

Министерство образования и науки РФ
ФГБОУ ВПО
Волгоградский государственный технический университет
Факультет подготовки инженерных кадров
Кафедра: «Теплотехника и гидравлика»

Контрольная работа
по Теплотехнике и ТЭ
тема: «Расчет системы отопления ТС»
Вариант № ____

Выполнил:
студент гр. _____

Проверил

Волгоград 2012 г.

Содержание

1. Цель работы	3
2. Расчет теплового баланса салона автобуса.....	6
3. Расчет теплообменного аппарата.....	9
4. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи	12
5. Расчет процесса сгорания.....	13
Список рекомендуемой литературы.....	17
Приложения	18

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

1.Цель работы

Выполнение контрольной работы является важным этапом в изучении дисциплины «Теплотехника и теплотехническое оборудование транспортных средств и автотранспортных предприятий» студентами направления «Эксплуатация транспортных средств», обеспечивающее:

- углубление и закрепление знаний по изучаемой дисциплине;
- приобретение навыков практического использования теоретических положений для расчетов теплообменных аппаратов и теплового баланса транспортного средства;
- изучение различных способов обогрева салона автомобилей.

(Термин «салон» в данной работе в зависимости от варианта задания используется для условного обозначения салона автобуса, а также кабины и фургона грузового автомобиля).

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

Таблица вариантов заданий.

Наименование	Обозн. и разм.	Вариант №
Температура окружающей среды	$t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$	
Давление окружающей среды	В, гПа	
Необходимая температура в салоне	$t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	
Кратность циркуляции	z, 1/ч	
Размеры салона l x b x h	м	
Схема теплообменного аппарата (см. 7.1.,7.2.,7.3.)	–	
Скорость движения воздуха относительно наружной поверхности салона	W, м/с	
Коэффициент избытка воздуха	a	

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

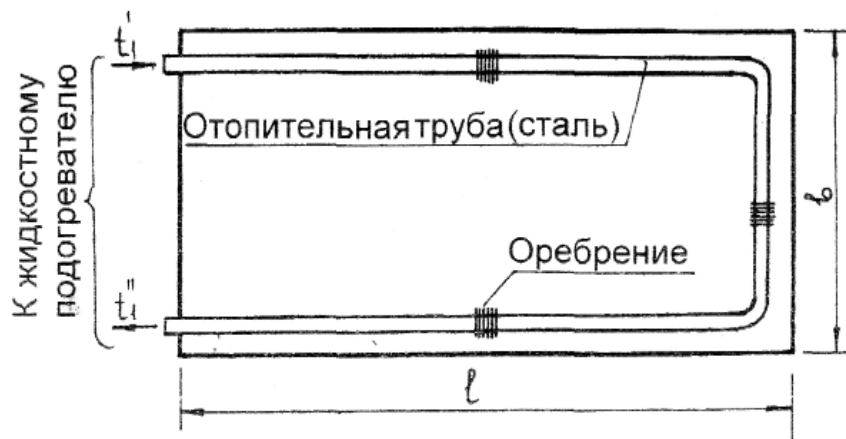


Рисунок 1. Обогрев салона автобуса

Таблица 2

Числовые значения величин к рисунку 2

$d_{вн},$ мм	$d_{нар},$ мм	$\delta_{стекла},$ мм	$\delta_1,$ мм	$\delta_2,$ мм	$\delta_3,$ мм	$\lambda_{стали},$ Вт/(м·К)	$\lambda_{пен},$ Вт/(м·К)	$\lambda_{пласт},$ Вт/(м·К)	$\lambda_{стекла},$ Вт/(м·К)
100	108	6	1	70	3	50	0,04	0,3	0,74

