

# Термодинамический расчет цикла ТНУ

Рабочее тело - R134a

$t_{H1} := 34$  Температура низкопотенциального теплоносителя на вх в ТНУ

$Q_{\text{ТН\_МВт}} := 6.895$  Тепловая мощность ТНУ, МВт

$Q_{\text{ТН\_ккал}} := \frac{Q_{\text{ТН\_МВт}} \cdot 10^6}{1.163 \cdot 3600} = 1.647 \times 10^3$  Тепловая мощность ТНУ, ккал/с

$G_m := 4700 \cdot \frac{1000}{3600} = 1.306 \times 10^3$  Расход НПТ кг/с

$t_{H2} := \left[ \frac{Q_{\text{ТН\_ккал}}}{G_m \cdot 0.9996 \cdot (t_{H1} - t_{H2})} \right] - 1 \text{ solve, } t_{H2} \rightarrow 32.738083989747451495$

$t_{B1} := 20$  Температура высокопотенциального теплоносителя на вх в ТНУ

$t_{B2} := 45$  Температура высокопотенциального теплоносителя на вых из ТНУ

$t_0 := 15$  Температура окружающей среды

$\Delta t_{\text{исп}} := 3$  Недоохлаждение

$\Delta t_{\text{к}} := 3$  Недогрев

Температура испарения хладагента:

$t_{\text{и}} := t_{H2} - \Delta t_{\text{исп}} = 29.738$

По  $t_{\text{и}}$  и свойствам насыщенного пара

$h_1 := 414.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$   $p_{\text{и}} := 0.7644 \cdot 10^6 \text{ Па}$   $s_1 := 1.715 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Температура конденсации R134a:

$t_{\text{к}} := t_{B2} + \Delta t_{\text{к}} = 48$

По  $t_{\text{к}}$  и свойствам насыщенной жидкости

$h_3 := 268.5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$   $p_{\text{к}} := 1.253 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Температура фреона на входе в компрессор

$\Delta t_{\text{п}} := 10$  Заданная температура перегрева

$t_{1a} := t_{\text{и}} + \Delta t_{\text{п}} = 39.738$

Энтальпия фреона на входе в компрессор  $t_{1a} = 39.738$   $p_{\text{и}} = 7.644 \times 10^5$

$h_{1a} := 425.1$   $s_{1a} := 1.748$

По  $p_{\text{к}}$  и  $s_{1a}$  находим:  $p_{\text{к}} = 1.253 \times 10^6$   $s_{1a} = 1.748$

$$h_{2a} := 435.9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия хладагента после компрессора

Адиабатный КПД компрессора

$$h_2 := h_{1a} + \frac{(h_{2a} - h_{1a}) \cdot (273 + t_k)}{0.98 \cdot (273 + t_0)} = 437.383$$

$$\frac{[0.98 \cdot (273 + t_0)]}{(273 + t_k)} = 0.879$$

Теплоемкость фреона после конденсатора по  $p_k = 1.253 \times 10^6$

$$c'_{p3} := 1.551 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Температура фреона после конденсатора

$\Delta t_{\text{по}} := 5$  Температурные перепад в переохладителе

$$t_{3a} := \frac{c'_{p3} \cdot t_k + 4.19 \cdot (\Delta t_{\text{по}} + t_{\text{в1}})}{c'_{p3} + 4.19} = 31.214$$

