

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА «ТЕПЛОТЕХНИКА И ГИДРАВЛИКА»

С. Н. Шумский, Е. А. Захаров

РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Методические указания к курсовой работе

Т. Н. Шумский
Теплотехника и гидравлика
Методические указания к семестровой
и курсовой раб. по теплот.
Курсовая работа «Расчет систем...»



Волгоград
2009

Рецензент

доцент кафедры «Теплотехника и Гидравлика» *К. В. Приходьков*

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Расчет системы отопления транспортного средства : метод. указания / сост. С. Н. Шумский, Е. А. Захаров / ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – 36 с.

В данной работе излагается методика расчета теплового баланса салона транспортного средства, расчет процессов сгорания топлива в автономном жидкостном подогревателе, а также конструктивный и проверочный расчеты теплообменного аппарата салона.

Предназначены для студентов, обучающихся на факультете автомобильного транспорта.

© Волгоградский государственный
технический университет, 2009

Сергей Николаевич Шумский
Евгений Александрович Захаров

**РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Методические указания к курсовой работе

Темплан 2009 г. Поз. № 101

Подписано в печать 19.11.2009 г. Формат 60×84 1/16. Бумага газетная.

Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,09.

Тираж 200 экз. Заказ 790

Волгоградский государственный технический университет.
400131, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ВолгГТУ
400131, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 7.

1. Цель работы

Выполнение курсовой работы является важным этапом в изучении дисциплины «Теплотехника и транспортная энергетика» студентами направления «Эксплуатация транспортных средств», обеспечивающее:

- углубление и закрепление знаний по изучаемой дисциплине;
- приобретение навыков практического использования теоретических положений для расчетов теплообменных аппаратов, процессов горения 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).

2. Содержание курсовой работы

Курсовая работа включает в себя следующие основные расчеты:

- расчет теплового баланса салона транспортного средства;
- расчет процессов сгорания топлива в автономном жидкостном подогревателе;
- расчет теплообменного аппарата салона для различных схем обогрева.

3. Общие указания

Прежде чем приступить к выполнению расчетов, необходимо:

- 1) Ознакомиться с содержанием задания;
- 2) Проработать теоретический материал по теме курсовой работы;
- 3) Ответить на все контрольные вопросы, приведенные в конце данных методических указаний.

Вариант работы задается преподавателем. Исходные данные для расчета выбираются из табл. 3.1.

Расчеты необходимо производить, пользуясь системой единиц СИ.

Выполненная и оформленная курсовая работа должна содержать:

- 1) номер варианта и исходные данные для расчета (табл. 3.1.);
- 2) расчетные формулы, используемые при расчете и подробный ход решения;
- 3) сводную таблицу результатов расчета (табл. 3.2);
- 4) рисунки и графики, требуемые заданием (рис. 4.2, рис. 7.1 и рис. 8.1, 8.2 или 8.3, 8.4 или 8.5).

Курсовую работу необходимо оформлять в соответствии с требованиями ГОСТ (образец оформления работы вывешен в лаборатории теплотехники).

Работа в полностью оформленном виде должна быть сдана на проверку преподавателю и завершена в сроки, установленные кафедрой.

При защите студент должен:

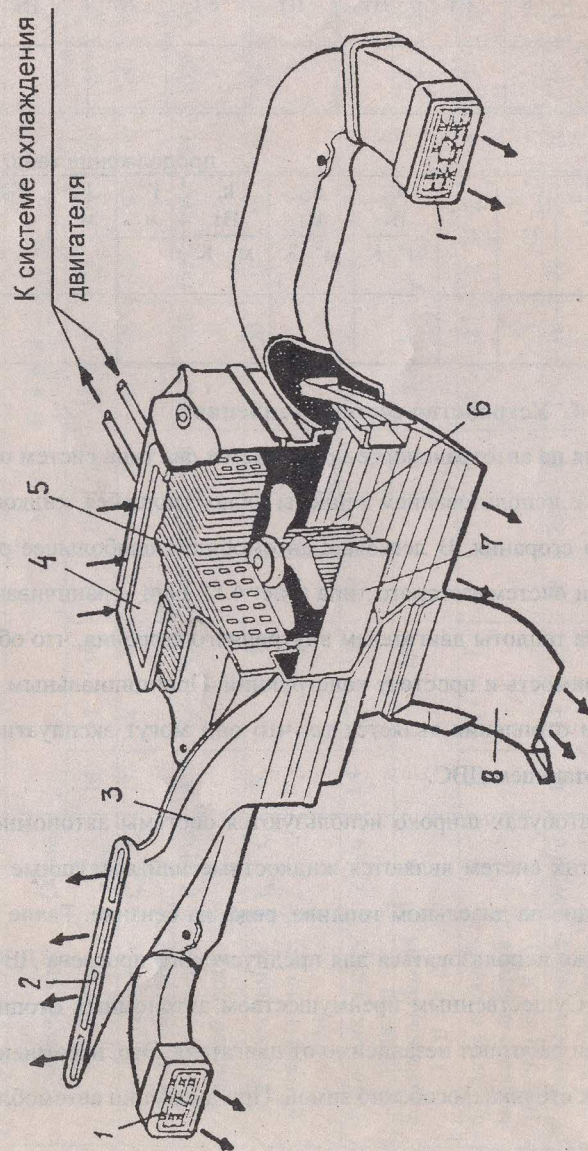
- 1) уметь изложить весь ход расчета;
- 2) свободно владеть теоретическим материалом по теме курсовой работы.

Таблица 3.1

Таблица вариантов заданий

Наименование	Обозн. и разм. $t_{нар}, ^\circ\text{C}$	В а р и а н т ы														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1. Температура окружающей среды	$t_{нар}, ^\circ\text{C}$	-5	-6	-7	-8	-4	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-8
Давление окружающей среды	B, гПа	1000	1005	1013	1020	1030	997	1003	1017	1025	1035	1042	1032	1022	1012	998
3. Необходимая температура в салоне	$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	2	3	4	5	6	18	19	20	21	17	17	18	19	20	17
4. Кратность циркуляции	z, 1/ч	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	11	10	9	8	7	7	8	9	10	11
5. Размеры салона l x b x h	m	7 x 3 x 2,5			8 x 3,5 x 2,5			8 x 3,0 x 2,0			1,8 x 3,0 x 2,0					
6. Схема теплообменного аппарата (см. 8.1., 8.2., 8.3.)	-	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
7. Скорость движения воздуха относительно наружной поверхности салона	W, м/с	10	15	18	20	23	12	14	16	19	22	10	15	18	20	24
8. Коэффициент избытка воздуха	α	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,15	1,25	1,35	1,45	1,55	1,57	1,47	1,37	1,27	1,17