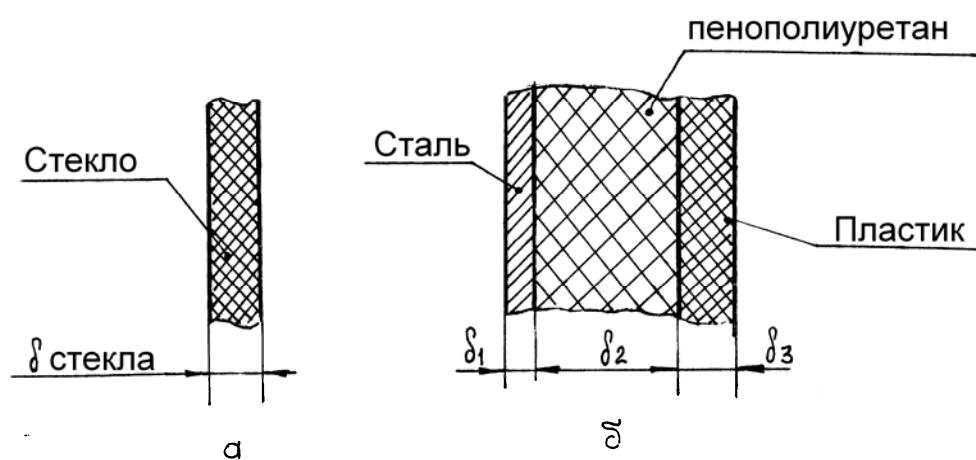


Рисунок 2. Стенки автобуса:

а – стекло ($F_{стекла} = 30\%$); б – многослойная ($F_{многосл.} = 70\%$)

2. Расчет теплового баланса салона автобуса.

Тепловой баланс салона автомобиля составляется для расчета необходимой теплопроизводительности системы отопления. Он учитывает теплоту, подводимую в салон и отводимую от него. Влияние в зимний период солнечной радиации из-за ее небольшой величины не учитывается, поэтому уравнение теплового баланса имеет следующий вид:

$$Q_0 + Q_r - Q_c - Q_a = 0, \quad (2.1)$$

где Q_0 – теплопроизводительность системы отопления; Q_r – тепловой поток, поступающий в салон от водителя и пассажиров (в целях упрощения расчета, можно пренебречь величиной Q_r); Q_c – тепловой поток, отводимый через пол, потолок, стенки и стекла салона; Q_a – тепловой поток, удаляемый из салона вместе с выходящим наружу воздухом.

В общем случае, если стенки кабины состоят из n различных участков, то

$$Q_c = \sum_i^n k_i \cdot F_i \cdot \Delta t, \quad (2.2)$$

где k_i – коэффициент теплопередачи i -ого участка; F_i – площадь i -ого участка; Δt – разность температур воздуха внутри салона и снаружи.

Коэффициент теплопередачи i -ого участка определяется следующим образом:

$$k_1^{\text{стенка}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum_1^m \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{нн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{15} + \frac{1}{50} + \frac{70}{0,04} + \frac{3}{0,3} + \frac{1}{11,7}} = 0,084 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.3)$$

где $\alpha_{\text{вн}}$ и $\alpha_{\text{нн}}$ – коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях участка стенки; m – число слоев на данном участке; δ_i , λ_i – соответственно толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя.

Внутри салона скорости движения воздуха весьма малы (не более 0,3 м/с по санитарным соображениям) и неравномерно распределены по объему. При столь малых скоростях процесс теплоотдачи на внутренней поверхности кабины обусловлен практически только естественной конвекцией.

Коэффициенты теплоотдачи α_{ei} малы по сравнению с α_n и различны на различных участках. Например, α_e на поверхностях стекол будут больше, чем на поверхностях многослойных стенок, т. к. разность температур поверхностей и воздуха в первом случае больше, чем во втором. В данной работе с целью упрощения принято, что коэффициенты теплоотдачи на различных участках внутренней поверхности кабины одинаковы, т.е. $\alpha_{ei} = \alpha_e$. Из практики известно, что в подобных случаях α_e лежит в пределах от 6 до 20 Вт/(м²·К). Рекомендуется принять для салона автобуса $\alpha_e = 12 \div 20$ Вт/(м²·К) (воздух периодически обновляется).

