}}$ °С
1	50	2,0	22	250	250
2	60	2,1	23	260	260
3	70	2,2	24	270	270
4	80	2,3	25	280	280
5	90	2,4	26	290	290
6	100	2,5	27	300	300
7	110	2,0	28	310	310
8	120	2,1	29	320	320
9	130	2,2	30	330	330
10	140	2,3	31	340	250
11	150	2,4	32	350	260
12	50	2,5	33	360	270
13	60	2,0	22	250	280
14	70	2,1	23	260	290
15	80	2,2	24	270	300
16	90	2,3	25	280	310
17	100	2,4	26	290	320
18	110	2,5	27	300	330
19	120	2,0	28	310	250
20	130	2,1	29	320	260
21	140	2,2	30	330	270
22	150	2,3	31	340	280
23	50	2,4	32	350	290
24	60	2,5	33	360	300
25	70	2,0	22	250	310
26	80	2,1	23	260	320
27	90	2,2	24	270	330
28	100	2,3	25	280	250
29	110	2,4	26	290	260
30	120	2,5	27	300	270

ЗАДАНИЕ 3.21

Определить температуру наружной поверхности трубы экрана в случае отсутствия загрязнений. Наружный диаметр трубы – d мм, толщина стенки – $\delta_{\text{тр}}$ мм. Плотность теплового потока в топке q кВт/м². Рабочее давление в котле p МПа. Остальные параметры назначить. Оценить температуру наружной поверхности трубы при наличии отложений накипи толщиной – $\delta_{\text{н}}$ мм. Сравнить температуры.

Вариант	Наружный диаметр трубы, d	Толщина стенки трубы, $\delta_{\text{тр}}$	Плотность теплового потока в топке, q	Рабочее давление в котле, p	Толщина слоя накипи, $\delta_{\text{н}}$
	мм	мм	кВт/м ²	МПа	мм
1	29,0	2,5	160	0,8	0,2
2	38,0	3,0	170	0,9	0,4
3	44,0	3,5	180	1,0	0,6
4	29,0	2,5	190	1,1	0,8
5	38,0	3,0	200	1,2	1,0
6	44,0	3,5	210	1,3	1,2
7	29,0	2,5	220	1,4	1,4
8	38,0	3,0	230	1,5	1,6
9	44,0	3,5	240	1,6	1,8
10	29,0	2,5	250	1,7	2,0
11	38,0	3,0	160	1,8	0,2
12	44,0	3,5	170	1,9	0,4
13	29,0	2,5	180	2,0	0,6
14	38,0	3,0	190	2,1	0,8
15	44,0	3,5	200	2,2	1,0
16	29,0	2,5	210	0,8	1,2
17	38,0	3,0	220	0,9	1,4
18	44,0	3,5	230	1,0	1,6
19	29,0	2,5	240	1,1	1,8
20	38,0	3,0	250	1,2	2,0
21	44,0	3,5	160	1,3	0,2
22	29,0	2,5	170	1,4	0,4
23	38,0	3,0	180	1,5	0,6
24	44,0	3,5	190	1,6	0,8
25	29,0	2,5	200	1,7	1,0
26	38,0	3,0	210	1,8	1,2
27	44,0	3,5	220	1,9	1,4
28	29,0	2,5	230	2,0	1,6
29	38,0	3,0	240	2,1	1,8
30	44,0	3,5	250	2,2	2,0

ЗАДАНИЕ 3.22

Определить температуру наружной поверхности змеевикового экономайзера с учетом наружных загрязнений. Скорость продуктов сгорания – ω м/с. Наружный диаметр трубы – d мм, толщина стенки трубы – $\delta_{\text{тр}}$ мм. Остальные параметры назначить. Температура питательной воды – $t_{\text{ПВ}}$ °С. Давление пара в пароводяном коллекторе – p МПа. Плотность теплового потока – q кВт/м².