Наименование	Обозн. и разм.	В а р и а н т ы											
		$t_{нар}, ^\circ\text{C}$	В, гПа	$t_{вн}, ^\circ\text{C}$	z, л/ч	м	1 x b x h	м	1	2	3	4	5
1. Температура окружающей среды		-7	1035	6	1,4	4 x 2,8 x 2	1	12	14	16	18	19	20
Давление окружающей среды		-8	1025	5	1,2	4 x 2,8 x 2	1	14	16	18	19	20	21
3. Необходимая температура в салоне		-9	1015	4	1,0	4 x 2,8 x 2	1	16	18	20	22	23	24
4. Кратность циркуляции		-10	1005	3	0,8	4 x 2,8 x 2	1	18	20	22	24	25	26
5. Размеры салона		-11	1000	2	0,7	4 x 2,8 x 2	1	20	22	24	26	27	28
6. Схема теплообменного аппарата (см. 8.1, 8.2, 8.3)			998	16	7	6 x 3 x 2,2	2	10	15	18	22	25	29
7. Скорость движения воздуха относительно наружной поверхности салона			1012	21	8	6 x 3 x 2,2	2	15	18	20	23	27	30
8. Коэффициент избытка воздуха	α		1022	20	9	6 x 3 x 2,2	2	18	20	22	24	26	28
			1032	19	10	6 x 3 x 2,2	2	20	22	24	26	27	29
			1046	18	11	6 x 3 x 2,2	2	23	25	27	29	30	-9
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	22	24	26	28	29	-10
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	19	21	23	25	27	-7
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	17	19	21	23	25	-5
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	15	17	19	21	23	-4
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	14	16	18	20	22	-3
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	13	15	17	19	21	-2
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	12	14	16	18	20	-1
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	11	13	15	17	19	0
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	10	12	14	16	18	1
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	9	11	13	15	17	2
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	8	10	12	14	16	3
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	7	9	11	13	15	4
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	6	8	10	12	14	5
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	5	7	9	11	13	6
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	4	6	8	10	12	7
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	3	5	7	9	11	8
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	2	4	6	8	10	9
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	1	3	5	7	9	10
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	0	2	4	6	8	9
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-1	1	3	5	7	8
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-2	0	2	4	6	7
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-3	-1	1	3	5	6
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-4	-2	0	2	4	5
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-5	-3	-1	1	3	4
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-6	-4	-2	0	2	3
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-7	-5	-3	-1	1	2
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-8	-6	-4	-2	0	1
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-9	-7	-5	-3	-1	0
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-10	-8	-6	-4	-2	-1
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-11	-9	-7	-5	-3	-2
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-12	-10	-8	-6	-4	-3
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-13	-11	-9	-7	-5	-4
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-14	-12	-10	-8	-6	-5
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-15	-13	-11	-9	-7	-6
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-16	-14	-12	-10	-8	-7
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-17	-15	-13	-11	-9	-8
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-18	-16	-14	-12	-10	-9
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-19	-17	-15	-13	-11	-10
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-20	-18	-16	-14	-12	-11
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-21	-19	-17	-15	-13	-12
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-22	-20	-18	-16	-14	-13
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-23	-21	-19	-17	-15	-14
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-24	-22	-20	-18	-16	-15
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-25	-23	-21	-19	-17	-16
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-26	-24	-22	-20	-18	-17
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-27	-25	-23	-21	-19	-18
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-28	-26	-24	-22	-20	-19
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-29	-27	-25	-23	-21	-20
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-30	-28	-26	-24	-22	-21
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-31	-29	-27	-25	-23	-22
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-32	-30	-28	-26	-24	-23
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-33	-31	-29	-27	-25	-24
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-34	-32	-30	-28	-26	-25
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-35	-33	-31	-29	-27	-26
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-36	-34	-32	-30	-28	-27
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-37	-35	-33	-31	-29	-28
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-38	-36	-34	-32	-30	-29
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-39	-37	-35	-33	-31	-30
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-40	-38	-36	-34	-32	-31
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-41	-39	-37	-35	-33	-32
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-42	-40	-38	-36	-34	-33
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-43	-41	-39	-37	-35	-34
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-44	-42	-40	-38	-36	-35
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-45	-43	-41	-39	-37	-36
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-46	-44	-42	-40	-38	-37
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-47	-45	-43	-41	-39	-38
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-48	-46	-44	-42	-40	-39
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-49	-47	-45	-43	-41	-40
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-50	-48	-46	-44	-42	-41
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-51	-49	-47	-45	-43	-42
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-52	-50	-48	-46	-44	-43
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-53	-51	-49	-47	-45	-44
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-54	-52	-50	-48	-46	-45
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-55	-53	-51	-49	-47	-46
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-56	-54	-52	-50	-48	-47
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-57	-55	-53	-51	-49	-48
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-58	-56	-54	-52	-50	-49
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-59	-57	-55	-53	-51	-50
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-60	-58	-56	-54	-52	-51
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-61	-59	-57	-55	-53	-52
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-62	-60	-58	-56	-54	-53
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-63	-61	-59	-57	-55	-54
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-64	-62	-60	-58	-56	-55
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-65	-63	-61	-59	-57	-56
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-66	-64	-62	-60	-58	-57
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-67	-65	-63	-61	-59	-58
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-68	-66	-64	-62	-60	-59
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-69	-67	-65	-63	-61	-60
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-70	-68	-66	-64	-62	-61
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-71	-69	-67	-65	-63	-62
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-72	-70	-68	-66	-64	-63
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-73	-71	-69	-67	-65	-64
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-74	-72	-70	-68	-66	-65
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-75	-73	-71	-69	-67	-66
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-76	-74	-72	-70	-68	-67
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-77	-75	-73	-71	-69	-68
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-78	-76	-74	-72	-70	-69
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-79	-77	-75	-73	-71	-70
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-80	-78	-76	-74	-72	-71
			1046	18	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-81	-79	-77	-75	-73	-72
			1035	17	11	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-82	-80	-78	-76	-74	-73
			1017	19	9	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-83	-81	-79	-77	-75	-74
			1025	20	8	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-84	-82	-80	-78	-76	-75
			1035	21	7	1,5 x 2,5 x 2,0	3	-85</					



4.1. Схема системы вентиляции и отопления легкового автомобиля:

- 1 – боковой насадок; 2 – насадки обдува стекла ветрового окна; 3 – патрубок; 4 – крышка;
5 – радиатор отопителя; 6 – осевой вентилятор; 7 – заслонка; 8 – воздуховод

подогреватель, как правило, отключается, и для отопления используется теплота охлаждающей жидкости ДВС, то есть система первого типа преобразуется в систему второго типа.

Устройство жидкостного подогревателя схематично показано на рис. 4.2.

Подогреватель комплектуется электронасосами для подачи топлива и теплоносителя, а также электровентилятором для подачи воздуха в зону горения. Питание насосов и вентилятора осуществляется от аккумуляторной батареи автомобиля. Система автоматики реализует необходимую последовательность операций при запуске подогревателя и осуществляет контроль за его работой.

