

9. Тітлов О.С., Василів О.Б. Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах ЄС / О.С. Тітлов, О.Б. Василів // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18–20.
10. Терехов А.А. Ремонт холодильников абсорбционного типа / А.А. Терехов. – М.: Легкая индустрия, 1973. – 70 с.
11. Патент 0323820 EP, МКИ F25B 49/00, F25B 15/10. Arrangement for preventing freezing of the working medium in absorption refrigerating apparatus / M.T. Walfridson, S.H. Farndahl. – №88850422.2; Заявл.14.12.88; Оpubл.12.07.89, Bulletin 89/28.
12. Патент 2036395 Российской Федерации, МКИ F25 B 27/00. Абсорбционный гелиохолодильник /З.И. Ашурлы, М.Т. Гаджиев, С.А. Филин -№92009125/06; Заявл. 30.11.92; Оpubл. 10.08.94, Бюл. № 30.
13. Пат. 4126014 США, МКИ F25 B 27/00, F25 B15/00, F24 J 3/02. Абсорбционный холодильник с гелио-системой /Т. Кей. – №795000; Заявл. 09.05.77; Оpubл. 21.11.78.
14. Шкроб Ю.В. Как «согнуть» солнечный луч / Ю.В. Шкроб // Изобретатель и рационализатор. – 2003. – № 6. – С.11.

УДК 621.575(088.8):621.56/59(031)

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор, Ищенко И.Н., ассистент, Титлова О.А., аспирант  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса  
Хоменко Н.Ф.

Промышленно-строительная группа «Антарес» (Васильковский завод холодильников)

*Разработана методика для расчета холодопроизводительности испарителей абсорбционных холодильных агрегатов (АХА), входящих в состав абсорбционных холодильных приборов (АХП) различного назначения. Методика учитывает результаты экспериментальных исследований температурных полей серийного абсорбционного холодильника. Представлены некоторые результаты расчетов типичных конструкций АХП и анализ влияния температуры воздуха окружающей среды на тепловые режимы холодильного шкафа*

*A method is developed for the calculation of power vaporizers of absorption refrigeration aggregates (ARA), entering in the complement of absorption refrigeration devices (ARD) of the different setting. A method takes into account the results of experimental researches of the temperature fields of serial absorption refrigerator. Some results of calculations of typical constructions of ARD and analysis of influence of temperature of air of environment are presented on the thermal modes of refrigeration closet*

Ключевые слова: абсорбционный холодильный агрегат (АХА), абсорбционный холодильный прибор (АХП), методика расчета, холодопроизводительность испарителя.

Теплофизические процессы, протекающих в АХА, обуславливают режим работы испарителя с переменной температурой фазового перехода. Начало испарения характеризуется минимальной температурой, конец — максимальной. Причем из опыта практических исследований известны примеры, когда начало испарения проходит при температурах минус 35 ... минус 30 °С, а конец испарения при 0...5 °С [1]. Уровень температур и количество испарившегося хладагента определяются геометрическими параметрами испарителя, условиями подвода тепла и кратностью циркуляции парогазовой смеси между испарителем и абсорбером.

Необходимо обратить внимание и на следующий аспект определения величины холодопроизводительности испарителя АХА. Существующая разность температур по длине испарителя обуславливают различную интенсивность процессов конвективного теплообмена со стороны воздуха низкотемпературного отделения (НТО) и холодильной камеры (ХК). Максимальная тепловая нагрузка идет на начальные участки испарителя. Зачастую имеют место моменты, когда конечный участок испарителя прогрет больше, чем воздух в объеме охлаждаемой камеры. Особенно часто это можно наблюдать в ХК при температурах воздуха в помещении 31...32 °С (АШ-160) [1].

Измерения полей температур испарителя АХА не позволяют достоверно рассчитать холодопроизводительность испарителя из-за отсутствия надежных методик по расчету конвективного теплообмена со стороны охлаждаемого воздуха.