Энтальпия фреона по  $t_{3a} = 31.214$   $p_k = 1.253 \times 10^6$

$$h_{3a} := 243.5$$

Температура воды после переохладителя

$$t_{\text{вп}} := t_{3a} - \Delta t_{\text{по}} = 26.214$$

Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник

$$h_{3б} := h_{3a} - (h_{1a} - h_1) = 233.1$$

Температура горячего фреона после промежуточного теплообменника по  $h_{3б} = 233.1$

$$t_{3б} := 23.5 \quad p_k = 1.253 \times 10^6$$

Энтальпия фреона перед испарителем

$$h_4 := h_{3б} = 233.1$$

Удельная тепловая нагрузка испарителя

$$q_{\text{и}} := h_1 - h_4 = 181.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{\text{к}} := h_2 - h_3 = 168.883 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная тепловая нагрузка переохладителя

$$q_{\text{по}} := h_3 - h_{3a} = 25$$

Удельная тепловая нагрузка теплового насоса

$$q_{\text{тн}} := q_{\text{к}} + q_{\text{по}} = 193.883 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника

$$q_{\text{ПТО}} := h_{1a} - h_1 = 10.4$$

Работа сжатия в компрессоре

$$l_{\text{сж}} := h_2 - h_{1a} = 12.283 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{Проверка : } q_{\text{и}} + l_{\text{сж}} = 193.883 \quad q_{\text{к}} + q_{\text{по}} = 193.883$$

Удельная энергия, потребляемая электродвигателем

$$\eta_{\text{ЭМ}} := 0.95 \quad \eta_{\text{э}} := 0.8$$

$$W_{\text{эл}} := \frac{l_{\text{сж}}}{\eta_{\text{ЭМ}} \cdot \eta_{\text{э}}} = 16.162 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Показатели энергетической эффективности теплового насоса

Коэффициент преобразования теплоты

$$\mu := \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{сж}}} = 13.749$$

Коэффициент преобразования электроэнергии

$$\mu_{\text{э}} := \eta_{\text{ЭМ}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \mu = 10.449$$

Удельный расход первичной энергии

$$\eta_{\text{эс}} := 0.4 \quad \eta_{\text{пер}} := 0.95$$

$$\text{ПЭ} := \left( \frac{1}{\eta_{\text{ЭМ}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{эс}} \cdot \eta_{\text{пер}}} \right) \cdot \frac{1}{\mu} = 0.252$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\varepsilon_{\text{к}} := \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{и}}} = 1.639$$

Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя

$$T_{\text{ср.н}} := \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{\ln \left( \frac{t_{\text{н1}} + 273}{t_{\text{н2}} + 273} \right)} = 306.369$$

Эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя

$$\tau_{\text{н}} := \frac{T_{\text{ср.н}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.н}}} = 0.06$$

Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем в испарителе

$$e_{\text{н}} := \tau_{\text{н}} \cdot q_{\text{и}} = 10.888 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя

$$T_{\text{ср.в}} := \frac{t_{\text{в2}} - t_{\text{вп}}}{\ln\left(\frac{t_{\text{в2}} + 273}{t_{\text{вп}} + 273}\right)} = 308.512$$

Эксергетическая температура высокопотенциального теплоносителя

$$\tau_{\text{в}} := \frac{T_{\text{ср.в}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.в}}} = 0.066$$

Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе

$$e_{\text{в}} := \tau_{\text{в}} \cdot q_{\text{к}} = 11.228 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе

$$T_{\text{ср.нп}} := \frac{t_{\text{вп}} - t_{\text{в1}}}{\ln\left(\frac{t_{\text{вп}} + 273}{t_{\text{в1}} + 273}\right)} = 296.096$$

Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе

$$\tau_{\text{вп}} := 1 - \frac{t_0 + 273}{T_{\text{ср.нп}}} = 0.027$$

Эксергия, полученная ВПТ в переохладителе

$$e_{\text{вп}} := \tau_{\text{вп}} \cdot q_{\text{по}} = 0.684$$

Эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем

$$e_{\text{э}} := W_{\text{эл}} = 16.162 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Эксергетический КПД теплового насоса

$$\eta_{\text{эл}} := \frac{e_{\text{в}} + e_{\text{вп}}}{e_{\text{н}} + e_{\text{э}}} = 0.44$$