Функционально подогреватель состоит из двух основных частей: теплообменника и топки. Теплообменник образован корпусом и жаровой трубой. Они имеют двойные стенки, образующие «рубашку», внутри которой циркулирует подогреваемая жидкость – холодный теплоноситель. Горячим теплоносителем являются факел горящего топлива и продукты сгорания, соприкасающиеся с наружными стенками «рубашки».

Топка снабжается форсункой, свечой накаливания и горелкой. Свеча накаливания обеспечивает зажигание струи распыленного форсункой топлива при розжиге подогревателя.

Топливный насос шестеренный, давление впрыска топлива $4 \div 6 \text{ кгс/см}^2$. Жидкостный насос центробежного типа обеспечивает циркуляцию жидкого теплоносителя в системе отопления. Создаваемое им избыточное давление обычно лежит в пределах от $0,4$ до $2,0 \text{ кгс/см}^2$.

Система автоматики с помощью термовыключателей поддерживает температуру теплоносителя в циркуляционной системе подогревателя в пределах от 73 до 78°C . Подача топлива к форсунке и, соответственно, горение факела прекращаются, когда температура теплоносителя превысит 78°C , и вновь автоматически возобновляются, когда он остывает ниже 73°C .

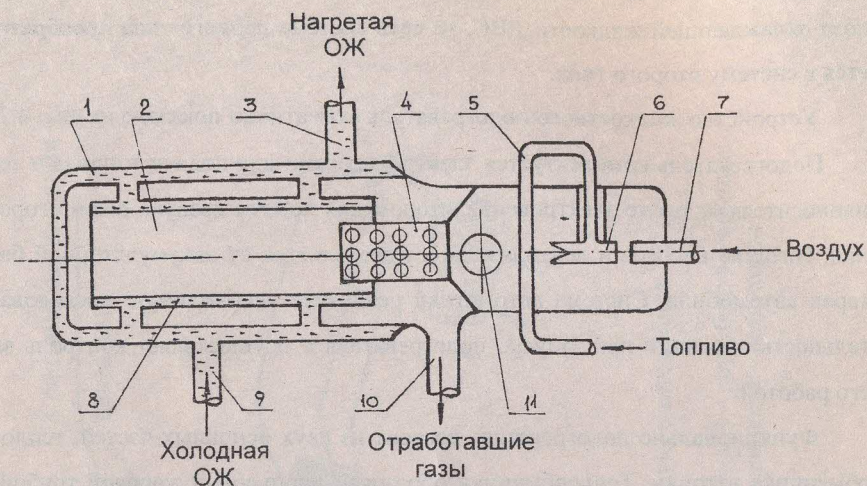


Рис. 4.2. Устройство жидкостного подогревателя:

- 1- корпус; 2- топочное пространство котла; 3- патрубок отвода из подогревателя нагретого теплоносителя; 4 - горелка; 5 - патрубок подачи топлива; 6 - форсунка; 7 - патрубок подвода воздуха в горелку; 8 - жаровая труба; 9 - патрубок подвода теплоносителя в подогреватель; 10 - патрубок отвода отработавших газов; 11 - свеча накаливания

В конструкции имеется также термopедохранитель, который полностью отключает подогреватель при достижении максимально допустимую температуру жидкости в теплообменнике 103 °С (аварийный режим).

Сгорание топлива в подогревателе происходит при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$, поэтому содержание СО в отработавших газах не превышает 0,2%.

5. Расчет теплового баланса салона транспортного средства

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:

$$Q_0 + Q_r + Q_g - Q_c - Q_v = 0, \quad (5.1)$$

где Q_0 - теплопроизводительность системы отопления;

Q_r - тепловой поток, поступающий в салон от водителя и пассажиров;

Q_g - тепловой поток, поступающий в салон от двигателя;

Q_c - тепловой поток, отводимый через пол, потолок, стенки и стекла салона;

Q_v - тепловой поток, удаляемый из салона вместе с выходящим наружу воздухом.

В большинстве автомобилей и автобусов двигатель расположен вне салона, отделен от него перегородками. Поэтому значение Q_g весьма мало. Для упрощения расчета им можно пренебречь. Ввиду малости, можно также пренебречь и величиной Q_r . В результате уравнение теплового баланса упрощается:

$$Q_0 - Q_c - Q_v = 0, \quad (5.2)$$

Непрозрачные стенки салонов современных автомобилей состоят из нескольких слоев: металлической обшивки, антикоррозийного покрытия, термоизоляционного и противощумного слоев, гидроизоляционного пленочного покрытия. Тепловой поток, передаваемый через многослойную плоскую стенку, зависит от разности температур и условий теплообмена воздуха внутри помещения и снаружи, от свойств материалов и толщины каждого слоя (особенно термоизоляционного).

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

$$Q_c = \sum_{i=1}^n k_i \cdot F_i \cdot \Delta t, \quad (5.3)$$

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:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вi}} + \sum_{j=1}^m \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_{ни}}} \quad (5.4)$$

где $\alpha_{вi}$ и $\alpha_{ни}$ — 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.

Движение воздуха вдоль наружных поверхностей салона автомобиля имеет сложный характер. При движении автомобиля (или при стоянке на ветру) наблюдается неравномерное распределение скоростей вдоль боковых поверхностей, образование вихрей сзади автомобиля, его кабины и перед лобовым стеклом. Детальный учет этих факторов делает точное определение $\alpha_{ни}$ весьма сложным. К тому же при изменении скорости и направления движения автомобиля и ветра $\alpha_{ни}$ изменяются. Для упрощения расчетов в данной работе рекомендуется определить средний коэффициент теплоотдачи α_n по наружной поверхности кабины и считать, что он одинаков для всех ее участков, т. е. $\alpha_{ни} = \alpha_n$.

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи при вынужденном обтекании плоских поверхностей потоком воздуха необходимо воспользоваться указаниями п. 9.1.1.

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 $\alpha_{вi}$ малы по сравнению с α_n и различны на различных участках. Например, α_v на поверхностях стекол будут больше, чем на поверх-

ностях 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. $\alpha_{вi} = \alpha_v$. Из практики известно, что в подобных случаях α_v лежит в пределах от 6 до 20 Вт/(м²·К). Рекомендуется принять для фургона $\alpha_v = 6 \div 12$ Вт/(м²·К) (утечки минимальны и скорость воздуха близка к нулю), а для кабины грузовика и салона автобуса $\alpha_v = 12 \div 20$ Вт/(м²·К) (воздух периодически обновляется).

Интенсивность обновления воздуха в салоне определяется кратностью циркуляции Z , т. е. числом полных смен воздуха за один час. По санитарным нормам $Z = 7 \div 11$ ч⁻¹. В фургоне, как правило, обновление воздуха связано с его утечками и, в этом случае, $Z = 0,5 \div 1,5$ ч⁻¹.

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

$$Q_v = C_{pv} \Big|_{t_{нар}}^{t_{вн}} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot (t_{вн} - t_{нар}), \quad (5.5)$$

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_v — объемный расход воздуха (м³/с);

ρ_v — плотность воздуха в салоне (кг/м³);

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

Объемный расход воздуха составит:

$$A_v = \frac{V \cdot Z}{3600}, \quad (5.6)$$

где V — объем рассматриваемого салона автомобиля (м³);

Z — кратность циркуляции (ч⁻¹).

