Техническое задание. Ч.2

1. Объем хранения, при котором достигается равновесие давления на уровне 700 бар при остальных вводных условиях - 884л?

2. *Время* перетока при наших имеющихся условиях при замене емкости хранения на 884л - 70-75сек?

3. Сообщите ваши предположения по изменению температуры газа, температуры стенок сосудов, в которых он перемещается, во время перетока или при повторении процесса без промежутков времени, пауз на выравнивание температуры между процессами.

Вопрос 1

Представленный ранее отчет содержит алгоритм расчета, который справедлив для любых задаваемых параметров, но рассчитанные значения в формулах были получены при условиях, которые даны в техническом задании, т.е. заведомо некорретны. Однако, в результатах, выделенных жирным, приводятся корректные данные, соотвествующие предельному случаю, когда давление равновесия совпадает с требуемым, т.е. на практике оно будет достигнуто в течение длительного времени (теооретически - бесконечного, поскольку равновесное давление есть асимптота для функции изменения давления).

На первом этапе расчета установлено, что указанные в техническом задании данные некорректны, поэтому ответы на поставленные вопросы были изложены в форме таблицы:

Объем баллона автомобиля, л:	120	150	82
Равновесное давление, атм:	652.1	616.3	703.9
Необходимый объем емкости, л:	884	1104.2	605.2

Порядок чтения данных на примере мобильной емкости объемом 120 л

1. Если объем мобильной емкости составляет 120 л, а объем емкости хранилища 625 л, то при достижения полного равновесия в общей гидравлической системе установится давление 652.1 атм;

2. Поскольку давление равновесия 652.1 атм, а требуемое давление в мобильной емкости 700 атм, то реализовать достижение требуемого давления нельзя, поскольку при заправке максимально возможное давление - давление равновесия;

3. Чтобы обеспечить заправку мобильной емкости объемом 120 л до желаемого давления 700 атм, потребуется обьем хранилища 884 л. При этом обьеме хранилища через длительное (теоретически - бесконечное) время удастся получить давление в мобильной емкости 700 атм;

4. Если принять обьем хранилища 884 л, то возможно реализовать заправку только одной мобильной емкости объемом 120 л. После первой заправки давление в хранилище станет чуть большим давления равновесия - 700...705 атм, заправка последующих емкостей до требуемого давления без заправки хранилища будет невозможна.

Порядок чтения данных, отмеченных цветом

1. Если объем мобильной емкости составляет 82 л, а обьем емкости хранилища 625 л, то при достижения полного равновесия в общей гидравлической системе установится требуемое давление 700 атм;

2. Применим пункт 4 из прошлого примера.

Вопрос 2

На первом этапе расчета установлено, что указанные в техническом задании данные некорректны, поэтому ответы на поставленные вопросы были изложены в форме таблицы:

Объем баллона автомобиля, л:	120	150
Необходимый объем емкости, л:	884	1104.2
Время процесса наполнения, сек:	70...75	90...95
Максимальное ускорение газа, м/с/с:	65	53

Порядок чтения данных на примере мобильной емкости объемом 120 л

1. Если объем мобильной емкости составляет 120 л, а объем емкости хранилища 884 л, то при достижения полного равновесия в общей гидравлической системе установится давление 700 атм;

2. Ориентировочное время, при котором в мобильной емкости будет достигнуто давление, близкое к 700 атм, - 70-75 с. Как было отмечено в расчете, в этой ситуации будет гарантированный недобор по давлению ввиду небольших, но имеющихся гидравлических сопротивлений - порядка 2-3% от указанного уровня, т.е. ориентировочно 690-695 атм. Изменение давления в емкостях во времени для рассмотренных условий характеризуется наличием асимптоты (давление равновесия), т.е. это давление не может быть достигнуто в гидравлической системе полностью. Такой режим нецелесообразно реализовывать на практике.

Регулирование процесса истечения

Из анализа уравнения истечения следует, что наиболее доступным и практичным способом регулирования времени процесса наполнения мобильной емкости является площадь проходного сечения f:

$$\frac{d}{dt}y = \frac{-n \cdot f}{V_0} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}} \cdot \varphi\left(\frac{1}{y} \cdot \frac{p_2}{p_0}\right) \cdot y^{\frac{3}{2}-\frac{1}{2n}}$$

Возможно, в рамках решаемой задачи целесообразно искать связь между скоростями истечения и проходным сечением запорной арматуры, при фиксированных, но адекватных объемах хранилища.

Вопрос 3

Изменение температуры газа и элементов гидравлической системы может быть определено с достаточно высокой точностью. Для детального расчета тепловых процессов необходимо уточнить исходные данные, а именно:

* 1. Действительный объем и давление в хранилище - эти данные позволят определить:
- возможное количество циклов заправки мобильной емкости (n);
- остаточное давление в хранилище после каждой заправки;
- граничные условия для расчета тепловых процессов n+1 заправки;
- инертность тепловой системы.

* 2. Условия окружающей среды - если в месте эксплуатации системы параметры отличаются от нормальных (20 °C, 760 торр).

* 3. Наличие/отсутствие внешних источников интенсификации конвективного теплообмена в месте эксплуатации системы (вентиляторы, сплит-системы и т.д.).