Массовый расход хладагента

$$q_{\text{тн}} = 193.883 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{тн\_ккал}} := q_{\text{тн}} \cdot 0.2389 = 46.319 \quad \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

$$G_{\text{ха}} := \frac{Q_{\text{тн\_ккал}}}{q_{\text{тн\_ккал}}} = 35.555 \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Полная нагрузка узлов теплового насоса

в компрессоре  $N_{\text{к}} := W_{\text{эл}} \cdot G_{\text{ха}} = 574.635 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

в испарителе  $Q_{\text{и}} := q_{\text{и}} \cdot G_{\text{ха}} = 6.457 \times 10 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

в конденсаторе  $Q_K := q_K \cdot G_{\text{ха}} = 6.005 \times 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$

в переохладителе  $Q_{\text{по}} := q_{\text{по}} \cdot G_{\text{ха}} = 888.865$

в промежуточном теплообменнике  $Q_{\text{пто}} := q_{\text{пто}} \cdot G_{\text{ха}} = 369.768$

$$G_{\text{м}_K} := 320 \cdot \frac{1000}{3600} = 88.889 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad \text{Расход ВПТ}$$

$$G_{\text{м}_K} \cdot 0.9996 \cdot (t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}}) = 2.221 \times 10^3$$

$$(G_{\text{м}}) \cdot 0.9996 \cdot (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}) + N_K = 2.221 \times 10^3$$

## Расчет конденсатора

Температура воды на входе:  $t_{вп} = 26.214$

Температура воды на выходе:  $t_{в2} = 45$

Массовый расход воды через конденсатор:  $G_{м\_к} = 88.889 \frac{кг}{с}$

Температура конденсации холодильного агента в конденсаторе:  $t_{к} = 48$

Среднегеометрический температурный напор:

$$\Theta_m := \frac{(t_{в2} - t_{вп})}{\ln\left(\frac{t_{к} - t_{вп}}{t_{к} - t_{в2}}\right)} = 9.475$$

$t_{в2} = 45$   
 $t_{вп} = 26.214$

Принимаем основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность конденсатора:

Внутренний диаметр:  $d_{вн} := 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Наружный диаметр:  $d_0 := 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Средняя температура воды:  $t_{в.ср\_к} := \frac{(t_{в2} + t_{вп})}{2} = 35.607$

Критериальные уравнения для воды:

Кинематическая вязкость

$$\nu_{в\_к} := \left[ 1.717 - 0.03377 \cdot t_{в.ср\_к} + 0.000200938 \cdot t_{в.ср\_к}^2 + \frac{0.00018055}{(t_{в.ср\_к} + 273)} \right] \cdot 10^{-6} = 7.693 \times 10^{-7} \frac{м^2}{с}$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{в\_к} := \left( 55.179 + 0.2541 \cdot t_{в.ср\_к} - 0.001237 \cdot t_{в.ср\_к}^2 + \frac{0.000265}{t_{в.ср\_к} + 273} \right) \cdot 10^{-2} = 0.627 \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Критерий Прандтля

$$Pr_{в\_к} := 13.0104 - 0.28047 \cdot t_{в.ср\_к} + 0.001728 \cdot t_{в.ср\_к}^2 + \frac{0.00018056}{t_{в.ср\_к} + 273} = 5.215$$

Плотность

$$\rho_{в\_к} := 1000.302 - 0.06479 \cdot t_{в.ср\_к} - 0.003576 \cdot t_{в.ср\_к}^2 + \frac{0.00018059}{(t_{в.ср\_к} + 273)} = 993.461$$

Скорость НПТ в трубах  $v_{в1} := 2 \frac{м}{с}$

Число труб в одном ходе, округленное до целого числа

$$n_1 := \text{ceil}\left(\frac{4 \cdot G_{м\_к}}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot v_{в1} \cdot \rho_{в\_к}}\right) = 176$$

Уточненная скорость воды:

$$v_{B2} := \frac{4 \cdot G_{m\_k}}{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot n_1 \cdot \rho_{B\_k}} = 1.998$$