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

$$\rho_v = \frac{B}{R \cdot T_{вн}}, \quad (5.7)$$

где B – атмосферное давление (Па);

$R = 287$ Дж/(кг·К) – удельная газовая постоянная воздуха;

$T_{вн} = t_{вн} + 273$ – температура воздуха внутри помещения (К).

После того, как определены потери теплоты через стенки салона Q_c и сходящим воздухом Q_v , из уравнения (5.2) можно найти требуемую теплопроизводительность системы отопления Q_0 .

6. Расчет процесса сгорания

В этой части работы определяются:

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

6.1. Определение расхода топлива

Расход топлива в подогревателе (G_t , кг/ч) определяется на основе найденного значения теплопроизводительности:

$$G_t = \frac{Q_0 \cdot 3600}{\eta_0 \cdot Q_H^p}, \quad (6.1)$$

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

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

6.2. Определение расхода воздуха в подогревателе

Определяется теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива $\left(m_{возд}^0, \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}\right)$:

$$m_{возд}^0 = \frac{2,67 \cdot C^p + 8 \cdot H^p + S^p + O^p}{0,23}, \quad (6.2)$$

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:

$$G_{возд} = \alpha \cdot m_{возд}^0 \cdot G_t, \quad (6.3)$$

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

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

6.3. Определение состава продуктов сгорания.

При сжигании топлива при $\alpha > 1$ образующиеся продукты сгорания теоретически состоят из углекислого газа (CO_2), водяного пара (H_2O), свободного кислорода (O_2), и азота (N_2), т. е. не содержат токсичных компонентов. На практике не удается идеально организовать процессы смешения, образования и сгорания, и в продуктах появляются токсичные компоненты (оксид углерода – CO ; несгоревшие углеводороды C_nH_m ; оксиды азота – NO_x ; сажа – C). Однако количество их мало (например, содержание CO в продуктах сгорания жидкостных и воздушных подогревателей не превышает, как правило, 0,2%). Ввиду малости концентраций токсичных компонентов, в данной работе можно пренебречь их наличием и считать, что продукты сгорания состоят из CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 . Их массовые доли определяются следующим образом:

$$g_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{п.сг}} = \frac{3,67 \cdot C^p}{m_{п.сг}}, \quad (6.4)$$

$$g_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{п.сг}} = \frac{9 \cdot H^p}{m_{п.сг}}, \quad (6.5)$$

$$g_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{п.сг}} = \frac{0,23 \cdot (\alpha - 1) \cdot m_{возд}^0}{m_{п.сг}}, \quad (6.6)$$

$$g_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{п.сг}} = \frac{0,77 \cdot \alpha \cdot m_{возд}^0}{m_{п.сг}}, \quad (6.7)$$

где $m_{п.сг} = 1 + \alpha \cdot m_{возд}^0$ – масса продуктов сгорания в расчете на 1 кг топлива.

6.4. Определение теоретической температуры продуктов сгорания

Теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания находится с помощью уравнения теплового баланса:

$$\xi \cdot Q_n^p + Q_{ок} = Q_{п.сг}, \quad (6.8)$$

где $Q_{ок}$ – теплота, вносимая окислителем (воздухом);

Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива;

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

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

Теплота, вносимая окислителем (воздухом), определяется по формуле:

$$Q_{ок} = C_{рв} \cdot \alpha \cdot m_{возд}^0 \cdot T_{нар}, \quad (6.9)$$

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

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

Теплота, полученная продуктами сгорания, определяется по формуле:

$$Q_{п.сг} = C_{р.п.сг} \cdot m_{п.сг} \cdot T_z, \quad (6.10)$$

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:

$$C_{р.п.сг} = g_{CO_2} \cdot C_{рCO_2} + g_{H_2O} \cdot C_{рH_2O} + g_{O_2} \cdot C_{рO_2} + g_{N_2} \cdot C_{рN_2}, \quad (6.11)$$

где $C_{рCO_2}$, $C_{рH_2O}$, $C_{рO_2}$, $C_{рN_2}$ – средние массовые изобарные теплоемкости отдельных компонентов в интервале температур 0 до T_z (приведены в виде уравнений $C_{pi} = a_i + b_i \cdot T$ в табл. П.1.).

Подстановка числовых значений величин и приведение подобных членов позволяют привести выражение (6.11) к виду:

$$C_{р.п.сг} = A + B \cdot T_z, \quad (6.12)$$

где $A = \sum g_i \cdot a_i = g_{CO_2} \cdot a_{CO_2} + g_{H_2O} \cdot a_{H_2O} + g_{O_2} \cdot a_{O_2} + g_{N_2} \cdot a_{N_2}$;

$B = \sum g_i \cdot b_i = g_{CO_2} \cdot b_{CO_2} + g_{H_2O} \cdot b_{H_2O} + g_{O_2} \cdot b_{O_2} + g_{N_2} \cdot b_{N_2}$;

Совместное рассмотрение выражений (6.8), (6.10) и (6.12), позволяет получить квадратное уравнение относительно T_z . Его решение дает искомое значение теоретической температуры продуктов сгорания.

7. Расчет теплообменного аппарата

Вторая часть курсовой работы предусматривает расчет и компоновку поверхностей обогрева рассматриваемого салона автомобиля. Основным теплоносителем для принятой схемы обогрева является жидкость системы охлаждения ДВС (ОЖ), которая передаёт часть своей теплоты воздуху в помещении через стенки трубопроводов, расположенных по его контуру. Для увеличения теплоотдачи с поверхности обогрева они могут обрешиваться или обдуваться дополнительными вентиляторами (схема теплообмена определяется вариантом задания).

На миллиметровой бумаге студентом выполняется общая схема системы обогрева салона транспортного средства с учетом заданного варианта.

На схеме указываются заданные размеры помещения и температуры теплоносителей (рис. 7.1).

7.1. Методика конструктивного расчета теплообменного аппарата (для схем обогрева № 1 и № 2)

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

Определяется величина теплового потока Q_0 , получаемого холодным теплоносителем от горячего, по формуле 5.2.

Воспользовавшись указаниями раздела 9, в соответствии со схемой теплообмена выбираются уравнения подобия и рассчитываются коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 по формуле:

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{ж}} \cdot \text{Nu}_{\text{ж}}}{d}, \quad (7.1)$$

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

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.2)$$

где δ – толщина стенки обогревательной трубы;

λ – коэффициент теплопроводности материала трубы.