Тепловой поток Q_v , удаляемый из кабины с выходящим наружу воздухом, определяется следующим образом:

$$Q_v = C_{pv} \Big|_{t_{нар}}^{t_{вн}} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot (t_{вн} - t_{нар}) = 20 \cdot 0,19 \cdot 1,19 \cdot 1,005 = 4,54 \quad (2.4)$$

где $C_{pv} \Big|_{t_{нар}}^{t_{вн}}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха

(кДж/(кг·К)) в диапазоне температур от $t_{нар}$ до $t_{вн}$ (в данной работе, учитывая значения температур, можно использовать C_{pv} при 0 °С);

A_e – объемный расход воздуха (м³/с); ρ_e – плотность воздуха в салоне (кг/м³);

$t_{вн}$ и $t_{нар}$ – температуры воздуха внутри и снаружи салона (°С).

Объемный расход воздуха составит:

$$A_v = \frac{V \cdot Z}{3600} = \frac{70 \cdot 10}{3600} = 0,19 \frac{м^3}{с} \quad (2.5)$$

где V – объем рассматриваемого салона автобуса $V=8*3,5*2,5=70$ (м³); Z – кратность циркуляции (ч⁻¹).

Плотность воздуха в салоне определяется с помощью уравнения состояния идеального газа:

$$\rho_v = \frac{p}{R \cdot T_{вн}} = \frac{99700}{287 \cdot 291} = 1,19 \frac{кг}{м^3} \quad (2.6)$$

где B – атмосферное давление (Па); $R = 287$ Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная воздуха; $T_{вн} = t_{вн} + 273$ – температура воздуха внутри помещения (К).

$$F_c=30\%, \quad F_{\text{много}}=70\% \quad \text{для автобуса.} \quad F_{\text{общ}}=113,5\text{м}^2, \quad F_{\text{стенка}}=79,45\text{м}^2, \\ F_{\text{стекла}}=34,05\text{м}^2.$$

$$Q_{\text{стекла}}=0,012 \times 34,05 \times 20=81,75 \text{ Вт}, \quad Q_{\text{стенки}}=79,45 \times 0,084 \times 20=113,47 \text{ Вт}.$$

$$\sum Q_{\text{стекла}} \text{ и } Q_{\text{стенки}}=195,22 \text{ Вт}.$$

После того, как определены потери теплоты через стенки салона Q_c и с уходящим воздухом Q_v , из уравнения можно найти потребную теплопроизводительность системы отопления:

$$Q_0=Q_v+Q_c=195,22+4540=4735,22.$$

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

3. Расчет теплообменного аппарата

3.1. Методика конструктивного расчета теплообменного аппарата (для схем обогрева № 2)

Целью конструктивного расчета является определение поверхности нагрева теплообменника при известных значениях начальных и конечных параметров теплоносителей. Порядок выполнения такого расчёта следующий.

Определяется величина теплового потока Q_0 , получаемого холодным теплоносителем от горячего.

Учитывая, что $(d_H/d_{вн}) < 1,5$, можно воспользоваться для расчета коэффициента теплопередачи формулой:

$$k_2^{\text{стекла}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{н}}} = \frac{1}{\frac{1}{15} + \frac{6}{0,74} + \frac{1}{11,7}} = 0,12 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad (3.1)$$

где $\alpha_{в}$ – коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубопровода, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$; $\alpha_{н}$ – коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности трубопровода к воздуху в кабине, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$; δ – толщина стенки обогревательной трубы (трубки теплообменника); $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала трубы.

Воспользовавшись указаниями раздела, в соответствии со схемой теплообмена выбираются уравнения подобия и рассчитываются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 по формуле:

$$\alpha_{н} = \frac{\lambda_{ж} \cdot Nu}{1} = \frac{3903 \cdot 0,024}{8} = 11,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (3.2)$$

Воспользовавшись уравнением теплового баланса

$$Q_0 = m_1 \cdot C_{p1} (t_1' - t_1''), \quad (3.3)$$

вычисляют конечную температуру горячего теплоносителя:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_0}{m_1 \cdot C_{p1}}, \quad (3.4)$$

где t_1' – температура горячего теплоносителя (ОЖ) на входе, °С; m_1 – массовый расход горячего теплоносителя, кг/с (для схемы № 1 и № 2 принять); C_{p1} – массовая теплоёмкость ОЖ при постоянном давлении (табл. П.2).

