

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»

Институт судостроения и морской арктической техники (Севмашвтуз)

(наименование высшей школы/ филиала/ института/ колледжа)

КУРСОВАЯ РАБОТА

По дисциплине Теплообменное оборудование

На тему Проектирование маслоохладителя для главного двигателя 10S42MC

Выполнил (-а) обучающийся (-аяся):

Черезова Светлана Сергеевна
(ФИО)

Направление подготовки / специальность:
26.03.02 Кораблестроение, океанотехника

и системотехника объектов морской
инфраструктуры

(код и наименование)

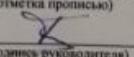
Курс: 4
Группа: 522622

Руководитель:

Прохоров Владимир Вячеславович
(ФИО руководителя)

Признать, что проект выполнен
и защищен с отметкой

Руководитель

отлично
(отметка прописью)

(подпись руководителя)

23.12.19
(дата)
B.V. Прохоров
(инициалы, фамилия)

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова»
филиал в г. Северодвинске Архангельской области

Кафедра океанотехники и энергетических установок

(наименование кафедры)

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

по _____ Теплообменное оборудование
(наименование дисциплины)

студенту 4 института Севмаштуз курса 522622 группы
Черезова Светлана Сергеевна

(фамилия, имя, отчество студента)

26.03.02 Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской
инфраструктуры

(код и наименование направления подготовки/специальность)

ТЕМА: Проектирование маслоохладителя для главного двигателя 10S42MC

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$W_1 = 250 \text{ м}^3/\text{час}$ – расход охлаждаемого теплоносителя в ТО;
 $W_2 = 300 \text{ м}^3/\text{час}$; $t_1' = 50^\circ\text{C}$ – температура охлаждаемого теплоносителя на входе в
ТО; $t_1'' = 40^\circ\text{C}$; - температура охлаждаемого теплоносителя на выходе;
 $t_2' = 32^\circ\text{C}$ – температура охлаждающего теплоносителя на входе в ТО

Срок выполнения: с «17» 09 2019 г. по «31» 12 2019 г.
Руководитель проекта Б.В.Прохоров
(должность) от проекта (подпись) (инициалы,
фамилия)

1 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

1.1 Рассчитываем среднюю температуру охлаждаемого теплоносителя по формуле (1):

$$t_1^{\text{ср}} = 0,5 \cdot (t'_1 + t''_1), \quad (1)$$

где t'_1 – температура охлаждаемого теплоносителя на входе, °C;
 t''_1 – температура охлаждаемого теплоносителя на выходе, °C.

$$t_1^{\text{ср}} = 0,5 \cdot (80 + 72) = 76 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При данной температуре определяем параметры теплоносителя:

$$\rho_1 = 973,622 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$c_1 = 4,190 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_1 = 0,394 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\lambda_1 = 0,673 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$Pr_1 = 2,422.$$

1.2 Количество теплоты, отдаваемое охлаждаемым теплоносителем в единицу времени, определим по формуле (2):

$$Q_1 = G_1 c_1 \cdot (t'_1 - t''_1), \quad (2)$$

где G_1 – массовый расход охлаждаемого теплоносителя, кг/с.

Массовый расход находим через объёмный по формуле (3):

$$G_1 = \rho_1 W_1, \quad (3)$$

где W_1 – расход охлаждаемого теплоносителя, м³/час.

$$G_1 = 973,622 \cdot \frac{175}{3600} = 47,3288 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$Q_1 = 47,329 \cdot 4,190 \cdot (80 - 72) = 1586,463 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}.$$

1.3 Определяем температуру охлаждающего теплоносителя на выходе по формуле (4):

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q_2}{G_2 c_2}, \quad (4)$$

где t_2' – температура охлаждающего теплоносителя, °C;
 G_2 – массовый расход охлаждающего теплоносителя, кг/с;
 $Q_2 = Q_1$ – количество теплоты, воспринимаемое охлаждающим теплоносителем в единицу времени, Дж/с.

1.3.1 Рассчитываем температуру по формуле (5):

$$\{t_2^{\text{cp}}\} = 0,5 \cdot (t_2' + \{t_2''\}). \quad (5)$$

Искомая температура t_2'' лежит в интервале $[t_2'; t_1^{\text{cp}}]$. Берём какое-либо значение $\{t_2''\}$ из этого интервала.

$$\{t_2''\} = 46,85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\{t_2^{\text{cp}}\} = 0,5 \cdot (40 + 46,2) = 43,425 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.3.2 При этом значении определяем c_2 и ρ_2 и рассчитываем температуру t_2'' :

$$c_2 = 3,913 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\rho_2 = 1000,313 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$G_2 = \rho_2 W_2, \quad (6)$$

где W_2 – расход охлаждающего теплоносителя, м³/час.

$$G_2 = 1000,78 \cdot \frac{220}{3600} = 61,1302 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$t_2'' = 40 + \frac{1586,47}{61,159 \cdot 3,913} = 46,6323 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.3.3 Рассчитываем погрешность по формуле (7):

$$\delta = \left| \frac{\{t_2''\} - t_2''}{\{t_2''\}} \right| \cdot 100\%. \quad (7)$$

$$\delta = \left| \frac{46,2 - 46,63}{46,2} \right| \cdot 100\% = 0,4647 \text{ \%}.$$

Т.к. $\delta < 5\%$, то полученное значение t_2'' , равное 46,6323 °C, принимаем за истинную температуру охлаждаемого теплоносителя на выходе.

1.4 Рассчитываем среднюю температуру t_2^{cp} :

$$t_2^{\text{cp}} = 0,5 \cdot (t_2' + t_2''). \quad (8)$$
$$t_2^{\text{cp}} = 0,5 \cdot (40 + 46,63) = 43,3161 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

При данной температуре определяем параметры охлаждающего теплоносителя:

$$\rho_2 = 1000,459 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$c_2 = 3,913 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_2 = 0,669 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\lambda_2 = 0,594 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$Pr_2 = 4,413.$$

1.5 Принимаем скорость охлаждающего теплоносителя в трубках v_2 , а также наружный и внутренний диаметры трубок $d_{\text{нар}}$ и $d_{\text{вн}}$. Толщину стенки $\delta_{\text{ст}}$ определяем по формуле (9):

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}}}{2}. \quad (9)$$

Примем толщину стенки равной 1 мм и наружный диаметр 10 мм, а из формулы (9) определим внутренний диаметр трубок:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{нар}} - 2\delta_{\text{ст}}. \quad (10)$$

$$d_{\text{вн}} = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ мм} = 0,014 \text{ м.}$$

1.6 Рассчитываем число Рейнольдса для охлаждающего теплоносителя по формуле (11):

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_{\text{вн}}}{v_2}. \quad (11)$$

$$v_2 = 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$Re_2 = \frac{2,5 \cdot 0,014}{0,669 \cdot 10^{-6}} = 52316,8909.$$

1.7 Температура стенки со стороны охлаждающего теплоносителя t_2^{ct} лежит в интервале $[t_2^{\text{cp}}; t_1^{\text{cp}}]$. Этот интервал разбиваем с таким шагом, чтобы в него входило от 10 до 15 значений температур. Эти значения заносим в Таблицу 1.