Воспользовавшись уравнением теплового баланса

$$Q_0 = m_1 \cdot C_{\text{пл}} (t_1' - t_1''), \quad (7.3)$$

вычисляют конечную температуру горячего теплоносителя:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_0}{m_1 \cdot C_{\text{пл}}}, \quad (7.4)$$

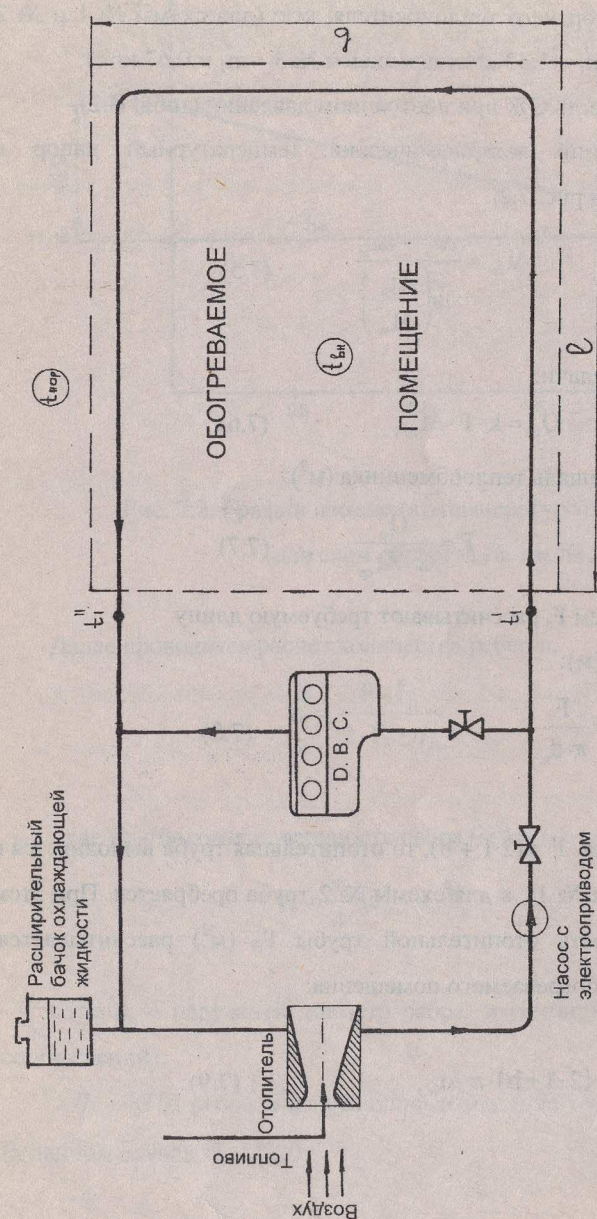


Рис. 7.1. Общая схема системы обогрева салона

где t_1' — температура горячего теплоносителя (ОЖ) на входе, °C ($t_1' = 73 \pm 78$ °C);
 m_1 — массовый расход горячего теплоносителя, кг/с (для схемы № 1 и № 2 (рис. 8.1 и 8.3) принять $m_1 = 1,33$ кг/с; для схемы № 3 — $m_1 = 0,67$ кг/с);
 C_{p1} — массовая теплоемкость ОЖ при постоянном давлении (табл. П.2).

Вычисляется средний логарифмический температурный напор в соответствии с графиком рис. 7.2.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \right)}, \quad (7.5)$$

Из уравнения теплопередачи:

$$Q_0 = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (7.6)$$

находится требуемая площадь теплообменника (m^2):

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (7.7)$$

Располагая значением F , рассчитывают требуемую длину обогревательной трубы (m):

$$l' = \frac{F}{\pi \cdot d_n}, \quad (7.8)$$

Примечание. Если длина $l' > (2 \cdot 1 + b)$, то отопительная труба выполняется в виде змеевика (для схем № 1), а для схемы № 2 труба оребряется. При этом неоребренная поверхность отопительной трубы F_0 (m^2) рассчитывается, исходя из компоновки обогреваемого помещения:

$$F_0 = (2 \cdot 1 + b) \cdot \pi \cdot d_n, \quad (7.9)$$

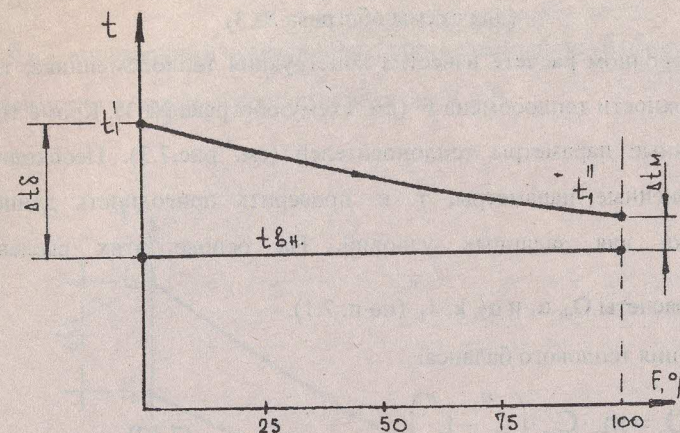


Рис. 7.2. График изменения температур теплоносителей (для схем обогрева № 1 и № 2)

Далее проводится расчет количества ребер n :

$$n = \frac{F - F_0}{2 \cdot F_p \cdot \eta_p}, \quad (7.10)$$

где F_p — боковая поверхность ребра (m^2):

$$F_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_p^2 - d_n^2), \quad (7.11)$$

где d_p — наружный диаметр ребра, m (выбирается из конструктивных соображений);

η_p — КПД ребра, учитывающий изменение температуры по его высоте (в данном случае $\eta_p \approx 0,20$).

7.2. Методика проверочного расчета теплообменного аппарата *

(для схемы обогрева № 3)

При проверочном расчете известна конструкция теплообменника, т. е. площадь поверхности теплообмена F' (см. схему обогрева № 3). Кроме того, заданы начальные параметры теплоносителей (см. рис. 7.3). Необходимо рассчитать конечные параметры, т. е. проверить пригодность данного теплообменника для заданных условий. На основе этих сведений выполняются расчеты Q_0 , α_1 и α_2 , k , t_1'' (по п. 7.1).

Из уравнения теплового баланса:

$$Q_0 = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2'' - t_1''), \quad (7.12)$$

Определяется температура холодного теплоносителя (воздуха) на выходе из теплообменного аппарата:

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q_0}{m_2 \cdot C_{p2}}, \quad (7.13)$$

где $t_2' = t_{\text{вн}}$ — температура воздуха внутри обогреваемого помещения, °С;

m_2 — массовый расход холодного теплоносителя, кг/с (для схемы № 3 $m_2 = 500 \text{ кг/ч} = 0,083 \text{ кг/с}$);

C_{p2} — средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха в диапазоне температур от t_2' до t_2'' (при температурах, указанных в данной курсовой работе, можно принять $C_{p2} = 1 \text{ кДж/(кг·К)}$).

По результатам расчета необходимо построить график изменения температур теплоносителей.