* *Для реализации детального расчета прошу согласовать указанный пункт*

Тепловой расчет гидравлической системы (приближенный)

Для выполнения теплового расчета введем ряд допущений:

1. Процесс истечения газа из хранилища в мобильную емкость (локальный) принимается адиабатным, происходящим в условиях сохранения постоянных значений тепловой функции (энтальпии) газа;
2. Истечение газа реализуется последовательными элементарными процессами расширения при сохранении постоянного давления в хранилище в пределах малого промежутка времени протекания этого элементарного процесса;
3. Температура газа в хранилище не изменяется в процессе истечения;
4. Скорость газа в хранилище незначительна и не учитывается в расчете;
5. После истечения очередная порция газа в элементарном процессе продавливается по тракту системы и не влияет на температуру в конце расширения следующей порции газа, ввиду высокой инертности системы по отношению к скорости истечения.

С учетом интервала поиска и шага решения дифференциального уравнения истечения имеем значения давления в хранилище и мобильной емкости:

Абсолютное давление в мобильной емкости: $p_{2\_абс_i}$

Абсолютное давление в хранилище: $p_{б\_абс_i}$

Коэффициент пересчета времени процесса: * $t_{i2t} := 1$

Время процесса истечения (абсолютное), с: $t_i := \overrightarrow{\left(i \cdot t_{i2t}\right)}$

* *Отличен от 1, если шаг решения не равен 1 с*

Энтальпия газа в начале расширения от i-того давления в хранилище:

$$h_{нр_i} := h_{Tpz}\left(T_{OC}, p_{б\_абс_i}, x_{H2}\right)$$

Температура газа в конце расширения до i-того давления в мобильной емкости:

$$T_{к_i} := T_{phz}\left(p_{2\_абс_i}, h_{нр_i}, x_{H2}\right)$$

Энтальпия газа в конце изотермического расширения до i-того давления в мобильной емкости:

$$h_{кTp_i} := h_{Tpz}\left(T_{OC}, p_{2\_абс_i}, x_{H2}\right)$$

Знак дифференциального дроссельного эффекта:

$$h_{JT\_Tdx}\left(T_{OC}, \rho_{Tpz}\left(T_{OC}, p_{0\_абс}, x_{H2}\right), x_{H2}\right) = -5.1 \times 10^{-4} \cdot \frac{K}{кПа}$$

После расширения газ нагреется, поэтому удельная "теплопроизводительность":

$$\Delta h_{т_i} := h_{нр_i} - h_{кTp_i}$$

Масса газа в хранилище:

$$m_{б_i} := V_0 \cdot \rho_{Tpz}\left(T_{OC}, p_{б\_абс_i}, x_{H2}\right)$$

Количество перетекающего газа в мобильную емкость в i-том элементарном процессе:

$$\Delta m_б := \left| \begin{array}{l} \text{for } j \in 1 .. \text{rows}(Z) - 1 \\ \quad \text{result}_{j-1} \leftarrow m_{б_{j-1}} - m_{б_j} \\ \text{result}_{\text{rows}(Z)} \leftarrow 0 \\ \text{result} \end{array} \right.$$

Масса газа в мобильной емкости:

$$m_{ме_i} := m_0 - V_0 \cdot \rho_{Tpz}\left(T_{OC}, p_{б\_абс_i}, x_{H2}\right)$$

Абсолютная "теплопроизводительность" в i-том процессе:

$$\Delta Q_{т_i} := \overrightarrow{\left(\Delta h_{т_i} \cdot \Delta m_{б_i}\right)}$$

Полная "теплопроизводительность" в процессе расширения:

$$Q_\Sigma := \sum \Delta Q_т = 1576.9 \cdot кДж$$

Количественная оценка теплоемкой массы

Ориентировочное количество теплоемкой массы гидравлической системы на участке от рампы хранилища до заправочного устройства:

Толщина стенки трубы:

$$\delta := 1.5\text{мм}$$

Объем теплоемкой массы:

$$V_{\text{тм}} := \frac{\pi \cdot \left[\left(D_{\text{рх\_зу}} + 2 \cdot \delta\right)^2 - {D_{\text{рх\_зу}}}^2\right]}{4} \cdot l_{\text{рх\_зу}} = 108384.9 \cdot \text{мм}^3$$

Усредненная плотность металлических частей:

$$\rho_{\text{тм}} := 7700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Масса трубы (с коэффициентом, учитывающим соединения):

$$m_{\text{тм}} := 1.2 V_{\text{тм}} \cdot \rho_{\text{тм}} = 1.001 \cdot \text{кг}$$

Масса арматуры (вентиль + регулятор):

$$m_{\text{арм}} := 0.15\text{кг} + 0.3\text{кг} = 0.45 \cdot \text{кг}$$

Общая масса:

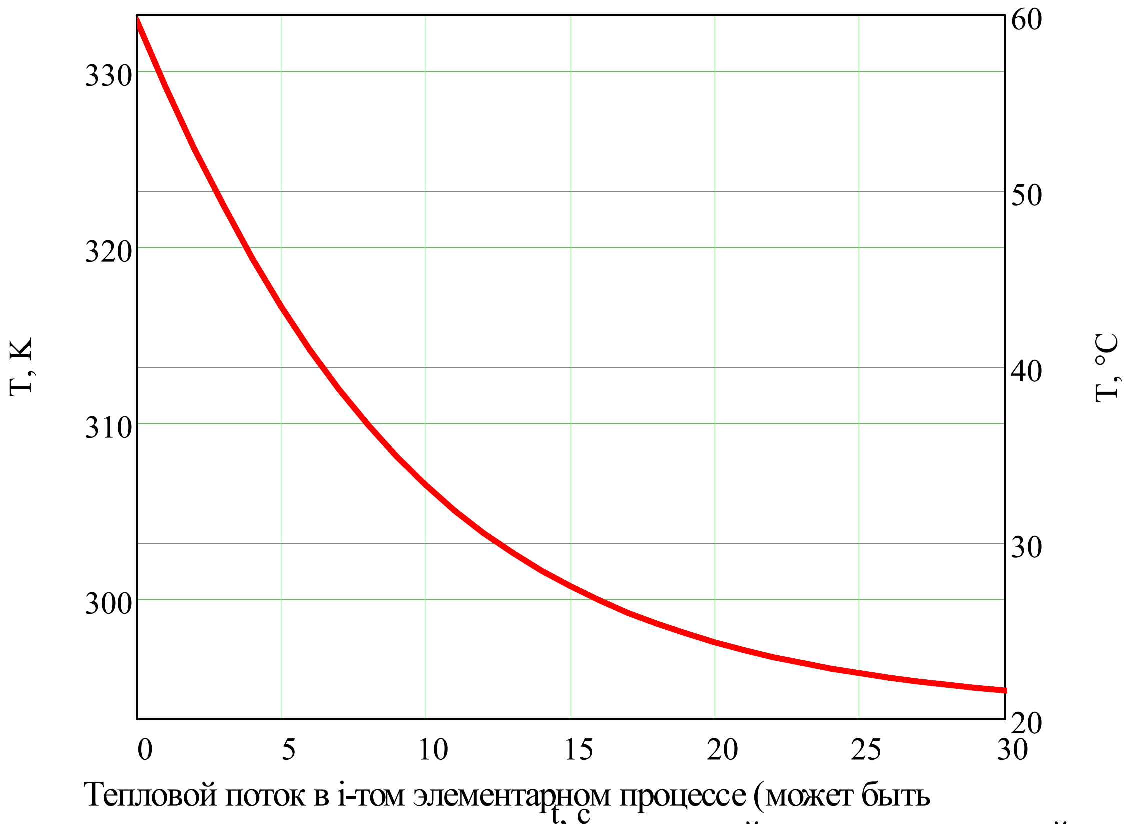
$$m_{\Sigma} := m_{\text{тм}} + m_{\text{арм}} = 1.451 \cdot \text{кг}$$

Масса баллона объемом 150 л и расчетным давлением 800 бар (ориентировочно):