1.8 Определяем для значений $t_{21}^{\text{ct}}, t_{22}^{\text{ct}}, \dots, t_{2n}^{\text{ct}}$ числа Прандтля Pr_2^{ct} и заносим в Таблицу 1.

1.9 По критериальному уравнению теплоотдачи для движения охлаждающего теплоносителя в трубках рассчитываем значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{21}, \alpha_{22}, \dots, \alpha_{2n}$ и заносим в Таблицу 1.

$$\alpha_2 = 0,021 \frac{\lambda_2}{d_{\text{bh}}} Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_2^{\text{ct}}} \right)^{0,25}. \quad (12)$$

$$\alpha_{21} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{4,708} \right)^{0,25} = 9885,5583 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{22} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{4,272} \right)^{0,25} = 10128,6719 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{23} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{3,882} \right)^{0,25} = 10374,0045 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{24} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{3,529} \right)^{0,25} = 10624,2285 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{25} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{3,208} \right)^{0,25} = 10880,572 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{26} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{2,912} \right)^{0,25} = 10354,0583 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{27} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{2,638} \right)^{0,25} = 11425,9316 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{28} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{2,383} \right)^{0,25} = 11425,9316 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{29} = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,9^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{2,144} \right)^{0,25} = 12033,8369 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

1.10 Определяем плотность теплового потока внутри трубок:

$$q_2 = \alpha_2 \cdot (t_2^{\text{ct}} - t_2^{\text{cp}}), \quad (13)$$

значения $q_{2_1}, q_{2_2}, \dots, q_{2_n}$ заносим в Таблицу 1.

$$q_{2_1} = 9885,5583 \cdot (40 - 43,32) = -32781,9816 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_2} = 10128,6719 \cdot (45 - 43,32) = 17055,1772 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_3} = 10374,0045 \cdot (50 - 43,32) = 69338,3034 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_4} = 10624,2285 \cdot (55 - 43,32) = 1,2413 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_5} = 10880,572 \cdot (60 - 43,32) = 1,8153 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_6} = 10354,0583 \cdot (65 - 43,32) = 2,2452 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_7} = 11425,9316 \cdot (70 - 43,32) = 3,0489 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_8} = 11425,9316 \cdot (75 - 43,32) = 3,7134 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{2_9} = 12033,8369 \cdot (80 - 43,32) = 4,4145 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

1.11 Рассчитываем температуру стенки со стороны охлаждаемого теплоносителя:

$$t_1^{\text{ct}} = t_2^{\text{ct}} + q_2 \frac{\delta_{\text{ct}}}{\lambda_{\text{ct}}}. \quad (14)$$

Для этого для выбранного материала трубок определяем значения коэффициента теплопроводности λ_{ct} при всех значениях $t_{2_1}^{\text{ct}}, t_{2_2}^{\text{ct}}, \dots, t_{2_n}^{\text{ct}}$.

Полученные значения температуры стенки со стороны охлаждаемого теплоносителя $t_{1_1}^{\text{ct}}, t_{1_2}^{\text{ct}}, \dots, t_{1_n}^{\text{ct}}$ заносим в Таблицу 1.

$$t_{1_1}^{\text{ct}} = 40 + (-32781,9816) \cdot \frac{0,001}{385,2} = 39,9149^\circ\text{C}.$$

$$t_{1_2}^{\text{ct}} = 45 + 17055,1772 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 45,0443^\circ\text{C}.$$

$$t_{1_3}^{\text{ct}} = 50 + 69338,3034 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 50,18 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_4}^{\text{ct}} = 55 + 1,2413 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 55,3223 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_5}^{\text{ct}} = 60 + 1,8153 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 60,4713 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_6}^{\text{ct}} = 65 + 2,2452 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 65,5829 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_7}^{\text{ct}} = 70 + 3,0489 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 70,7915 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_8}^{\text{ct}} = 75 + 3,7134 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 75,964 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$t_{1_9}^{\text{ct}} = 80 + 4,4145 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 81,146 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

1.12 Принимаем скорость охлаждаемого теплоносителя в межтрубном пространстве v_1 и определяем минимальное расстояние между трубками δ . Для трубок 16×1 мм принято $\delta = 5$ мм.

$$v_1 = 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

1.13 Рассчитываем число Рейнольдса для охлаждаемого теплоносителя:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot \delta}{v_1}. \quad (15)$$

$$Re_1 = \frac{2,5 \cdot 0,005}{0,394 \cdot 10^{-6}} = 31725,8883.$$

1.14 Определяем для значений $t_{1_1}^{\text{ct}}, t_{1_2}^{\text{ct}}, \dots, t_{1_n}^{\text{ct}}$ числа Прандтля Pr_1^{ct} и заносим в Таблицу 1.

1.15 По критериальному уравнению теплоотдачи для движения охлаждаемого теплоносителя между трубками рассчитываем значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{1_1}, \alpha_{1_2}, \dots, \alpha_{1_n}$ и заносим в Таблицу 1.

$$\alpha_1 = 0,41 \frac{\lambda_1}{\delta} Re_1^{0,5} Pr_1^{0,35} \left(\frac{Pr_1}{Pr_1^{\text{ct}}} \right)^{0,14}. \quad (16)$$

$$\alpha_{1_1} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{5,012}\right)^{0,14} = 12099,839 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_2} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{4,530}\right)^{0,14} = 12272,3404 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_3} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{4,095}\right)^{0,14} = 12447,0259 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_4} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{3,702}\right)^{0,14} = 12624,0888 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_5} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{3,346}\right)^{0,14} = 12804,0544 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_6} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{3,025}\right)^{0,14} = 12986,1252 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_7} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{2,734}\right)^{0,14} = 13171,3214 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_8} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{2,471}\right)^{0,14} = 13359,154 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_{1_9} = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,9^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{2,234}\right)^{0,14} = 13549,0703 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

1.16 Определяем плотность теплового потока в межтрубном пространстве:

$$q_1 = \alpha_1 (t_1^{\text{cp}} - t_1^{\text{cr}}), \quad (17)$$

значения $q_{1_1}, q_{1_2}, \dots, q_{1_n}$ заносим в Таблицу 1.

$$q_{1_1} = 12272,3404 \cdot (76 - 39,9149) = 4,3662 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_2} = 12272,3404 \cdot (76 - 45,0443) = 3,799 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_3} = 12447,0259 \cdot (76 - 50,18) = 3,2138 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_4} = 12624,0888 \cdot (76 - 55,3223) = 2,6104 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_5} = 12804,0544 \cdot (76 - 60,4713) = 1,9883 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_6} = 12986,1252 \cdot (76 - 65,5829) = 1,3528 \cdot 10^5 \frac{\text{Бт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_7} = 13171,3214 \cdot (76 - 70,7915) = 68602,7574 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_8} = 13359,154 \cdot (76 - 75,964) = 480,8121 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$q_{1_9} = 13549,0703 \cdot (76 - 81,146) = -69723,8072 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

1.17 По табличным данным строим графики функций $q_2 = f(t_2^{\text{ct}})$ и $q_1 = f(t_2^{\text{ct}})$. На пересечении графиков находим искомую температуру стенки со стороны охлаждающего теплоносителя t_2^{ct} .