Средний логарифмический температурный напор в соответствии с графиком рис. 7.3 вычисляется по формуле (7.5) и уточняется для теплообменных аппаратов с перекрестным током:

* В настоящем разделе приведена методика упрощенного проверочного расчета.

$$\Delta t_{\text{ср.перек}} = \Delta t_{\text{ср.}} \cdot \epsilon_{\Delta t}, \quad (7.14)$$

где $\epsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, определяемый по графику рис. 7.4. в зависимости от вспомогательных величин R и P .

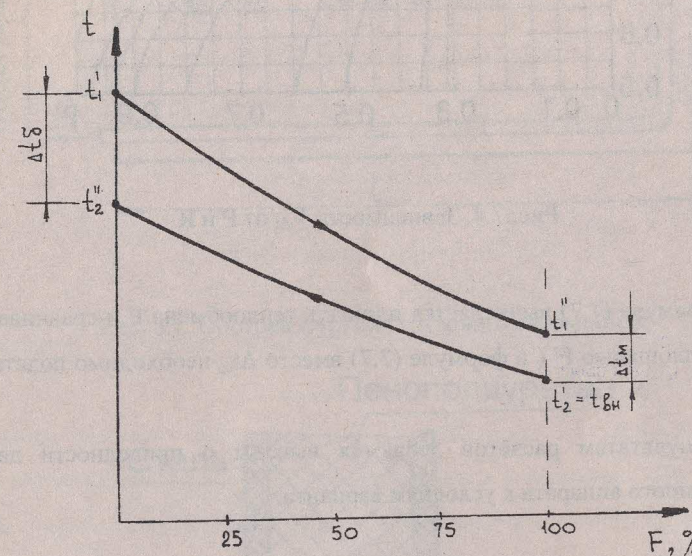


Рис. 7.3. График изменения температур теплоносителей (для схемы обогрева № 3)

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}, \quad (7.15)$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2}, \quad (7.16)$$

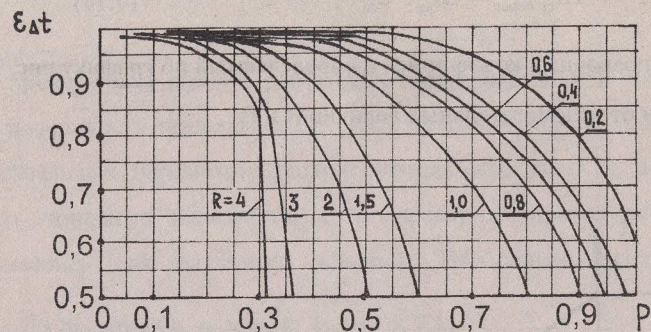


Рис. 7.4. Зависимость $\varepsilon_{\Delta t}$ от P и R

По формуле (7.7) вычисляется площадь теплообмена F и сравнивается с заданной площадью F' (в формуле (7.7) вместо Δt_{cp} необходимо подставлять $\Delta t_{cp, перек}$).

По результатам расчетов делаются выводы о пригодности данного теплообменного аппарата к условиям варианта.

8. Схемы систем обогрева

8.1. Схема № 1

Фургон предназначен для перевозки грузов, которые нельзя охлаждать до отрицательных температур. Стенки, пол и потолок фургона теплоизолированы (рис. 8.2.), окон нет.

Для обогрева по периметру фургона проложена стальная труба, в которой циркулирует горячая жидкость из подогревателя. Внутренний и наружный диаметры заданы (табл. 8.1.). Требуется определить ее длину, необходимую для поддержания заданной температуры воздуха внутри фургона.

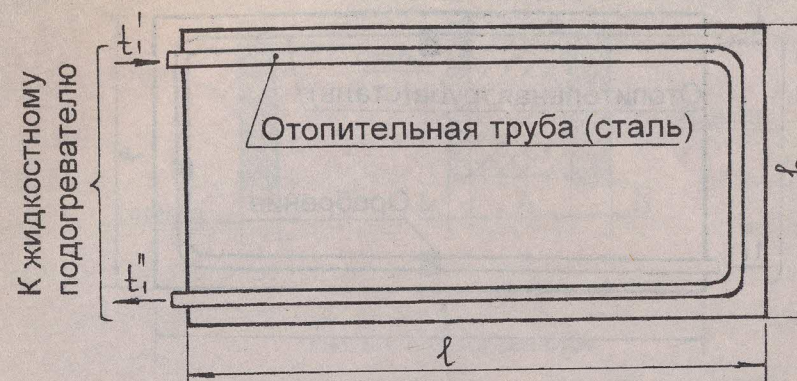


Рис. 8.1. Обогрев фургона грузового автомобиля

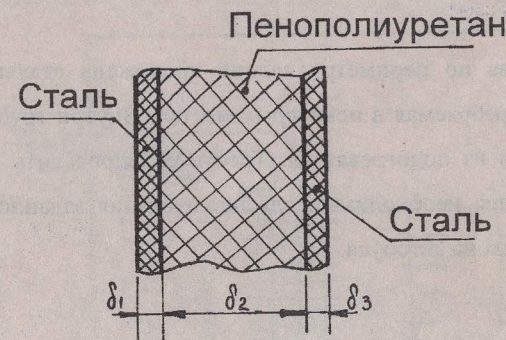


Рис. 8.2. Стенка фургона

Таблица 8.1

Числовые значения величин к схеме № 1

$d_{вн},$ мм	$d_{нар},$ мм	$\delta_1,$ мм	$\delta_2,$ мм	$\delta_3,$ мм	$\lambda_{стали},$ Вт/(м·К)	$\lambda_{пены},$ Вт/(м·К)
100	108	1	100	1	50	0,04

8.2. Схема №2

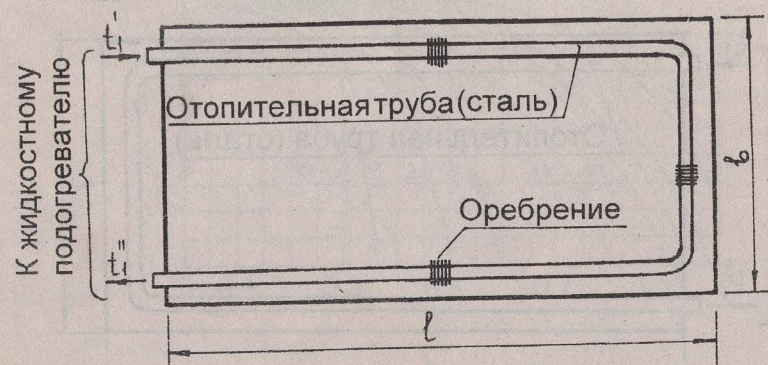


Рис. 8.3. Обогрев салона автобуса

Часть поверхности салона составляют стекла, остальное – трехслойная стенка (рис.8.4.).

Для обогрева по периметру салона проложена стальная труба, при необходимости оребряемая в некоторых местах. Внутри трубы циркулирует горячая жидкость из подогревателя. Требуется определить длину трубы и площадь оребрения, необходимые для поддержания заданной температуры воздуха внутри салона автобуса.