Число Рейнольдса

$$Re_{B\_k} := \frac{v_{B2} \cdot d_{BH}}{\nu_{B\_k}} = 4.674 \times 10^4$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_k := 0.021 \cdot (Re_{B\_k})^{0.8} \cdot Pr_{B\_k}^{0.43} = 232.486$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_{2\_k} := Nu_k \cdot \frac{\lambda_{B\_k}}{d_{BH}} = 8.093 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений  $R_{CT} := 2.6 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$

Принимаем, что  $\Theta'_a = 0,3 \Theta_m$

$$\Theta'_a := 0.3 \cdot \Theta_m$$

$$q' := \frac{(\Theta_m - \Theta'_a)}{\left(\frac{1}{\alpha_{2\_k}}\right) + R_{CT}} = 1.729 \times 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Для дальнейшей итерации (см. расчет)

$$q'_{\text{ww}} := 6.965 \times 10^3$$

При расположении труб в трубной решетке в вершинах правильных треугольников и по сторонам правильных концентрических шестиугольников параметр  $m$  определяется следующим образом:

$m$  - число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника

$S$  - горизонтальный шаг труб

$k$  - отношение длины трубы в аппарате к диаметру трубной решетки

$$S := 1.3 \cdot d_0 = 0.029$$

$$k := 8$$

$$m := \text{floor} \left( 0.75 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k \cdot 10^3}{q' \cdot S \cdot d_{BH} \cdot k}} \right) = 44$$

Число горизонтальных рядов труб в аппарате  $n_B := m = 44$

Свойства фреона при  $t_k$ :  $t_k = 48$

теплота парообразования  $r_{\phi} := (422.69 - 268.53) \cdot 10^3 = 1.542 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$

плотность жидкости  $\rho_{\phi} := 1111.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

коэффициент теплопроводности жидкости  $\lambda_{\phi} := 71.3 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

коэффициент динамической вязкости жидкости  $\mu_{\phi} := 147 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Коэффициент теплоотдачи со стороны рабочего тела, отнесенный к внутренней поверхности оребренной трубы:

$\beta$  - коэффициент оребрения  $\beta := 1$

$\Theta_a$  - разность температур конденсации и стенки трубы

$\psi_p$  - коэффициент, учитывающий различные условия конденсации на горизонтальных и вертикальных участках поверхности трубы. Для гладких труб  $\psi_p$

$\psi_p := 1$

$$\Theta_a := \text{root} \left[ \left[ 0.72 \cdot \left[ \sqrt[4]{\frac{r_{\phi} \cdot \rho_{\phi}^2 \cdot \lambda_{\phi}^3 \cdot 9.81}{\mu_{\phi} \cdot d_0}} \right] \cdot \left( \frac{n_B}{2} \right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \Theta_a^{-0.25} \cdot \psi_p \right] \cdot \Theta_a - \left[ \frac{(\Theta_m - \Theta_a)}{\left( \frac{1}{\alpha_{2\_к}} \right) + R_{ст}} \right], \Theta_a, 0.001, \Theta_m \right] = 6.827$$

Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося фреона

$$0.72 \cdot \left[ \sqrt[4]{\frac{r_{\phi} \cdot \rho_{\phi}^2 \cdot \lambda_{\phi}^3 \cdot 9.81}{\mu_{\phi} \cdot d_0}} \right] \cdot \left( \frac{n_B}{2} \right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \Theta_a^{-0.25} \cdot \psi_p = 1.011 \times 10^3$$

$$q := \frac{(\Theta_m - \Theta_a)}{\left( \frac{1}{\alpha_{2\_к}} \right) + R_{ст}} = 6.904 \times 10^3 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Более точно  $q$  находим по итерационному выражению:

$x := 1.333$

$$A := \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_{2\_к}} \right) + R_{ст}} = 2.607 \times 10^3$$

$$B := 0.72 \cdot \left[ \sqrt[4]{\frac{r_{\phi} \cdot \rho_{\phi}^2 \cdot \lambda_{\phi}^3 \cdot 9.81}{\mu_{\phi} \cdot d_0}} \right] \cdot \left( \frac{n_B}{2} \right)^{-0.167} \cdot \beta \cdot \psi_p = 1.635 \times 10^3$$

$$q'' := \frac{(x-1) \cdot q^x + \Theta_m \cdot B^x}{x \cdot q^{x-1} + \frac{B^x}{A}} = 6.906 \times 10^3$$

$$\frac{(q'' - q) \cdot 100}{q} = 0.029$$

Подставляем полученное  $q''$  в исходное уравнение  $q'$ , пока сходимость не составит 0,1%. Итерация.

Общее число труб в аппарате:

$$n := 0.75 \cdot m^2 + 0.25 = 1.452 \times 10^3$$

Число ходов в аппарате по воде:

$$z := \text{ceil}\left(\frac{n}{n_1}\right) = 9$$

Внутренняя поверхность теплообмена:

$$F_{\text{вн}} := \frac{Q_{\text{к}} \cdot 10^3}{q} = 869.767$$

$$Q_{\text{к}} \cdot 10^3 = 6.005 \times 10^6$$
$$q = 6.904 \times 10^3$$

Длина одной трубы в аппарате:

$$l := \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot n \cdot d_{\text{вн}}} = 10.591$$

Внутренний диаметр аппарата:

$$D_{\text{вн}} := m \cdot S = 1.258$$

## Расчет испарителя

Температура воды на входе:  $t_{Н1} = 34$

Температура воды на выходе:  $t_{Н2} = 32.738$

Массовый расход воды через конденсатор:  $G_m = 1.306 \times 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Температура конденсации холодильного агента в конденсаторе:  $t_{И} = 29.738$

Среднегеометрический температурный напор:

$$\Theta_{m\_и} := \frac{(t_{Н1} - t_{Н2})}{\ln\left(\frac{t_{Н1} - t_{И}}{t_{Н2} - t_{И}}\right)} = 3.594$$

$t_{Н2} = 32.738$   
 $t_{Н1} = 34$

Принимаем основные размеры, характеризующие теплопередающую поверхность конденсатора:

Внутренний диаметр:  $d_{ВН\_и} := 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Наружный диаметр:  $d_{О\_и} := 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Средняя температура воды:  $t_{В.ср\_и} := \frac{(t_{Н1} + t_{Н2})}{2} = 33.369$

Критериальные уравнения для воды:

Кинематическая вязкость

$$\nu_{В\_и} := \left[ 1.717 - 0.03377 \cdot t_{В.ср\_и} + 0.000200938 \cdot t_{В.ср\_и}^2 + \frac{0.00018055}{(t_{В.ср\_и} + 273)} \right] \cdot 10^{-6} = 8.449 \times 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{В\_и} := \left( 55.179 + 0.2541 \cdot t_{В.ср\_и} - 0.001237 \cdot t_{В.ср\_и}^2 + \frac{0.000265}{t_{В.ср\_и} + 273} \right) \cdot 10^{-2} = 0.621 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Критерий Прандтля

$$Pr_{В\_и} := 13.0104 - 0.28047 \cdot t_{В.ср\_и} + 0.001728 \cdot t_{В.ср\_и}^2 + \frac{0.00018056}{t_{В.ср\_и} + 273} = 5.842$$

Плотность

$$\rho_{В\_и} := 1000.302 - 0.06479 \cdot t_{В.ср\_и} - 0.003576 \cdot t_{В.ср\_и}^2 + \frac{0.00018059}{(t_{В.ср\_и} + 273)} = 993.606$$

Скорость НПТ в трубах  $v_{Н1} := 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Число труб в одном ходе, округленное до целого числа

$$n_{1\_и} := \text{ceil}\left[\frac{4 \cdot Q_{И}}{\pi \cdot d_{ВН\_и}^2 \cdot v_{Н1} \cdot \rho_{В\_и} \cdot (t_{Н1} - t_{Н2}) \cdot 4.179}\right] = 2.422 \times 10^3$$