Вариант	Наружный диаметр трубы, d	Толщина стенки трубы, $\delta_{\text{тр}}$	Плотность теплового потока в пучке, q
	мм	мм	кВт/м ²
1	22,0	2,0	15
2	25,0	2,0	16
3	29,0	2,5	17
4	22,0	2,0	18
5	25,0	2,0	19
6	29,0	2,5	20
7	22,0	2,0	21
8	25,0	2,0	22
9	29,0	2,5	23
10	22,0	2,0	24
11	25,0	2,0	25
12	29,0	2,5	15
13	22,0	2,0	16
14	25,0	2,0	17
15	29,0	2,5	18
16	22,0	2,0	19
17	25,0	2,0	20
18	29,0	2,5	21
19	22,0	2,0	22
20	25,0	2,0	23
21	29,0	2,5	24
22	22,0	2,0	25
23	25,0	2,0	15
24	29,0	2,5	16
25	22,0	2,0	17
26	25,0	2,0	18
27	29,0	2,5	19
28	22,0	2,0	20
29	25,0	2,0	21
30	22,0	2,0	22

Продолжение таблицы с исходными данными задания 3.22

Вариант	Скорость продуктов сгорания, ω	Температура питательной воды, $t_{\text{ПВ}}$	Рабочее давление в котле, p
	м/с	°C	МПа
1	22,0	40	0,8
2	25,0	50	0,9
3	29,0	60	1,0
4	22,0	70	1,1
5	25,0	80	1,2
6	29,0	40	1,3
7	22,0	50	1,4
8	25,0	60	1,5
9	29,0	70	1,6
10	22,0	80	1,7
11	25,0	40	1,8
12	29,0	50	1,9
13	22,0	60	2,0
14	25,0	70	2,1
15	29,0	80	2,2
16	22,0	40	0,8
17	25,0	50	0,9
18	29,0	60	1,0
19	22,0	70	1,1
20	25,0	80	1,2
21	29,0	40	1,3
22	22,0	50	1,4
23	25,0	60	1,5
24	29,0	70	1,6
25	22,0	80	1,7
26	25,0	40	1,8
27	29,0	50	1,9
28	22,0	60	2,0
29	25,0	70	2,1
30	22,0	80	2,2

ЗАДАНИЕ 3.23

Определить температуру дымовых газов за пароперегревателем $\vartheta_{\text{ПП}}$, если температура газов на входе в пучек $\vartheta_{\text{ВХ}}$ °С. Котел вырабатывает D т/ч перегретого пара в час давлением p МПа и температурой $t_{\text{ПП}}$ °С; расход топлива b кг/с; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,995$.

Вариант	Температура газов на входе в пучек $\vartheta_{\text{ВХ}}$ °С	Паропроизводительность, D	Давление пара на выходе из ПП,	Расход топлива, B	Температура перегретого пара, $t_{\text{ПП}}$ °С
	°С	т/ч	МПа	кг/с	°С
1	750	20	2,2	0,55	270
2	740	21	2,3	0,58	280
3	730	22	2,4	0,60	290
4	720	23	2,5	0,62	300
5	710	24	2,6	0,64	310
6	700	25	2,7	0,66	320
7	690	26	2,8	0,68	330
8	680	27	2,9	0,55	340
9	670	28	2,2	0,58	350
10	660	29	2,3	0,60	270
11	650	20	2,4	0,62	280
12	640	21	2,5	0,64	290
13	630	22	2,6	0,66	300
14	750	23	2,7	0,68	310
15	740	24	2,8	0,55	320
16	730	25	2,9	0,58	330
17	720	26	2,2	0,60	340
18	710	27	2,3	0,62	350
19	700	28	2,4	0,64	270
20	690	29	2,5	0,66	280
21	680	20	2,6	0,68	290
22	670	21	2,7	0,55	300
23	660	22	2,8	0,58	310
24	650	23	2,9	0,60	320
25	640	24	2,2	0,62	330
26	630	25	2,3	0,64	340
27	750	26	2,4	0,66	350
28	740	27	2,5	0,68	270
29	730	28	2,6	0,55	280
30	720	29	2,7	0,58	290