Рисунок 1 – Графики $q_2 = f(t_2^{\text{ct}})$ и $q_1 = f(t_2^{\text{ct}})$

Далее уже для найденной t_2^{ct} по пунктам 8', 9', 10', 11', 14', 15', 16' производим расчёт истинных значений соответствующих величин.

$$t_2^{\text{ct}} = 59,36^{\circ}\text{C}.$$

$$Pr_2^{\text{ct}} = 3,25.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для забортной воды:

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{0,594}{0,014} \cdot 52316,8909^{0,8} \cdot 4,413^{0,43} \cdot \left(\frac{4,413}{3,25}\right)^{0,25} =$$

$$= 10845,2477 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}.$$

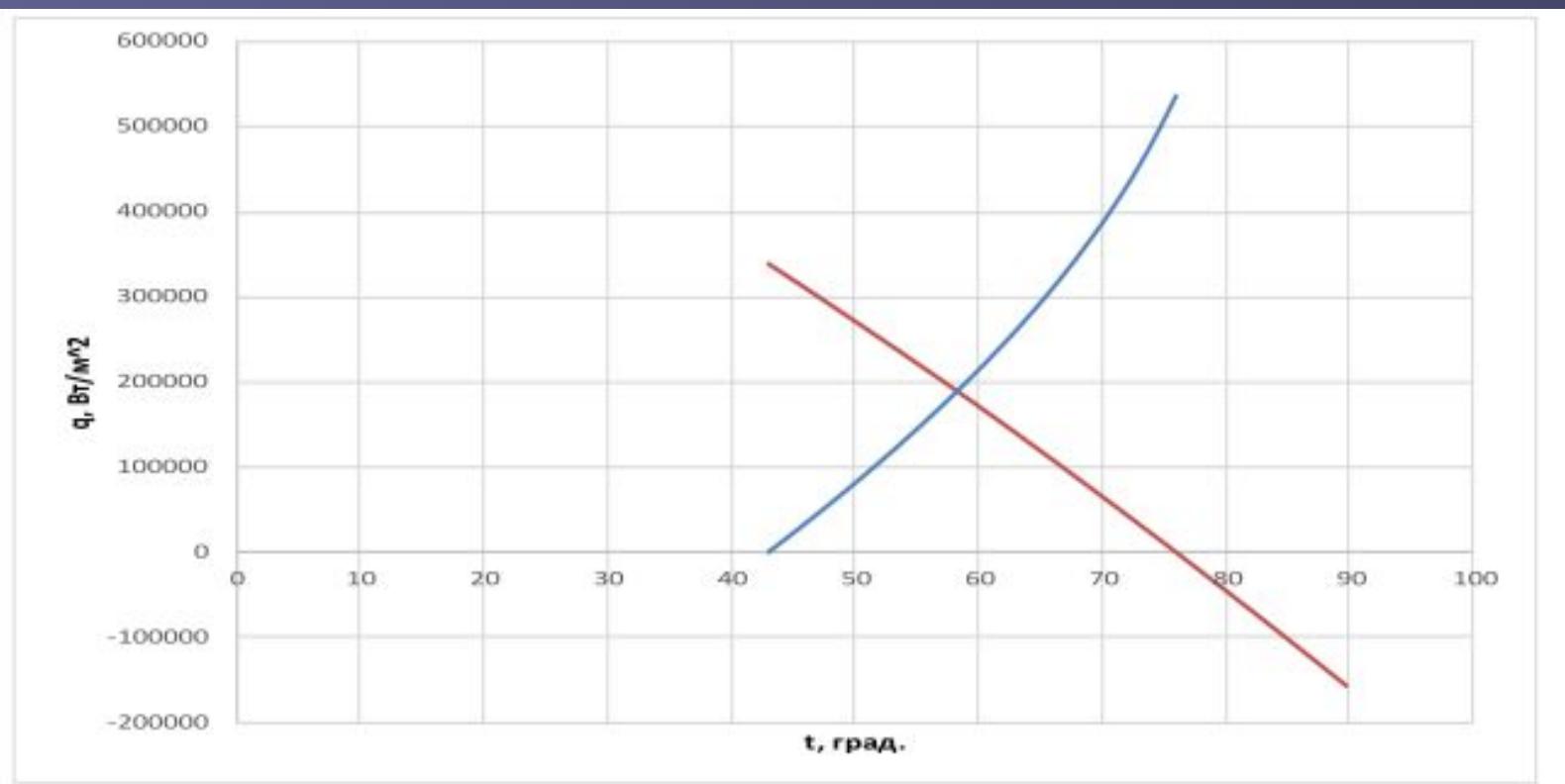


Рисунок 1 – Определение температуры стенки со стороны охлаждающего теплоносителя

Определяем плотность теплового потока внутри трубок:

$$q_2 = 10845,2477 \cdot (59,36 - 43,3161) = 1,74 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Определяем температуру стенки со стороны пресной воды:

$$\lambda_{ct} = 385,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$
$$t_1^{ct} = 59,36 + 1,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,001}{385,2} = 58,8117^\circ\text{C}.$$

Определяем число Прандтля для пресной воды:

$$Pr_1^{ct} = 3,36.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи для пресной воды:

$$\alpha_1 = 0,41 \cdot \frac{0,673}{0,005} \cdot 31725,8883^{0,5} \cdot 2,422^{0,35} \cdot \left(\frac{2,422}{3,36}\right)^{0,14} =$$
$$= 12796,5719 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определяем плотность теплового потока в межтрубном пространстве:

$$q_1 = 12796,5719 \cdot (76 - 59,36) = 2,0715 \cdot 10^5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Таблица 1 – Данные охлаждающего и охлаждаемого теплоносителей