Из уравнения теплопередачи:

$$Q_0 = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (3.6)$$

находится требуемая площадь теплообменника (m^2):

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (3.7)$$

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

Характеристики теплообменного аппарата

Параметр	Обозн.	Величина
1. Площадь теплопередающей поверхности	F'	3 м ²
2. Расход воздуха	m_2	500 кг/ч
3. Скорость воздуха	W	2 м/с
4. Количество трубок	n	48
5. Длина трубок	l'	0,3 м
6. Внутренний диаметр трубок	$d_{\text{вн}}$	10 мм
7. Наружный диаметр трубок	$d_{\text{нар}}$	12 мм
8. Материал трубок и пластин	–	латунь
9. Коэффициент теплопроводности латуни	λ	110 Вт/(м·К)
10. Расположение трубок (для вариантов заданий 11÷15)	–	шахматный пучок
11. Расположение трубок (для вариантов заданий 26÷30)	–	коридорный пучок
12. Поперечный шаг пучка	S_1	30 мм
13. Продольный шаг пучка	S_2	40 мм

4. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи

Коэффициенты теплоотдачи, входящие в формулу коэффициента теплоотдачи (α_1 и α_2), находятся из выражения:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (4.1)$$

где Nu – число подобия Нуссельта; α – искомый коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности жидкости (воздуха), соприкасающейся с твердой стенкой; d – определяющий размер (внутренний или наружный диаметр трубки).

Число подобия Нуссельта определяют из уравнения подобия

$$Nu = f(Re, Gr, Pr), \quad (4.2)$$

конкретный вид которого зависит от условий теплообмена.

3.1. Теплоотдача при вынужденном движении теплоносителя

Продольное обтекание одиночной трубы и пучка труб

Результаты экспериментов по изучению теплоотдачи при *продольном* обтекании воздухом при $Re \geq 4 \cdot 10^4$ пограничный слой турбулентный и расчетная зависимость для коэффициента теплоотдачи имеет вид:

$$Nu_{ж,1} = 0,032 \cdot Re_{ж,1}^{0,8} = 0,032 \cdot (2,28 \cdot 10^6)^{0,8} = 3903 \quad (4.3)$$

Индекс означает, что все теплофизические параметры, входящие в данное число подобия, следует брать при температуре набегающего потока воздуха t_b .

За определяющую температуру здесь принята температура набегающего потока воздуха, а за определяющий размер – наружный диаметр трубы.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu} = \frac{12 \cdot 2,5}{13,15} \cdot 10^6 = 2,28 \cdot 10^6 \quad (4.4)$$

где W – средняя скорость воздуха, м/с; $d_{нар}$ – наружный диаметр трубы, м; ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с.

5. Расчет процесса сгорания.

В этой части определяются:

- расход топлива;
- расход воздуха в подогревателе;
- теоретическая температура и состав продуктов сгорания.

Определение расхода топлива

Расход топлива в подогревателе (G_T кг/ч) определяется на основе найденного значения теплопроводности:

$$G_t = \frac{Q_0 \cdot 3600}{\eta_0 \cdot Q_H^p} = \frac{4735,22 \cdot 3600}{0,8 \cdot 42500000} = 0,5 \text{ кг/ч} \quad (5.5)$$

где: $\eta_0 = 0,8$ – коэффициент полезного действия подогревателя

$Q_H^p = 42500$ кДж/кг – низшая теплота сгорания дизельного топлива.

Определение расхода воздуха в подогревателе

Определяется теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива ($m_{возд}^0$ кг воздуха / кг топлива):

$$m_{возд}^0 = \frac{2,67 \cdot C^p + 8 \cdot H^p + S^p + O^p}{0,23} = \frac{2,67 \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,13 + 0 + 0}{0,23} = 14,6 \frac{\text{кг} \cdot \text{возд}}{\text{кг} \cdot \text{топ}} \quad (5.6)$$

где: C^p , H^p , S^p , O^p – соответственно массовые доли углерода, водорода, серы и кислорода в используемом топливе.