Уточненная скорость воды:

$$v_{H2} := \frac{4 \cdot Q_{И}}{\pi \cdot d_{ВН\_И}^2 \cdot n_{1\_И} \cdot \rho_{В\_И} \cdot (t_{H1} - t_{H2}) \cdot 4.179} = 1.999$$

Число Рейнольдса

$$Re_{В\_И} := \frac{v_{H2} \cdot d_{ВН\_И}}{\nu_{В\_И}} = 4.26 \times 10^4$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_{И} := 0.021 \cdot (Re_{В\_И})^{0.8} \cdot Pr_{В\_И}^{0.43} = 226.639$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_{2\_И} := Nu_{И} \cdot \frac{\lambda_{В\_И}}{d_{ВН\_И}} = 7.818 \times 10^3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Принятое термическое сопротивление стенки и загрязнений  $R_{СТ\_И} := 2.6 \cdot 10^{-4} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$

Плотность теплового потока со стороны рабочего вещества:

Критическое давление хладагента:  $p_{кр} := 4.0593 \cdot 10^6$  МПа

Критическая температура хладагента:  $t_{кр} := 101.06$

Молярная масса хладагента:  $M := 102.03 \frac{г}{моль}$

Коэффициент, учитывающий свойства хладагента:  $C_0 := 550 \cdot (p_{кр} \cdot 10^{-5})^{\frac{1}{4}} \cdot (t_{кр} + 273)^{\frac{-7}{8}} \cdot (M)^{\frac{-1}{8}} = 4.366$

$$\pi_o := \frac{p_{И}}{p_{кр}} = 0.188$$

$$F\pi_o := 0.14 + \left(1.6 + \frac{0.4}{1 - \pi_o}\right) \cdot \pi_o = 0.534$$

Абсолютная средняя высота неровностей на шероховатой поверхности для стальных труб:  $R_Z := 4$  мкм

Абсолютная средняя высота неровностей на шероховатой поверхности для стальных труб:  $R_{Z\_ЭТ} := 1$  мкм

Коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб в пучке  $\epsilon_{П} := 1.85$

$$t_{СТ\_И} := \text{root} \left[ \left[ \frac{(t_{И} + \Theta_{м\_И} - t_{СТ\_И})}{\left(\frac{1}{\alpha_{2\_И}}\right) + R_{СТ\_И}} - C_0^4 \cdot F\pi_o^4 \cdot \left(\frac{R_Z}{R_{Z\_ЭТ}}\right)^{0.8} \cdot (t_{СТ\_И} - t_{И})^4 \cdot \epsilon_{П}^4 \cdot \frac{d_{0\_И} \cdot \pi}{d_{ВН\_И} \cdot \pi} \right], t_{СТ\_И}, t_{И}, t_{И} + \Theta_{м\_И} \right] = 31.18$$

$$q_{2\_И} := \frac{(t_{И} + \Theta_{м\_И} - t_{СТ\_И})}{\left(\frac{1}{\alpha_{2\_И}}\right) + R_{СТ\_И}} = 5.548 \times 10^3$$

Площадь внутренней теплопередающей поверхности:

$$F_{\text{вн\_и}} := \frac{Q_{\text{и}} \cdot 10^3}{q_{2\_и}} = 1.164 \times 10^3$$

При расположении труб в трубной решетке в вершинах правильных треугольников и по сторонам правильных concentрических шестиугольников параметр  $m$  определяется следующим образом:

$m$  - число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника

$S$  - горизонтальный шаг труб

$k$  - отношение длины трубы в аппарате к диаметру трубной решетки

$$S_{\text{и}} := 1.3 \cdot d_{0\_и} = 0.029$$

$$k_{\text{и}} := 6$$

$$m_{\text{и}} := \text{ceil} \left( 0.75 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{\text{вн\_и}}}{d_{\text{вн\_и}} \cdot k_{\text{и}} \cdot S_{\text{и}}}} \right) = 55$$

$$D_{\text{вн\_и}} := m_{\text{и}} \cdot S_{\text{и}} = 1.573$$

Длина труб в аппарате:

$$l_{\text{и}} := D_{\text{вн\_и}} \cdot k_{\text{и}} = 9.438$$

Общее кол-во труб в пучке:

$$n_{\text{и}} := \frac{F_{\text{вн\_и}}}{\pi \cdot d_{\text{вн\_и}} \cdot l_{\text{и}}} = 2.181 \times 10^3$$

Число ходов в аппарате по воде:

$$z_{\text{и}} := \text{ceil} \left( \frac{n_{\text{и}}}{n_{1\_и}} \right) = 1$$

## Расчет переохладителя (сделаем трубки оребренными)

Наружный диаметр  $d_1 := 19 \cdot 10^{-3}$

Внутренний диаметр  $d_2 := 16 \cdot 10^{-3}$

Высота ребра  $h_p := 3 \cdot 10^{-3}$

Наружный диаметр ребра  $d_p := d_1 + 2 \cdot h_p = 0.025$

Толщина ребра  $\delta_p := 0.5 \cdot 10^{-3}$

Шаг между ребрами  $S_p := 2 \cdot 10^{-3}$

Площадь наружной оребренной поверхности трубы длиной 1 м  $F_1 := \pi \cdot d_1 \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p}\right) + \pi \cdot \frac{(d_p^2 - d_1^2)}{2 \cdot S_p} + \pi \cdot \frac{d_p \cdot \delta_p}{S_p} = 0.272$

Площадь внутренней поверхности трубы длиной 1 м  $F_2 := \pi \cdot d_2 = 0.05$

Коэффициент оребрения  $\varepsilon_p := \frac{F_1}{F_2} = 5.406$

Тепловая нагрузка на теплообменник  $Q_{по} = 888.865 \quad \text{кВт}$

Средняя температура теплоносителей:

$$t_{cp1} := 0.5 \cdot (t_k + t_{3a}) = 39.607$$

$$t_{cp2} := 0.5 \cdot (t_{в1} + t_{вп}) = 23.107$$

Критериальные уравнения для воды:

Кинематическая вязкость

$$\nu_{в\_по} := \left[ 1.717 - 0.03377 \cdot t_{cp2} + 0.000200938 \cdot t_{cp2}^2 + \frac{0.00018055}{(t_{cp2} + 273)} \right] \cdot 10^{-6} = 1.044 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{в\_по} := \left( 55.179 + 0.2541 \cdot t_{cp2} - 0.001237 \cdot t_{cp2}^2 + \frac{0.000265}{t_{cp2} + 273} \right) \cdot 10^{-2} = 0.604 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Критерий Прандтля

$$Pr_{в\_по} := 13.0104 - 0.28047 \cdot t_{cp2} + 0.001728 \cdot t_{cp2}^2 + \frac{0.00018056}{t_{cp2} + 273} = 7.452$$

Плотность

$$\rho_{в\_по} := 1000.302 - 0.06479 \cdot t_{ср2} - 0.003576 \cdot t_{ср2}^2 + \frac{0.00018059}{(t_{ср2} + 273)} = 996.896$$

Свойства для фреона:  $t_{ср2} = 23.107$   $p_k = 1.253 \times 10^6$

Плотность  $\rho_{ф\_по} := 1217.4$   $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Теплоемкость  $c_{p\_по} := 1.4102$   $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Коэффициент теплопроводности  $\lambda_{ф\_по} := 0.082439$   $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Коэффициент динамической вязкости  $\nu_{фд\_по} := 201.80 \cdot 10^{-6}$  Па·с

Коэффициент кинематической вязкости  $\nu_{фк\_по} := 1.6576 \cdot 10^{-6}$   $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