№	$t_2^{\text{ct}}, ^\circ\text{C}$	Pr_2^{ct}	$\alpha_2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$q_2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$	$\lambda_{\text{ct}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$t_1^{\text{ct}}, ^\circ\text{C}$	Pr_1^{ct}	$\alpha_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	$q_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
1	40	4,708	9885,5583	-32781,9816	385,2	39,9149	5,012	12099,839	$4,3662 \cdot 10^5$
2	45	4,272	10128,6719	17055,1772	385,2	45,0443	4,530	12272,34	$3,799 \cdot 10^5$
3	50	3,882	10374,0045	69338,3034	385,2	50,18	4,095	12447,026	$3,2138 \cdot 10^5$
4	55	3,529	10624,2285	$1,2413 \cdot 10^5$	385,2	55,3223	3,702	12624,089	$2,6104 \cdot 10^5$
5	60	3,208	10880,572	$1,8153 \cdot 10^5$	385,2	60,4713	3,346	12804,054	$1,9883 \cdot 10^5$
6	65	2,912	10354,0583	$2,2452 \cdot 10^5$	385,2	65,5829	3,025	12986,125	$1,3528 \cdot 10^5$
7	70	2,638	11425,9316	$3,0489 \cdot 10^5$	385,2	70,7915	2,734	13171,321	68602,7574
8	75	2,383	11720,0457	$3,7134 \cdot 10^5$	385,2	75,964	2,471	13359,154	480,8121
9	80	2,144	12033,8369	$44145 \cdot 10^5$	385,2	81,146	2,234	13549,07	- 69723,8072

1.18 Рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ct}}}{\lambda_{\text{ct}}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (18)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12796,5719} + \frac{0,001}{385,2} + \frac{1}{10845,2477}} = 5782,0758 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

1.19 Рассчитываем средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{2,3 \cdot \lg \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}}. \quad (19)$$

$$\Delta t = \frac{(80 - 46,85) - (72 - 40)}{2,3 \cdot \lg \frac{80 - 46,85}{72 - 40}} = 32,7158 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.20 Рассчитываем площадь поверхности теплообмена:

$$F' = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (20)$$

$$F' = \frac{1586,463 \cdot 10^3}{5782,0758 \cdot 32,7158} = 8,3866 \text{ м}^2.$$

1.21 С учётом поправки на загрязнение:

$$F = 1,1F'. \quad (21)$$

$$F = 1,1 \cdot 8,3866 = 9,2253 \text{ м}^2.$$

1.22 Принимаем число ходов охлаждающего теплоносителя в трубках z_2 и коэффициент заполнения трубной решётки η .

$$z_2 = 2.$$

$$\eta = 0,8.$$

1.23 Рассчитываем количество трубок ТОА:

$$n = \frac{4G_2 z_2}{\pi \cdot d_{bh}^2 \rho_2 v_2}. \quad (22)$$

$$n = \frac{4 \cdot 61,1302 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,014^2 \cdot 1000,459 \cdot 2,5} = 318.$$

1.24 Шаг разбивки по треугольнику определим по формуле (23):

$$S_1 = d_{gap} + \delta. \quad (23)$$

$$S_1 = 16 + 5 = 21 \text{ мм} = 0,021 \text{ м}.$$

1.25 Рассчитываем площадь трубной решётки:

$$F_{tp} = 0,866 \cdot S_1 \cdot n. \quad (24)$$

$$F_{tp} = 0,866 \cdot 0,021^2 \cdot 318 = 0,1214 \text{ м}^2.$$

1.26 Определяем внутренний диаметр корпуса ТОА:

$$D_{bh} = 1,1 \sqrt{\frac{F_{tp}}{\eta}}. \quad (25)$$

$$D_{\text{BH}} = 1,1 \sqrt{\frac{0,1214}{0,8}} = 0,4286 \text{ м.}$$

1.27 Определяем длину трубок между трубными досками:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{нап}} \cdot n}. \quad (26)$$

$$L = \frac{9,2253}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 318} = 0,5771 \text{ м.}$$

1.28 Рассчитываем относительный диаметр ТОА:

$$D_{\text{отн}} = \frac{D_{\text{BH}}}{L}. \quad (27)$$

$$0,2 \leq D_{\text{отн}} \leq 1. \quad (28)$$

$$D_{\text{отн}} = \frac{0,4286}{0,5771} = 0,7426 \text{ м.}$$

1.29 Определяем сечение для прохода между перегородками по формуле (29):

$$f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 v_1} = \frac{W_1}{v_1}. \quad (29)$$

$$f_1 = \frac{175}{3600 \cdot 2,5} = 0,0194 \text{ м}^2.$$

1.30 Площадь сегмента над перегородками определим по формуле (30):

$$f = \frac{f_1}{1 - 0,905 \left(\frac{d_{\text{нап}}}{S_1} \right)}. \quad (30)$$

$$f = \frac{0,0194}{1 - 0,905 \cdot \left(\frac{0,016}{0,021} \right)} = 0,0626 \text{ м}^2.$$

1.31 Коэффициент сечения определим по формуле (31):

$$\beta = \frac{4f}{D_{\text{BH}}^2}. \quad (31)$$

$$\beta = \frac{4 \cdot 0,061}{0,430^2} = 1,36.$$

1.32 Центральный угол сегмента перегородки φ находим с помощью графика зависимости $\beta = f(\varphi)$.

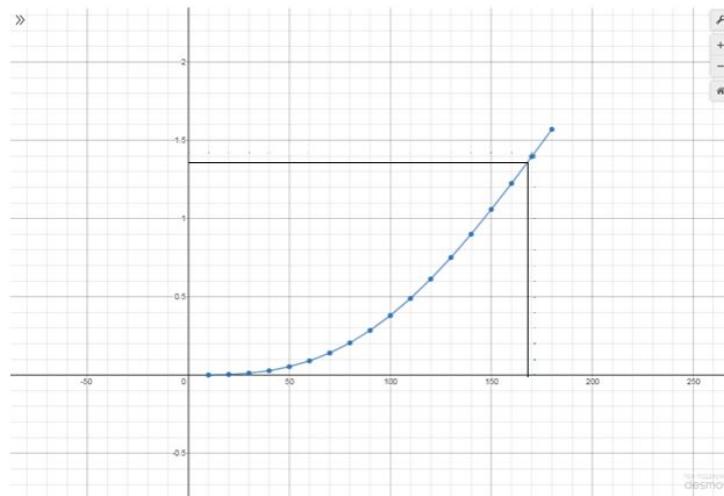
Зависимость имеет вид:

$$\beta = \frac{\pi\varphi}{360} - \frac{\sin \varphi}{2}. \quad (32)$$

Подставляя $\varphi = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, \dots, 180^\circ$, рассчитываем соответствующие значения β и строим график. (переделать для своего значения)

Таблица 2 – Данные для построения графика $\beta = f(\varphi)$.