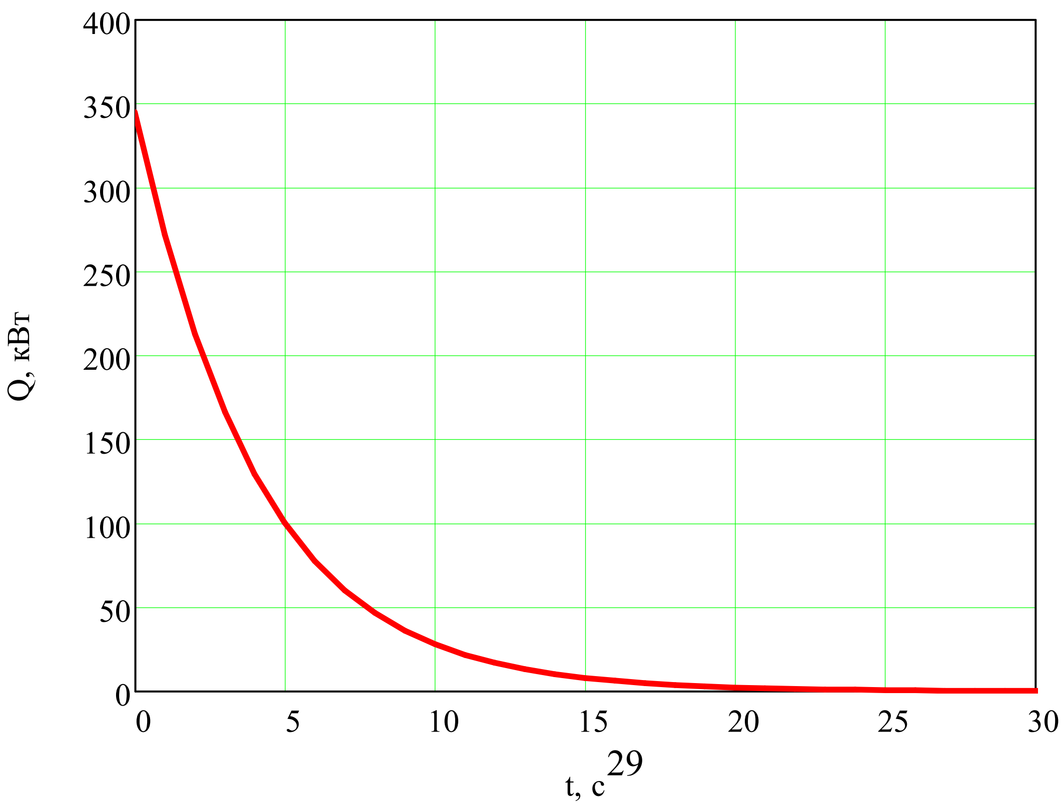
$$m_{\text{б}} := 250\text{кг}$$

Промежуточные результаты расчета

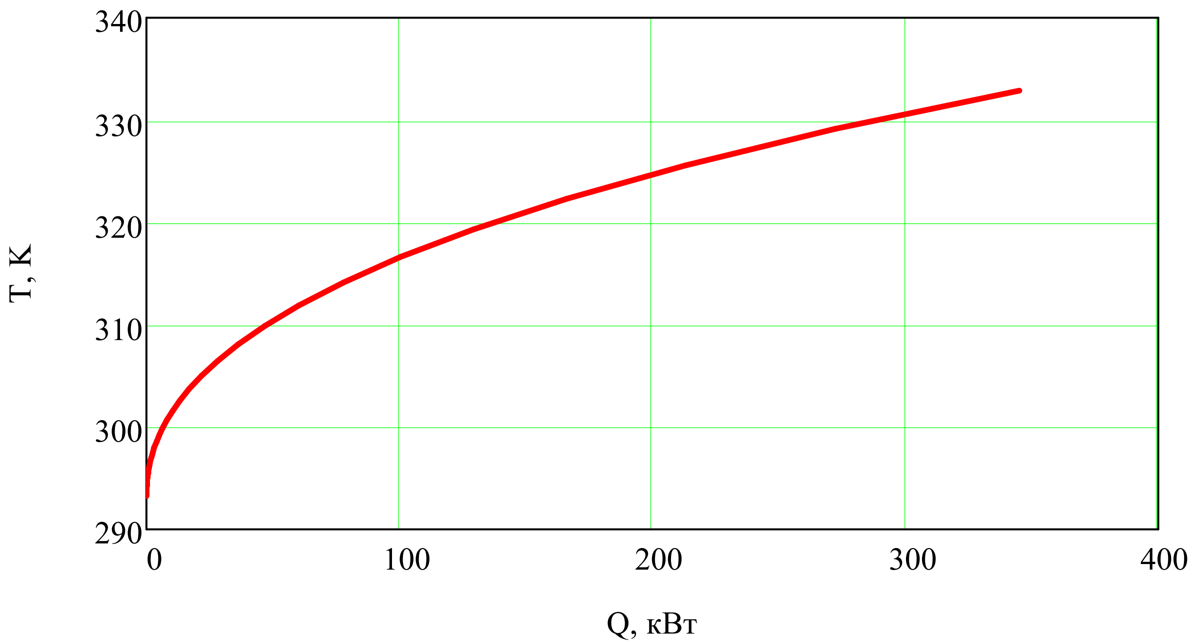
На графиках, где это возможно, указаны две оси ординат: слева - в кельвинах, справа - в градусах цельсия. В местах, где это затруднительно - только шкала в кельвинах. Температура газа после расширения:



Тепловой поток в i-том элементарном процессе (может быть определен, поскольку известно количество выделяемой теплоты и временной шаг элементарного процесса):



Тепловая диаграмма, характеризующая текущую температуру газа после расширения и количество теплоты, которая реализуется в системе. Температура газа после расширения убывает с течением времени, поэтому для начальных этапов процесса характерна наибольшая температура газа и наибольший тепловой поток.



Определение параметров для численного расчета

Начальные температуры потока и теплопередающей стенки: $T\_0 := T_{OC} = 20\,°C$

$T\_CT\_0 := T_{OC} = 20 \cdot °C$

Температура потока после расширения: $T0(t) := T_{к_t}$

Давление потока после расширения: $p0(t) := p_{2\_абс_t}$

Длина поверхности теплообмена: $L := l_{px\_зу} = 2 \cdot м$

Периметр теплообмена со стороны потока (внутренне сечение канала): $\Pi := \pi \cdot D_{px\_зу} = 31.4 \cdot мм$

Площадь проходного сечения для потока газа (внутреннее сечение канала): $S := \dfrac{\pi \cdot D_{px\_зу}^{\;2}}{4} = 78.5 \cdot мм^2$

Площадь поперечного сечения теплопередающей стенки (кольцо):

$$S\_CT := \frac{\pi \cdot \left[\left(D_{px\_зу} + 2 \cdot \delta\right)^2 - D_{px\_зу}^{\;2}\right]}{4} = 54.2 \cdot мм^2$$

Массовый расход потока:

$$G(t) := \frac{\Delta m_{б_{round(t)}}}{c}$$

Плотность материала теплопередающей стенки:

$$\rho\_CT := 7700 \frac{кг}{м^3}$$

Теплоёмкость потока:

$$Cp\_1(t) := C_{p\_Tpz}(T0(t), p0(t), x_{H2})$$

Теплоёмкость стенки:

$$C\_CT(t) := 440 \frac{Дж}{кг \cdot K}$$

Теплопроводность стенки:

$$\lambda\_CT := 40 \cdot \frac{Вт}{м \cdot K}$$

Плотность потока:

$$\rho 0(t) := \rho_{Tpz}(T0(t), p0(t), x_{H2})$$

Расчет коэффициента теплоотдачи (по газу)

Плотность потока после расширения:

$$\rho 0(t) := \rho_{Tpz}(T0(t), p0(t), x_{H2})$$

Теплоемкость потока после расширения:

$$C_{p0}(t) := C_{p\_Tpz}(T0(t), p0(t), x_{H2})$$

Теплопроводность потока после расширения:

$$\lambda 0(t) := \lambda_{Tdx}(T0(t), \rho 0(t), x_{H2})$$

Динамическая вязкость потока после расширения:

$$\mu 0(t) := \mu_{Tdx}(T0(t), \rho 0(t), x_{H2})$$

Интегральная скорость потока (значительно ниже мгновенной, которая была найдена ранее, так как рассматривается "длительный" элементарный процесс):

$$\omega 0(t) := \frac{G(t)}{\rho 0(t) \cdot S}$$

Усредненные параметры (неактуально)