Коэффициент температуропроводности  $\alpha_{ф} := 0.48018 \cdot 10^{-6}$   $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

Критерий Прандтля  $Pr_{ф\_по} := 3.4520$

Расход фреона  $G_{ха} = 35.555$

Скорость теплоносителя в трубах  $v_{2по} := 2$   $\frac{\text{м}}{\text{с}}$

Число труб в одном ходе, округленное до целого числа

$$n_{1по} := \text{ceil}\left(\frac{4 \cdot G_{м\_к}}{\pi \cdot d_2^2 \cdot v_{2по} \cdot \rho_{в\_по}}\right) = 222$$

Уточненная скорость воды

$$v_{в\_по} := \frac{4 \cdot G_{м\_к}}{\pi \cdot d_2^2 \cdot n_{1по} \cdot \rho_{в\_по}} = 1.998$$

Площадь трубного пространства по поперечному сечению кожухотрубного элемента

$$F_{тр} := n_{1по} \cdot \pi \cdot \frac{d_2^2}{4} = 0.045$$

Внутренний диаметр обечайки кожухотрубного элемента  $D_{вн\_по} := 400 \cdot 10^{-3}$

Площадь поперечного сечения элемента по межтрубному пространству

$$F_{мтр} := \pi \cdot \frac{(D_{вн\_по}^2 - n_{1по} \cdot d_p^2)}{4} = 0.017$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_{\text{эк}} := \frac{(D_{\text{вн\_по}}^2 - n_{1\text{по}} \cdot d_p^2)}{n_{1\text{по}} \cdot d_p} = 3.829 \times 10^{-3}$$

Скорость фреона в межтрубном пространстве:

$$v_{\text{ф\_по}} := \frac{G_{\text{ха}}}{\rho_{\text{ф\_по}} \cdot F_{\text{мтр}}} = 1.75$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ф}} := \frac{v_{\text{ф\_по}} \cdot d_{\text{эк}}}{\nu_{\text{фк\_по}}} = 4.042 \times 10^3$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_{\text{ф\_по}} := 0.021 \cdot (Re_{\text{ф}})^{0.8} \cdot Pr_{\text{ф\_по}}^{0.43} = 27.471$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны фреона

$$\alpha_{\text{ф\_по}} := \frac{Nu_{\text{ф\_по}} \cdot \lambda_{\text{ф\_по}}}{d_{\text{эк}}} = 591.475$$

Число Рейнольдса для воды

$$Re_{\text{в\_по}} := \frac{v_{\text{в\_по}} \cdot d_2}{\nu_{\text{в\_по}}} = 3.062 \times 10^4$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_{\text{в\_по}} := 0.021 \cdot (Re_{\text{в\_по}})^{0.8} \cdot Pr_{\text{в\_по}}^{0.43} = 193.224$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_{\text{в\_по}} := Nu_{\text{в\_по}} \cdot \frac{\lambda_{\text{в\_по}}}{d_2} = 7.293 \times 10^3 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности труб

$$k_{\text{по}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{ф\_по}}}\right) + 0.3 \cdot 10^{-3} + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в\_по}}}\right) \cdot \left(\frac{F_2}{F_1}\right)} = 496.019$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{\text{ср}} := \frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{вп}}) - (t_{3\text{а}} - t_{\text{в1}})}{\ln \left[ \frac{(t_{\text{к}} - t_{\text{вп}})}{(t_{3\text{а}} - t_{\text{в1}})} \right]} = 15.919$$

Площадь внутренней поверхности теплообмена

$$F_{\text{тр\_по}} := \left( \frac{Q_{\text{по}} \cdot 10^3}{k_{\text{по}} \cdot \Delta t_{\text{cp}}} \right) = 112.569$$

$$\overset{\text{L}}{\text{L}} := \frac{F_{\text{тр\_по}}}{F_2 \cdot n_{1\text{по}}} = 10.088$$