$\varphi, ^\circ$	10°	20°	30°	40°	50°	60°
β	0,000398	0,003434	0,011667	0,027495	0,053089	0,090321
$\varphi, ^\circ$	70°	80°	90°	100°	110°	120°
β	0,140709	0,205374	0,285	0,379818	0,489598	0,613654
$\varphi, ^\circ$	130°	140°	150°	160°	170°	180°
β	0,750867	0,899717	1,058333	1,224545	1,395954	1,57



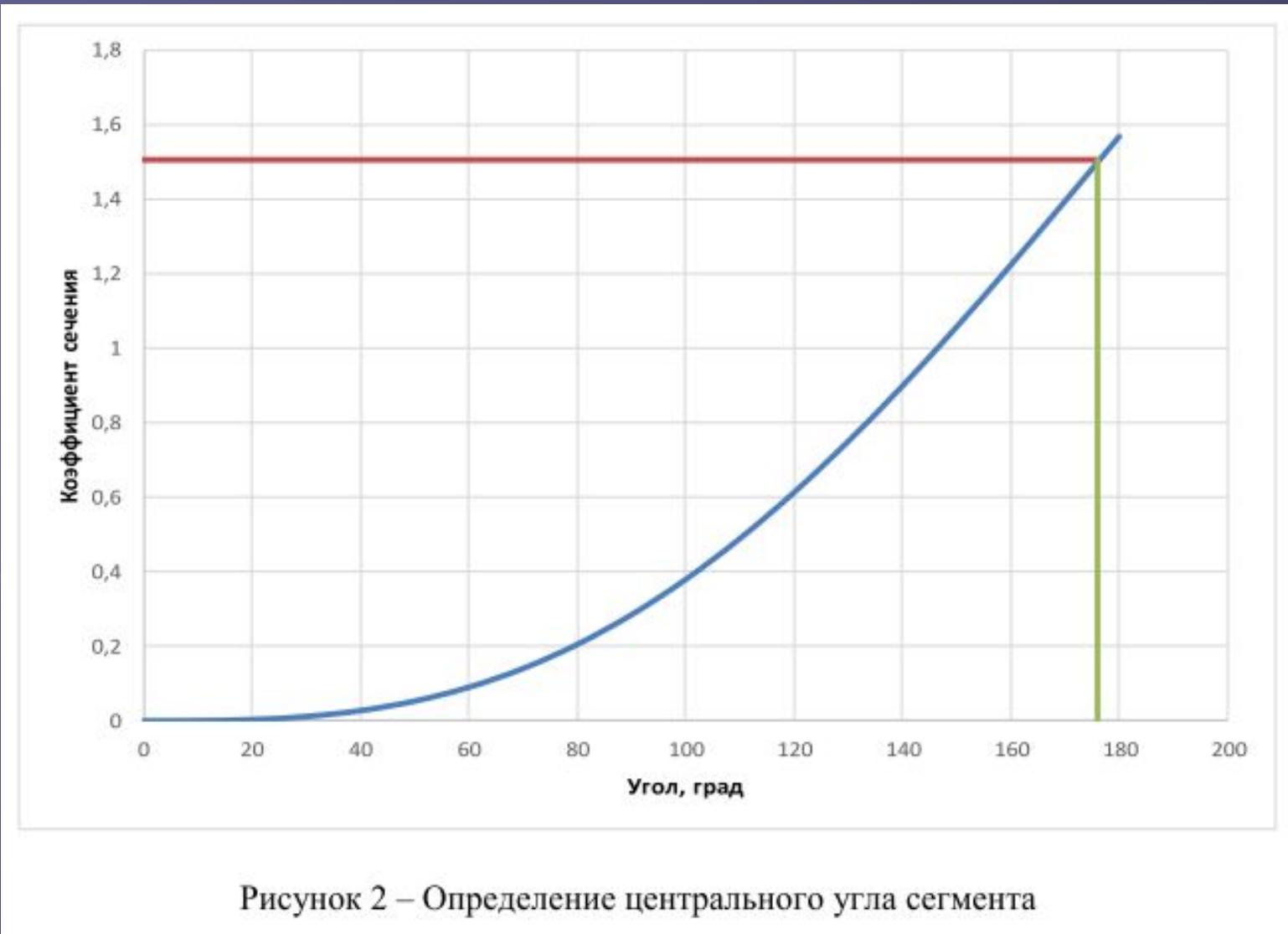


Рисунок 2 – График зависимости $\beta = f(\varphi)$

1.33 Определяем хорду сегмента перегородки по формуле (33):

$$S = D_{\text{шн}} \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (33)$$

$$S = 0,4286 \cdot \sin \frac{169^\circ}{2} = 0,4266 \text{ м.}$$

1.34 Рассчитывается ширина усреднённого сечения для прохода охлаждаемого теплоносителя:

$$b = \frac{\left(\frac{\pi D_{\text{шн}}^2}{4} - f \right) \cdot 6f}{S^3}. \quad (34)$$

$$b = \frac{\left(\frac{3,14 \cdot 0,4286^2}{4} - 0,0626 \right) \cdot 6 \cdot 0,0626}{0,4266^3} = 0,3951 \text{ м.}$$

1.35 Определяем расстояние между перегородками:

$$l = \frac{f_1}{b \left(1 - \frac{d_{\text{нап}}}{S_1} \right)}. \quad (35)$$

$$l = \frac{0,0194}{0,3951 \cdot \left(1 - \frac{0,016}{0,021} \right)} = 0,2067 \text{ м.}$$

1.36 Определяем число ходов охлаждаемого теплоносителя в межтрубном пространстве (округляется до ближайшего чётного числа):

$$z_1 = \frac{L}{l}. \quad (36)$$

$$z_1 = \frac{0,5771}{0,2067} = 2,7922.$$

Примем $z_1 = 4$.

Уточняем расстояние между перегородками:

$$l = \frac{L}{z_1}. \quad (37)$$

$$l = \frac{0,5771}{4} = 0,1443 \text{ м.}$$

1.37 Определяем число трубок, перпендикулярных потоку:

$$m = \frac{n z_1 S_1}{b}. \quad (38)$$

$$m = \frac{318 \cdot 4 \cdot 0,021}{0,3951} = 68 \text{ трубок.}$$

2 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

2.1 Расчёт потерь по охлаждаемому теплоносителю

2.1.1 Определяем минимальное сечение для прохода теплоносителя у кромки перегородки:

$$f_{min} = Sl - d_{\text{нап}} l \cdot n_{\text{tp}}, \quad (39)$$

где n_{tp} – число трубок, попавших на хорду.

$$n_{\text{tp}} = \frac{S}{S_1}. \quad (40)$$

Число трубок, попавших на хорду, округляем до целого числа в меньшую сторону.

$$n_{\text{tp}} = \frac{0,4266}{0,021} = 20 \text{ трубок.}$$

$$f_{min} = 0,4266 \cdot 0,1443 - 0,016 \cdot 0,1443 \cdot 20 = 0,0154 \text{ м}^2.$$

2.1.2 Рассчитываем максимальную скорость охлаждаемого теплоносителя при течении между перегородками:

$$v_{max} = \frac{G_1}{\rho_1 f_{min}}. \quad (41)$$

$$v_{max} = \frac{47,3288}{973,622 \cdot 0,0154} = 3,1601 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.1.3 Рассчитывается число Рейнольдса для охлаждаемого теплоносителя:

$$Re_{max} = \frac{v_{max} l}{v_1}. \quad (42)$$

$$Re_{max} = \frac{3,1601 \cdot 0,1443}{3,94 \cdot 10^{-7}} = 1,1572 \times 10^6.$$