Число Рейнольдса:

$$Re0(t) := \frac{\omega 0(t) \cdot D_{px\_зу} \cdot \rho 0(t)}{\mu 0(t)}$$

Критерий Прандтля:

$$Pr0(t) := \frac{\mu0(t) \cdot C_{p0}(t)}{\lambda0(t)}$$

Критерий Нуссельта (горизонтальный канал, турбулентный режим течения):

$$Nu0(t) := 0.023 \cdot Re0(t)^{0.8} \cdot Pr0(t)^{0.4}$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha0(t) := \frac{Nu0(t) \cdot \lambda0(t)}{D_{рх\_зу}}$$

Расчет температуры стенки методом сосредоточения параметров (уточненный)

Характерное время процесса:

$$t0(t) := \frac{S\_CT \cdot C\_CT(t) \cdot \rho\_CT}{\alpha0(t) \cdot \Pi}$$

Коэффициенты уравнения теплопроводности:

$$a(t) := \frac{G(t) \cdot t0(t)}{S \cdot \rho0(t) \cdot L}$$

$$b(t) := \frac{\alpha0(t) \cdot \Pi \cdot t0(t)}{S \cdot C_{p0}(t) \cdot \rho0(t)}$$

Безразмерное время процесса:

$$\tau(t) := \frac{t}{t0(t)} \cdot c$$

Безразмерная координата:

$$x(X) := \frac{X}{L}$$

Число единиц переноса:

$$NTU(t) := \frac{b(t)}{a(t)}$$

Проверка адекватности использования ступенчатого сосредочения:

$$NTU(1) = 0.989 \quad < 1$$

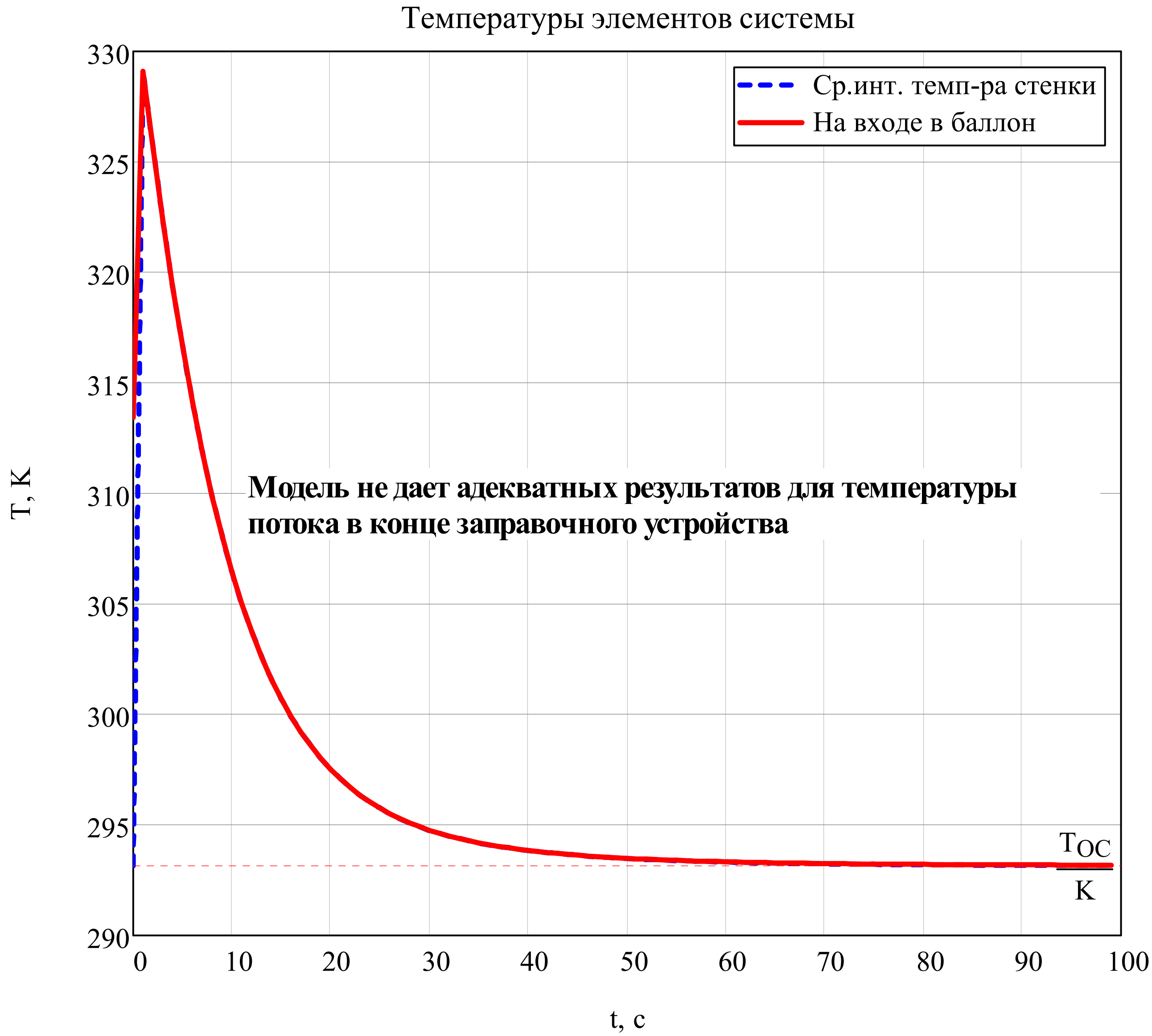
Среднеинтегральная температура стенки:

$$T\_CT\_COC\_ИНТ(t) := T0(t) + (T\_CT\_0 - T0(t)) \cdot \exp\left(\frac{-\tau(t)}{NTU(t) + 1}\right)$$