Таблица 8.2

Числовые значения величин к схеме № 2

$d_{вн.}$	$d_{нар.}$	$\delta_{стекла.}$	δ_1	δ_2	δ_3	$\lambda_{стали.}$	$\lambda_{пен.}$	$\lambda_{пласт.}$	$\lambda_{стекла.}$
мм	мм	мм	мм	мм	мм	Вт/(м·К)	Вт/(м·К)	Вт/(м·К)	Вт/(м·К)
100	108	6	1	70	3	50	0,04	0,3	0,74

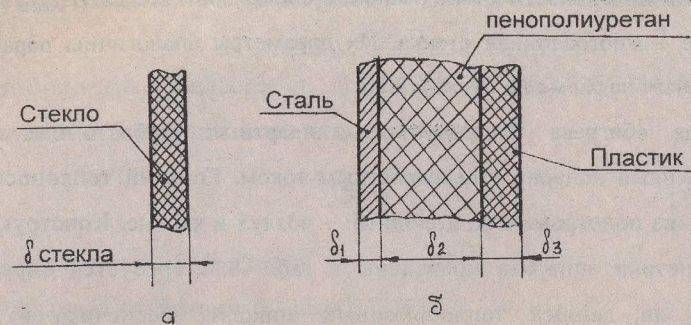


Рис. 8.4. Стенки автобуса:

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

8.3. Схема №3

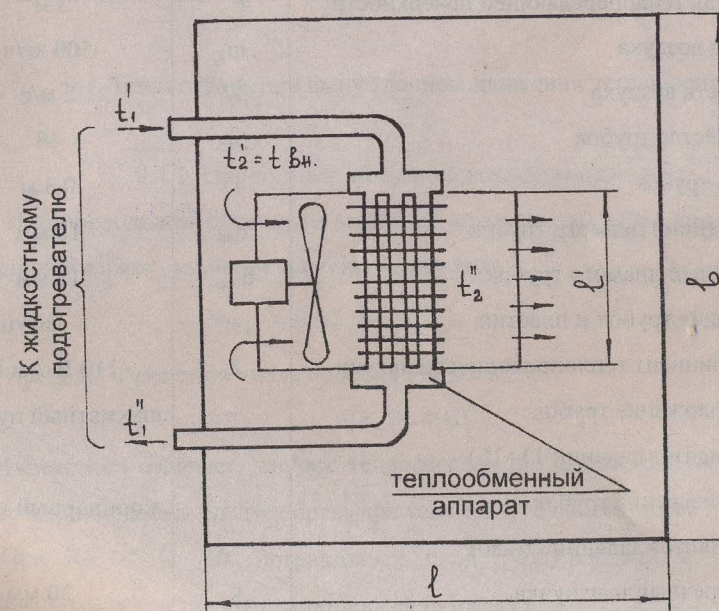


Рис 8.5. Обогрев кабины грузового автомобиля

Часть поверхности стенок кабины составляют стекла ($F_{\text{стекла}} = 10\%$), остальное – многослойная стенка. Их параметры аналогичны параметрам, приведенным на схеме № 2 (см. п. 8.2.).

Для обогрева используется стандартный трубчато-пластинчатый теплообменный аппарат с перекрестным током. Горячий теплоноситель – жидкость из подогревателя, холодный – воздух в кабине. Конструктивные характеристики аппарата приведены в табл. 8.3. Требуется определить, способен ли данный теплообменный аппарат обеспечить в кабине заданную температуру. Если нет, то необходимо указать, что и как надо изменить в конструкции.

Таблица 8.3

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'	$0,3 \text{ м}$
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

9. Расчетные зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи

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

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (9.1)$$

где Nu – число подобия Нуссельта;

α – искомый коэффициент теплоотдачи;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, соприкасающейся с твердой стенкой;

l – определяющий линейный размер.

Число подобия Нуссельта определяют из уравнения подобия

$$Nu = f(Re, Gr, Pr), \quad (9.2)$$

конкретный вид которого зависит от условий теплообмена.

9.1. Теплоотдача при вынужденном движении теплоносителя

9.1.1. Продольное обтекание воздухом пластины

При продольном обтекании воздухом пластины в случае ламинарного пограничного слоя уравнение подобия имеет вид:

$$Nu_{ж,l} = 0,57 \cdot Re_{ж,l}^{0,5}, \quad (9.3)$$

Пределы изменения числа подобия Рейнольдса:

$$Re_{ж,l} < 4 \cdot 10^4.$$

Индекс «ж» означает, что все теплофизические параметры, входящие в данное число подобия, следует брать при температуре набегающего потока $t_{ж}$.

При $Re \gg 4 \cdot 10^4$ пограничный слой турбулентный и расчетная зависимость для коэффициента теплоотдачи имеет вид:

$$Nu_{ж,l} = 0,032 \cdot Re_{ж,l}^{0,8}, \quad (9.4)$$

В уравнениях (9.3) и (9.4) за определяющий размер берется размер поверхности в направлении потока (длина кабины или фургона в направлении движения автомобиля).

9.1.2. Поперечное обтекание одиночной трубы и пучка труб

9.1.2.1. Результаты экспериментов по изучению теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной круглой трубы спокойным, нетурбулизированным потоком воздуха (рис. 9.1 а) обобщены соотношением

$$Nu_{ж,d} = C \cdot Re_{ж,d}^n, \quad (9.5)$$

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

Значения коэффициента «С» и показателя степени «п» в зависимости от числа $Re_{ж,d}$ приведены ниже:

$Re_{ж,d}$	$5 \div 10^3$	$10^3 \div 2 \cdot 10^5$
C	0,43	0,21
n	0,50	0,60

9.1.2.2. Результаты экспериментов по изучению теплоотдачи при поперечном обтекании потоком воздуха пучка труб (рис. 9.1 б, 9.1 в) в интервале $Re = 10^3 \div 10^5$ можно представить в виде следующего уравнения подобия:

$$Nu_{ж,d} = C \cdot Re_{ж,d}^n \cdot \varepsilon_s, \quad (9.6)$$

Для шахматных пучков $C = 0,35$; $n = 0,6$, для коридорных – $C = 0,194$; $n = 0,65$.

Определяющим размером в (9.6) является наружный диаметр труб, определяющей температурой – среднее значение между температурами воздуха до пучка и после него. При определении числа Рейнольдса скорость

потока воздуха берется из табл. 8.3. Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние поперечного S_1 и продольного S_2 шагов.