2.1.4 Рассчитываем потери при движении охлаждаемого теплоносителя между перегородками:

$$\Delta p_1^I = \xi_0 \frac{\rho_1 v_{max}^2}{2} z_1, \quad (43)$$

где:

$$\xi_0 = \frac{3m}{\sqrt{Re_{max}}}. \quad (44)$$

$$\xi_0 = \frac{3 \cdot 68}{\sqrt{1,1572 \times 10^6}} = 0,1885.$$

$$\Delta p_1^I = 0,1885 \cdot \frac{973,622 \cdot 3,1601^2}{2} \cdot 4 = 3666,1776 \text{ Па.}$$

2.1.5 Рассчитываем потери при огибании охлаждаемым теплоносителем перегородок:

$$\Delta p_2^I = \xi_1 \frac{\rho_1 v_{max}^2}{2} (z_1 - 1), \quad (45)$$

где $\xi_1 = 0,5$ – коэффициент сопротивления при огибании перегородки.

$$\Delta p_2^I = 0,5 \cdot \frac{973,622 \cdot 3,1601^2}{2} (4 - 1) = 7291,938 \text{ Па.}$$

2.1.6 Рассчитываем потери напора при протекании охлаждаемого теплоносителя над перегородками:

$$\Delta p_3^I = \xi_2 \frac{L \rho_1 v_{max}^2}{d_3} \frac{1}{2}, \quad (46)$$

где L – длина трубного пучка, м;
 d_3 – эквивалентный диаметр, м.

$$d_3 = \frac{4f}{\pi \left(d_{\text{нап}} n_c + \frac{D_{\text{бн}} \varphi}{360} \right)}, \quad (47)$$

где n_c – число трубок, проходящих через сегментный вырез.

$$\begin{aligned} n_c &= 147 \\ d_3 &= \frac{4 \cdot 0,0626}{3,14 \cdot \left(0,016 \cdot 147 + \frac{0,4286 \cdot 169}{360} \right)} = 0,0312 \text{ м.} \\ \xi_2 &= 0,02 + \frac{1,7}{\sqrt{Re_0}}. \end{aligned} \quad (48)$$

$$Re_0 = \frac{v_{max} \cdot d_3}{v_1}. \quad (49)$$

$$Re_0 = \frac{3,1601 \cdot 0,0312}{3,94 \cdot 10^{-7}} = 2,502 \times 10^5.$$

$$\xi_2 = 0,02 + \frac{1,7}{\sqrt{2,502 \times 10^5}} = 0,0234.$$

$$\Delta p_3^I = 0,0234 \cdot \frac{0,5771}{0,0312} \cdot \frac{973,622 \cdot 3,1601^2}{2} = 2104,4552 \text{ Па.}$$

2.1.7 Рассчитываем потери во входном и выходном патрубках:

$$\Delta p_4^I = (\xi_3 + \xi_4) \frac{\rho_1 v_{1_n}^2}{2}, \quad (50)$$

где v_{1_n} – скорость охлаждаемого теплоносителя в патрубках, м/с.

$$v_{1_n} = \frac{4G_1}{\rho_1 \pi d_{1_n}^2}, \quad (51)$$

где d_{1_n} – диаметр патрубка, м;

$\xi_3 = 1$ – коэффициент сопротивления на входе (резкое расширение);

$\xi_4 = 0,5$ – коэффициент сопротивления на выходе (резкое сужение).

$$v_{1_n} = \frac{4 \cdot 47,3288}{973,622 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 1,5473 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$\Delta p_4^I = (1 + 0,5) \cdot \frac{973,622 \cdot 1,5473^2}{2} = 1748,3283 \text{ Па.}$$

2.1.8 Находим общее сопротивление по охлаждаемому теплоносителю:

$$\sum \Delta p^I = \eta_1 (\Delta p_1^I + \Delta p_2^I + \Delta p_3^I + \Delta p_4^I), \quad (52)$$

где $\eta_1 = 1,1$ – коэффициент запаса, учитывающий загрязнение.

$$\sum \Delta p^I = 1,1 \cdot (3666,1776 + 7291,938 + 2104,4552 + 1748,3283) =$$

$$= 16291,989 \text{ Па.}$$

2.1.9 Определяем мощность, необходимую для прокачки охлаждаемого теплоносителя через ТОА:

$$N^I = \frac{G_1 \Delta p^I}{\rho_1}. \quad (53)$$

$$N^I = \frac{47,3288 \cdot 16291,989}{973,622} = 791,9717 \text{ Вт.}$$

2.2 Расчёт потерь по охлаждающему теплоносителю

2.2.1 Рассчитываем потери на трение при движении охлаждающего теплоносителя в трубках:

$$\Delta p_1^{II} = \xi_{tp} \frac{L_n}{d_{bh}} \frac{\rho_2 v_2^2}{2} z_2, \quad (54)$$

где L_n – полная длина труб, м.

$$L_n = L + 2S_{tp}, \quad (55)$$

где S_{tp} – толщина трубной доски, м.

$$L_n = 0,5771 + 2 \cdot 0,013 = 0,6031.$$

$$\xi_{tp} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{bh}} + \frac{68}{Re_2} \right)^{0,25}. \quad (56)$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot d_{bh}}{v_2}. \quad (57)$$

$$Re_2 = \frac{2,5 \cdot 0,014}{0,669 \cdot 10^{-6}} = 52316,89.$$

$$\xi_{tp} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,001}{0,014} + \frac{68}{52316,89} \right)^{0,25} = 0,0571.$$

$$\Delta p_1^{II} = 0,0571 \cdot \frac{0,6031}{0,014} \cdot \frac{1000,459 \cdot 2,5^2}{2} \cdot 4 = 15388,3085 \text{ Па.}$$

2.2.2 Рассчитываем потери на местные сопротивления при входе охлаждающего теплоносителя в трубное пространство и выходе из него:

$$\Delta p_2^{II} = (\xi_3 + \xi_4) \frac{\rho_2 v_2^2}{2} z_2. \quad (58)$$

$$\Delta p_2^{II} = (1 + 0,5) \cdot \frac{1000,459 \cdot 2,5^2}{2} \cdot 2 = 9379,3031 \text{ Па.}$$

2.2.3 Рассчитываем потери на повороте охлаждающего теплоносителя между ходами в крышке ТОА:

$$\Delta p_3^{II} = \xi_5 \frac{\rho_2 v_2^2}{2} (z_2 - 1), \quad (59)$$

где $\xi_5 = 2,5$ – коэффициент сопротивления при повороте на 180° .

$$\Delta p_3^{II} = 2,5 \cdot \frac{1000,459 \cdot 2,5^2}{2} \cdot (2 - 1) = 7816,0859 \text{ Па.}$$