ЗАДАНИЕ 3.24

Определить тепловую мощность элементов котла КВ-2 в абсолютных и относительных единицах при расходе топлива b кг/с. Известны температуры продуктов горения в характерных точках котла: теоретическая – $\vartheta_{\text{ТЕОР}}$ °С; за топкой – $\vartheta_{\text{ЗТ}}$ °С; за испарительным пучком – $\vartheta_{\text{ИСП}}$ °С; за пароперегревателем – $\vartheta_{\text{ПП}}$ °С; температура уходящих газов (за воздухоподогревателем) – $\vartheta_{\text{УХ}}$ °С.

Вариант	Расход топлива, B кг/с	Температура, °С				
		$\vartheta_{\text{ТЕОР}}$	$\vartheta_{\text{ЗТ}}$	$\vartheta_{\text{ИСП}}$	$\vartheta_{\text{ПП}}$	$\vartheta_{\text{УХ}}$
1	0,55	2000	1150	620	500	350
2	0,58	1990	1140	610	490	340
3	0,60	1980	1130	600	480	320
4	0,62	1970	1120	590	470	310
5	0,64	1960	1110	580	460	300
6	0,66	1950	1100	570	450	290
7	0,68	1940	1090	560	430	280
8	0,55	1930	1080	550	420	270
9	0,58	1920	1070	540	410	260
10	0,60	1910	1060	530	400	250
11	0,62	1900	1050	520	390	240
12	0,64	1890	1040	510	380	230
13	0,66	1880	1030	500	370	220
14	0,68	1870	1020	490	360	210
15	0,55	1860	1010	620	500	200
16	0,58	1850	1000	610	490	290
17	0,60	1840	1150	600	480	280
18	0,62	1830	1140	590	470	270
19	0,64	1820	1130	580	460	260
20	0,66	1810	1120	570	450	250
21	0,68	1800	1110	560	430	240
22	0,55	1930	1100	550	420	230
23	0,58	1920	1090	540	410	220
24	0,60	1910	1080	530	400	210
25	0,62	1900	1070	520	390	200
26	0,64	1890	1060	510	380	290
27	0,66	1880	1050	500	370	280
28	0,68	1870	1040	490	360	270
29	0,55	1860	1030	620	500	260
30	720	1850	1020	610	490	250

ЗАДАНИЕ 3.25

Оценить скорость входа воды в обогреваемую трубу действующего котла с естественной циркуляцией. Рассматриваемый котел - типа КАВ 4/7. При решении заменить реальную систему циркуляции простым одно-трубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор — подъемная труба – пароводяной коллектор). Кратность циркуляции котла – K . Количество обогреваемых рядов (с экраном) – z_2 , количество труб в ряду – z_1 . Трубы имеют наружный диаметр $d=29$ мм и толщину стенки $\delta =2,5$ мм. Паропроизводительность котла – D т/ч. Рабочее давление в котле – p МПа.

Вариант	Кратность циркуляции K	Количество рядов труб z_2	Количество труб в ряду z_1	Паропроизводительность котла D	Рабочее давление p
	–	–	–	т/ч	МПа
1	40	11	28	3,8	0,60
2	41	12	29	3,9	0,61
3	42	13	30	4,0	0,62
4	43	14	31	4,1	0,63
5	44	11	32	4,2	0,64
6	45	12	33	3,8	0,65
7	46	13	28	3,9	0,66
8	47	14	29	4,0	0,67
9	48	11	30	4,1	0,68
10	49	12	31	4,2	0,69
11	50	13	32	3,8	0,70
12	51	14	33	3,9	0,71
13	52	11	28	4,0	0,72
14	53	12	29	4,1	0,73
15	54	13	30	4,2	0,74
16	55	14	31	3,8	0,75
17	56	11	32	3,9	0,60
18	57	12	33	4,0	0,61
19	58	13	28	4,1	0,62
20	59	14	29	4,2	0,63
21	60	11	30	3,8	0,64
22	40	12	31	3,9	0,65
23	41	13	32	4,0	0,66
24	42	14	33	4,1	0,67
25	43	11	28	4,2	0,68
26	44	12	29	3,8	0,69
27	45	13	30	3,9	0,70
28	46	14	31	4,0	0,71
29	47	11	32	4,1	0,72
30	48	12	33	4,2	0,73