Выходом из такой ситуации может быть подход, разработанный Ю.А. Очеретяным [2], который холодопроизводительность испарителя АХА определял по теплопритокам в охлаждаемые камеры из окружающей среды.

Теплопритоки в охлаждаемые камеры могут быть рассчитаны на основе известного уравнения теплопередачи [3]:

$$Q_{T.П.} = \frac{(t_{o.c.} - t_k) \cdot F_k}{R_k}, \quad (1)$$

где  $t_{o.c.}$  ( $t_k$ ) — температура воздуха окружающей среды (в камере), °С;

$F_k$  — поверхность теплопередачи, м<sup>2</sup>;

$R_k$  — термическое сопротивление процесса теплопередачи, (К·м<sup>2</sup>)/Вт.

Термическое сопротивление процесса теплопередачи включает термическое сопротивление процесса сложного (конвективного плюс лучистого) теплообмена внутри камеры и снаружи, а также термическое сопротивление теплоизоляционных материалов шкафа:

$$R_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot F_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i \cdot F_i} + \frac{1}{\lambda_{вн} \cdot F_{вн}}}, \quad (2)$$

где  $\alpha_n$ ,  $\lambda_{вн}$  — коэффициенты сложного теплообмена, соответственно, на наружной стенке камеры и на внутренней стенке, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$F_n$ ,  $F_{вн}$  — площадь поверхности, соответственно наружной и внутренней стенке камеры, м<sup>2</sup>;

$\delta_i$  — коэффициент теплопроводности конструкционных и теплоизоляционных материалов конструкции холодильного шкафа, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

При расчете теплопередачи через стенку шкафа величина поверхности рассчитывалась как:

$$\bar{F} = \frac{F_n + F_{вн}}{2}, \quad (3)$$

Расчет по формуле (2) не вызывает особых сложностей, за исключением определения конвективных и лучистых составляющих.

Для их определения были проведены экспериментальные исследования температурных полей холодильного шкафа АПП-160 в лаборатории перспективного проектирования Васильковского завода холодильников (ВЗХ). Измерение температур в характерных точках проводилось при помощи стандартных хромель-копелевых термопар. Тепловая мощность в генераторе АХА составляла 110 Вт. Изучались два режима работы: температура воздуха в помещении 24,6 °С и 32 °С.

Схема абсорбционного холодильника АПП-160 приведена на рис. 1 (вид спереди) и рис. 2 (вид сбоку). НТО холодильника выполнено в виде алюминиевого короба и имеет П — образную тепловую трубу (ТТ), заправленная аммиаком. Цифрами на рис. 1 и рис. 2 обозначены места установки термопар, там же приведены характерные размеры шкафа.

Результаты приведенных испытаний приведены в табл. 1.

**Таблица 1**

Температура окружающей среды, °С	Температура в характерных точках, °С											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
32	-19	-20,1	-18	-16,2	-19	18,8	0,5	1,8	3,1	2,8	39,5	30,0
24,6	-23,5	-24,5	-22,5	-24	-28,8	-28	-3,5	-2,8	-0,9	-1,1	32	23

Температура окружающей среды, °С	Температура в характерных точках, °С											
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
32	4,5	30,5	30	35,5	4,5	5,0	30,0	4,0	31	7	31,8	
24,6	0,0	24	23	27	0,5	1,0	23,5	0,0	25	2,8	25,8	

*Примечание.* Термопары 1 (центр НТО), 8, 9, 10 установлены в воздушном объеме охлаждаемых камер.