2.2.4 Рассчитываем потери во входном и выходном патрубках:

$$\Delta p_4^{II} = (\xi_3 + \xi_4) \frac{\rho_2 v_{2n}^2}{2}, \quad (60)$$

где v_{2n} – скорость охлаждающего теплоносителя в патрубках, м/с.

$$v_{2n} = \frac{4G_2}{\rho_2 \pi d_{2n}^2}, \quad (61)$$

где d_{2n} – диаметр патрубка (принимается), м.

$$v_{2n} = \frac{4 \cdot 61,1302}{1000,459 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2} = 2,4012 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$\Delta p_4^{II} = (1 + 0,5) \cdot \frac{1000,459 \cdot 2,4012^2}{2} = 4326,1779 \text{ Па.}$$

2.2.5 Находим общее сопротивление по охлаждающему теплоносителю:

$$\sum \Delta p^{II} = \eta_2 (\Delta p_1^{II} + \Delta p_2^{II} + \Delta p_3^{II} + \Delta p_4^{II}), \quad (62)$$

где $\eta_2 = 1,1$ – коэффициент запаса, учитывающий загрязнение.

$$\sum \Delta p^{II} = 1,1 \cdot (15388,3085 + 9379,3031 + 7816,0859 + 4326,1779) =$$

$$= 40600,863 \text{ Па.}$$

2.2.6 Определяем мощность, необходимую для прокачки охлаждающего теплоносителя через ТОА:

$$N^{II} = \frac{G_2 \Delta p^{II}}{\rho_2}. \quad (63)$$

$$N^{II} = \frac{61,1302 \cdot 40600,863}{1000,459} = 2480,8018 \text{ Вт.}$$

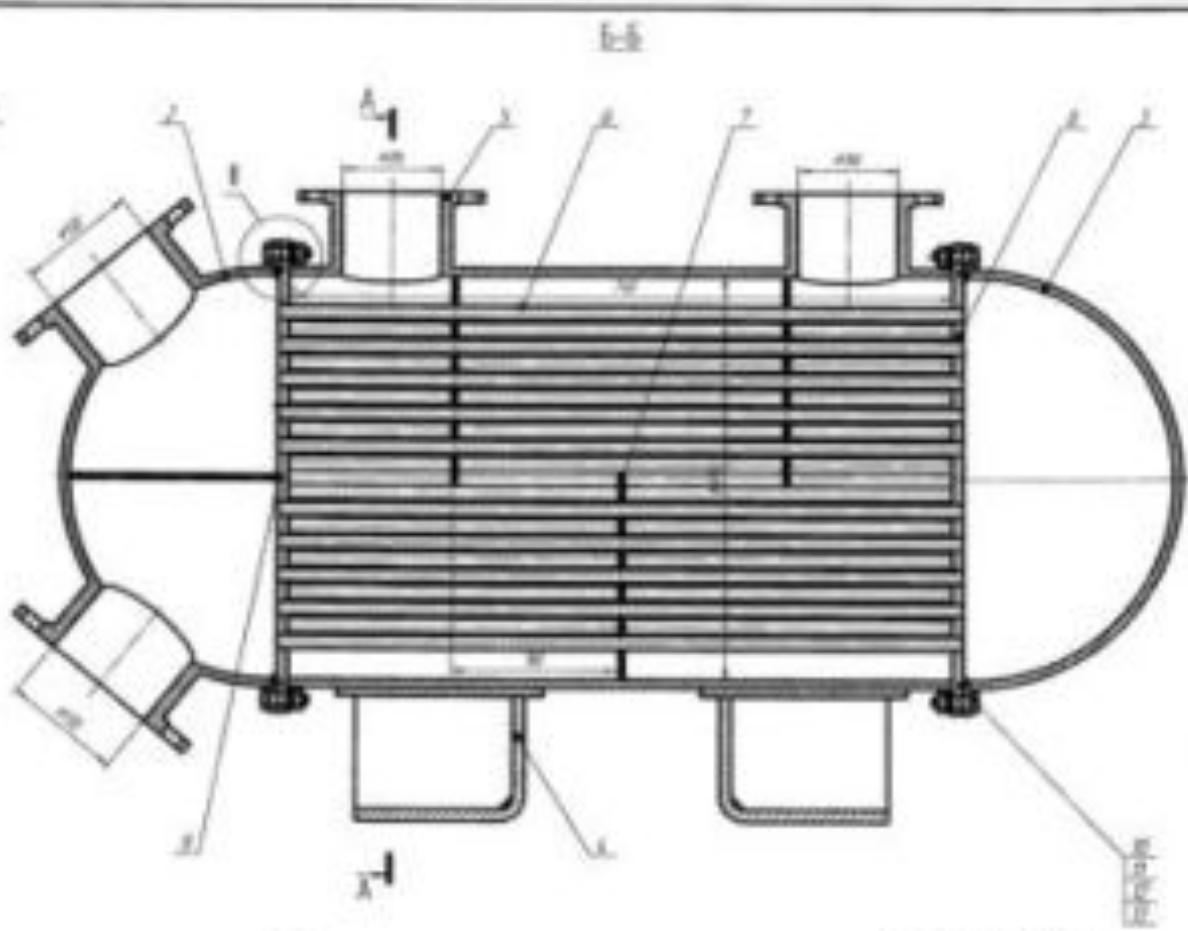
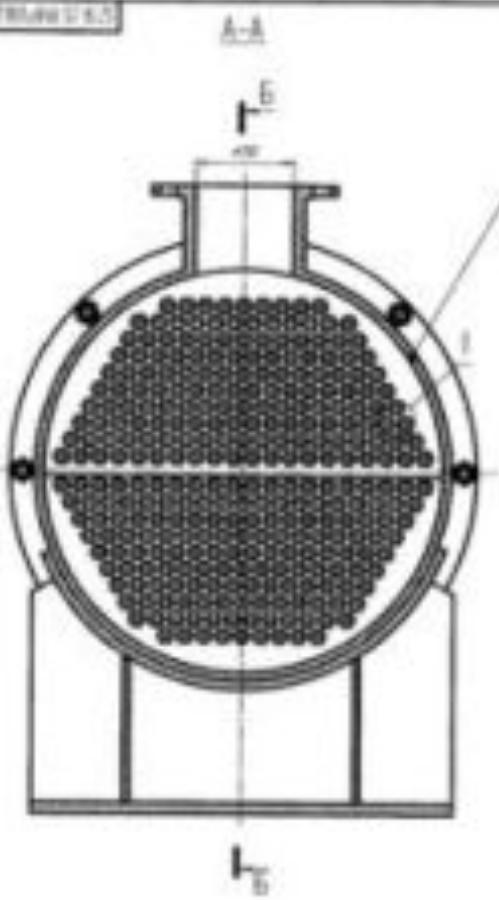
ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В РГР были произведены тепловой и гидравлический расчёты ТОА из круглых трубок в круглом корпусе с сегментными перегородками. ТОА имеет не совсем компактные массогабаритные показатели, но хорошую теплопередающую способность и компоновку.