ЗАДАНИЕ 3.26

Определить среднюю скорость пароводяной смеси в обогреваемой трубе действующего котла с естественной циркуляцией. Рассматриваемый котел - типа КАВ 6,3/7. Кратность циркуляции – K . Паропроизводительность котла – $D_{\text{ПТ}}$ /ч. При решении заменить реальную систему циркуляции простым однетрубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор – подъемная труба – пароводяной коллектор). Рабочее давление в котле p МПа. Скорость входа воды в обогреваемую трубу котла – ω м/с.

Вариант	Кратность циркуляции K	Скорость воды на входе в трубу ω	Паропроизводительность котла D	Рабочее давление p
	–	м/с	т/ч	МПа
1	40	0,30	5,9	0,60
2	41	0,32	6,0	0,61
3	42	0,34	6,1	0,62
4	43	0,36	6,2	0,63
5	44	0,38	6,3	0,64
6	45	0,40	6,4	0,65
7	46	0,42	6,5	0,66
8	47	0,44	6,6	0,67
9	48	0,46	5,9	0,68
10	49	0,48	6,0	0,69
11	50	0,50	6,1	0,70
12	51	0,52	6,2	0,71
13	52	0,54	6,3	0,72
14	53	0,56	6,4	0,73
15	54	0,58	6,5	0,74
16	55	0,60	6,6	0,75
17	56	0,62	5,9	0,60
18	57	0,30	6,0	0,61
19	58	0,32	6,1	0,62
20	59	0,34	6,2	0,63
21	60	0,36	6,3	0,64
22	40	0,38	6,4	0,65
23	41	0,40	6,5	0,66
24	42	0,42	6,6	0,67
25	43	0,44	5,9	0,68
26	44	0,46	6,0	0,69
27	45	0,48	6,1	0,70
28	46	0,50	6,2	0,71
29	47	0,52	6,3	0,72
30	48	0,54	6,4	0,73

ЗАДАНИЕ 3.27

Оценить высоту экономайзерного участка обогреваемой трубы действующего котла КАВ 4/7 с естественной циркуляцией. Тепловая мощность испарительной поверхности – Q кВт. При решении заменить реальную систему циркуляции простым однетрубным контуром (пароводяной коллектор – опускная труба – водяной коллектор — подъемная труба – пароводяной коллектор). Кратность циркуляции котла – K . Паропроизводительность котла – D т/ч. Рабочее давление в котле p МПа. Температура питательной воды – $t_{\text{ПВ}}$ °С. Высота обогреваемой трубы $H_{\Sigma}=2,5$ м.

Вариант	Кратность циркуляции K	Тепловая мощность Q	Температура питательной воды $t_{\text{ПВ}}$	Паропроизводительность котла D	Рабочее давление p
	–	кВт	°С	т/ч	МПа
1	40	2500	40	3,8	0,60
2	41	2550	50	3,9	0,61
3	42	2600	60	4,0	0,62
4	43	2650	70	4,1	0,63
5	44	2700	80	4,2	0,64
6	45	2750	40	3,8	0,65
7	46	2800	50	3,9	0,66
8	47	2850	60	4,0	0,67
9	48	2900	70	4,1	0,68
10	49	2950	80	4,2	0,69
11	50	3000	40	3,8	0,70
12	51	2500	50	3,9	0,71
13	52	2550	60	4,0	0,72
14	53	2600	70	4,1	0,73
15	54	2650	80	4,2	0,74
16	55	2700	40	3,8	0,75
17	56	2750	50	3,9	0,60
18	57	2800	60	4,0	0,61
19	58	2850	70	4,1	0,62
20	59	2900	80	4,2	0,63
21	60	2950	40	3,8	0,64
22	40	3000	50	3,9	0,65
23	41	2500	60	4,0	0,66
24	42	2550	70	4,1	0,67
25	43	2600	80	4,2	0,68
26	44	2650	40	3,8	0,69
27	45	2700	50	3,9	0,70
28	46	2750	60	4,0	0,71
29	47	2800	70	4,1	0,72
30	48	2850	80	4,2	0,73