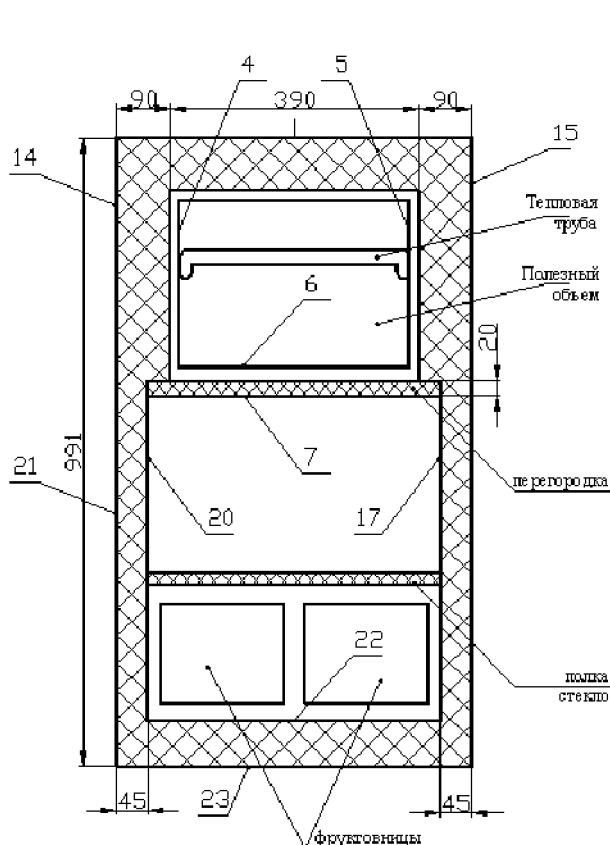


Рис. 1 – Места установки термодат на абсорбционном холодильнике АШ–160 (вид спереди)

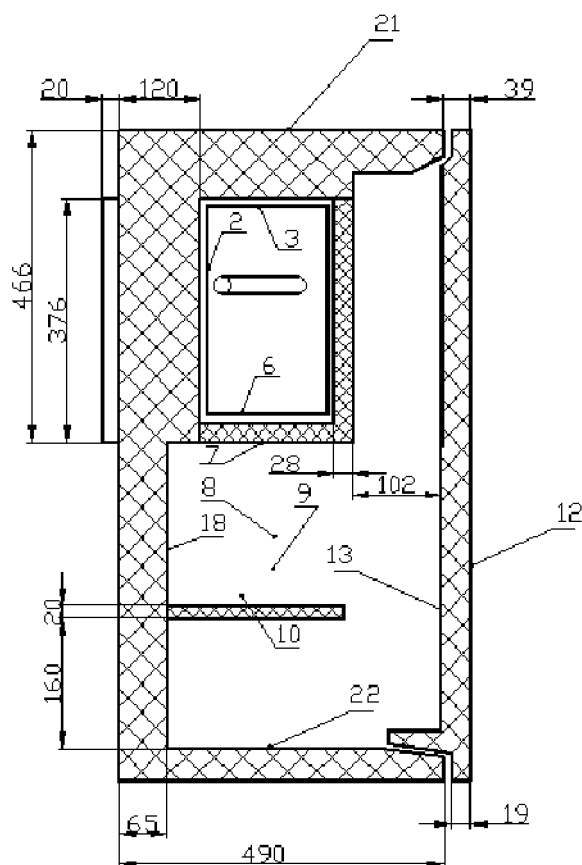


Рис. 2 – Места установки термодат на абсорбционном холодильнике АШ–160 (вид сбоку)

Результаты, приведенные в табл. 1, использовались для расчета конвективной и лучистой составляющей процесса сложного теплообмена.

В качестве базового объекта при построении методика расчета был взят трехкамерный холодильный шкаф. Это конструкция наиболее полно отражает различные комбинации и варианты выполнения холодильных шкафов.

Схема трехкамерного шкафа приведена на рис. 3 (вид спереди) и рис. 4 (вид сбоку). На рисунках представлены теплопритоки, которые могут иметь место в конструкции.

Отдельно на рис. 5 представлена тепловая схема НТО трехкамерного шкафа или однокамерного шкафа АХП.