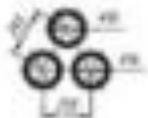
По результатам расчёта построены графики зависимости теплового потока от температуры среды, график зависимости коэффициента сечения от угла сегмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Баев С. Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты [Текст] / С. Ф. Баев. – Ленинград: Судостроение, 1965. – 240 с.
- 2 Золотов С. С. Гидравлика судовых систем: учебное пособие [Текст] / С. С. Золотов. – Ленинград: Судостроение, 1970. – 239 с.
- 3 Исаченко В. П. Теплопередача [Текст]: учебник / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 417 с.
- 4 Цыганков А. С. Расчеты судовых теплообменных аппаратов: справочное пособие [Текст]/ А. С. Цыганков. - Судпромгиз, 1956. – 264 с.
- 5 Михеев, М. А. Основы теплопередачи [Текст]: учебник для энергетических и электротехнических факультетов и вузов / М. А. Михеев. – М-Л: Гос. энергетическое изд-во, 1956. – 392 с.
- 6 Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец. В. М. Селиверстов. — М.: Машиностроение, 1989. — 200 с
- 7 СТО 60-02.2.3-2018. Стандарт организации. Общие требования к оформлению и изложению документов учебной деятельности обучающихся [Электронный ресурс]. – Введ. 2018-02-01. – Электрон. дан. – Архангельск: Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова, 2018. – 117 с. – Режим доступа:
http://lib.moy.su/Studentu/STO_60_02.2.3_2018Obshchie.pdf, свободный (дата обращения: 01.02.2019). – Загл. с экрана.



possible to apply to everybody



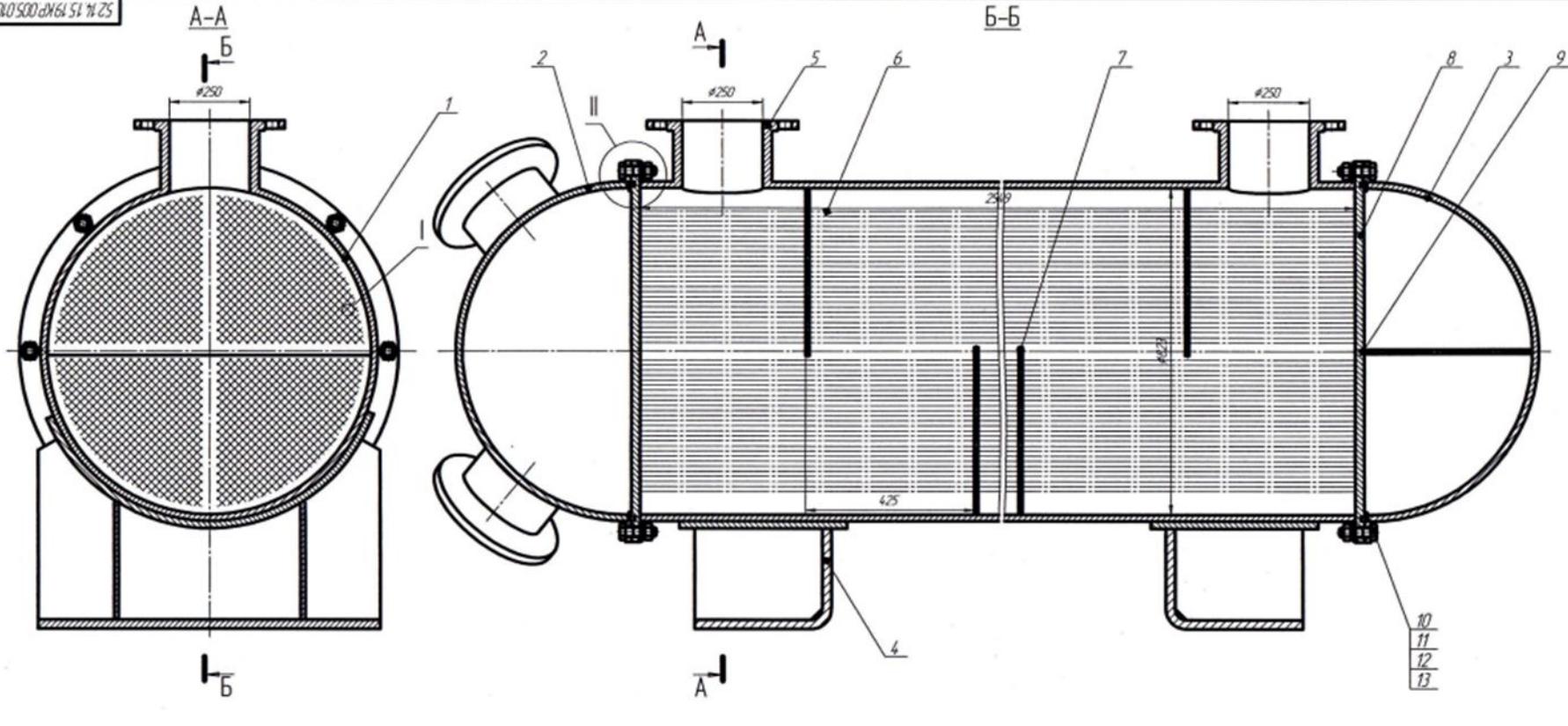
для привлечения внимания к проблеме. Важно



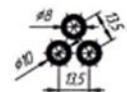
Словарь языковых единиц

1. *діяльність державного підприємства* (згідно з Законом України про державні підприємства)
 2. *діяльність підприємства, яке надає послуги* (згідно з Законом України про підприємства)
 3. *діяльність організації, яка надає послуги* (згідно з Законом України про підприємства)
 4. *діяльність підприємства в промисловому виробництві* (згідно з Законом України про підприємства)
 5. *діяльність підприємства на земельних ділянках, земельні права на які передані землевласником* (згідно з Законом України про підприємства)
 6. *діяльність підприємства земледілля та землеробства* (згідно з Законом України про підприємства)

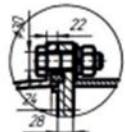
		12年1月の販売実績	
		販売台数 販売額	販売額 販売台数
車種	車名	台数	額
車種	車名	台数	額
車種	車名	台数	額



разбивка трубок по треугольнику М 11



узел крепления крышек к трубной доске
М 14



Технические требования

1. Допусти розподілення обмежень для проб ГОСТ Р ИСО 90-81.
 2. Все наявні поверхні складають, крім поверхні з корінником і уплотнительними поверхнями, покрив яким
 3. Перед затяжкою кришок з фланцем труби доско розбіль поверхні болтів, а також торни болтів і гаек слід зробити гофрованою стискані
 4. Креплення складається з будинку і працює по ОСТ 5.6410-74.
 5. Додатково в сфері іспиту на герметичність водяної пробки встановлюється в системі
 6. В разі довготривалого зберігання перед отриманням на склад постачальником продукту скласти буджет з точки зору не більше -55°C.