Для дизельного топлива: $C^p = 0,87$, $H^p = 0,13$, $S^p = 0$, $O^p = 0$.

Действительный расход воздуха, поданного для сжигания топлива ($G_{возд}$ кг/ч) составит:

$$G_{возд} = \alpha \cdot m_{возд}^0 \cdot G_m = 1,15 \cdot 14,6 \cdot 0,5 = 8,3 \text{ кг/ч} \quad (5.7)$$

где: α – коэффициент избытка воздуха (задается в таблице вариантов).

Величина $G_{возд}$ необходима для выбора вентилятора при конструировании подогревателя.

Определение состава продуктов сгорания.

$$g_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{п.сг}} = \frac{3,67 \cdot C^p}{m_{п.сг}} = \frac{3,67 \cdot 0,87}{17,79} = 0,17 \quad (5.8)$$

$$g_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{п.сг}} = \frac{9 \cdot H^p}{m_{п.сг}} = \frac{9 \cdot 0,13}{17,79} = 0,065 \quad (5.9)$$

$$g_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{п.сг}} = \frac{0,23 \cdot (a-1) \cdot m_{возд}^0}{m_{п.сг}} = \frac{0,23 \cdot (1,15-1) \cdot 14,6}{17,79} = 0,028 \quad (5.10)$$

$$g_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{п.сг}} = \frac{0,77 \cdot a \cdot m_{возд}^0}{m_{п.сг}} = \frac{0,77 \cdot 1,15 \cdot 14,6}{17,79} = 0,72 \quad (5.11)$$

где: $m_{п.сг} = 1 + a \cdot m_{возд}^0 = 1 + 1,15 \cdot 14,6 = 17,79 \frac{кг \text{ сгор}}{кг \text{ воз}}$ - масса продуктов

сгорания в расчете на 1 кг топлива.

Определение теоретической температуры продуктов сгорания

Теоретическая температура продуктов сгорания находится с помощью уравнения теплового баланса:

$$\xi \cdot Q_n^p - Q_{ок} = Q_{п.сг.} \quad (5.12)$$

где: $Q_{ок}$ – теплота, вносимая окислителем

Q_n – низшая температура сгорания топлива

$\xi = 0,98$ – коэффициент полноты тепловыделения

$Q_{п.сг}$ – теплота, полученная продуктами сгорания.

Теплота, вносимая окислителем, определяется по формуле:

$$Q_{ок} = C_{рв} \cdot a \cdot m_{возд}^0 \cdot T_{нар} = (0,984 + 7,1 \cdot 10^{-5} \cdot 271) \cdot 1,15 \cdot 14,6 \cdot 271 = 456374 \frac{кДж}{кг} \quad (5.13)$$

где: $C_{рв}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 до $T_{нар}$ (определяется с помощью таб. П.1.).

$T_{нар} = t_{нар} + 273$ – температура окружающей среды, К.

Теплота, полученная продуктами сгорания, определяется по формуле:

$$Q_{п.сг} = C_{р.п.сг} \cdot m_{п.сг} \cdot T_z = (1,012 + 9,43 \cdot 10^{-5} T_z) \cdot 17,79 \cdot T_z = 18T_z + 167,75 \cdot 10^{-5} T_z^2 \quad (5.14)$$

где: T_z – искомая теоретическая температура продуктов сгорания

$C_{р.п.сг}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от 0 до T_z .

Продукты сгорания представляют газовую смесь, состоящую из CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , теплоемкость которой определяется так:

$$C_{р.п.сг} = g_{CO_2} \cdot C_{рCO_2} + g_{H_2O} \cdot C_{рH_2O} + g_{O_2} \cdot C_{рO_2} + g_{N_2} \cdot C_{рN_2} \quad (5.15)$$

где: $C_{рCO_2}$, $C_{рH_2O}$, $C_{рO_2}$, $C_{рN_2}$ – средние массовые изобарные теплоемкости отдельных компонентов в интервале температур от 0 до T_z .