При разработке методики расчета предполагалось, что сток (отвод) тепла в НТО осуществляется по стенке алюминиевого короба, который практически не обладает термическим сопротивлением, т.е. поверхность стенки короба изотермична. Сток тепла из ХК осуществляется на оребренную панель, которая может иметь тепловую связь с секцией испарителя или (в случае однокамерного шкафа) с испарителем по всей его длине.

Передача тепла из нижней камеры осуществляется при помощи ТТ на оребренную панель ХК.

Уравнение теплового баланса для каждой из трех камер можно записать в виде системы:

$$\begin{cases} Q_{03} + Q_{НП} = Q_{31} + Q_{33} + Q_{34} \\ Q_{02} + Q_{ВП} = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{НП} \\ Q_{01} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{15} + Q_{ВП} \end{cases} \quad (4)$$

Для НТО с изотермической внутренней поверхностью:

$$Q_{12} = Q_{16} + Q_{17} + Q_{18} + Q_{19} \quad (5)$$

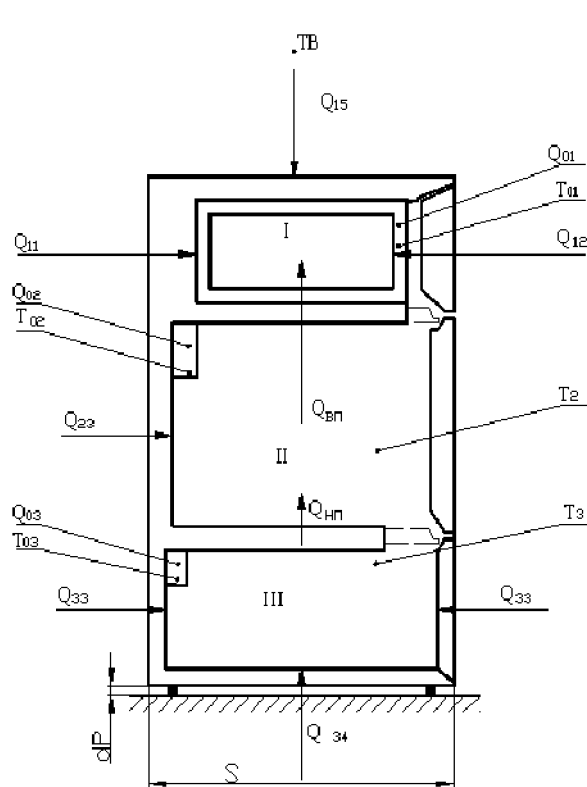


Рис. 3 – Схема трехкамерного шкафа АХП (вид спереди)