Для шахматного пучка:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{0,166} \quad \text{при } (S_1 / S_2) < 2 \text{ и } \varepsilon_s = 1,12 \text{ при } (S_1 / S_2) > 2.$$

$$\text{Для коридорного пучка } \varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d} \right)^{-0,15}$$

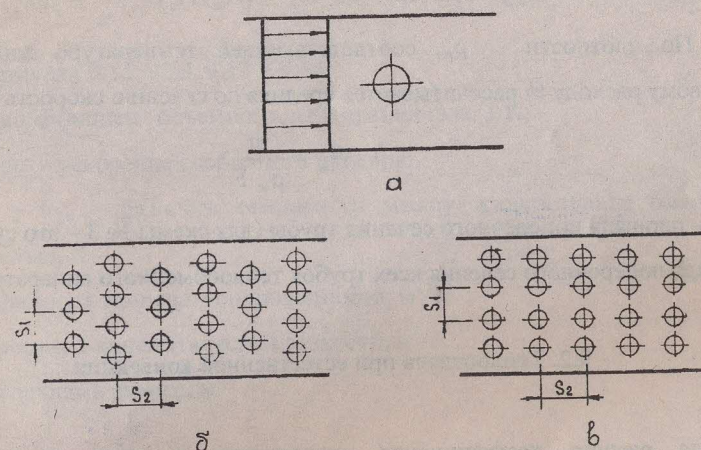


Рис. 9.1. Расположение труб при поперечном обтекании:

а – одиночная труба; б – шахматный пучок; в – коридорный пучок

9.1.3. Теплоотдача при течении теплоносителя внутри труб

Для расчета коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к текущему в ней теплоносителю на участке стабилизированного течения предлагается следующее уравнение подобия:

$$Nu_{ж,d} = 0,021 \cdot Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25}, \quad (9.7)$$

где $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ – множитель, учитывающий диапазон и характер изменения физических параметров теплоносителя.

Это уравнение справедливо для турбулентного течения при $Re_{ж,d} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ и $Pr = 0,6 \div 2500$. Определяющим размером является внутренний диаметр трубы, определяющей температурой $t_{ж}$ – средняя температура теплоносителя на входе и выходе из трубы.

При ламинарном режиме ($Re_{ж,d} < 2000$) рекомендуется следующее уравнение подобия:

$$Nu_{ж,d} = 0,15 \cdot Re_{ж,d}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (9.8)$$

По плотности $\rho_{ж}$, соответствующей температуре жидкости, и массовому расходу m рассчитывается средняя по сечению скорость потока:

$$W_{ж} = \frac{m}{\rho_{ж} \cdot F}, \quad (9.9)$$

где F – площадь поперечного сечения трубы (для схемы № 3 – это суммарная площадь поперечного сечения всех трубок теплообменного аппарата).

9.2. Теплоотдача при естественной конвекции

Для расчета коэффициента теплоотдачи в условиях свободного ламинарного движения воздуха пользуются зависимостью вида

$$Nu_{ж,d} = 0,5 \cdot (Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж})^{0,23}, \quad (9.10)$$

В этой формуле за определяющую температуру принимается температура воздуха вдали от трубы, а за определяющий размер – диаметр трубы. Формула справедлива для значений $10^3 < (Gr_{ж,d} \cdot Pr_{ж}) < 10^8$.

Ниже приведены формулы для расчета безразмерных чисел подобия.

Число Рейнольдса:

$$Re_{ж} = \frac{W_{ж} \cdot l}{\nu_{ж}}, \quad (9.11)$$

Число Грасгофа:

$$Gr_{ж} = \beta \cdot g \cdot l^3 \cdot \frac{\Delta t}{\nu_{ж}^2}. \quad (9.12)$$

Число Прандтля, найденное по температуре жидкости:

$$Pr_{ж} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}}. \quad (9.13)$$

Число Прандтля, найденное по температуре стенки:

$$Pr_c = \frac{\nu_c}{a_c}. \quad (9.14)$$

В формулах 9.11, 9.12, 9.13 и 9.14:

$\beta = 1/T$ – коэффициент объемного расширения газа, $1/K$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\Delta t = t_c - t_{ж}$ – разность температур между жидкостью и омываемой поверхностью, K ;

a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;

l – определяющий размер, м .

10. Вопросы для самоконтроля

1. Какие типы систем отопления применяются на транспортных средствах? Расскажите об их устройстве, преимуществах и недостатках.
2. Расскажите об устройстве жидкостных и воздушных подогревателей.
3. Для чего составляется тепловой баланс салона транспортного средства? Какие тепловые потоки в нем учитываются?
4. Из каких слоев состоят стенки кабин современных автомобилей. Опишите характер движения воздуха вдоль наружных поверхностей салона и внутри него.
5. От чего зависит тепловой поток, передаваемый через плоскую многослойную стенку? Как его подсчитать?

6. Функцией каких величин является коэффициент теплоотдачи и какими способами его можно изменить?
7. Расскажите об инженерной методике определения коэффициента теплоотдачи.
8. Что такое коэффициент теплопередачи, каковы его размерность, физический смысл и аналитическое выражение для плоской стенки?
9. Что представляет собой общее термическое сопротивление, как оно определяется? Запишите выражение для общего термического сопротивления в случае плоской стенки.
10. Проанализируйте результаты расчетов и укажите, какой участок представляет собой наибольшее термическое сопротивление при передаче теплоты через стенки салона в Вашем варианте.
11. Какие температуры и линейные размеры принимались в качестве определяющих в данной работе?
12. Что такое кратность циркуляции, какова ее величина для салона автобуса?
13. Как подсчитать тепловой поток, удаляемый из кабины вместе с выходящим наружу воздухом? Запишите формулу.
14. Что называется теплотой сгорания топлива? Чем отличаются высшая и низшая теплоты сгорания?
15. Как определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива?
16. Что называется коэффициентом избытка воздуха, от чего зависит его выбор?
17. Из чего состоят продукты сгорания топлива? Как подсчитать их состав и общую массу при сгорании 1 кг топлива?
18. Какие токсичные компоненты, при каких условиях, могут присутствовать в продуктах сгорания?
19. Что понимается под термином «газовая» смесь, каковы основные способы задания ее состава?
20. Что такое теплоемкость, какие существуют виды теплоемкостей?

21. Как определяется теплоемкость газовой смеси?
22. Запишите уравнение теплового баланса с помощью которого можно определить теоретическую (адиабатную) температуру продуктов сгорания.
23. Что называется теплообменным аппаратом?
24. На какие группы делятся теплообменные аппараты?
25. Назовите основные схемы взаимного движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
26. Приведите уравнения теплопередачи и теплового баланса и объясните физический смысл входящих в них величин.
27. Что называется условным эквивалентом?
28. Приведите графики, характеризующие изменение температур рабочих жидкостей в прямоточных аппаратах.
29. Какова методика осреднения коэффициента теплопередачи в теплообменном аппарате?
30. Какова методика определения среднелогарифмического температурного напора в аппаратах?
31. Проведите сравнение среднелогарифмических температурных напоров для аппаратов с прямотоком и противотоком и их влияние на потребную поверхность теплообмена.

Список рекомендуемой литературы

1. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. — М.: Высш. школа, 1980. — 489 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. — М.: Энергия, 1975. — 156 с.
3. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М.: Энергия, 1973. — 343 с.

Приложения

Таблица П.1

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

A+B T

Газ	Формула теплоемкости, кДж/(кг·K)
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·K)	v · 10 ⁶ , м ² /с	λ, Вт/(м·K)	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