Подстановка числовых значений величин и приведение подобных членов позволяют привести выражение (5.15) к виду:

$$C_{р.п.сг} = A + B \cdot T_z \quad (5.16)$$

где:

$$A = \sum g_i \cdot a_i = g_{CO_2} \cdot a_{CO_2} + g_{H_2O} \cdot a_{H_2O} + g_{O_2} \cdot a_{O_2} + g_{N_2} \cdot a_{N_2} = 0,17 \cdot 0,964 + 0,065 \cdot 1,79 + 0,028 \cdot 0,888 + 0,72 \cdot 0,983 = 1,012$$

$$B = \sum g_i \cdot b_i = g_{CO_2} \cdot b_{CO_2} + g_{H_2O} \cdot b_{H_2O} + g_{O_2} \cdot b_{O_2} + g_{N_2} \cdot b_{N_2} = 0,17 \cdot 11,7 + 0,065 \cdot 28,07 + 0,028 \cdot 6,75 + 0,72 \cdot 7,54 = 9,43 \cdot 10^{-5}$$

Совместное рассмотрение выражений (5.12), (5.14), и (5.16), позволяет получить квадратное уравнение относительно T_z .

$$0,98 \cdot 42500 - 4563,7 = 18T_z + 167,75 \cdot 10^{-5} T_z^2$$

$$167,75 \cdot 10^{-5} T_z^2 + 18T_z - 37086,3 = 0$$

Его решение дает искомое значение теоретической температуры продуктов сгорания.

$$D = b^2 - 4ac = 18^2 - 4 \cdot 167,75 \cdot 10^{-5} \cdot 37086,3 = 571,74$$

$$T_1 = \frac{-b + \sqrt{D}}{2a} = \frac{-18 + 23,9}{2 \cdot 0,00167} = 1766,46 \text{ K}$$

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

Так как температура не может быть отрицательной то единственно правильным является температура $T_1=1766,46 \text{ K}$.

Список рекомендуемой литературы

1. Шумский С. Н. Расчет системы отопления транспортного средства: метод. указ. к курсовой работе / С. Н. Шумский, Е. А. Захаров; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2009. – 36 с.
2. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин – М.: Высш. школа, 1980. – 489 с.
3. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 156 с.
4. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. –343 с.

<https://kursovik1.ru/unikalnye-raboty-v-pdf>

Приложения

Таблица П.1

Формулы средних массовых изобарных теплоемкостей в
интервале температур от 0 до T (К)

Газ	Формула теплоемкости, кДж/(кг·К)
Воздух	$0,984 + 7,1 \cdot 10^{-5} T$
CO ₂	$0,964 + 11,7 \cdot 10^{-5} T$
H ₂ O (пар)	$1,79 + 28,07 \cdot 10^{-5} T$
N ₂	$0,983 + 7,54 \cdot 10^{-5} T$
O ₂	$0,888 + 6,75 \cdot 10^{-5} T$

Таблица П.2

Теплофизические свойства жидкостей

t, °C	ρ, кг/м ³	C _p , кДж/(кг·К)	ν · 10 ⁻⁶ , м ² /с	λ, Вт/(м·К)	α · 10 ⁻⁶ , м ² /с	Pr
Охлаждающая жидкость (ОЖ)						
20	1058,59	3,282	5,38	0,389	0,1119	48,08
40	1048,01	3,326	2,94	0,343	0,098	30,0
60	1036,56	3,373	2,06	0,414	0,1184	17,4
80	1025,82	3,423	1,60	0,426	0,1213	13,19
100	1009,56	3,479	1,32	0,432	0,123	10,73
Воздух						
-10	1,342	1,009	12,43	0,02361	17,4	0,712
0	1,293	1,005	13,28	0,02442	18,8	0,707
10	1,247	1,005	14,16	0,02512	20,05	0,705
20	1,205	1,005	15,06	0,02593	21,40	0,703
30	1,165	1,005	16,00	0,02675	22,86	0,701
40	1,128	1,005	16,96	0,02756	24,30	0,699
50	1,093	1,005	17,95	0,02826	25,72	0,698
60	1,060	1,005	18,97	0,02896	27,20	0,696