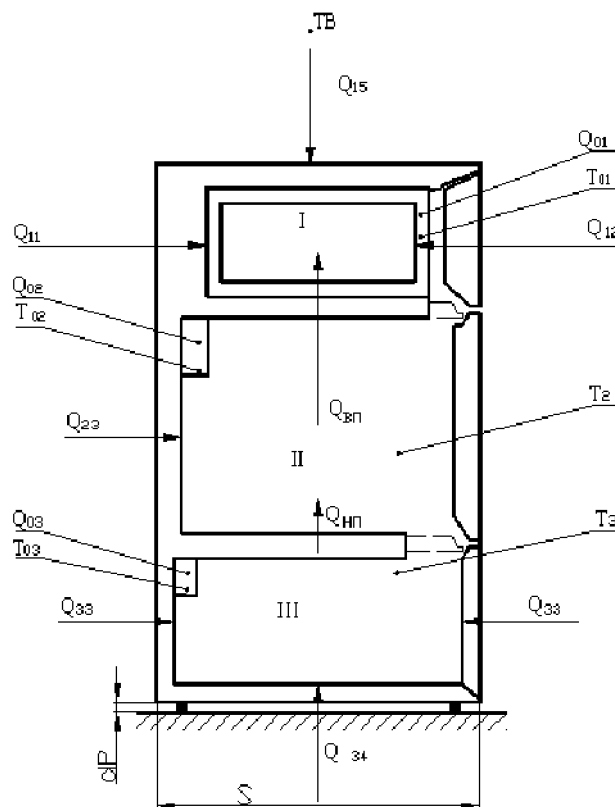
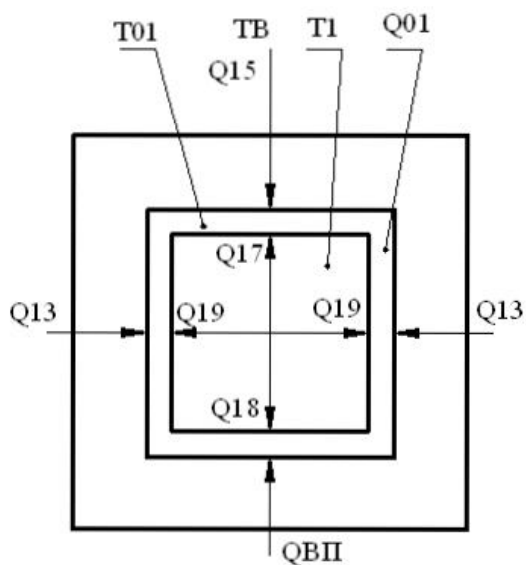
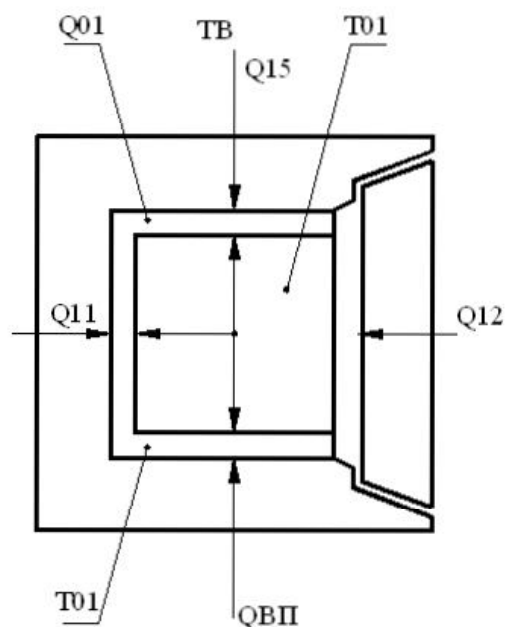


Рис. 4 – Схема трехкамерного шкафа АХП (вид сбоку)



а)



б)

а) вид спереди; б) вид сбоку

Рис. 5 – Тепловая схема однокамерного шкафа АХП

Используя термическое сопротивление, систему уравнений (4) можно записать в виде:

$$\begin{cases} \frac{T3-T03}{R03} + \frac{T3-T2}{RHP} = \frac{TB-T3}{R31} + \frac{TB-T3}{R32} + \frac{TB-T3}{R33} + \frac{TB-T3}{R34} \\ \frac{T2-T02}{R02} + \frac{T2-T01}{RBP} = \frac{TB-T2}{R21} + \frac{TB-T2}{R22} + \frac{TB-T2}{R23} + \frac{TB-T2}{RHP} \\ Q01 = \frac{TB-T01}{R11} + \frac{TB-T01}{R12} + \frac{TB-T01}{R13} + \frac{TB-T01}{R15} + \frac{T2-T01}{RBP} \end{cases} \quad (6)$$

Система (7) записана для параллельных потоков тепла. Для НТО при передаче тепла через дверь и далее от воздуха к стенкам короба будет иметь место последовательный поток тепла, т.е.

$$R1 = R12 + R2. \quad (7)$$

В свою очередь:

$$\frac{1}{R2} = \frac{1}{R16} + \frac{1}{R17} + \frac{1}{R18} + \frac{1}{R19}. \quad (8)$$