ЗАДАНИЕ 3.28

Определить количество вводимого тринатрийфосфата и селитры в котел при заполнении его водой. Масса воды в котле m_B кг. Необходимые показатели фосфатного числа Φ_{MAX} 30 мг/л; нитратного числа $N_{\text{НОР}}$ 80 мг/л. Жесткость питательной воды 0,3 мг/л. Концентрацией химикатов задаться.

Вариант	Масса воды в котле m_B	Фосфатное число Φ_{MAX}	Нитратное число $N_{\text{НОР}}$	Жесткость питательной воды $J_{\text{ПВ}}$
	кг	мг/л	мг/л	мг/л.
1	9000	20	75	0,30
2	8500	25	80	0,25
3	8000	30	85	0,20
4	7500	20	95	0,15
5	7000	25	75	0,10
6	6500	30	80	0,30
7	6000	20	85	0,25
8	5500	25	95	0,20
9	5000	30	75	0,15
10	4500	20	80	0,10
11	4000	25	85	0,30
12	3500	30	95	0,25
13	3000	20	75	0,20
14	2500	25	80	0,15
15	2000	30	85	0,10
16	1500	20	95	0,30
17	9000	25	75	0,25
18	8500	30	80	0,20
19	8000	20	85	0,15
20	7500	25	95	0,10
21	7000	30	75	0,30
22	6500	20	80	0,25
23	6000	25	85	0,20
24	5500	30	95	0,15
25	5000	20	75	0,10
26	4500	25	80	0,30
27	4000	30	85	0,25
28	3500	20	95	0,20
29	3000	25	75	0,15
30	2500	30	80	0,10

ЗАДАНИЕ 3.29

Определить количество вводимого тринатрийфосфата и селитры в котел действующего котла. Масса воды в котле m_B кг. Верхний пределы фосфатного числа $\Phi_{\text{MAX}} = 30$ мг/л; нитратного $H_{\text{НОР}} = 80$ мг/л. Результаты анализа котловой воды $\Phi_{\text{ФАКТ}}$ мг/л; $H_{\text{ФАКТ}}$ мг/л. Концентрацией химикатов задаться.

Вари- ант	Масса воды в котле m_B	Фосфатное число по анализу $\Phi_{\text{ФАКТ}}$	Нитратное число по анализу $H_{\text{ФАКТ}}$
	кг	мг/л	мг/л
1	9000	5	20
2	8500	6	30
3	8000	7	4
4	7500	8	50
5	7000	9	60
6	6500	10	70
7	6000	5	20
8	5500	6	30
9	5000	7	4
10	4500	8	50
11	4000	9	60
12	3500	10	70
13	3000	5	20
14	2500	6	30
15	2000	7	4
16	1500	8	50
17	9000	9	60
18	8500	10	70
19	8000	5	20
20	7500	6	30
21	7000	7	4
22	6500	8	50
23	6000	9	60
24	5500	10	70
25	5000	5	20
26	4500	6	30
27	4000	7	4
28	3500	8	50
29	3000	9	60
30	2500	10	70

ЗАДАНИЕ 3.30

Определить толщину стенки δ трубы наружным диаметром d мм испарительного пучка котла с рабочим давлением p . Материал и необходимые коэффициенты назначить.