Температура потока в конце заправочного устройства, на входе в мобильную

$$T\_COC(t) := T0(t) + \frac{NTU(t)\cdot(T\_CT\_0 - T0(t))\cdot \exp\left(\frac{-\tau(t)}{NTU(t)+1}\right)}{NTU(t)+1}$$

$$t := 0, 1 .. 99$$



Расчет температуры стенки конечно-разностным методом

Число разбиений по координате и времени: $n\_x := 100$ $n\_\tau := 100$

Шаги конечного элемента: $\Delta x := \frac{1}{n\_x} = 0.01$ $\Delta\tau := \frac{1}{n\_\tau} = 0.01$

Коэффициенты уравнения теплопроводности:

$$N(t) := \frac{\alpha 0(t)\cdot \Pi \cdot L}{G(t)\cdot C_{p0}(t)} \qquad \beta(t) := \frac{\alpha 0(t)\cdot \Pi \cdot t0(t)}{\rho\_CT \cdot C\_CT(t)\cdot S\_CT}$$

Расчетная формула для i, j-того элемента:

По потоку:

$$T\_KOH_{i,j+1} = T\_KOH_{i-1,j+1} + \Delta x \cdot N\left(T\_KOH_{i,j}\right) \cdot \left(T\_CT\_KOH_{i-1,j+1} - T\_KOH_{i-1,j+1}\right)$$

По стенке:

$$T\_CT\_KOH_{i,j+1} = \frac{T\_CT\_KOH_{i,j} + \Delta\tau \cdot \beta\left(T\_KOH_{i,j}\right) \cdot T\_KOH_{i,j+1}}{1 + \Delta\tau \cdot \beta\left(T\_KOH_{i,j}\right)}$$