Вариант	Наружный диаметр трубы	Рабочее давление в котле
	мм	МПа
1	29	0,7
2	38	0,8
3	44	0,9
4	55	1,0
5	29	1,2
6	38	1,4
7	44	1,6
8	55	1,8
9	29	2,0
10	38	2,2
11	44	2,4
12	55	2,6
13	29	2,8
14	38	3,2
15	44	0,7
16	55	0,8
17	29	0,9
18	38	1,0
19	44	1,01
20	55	1,4
21	29	1,6
22	38	1,8
23	44	2,0
24	55	2,2
25	29	2,4
26	38	2,6
27	44	2,8
28	55	3,2
29	29	0,7
30	38	0,8

ЗАДАНИЕ 3.31

Определить толщину стенки пароводяного коллектора наружным диаметром D мм (отдельно для обечайки и трубной доски), параметры испарительного пучка: наружный диаметр труб $d_{\text{НАР}}$ мм; поперечный шаг s_1 мм; продольный шаг s_2 мм. Давление в котле p МПа. Материал и необходимые коэффициенты назначить.

Вариант	Диаметр коллектора, D	Диаметр трубы, d	Поперечный шаг, s_1	Поперечный шаг, s_2	Давление в котле, p
	мм	мм	мм	мм	МПа
1	800	29	43	37	0,7
2	900	38	44	389	0,8
3	1000	44	45	39	0,9
4	1100	55	46	40	1,0
5	1200	29	47	41	1,2
6	1300	38	48	42	1,4
7	1600	44	49	43	1,6
8	800	55	43	37	1,8
9	900	29	44	389	2,0
10	1000	38	45	39	2,2
11	1100	44	46	40	2,4
12	1200	55	47	41	2,6
13	1300	29	48	42	2,8
14	1600	38	49	43	3,2
15	800	44	43	37	0,7
16	900	55	44	389	0,8
17	1000	29	45	39	0,9
18	1100	38	46	40	1,0
19	1200	44	47	41	1,01
20	1300	55	48	42	1,4
21	1600	29	49	43	1,6
22	800	38	43	37	1,8
23	900	44	44	389	2,0
24	1000	55	45	39	2,2
25	1100	29	46	40	2,4
26	1200	38	47	41	2,6
27	1300	44	48	42	2,8
28	1600	55	49	43	3,2
29	800	29	43	37	0,7
30	900	38	44	389	0,8

ЛИТЕРАТУРА

1. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Том 2. – СПб.: РМРС, 2008. – 691 с.
2. РД 31.21.30-97. Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций. – СПб.: ЦНИИМФ, 1997. – 344 с.
3. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – СПб.: ЦКТИ-ВТИ, 1998. – 256 с.
4. Енин В.И. Судовые котельные установки / В.И. Енин, Н.И. Денисенко, И.И. Костылев. – М.: Транспорт, 1993. – 216 с.
5. ГОСТ 35510–2013. Топлива судовые. Технические условия. – М. : Стандартиформ, 2014. – 16 с.
6. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы / А.С.Хряпченков.– Л.: Судостроение, 1988. – 296 с.
7. ГОСТ 54299–2010 (ИСО 8217:2010). Топлива судовые. Технические условия. – М. Стандартиформ, 2012. – 34 с.
8. Р 50.2.076–2010. Плотность нефти и нефтепродуктов. Методы расчета. Программы и таблицы приведения. – М. Стандартиформ, 2011. – 138 с.
9. Расчеты судового парового котла: учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию / В.А.Очеретяный; Министерство науки и высшего образования РФ, Севастопольский государственный университет, Морской институт. – Севастополь: СевГУ, 2021. – 167 с.
10. Ильин А.К. Практикум по паровым котлам промысловых судов/ А.К. Ильин, Е.С. Иконников-Ципулин. – М. Пищепром, 1977. – 199 с.
11. Бурцев С.И. Влажный воздух. Состав и свойства/ С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб.: СПбГАХиПТ, 1998. – 146 с.
12. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б.Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

13. ГОСТ 12.1.005–88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М. Стандартинформ, 2008. – 50 с.

14. МУ 34-7-118-84. Методические указания по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котлов. –М.: СоюзТехЭнерго, 1986. – 12 с.

15. Александров А.А. Справочные таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара/ А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: МЭИ. – 160 с.

16. Высокотемпературные органические теплоносители [Электронный ресурс]. URL <https://uralzavod-kotel.ru/category/kotlyi/termomaslyanyie-kotlyi/vyisokotemperaturnyie-masla-dlya-termomaslyanyih-kotlov/> (дата обращения: 03.12.2022)

17. ЯРОМАКС: термомасляные, паровые и водогрейные котлы и котлы-утилизаторы. [Электронный ресурс]. URL <http://www.jaromax.ru/default.aspx?textpage=741#> (дата обращения: 03.12.2022)

18. Синтетические масла-теплоносители и монофлюиды.[Электронный ресурс]. URL <http://marlotherm.ru/maslo-teplonositel> (дата обращения: 03.12.2022)

19. Полиэстер. Теплоносители и антифризы [Электронный ресурс]. URL: <https://termolan.ru>(дата обращения: 03.12.2022).

20.ЛУКОЙЛ ТЕРМО ОЙЛ. Масло теплоноситель [Электронный ресурс]. URL: https://prikamie.ru/lukoil/ind/pdf/TDS_TERMO_OYL_rus_v1.0_15.01.2016.pdf(дата обращения: 03.12.2022).

21. Теплоноситель НЕЙТРОН Н [Электронный ресурс]. URL: <https://www.urgk.ru/nefteprodukty/teplonositel-nejtron-n/> (дата обращения: 03.12.2022).

22. Высококачественный термически стабильный теплоноситель [Электронный ресурс]. URL:

https://www.rosma.ru/netcat_files/multifile/2369/Therminol_66.pdf (дата обращения: 03.12.2022).

23. Решение кубических уравнений онлайн. [Электронный ресурс]. URL: <https://mathforyou.net/online/equation/cubic/> (дата обращения: 04.12.2022).

24. Костылев И.И. Подогрев груза на танкерах/ И.И. Костылев. – Л.: Судостроение, 1976. – 104 с.

25. Едигаров С.Г. Проектирование и эксплуатация нефтебаз и газохранилищ/ С.Г. Едигаров, С.А. Бобровский. – М.: Недра, 1973. – 180 с.

26. Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки/ Ю.И.Хавкин. – Л.:Машиностроение, 1976. – 168 с.

27. Пажи Д.Г. Основы техники распыливания жидкостей/ Д.Г. Пажи, В.С. Галустов. – М.: Химия, 1984. – 256 с.

28. ГОСТ 33229-2015. Трубы для котельного и теплообменного оборудования. Технические условия. – М.Стандартинформ, 2016. – 29 с.

29. Справочник металлиста. [Электронный ресурс]. URL<https://enginiger.ru/materials/harakteristiki-i-svoystva/koeffitsientteploprovodnosti-stalej-i-splavov/>(датаобращения: 29.12.2022)

30. Бухмиров В.В. Справочные материалы для решения задач по курсу "Тепломассообмен"/ В.В. Бухмиров, Д.В.Ракутина, Ю.С.Солнышкова. – Иваново.: ГОУ ВПО Ивановский государственный энергетический университет имени В.И.Ленина, 2009. – 102 с .

31. Гольденфон А.К. Рабочие процессы и эксплуатация судовых котлов/ А.К.Гольденфон, Л.А.Бабаджанян. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 424 с.

32. Дементьев К.С. Проектирование судовых парогенераторов / К.С. Дементьев, В.А. Романов, А.С. Турлаков, Д.И. Волков. – Л.: Судостроение, 1986. – 336 с.

Учебное издание

Очеретяный Владимир Анатольевич

**СУДОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ
И ПАРПРОИЗВОДЯЩИЕ
УСТАНОВКИ.
ЦИФРОВОЙ ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Изд. № 153/2023. Объем 9,75 п.л. Усл. печ. л. 9,07. Уч.-изд. л. 9,555.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»