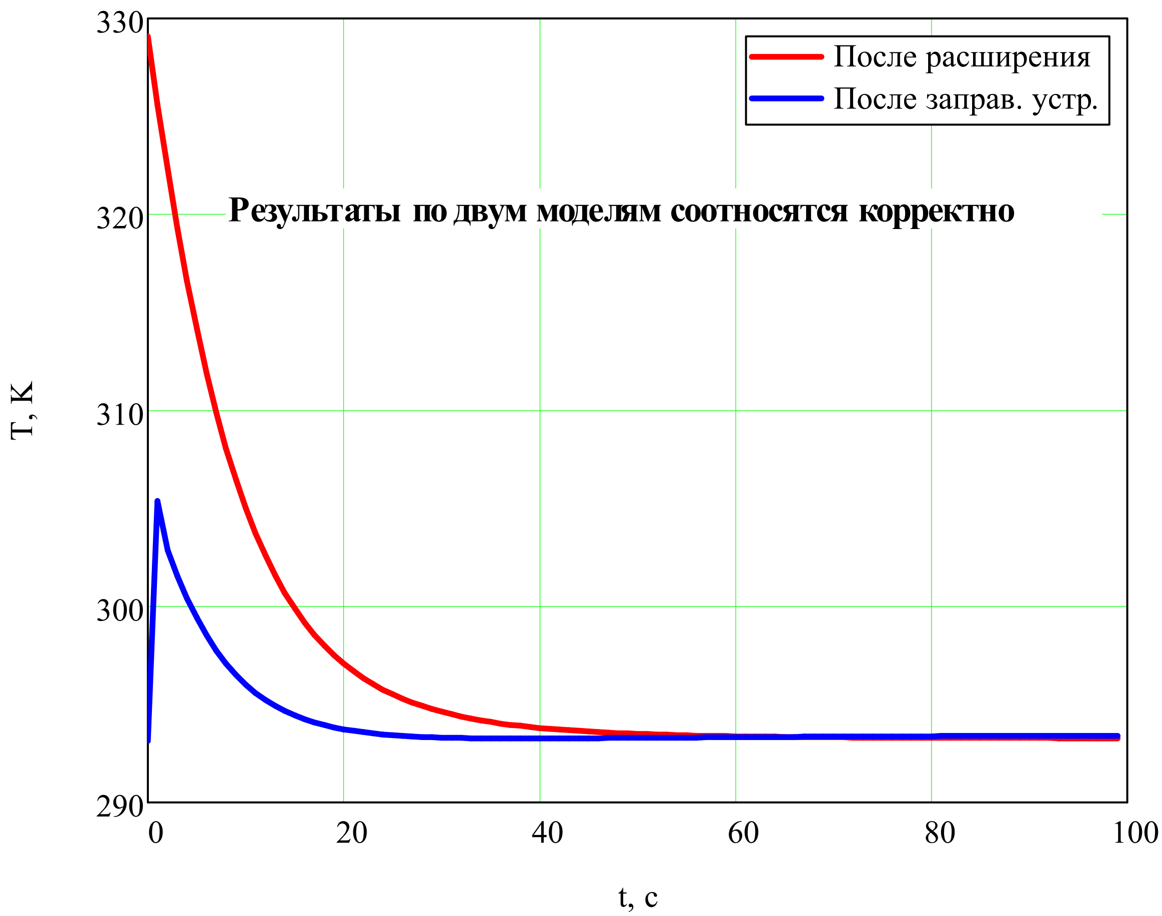
Итерационный функционал для расчета

$$
\begin{aligned}
ans(print) := \; & \text{for } j \in 1,2..n\_\tau \\
& \quad T\_KOH_{1,j} \leftarrow T0(j) \\
& \text{for } j \in 2,3..n\_\tau \\
& \quad T\_CT\_KOH_{1,j} \leftarrow 1K \\
& \text{for } i \in 2,3..n\_x+1 \\
& \quad T\_KOH_{i,1} \leftarrow T\_0 \\
& \text{for } i \in 1,2..n\_x+1 \\
& \quad T\_CT\_KOH_{i,1} \leftarrow T\_CT\_0 \\
& T\_CT\_KOH_{1,2} \leftarrow \frac{T\_CT\_KOH_{1,1} + \Delta\tau \cdot \beta(1) \cdot T\_KOH_{1,2}}{1 + \Delta\tau \cdot \beta(1)} \\
& \text{for } j \in 1,2..n\_\tau - 1 \\
& \quad \text{for } i \in 2,3..n\_x+1 \\
& \quad \quad T\_KOH_{i,j+1} \leftarrow T\_KOH_{i-1,j+1} + \Delta x \cdot N(j) \cdot \left(T\_CT\_KOH_{i-1,j+1} - T\_KOH_{i-1,j+1}\right) \\
& \quad \quad T\_CT\_KOH_{i,j+1} \leftarrow \frac{T\_CT\_KOH_{i,j} + \Delta\tau \cdot \beta(j) \cdot T\_KOH_{i,j+1}}{1 + \Delta\tau \cdot \beta(j)} \\
& \quad T\_CP_j \leftarrow \frac{1}{n\_x+1} \cdot \sum_{k=1}^{n\_x+1} T\_CT\_KOH_{k,j+1} \\
& ans \leftarrow T\_KOH \;\; \text{if } print = 1 \\
& ans \leftarrow T\_CP \;\; \text{if } print = 2 \\
& ans \leftarrow T\_CT\_KOH \;\; \text{if } print = 3
\end{aligned}
$$

Температура потока: $T\_KOH := ans(1)$

Температура стенки: $T\_CT\_KOH := ans(3)$

Температура потока в зависимости от времени и положения в канале:



Для расчета температур применяются формулы и функциональные зависимости из теории теплообмена, которые являются строго теоретическими и отличающимися от эмпирических значений на 15-20%. Более высокую точность расчета при моделировании можно получить при использовании пакетов для построения температурных полей в твердотельных моделях с грамотно заданными граничными условиями и функцией изменения температуры потока на входе.

Расчет температуры наружной стенки

Средняя температура воздуха:

$$t_{oc} := T_{OC} = 20\,°C$$

Коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_{oc} := 2.606 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot K}$$

Критерий Прандтля:

$$Pr_{oc} := 0.7026$$

внесенному тепловому потоку):

$$\beta oc := 2.098 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{K}$$

Коэффициент температуропроводности:

$$v_{oc} := 15.248 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{м^2}{с}$$

Ускорение свободного падения:

$$g = 9.8 \frac{м}{с^2}$$

Критерий Грасгофа:

$$Gr_{oc}(t_{ст\_н}) := \frac{g \cdot \beta oc \cdot (t_{ст\_н} - t_{oc}) \cdot (D_{рх\_зу} + 2 \cdot \delta)^3}{v_{oc}^2}$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu_{oc}(t_{ст\_н}) := 0.5 \cdot (Gr_{oc}(t_{ст\_н}) \cdot Pr_{oc})^{0.25}$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{oc}(t_{ст\_н}) := \frac{Nu_{oc}(t_{ст\_н}) \cdot \lambda_{oc}}{D_{рх\_зу} + 2 \cdot \delta}$$

Термическое сопротивление потока газа удельное:

$$R_{г}(t) := \frac{1}{\alpha 0(t) \cdot D_{рх\_зу}}$$

Термическое сопротивление стенки удельное:

$$R_{тр} := \frac{1}{2 \cdot \lambda\_CT} \cdot \ln\left[\frac{(D_{рх\_зу} + 2 \cdot \delta)}{D_{рх\_зу}}\right]$$

Термическое сопротивление воздуха удельное:

$$R_{oc}(t_{ст\_н}) := \frac{1}{\alpha_{oc}(t_{ст\_н}) \cdot (D_{рх\_зу} + 2 \cdot \delta)}$$

Линейная плотность теплового потока:

$$q_{oc}(t_{ст\_н}, t) := \frac{\pi \cdot (T0(t) - t_{oc})}{R_{г}(t) + R_{тр} + R_{oc}(t_{ст\_н})}$$

Время процесса:

$$t_{пр} := 60с$$

С другой стороны среднеинтегральный линейный тепловой поток:

$$q_{oc'} := \frac{\frac{Q_{\Sigma}}{t_{пр}}}{\pi \cdot D_{рх\_зу}} = 836.6\frac{кВт}{м}$$

Максимально возможная температура стенки:

$$t_{ст\_н\_max} := \max(T\_KOH) = 55.9\,°C$$

При этой температуре максимальное количество теплоты, отводимое в О.С.:

$$q_{oc}\left(t_{ст\_н\_max}, 0\right) = 13.6\frac{Вт}{м}$$

$$Q_{oc} := \pi \cdot D_{рх\_зу} q_{oc}\left(t_{ст\_н\_max}, 0\right) = 0.43\,Вт$$

Вывод: поскольку среднеинтегральный тепловой поток значительно превышает предельный тепловой поток, внешняя стенка будет иметь температуру потока с инертностью не более 2-3 с. Для оценки внешней температуры стенки можно использовать график изменения температуры потока во времени и в частях канала. Основная часть теплоты будет перенесена в мобильную емкость.

Расчет температуры в мобильной емкости

При полном перемешивании всего закачанного газа в мобильной емкости, справедливо:

$$\sum G_i \cdot h_i = \sum G_i \cdot h_{\Sigma}$$

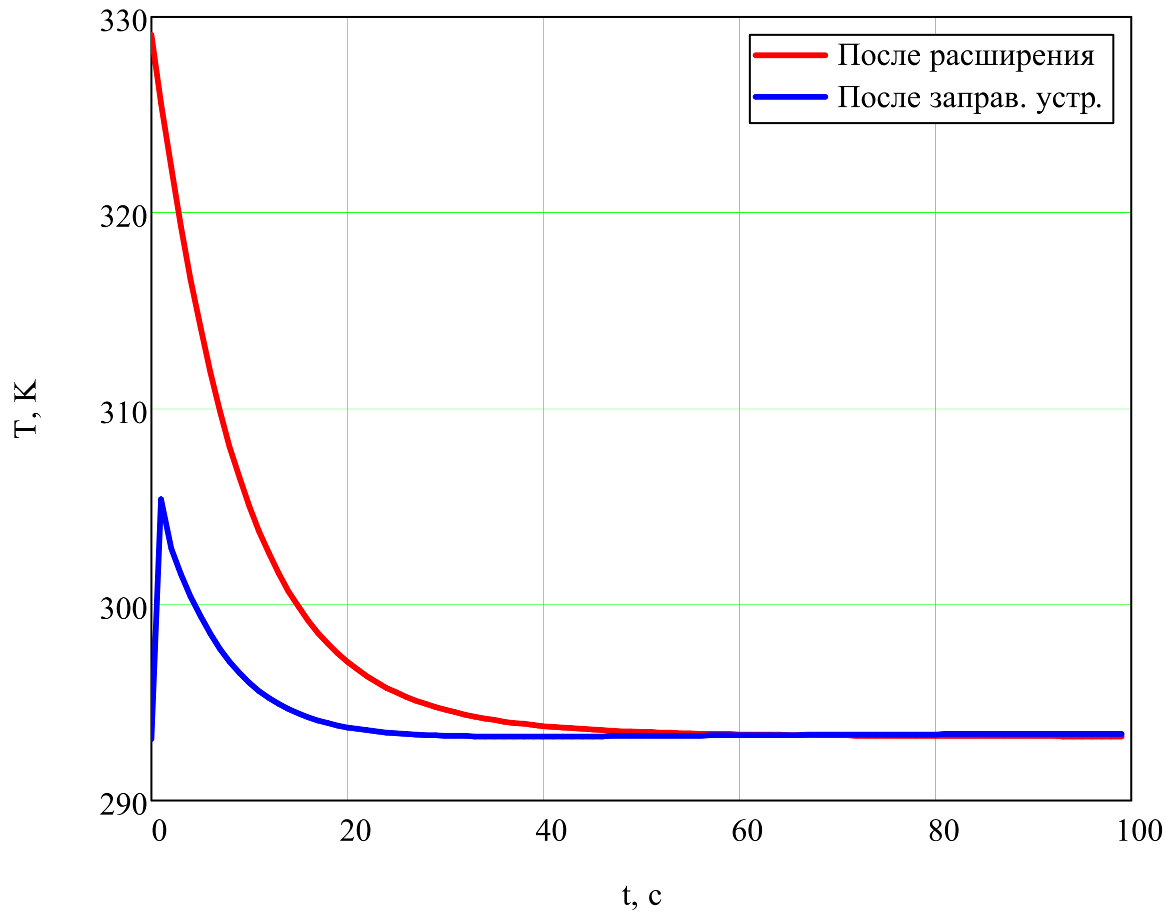
Тогда:

$$h_{\Sigma} := \frac{\sum_i \left(\frac{\Delta m_{б_i}}{с} \cdot h_{нр_i}\right)}{\sum_i \left(\frac{\Delta m_{б_i}}{с}\right)} = 4357.1\frac{кДж}{кг}$$

Предельная максимально возможная температура сосуда с учетом допущения о полном перемещивания газа в сосуде после закачки:

$$T_{phz}\left(p_{balance\_abs}, h_{\Sigma}, x_{H2}\right) = 25.3\,°C$$

В действительном процессе полное перемешивание не достигается, поэтому в месте входа газа в мобильную емкость будут наблюдаться локальные повышения температуры, вплоть до максимально возможной (синия линия на графике):



Обратите внимание. Весь проделанный расчет выполнен для данных из начального технического задания, они некорректны. Чтобы получить результаты для системы, которая будет работоспособна, необходимо уточнить объем хранилища и давление в нем так, чтобы давление равновесия было не предельным.