С учетом (7) и (8) система (6) может быть записана как:

$$\begin{cases} \frac{T3-T03}{R03} + \frac{T3-T2}{RHP} = (TB-T3) \cdot \left( \frac{1}{R31} + \frac{1}{R32} + \frac{1}{R33} + \frac{1}{R34} \right) \\ \frac{T2-T02}{R02} + \frac{T2-T01}{RBP} = (TB-T2) \cdot \left( \frac{1}{R21} + \frac{1}{R22} + \frac{1}{R23} \right) + \frac{T3-T2}{RHP} \\ Q01 = (TB-T01) \cdot \left( \frac{1}{R11} + \frac{1}{R12} + \frac{1}{R13} + \frac{1}{R15} \right) + \frac{T2-T01}{RBP} \end{cases} \quad (9)$$

Система уравнений (9) лежит в основе методики расчета теплопотоков. Решив ее, можно определить холодопроизводительность испарителя для обеспечения требуемого уровня температур в охлаждаемых камерах холодильного шкафа.

В основе инженерной методики лежит система уравнений (9). В методике используется опыт практического конструирования абсорбционных холодильников, накопленный ВЗХ, а также результаты исследований температурных полей холодильника АШ-160, приведенных выше.

Рассмотрим расчет на примере абсорбционного холодильника АШ-160 (рис. 1 и рис. 2).

**Исходные данные:**

Объем НТО:  $V1 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Объем ХК верхней:  $V2 = 116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Объем фруктошниці:  $V3 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ .

Габариты холодильника: глубина:  $G = 0,53 \text{ м}$ , ширина:  $S = 0,57 \text{ м}$ .

Геометрические характеристики камер холодильника:

D13 — толщина боковой стенки НТО = 0,090 м;

D15 — толщина потолка: = 0,090 м;

D11 — толщина задней стенки: = 0,0120 м;

D1D1 — толщина первой двери: = 0,028 м

D2D1 — толщина второй двери: = 0,039 м;

D12D — толщина зазора между второй и первой дверью: = 0,102 м;

DWP — толщина верхней перегородки: = 0,020 м.

Верхняя холодильная камера (ВХК):

D23 — толщина боковой стенки ВХК: = 0,045 м;

D21 — толщина задней стенки: = 0,065 м;

D22 — толщина двери: = 0,039 м;

DNP — толщина пола ВХК: = 0,003 м.

Фруктошница — нижняя холодильная камера (НХК):

D33 — толщина боковой стенки НХК: = 0,045 м;

D31 — толщина задней стенки: = 0,065 м;

D32 — толщина двери: = 0,039 м;

D34 — толщина пола: = 0,046 м;

DNPД3 — расстояние между нижней полкой и дверью НХК: = 0,130 м;

DP — расстояние холодильника от пола: = 0,03 м.

Параметры корпуса холодильника:

Наружного:

толщина:  $DKH = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

степень черноты материала:  $KH = 0,9$ .

Материал корпуса — сталь 20 LKH = 46,5 Вт/(м·К).

Внутреннего:

толщина:  $DKB = 0,003$  м;

степень черноты:  $EKB = 0,9$ ;

материал — пластик: LKH = 0,24 Вт/(м·К).

Внутреннего НТО:

толщина корпуса НТО:  $DK1 = 0,002$  м;

степень черноты материала:  $EK1 = 0,065$ ;

материал — алюминий: LK1 = 200 Вт/(м·К).

Параметры перегородок:

Верхней:

толщина корпуса перегородки:  $DKWP = 0,003$  м;

материал корпуса — пластик:  $DKWP = 0,24$  Вт/м·К;

материал изоляции верхней перегородки:  $LIWP = 0,022$  Вт/м·К.

Нижней:

толщина корпуса перегородки:  $DKNP = 0,000$  м;

материал корпуса — пластик:  $DKNP = 0,24$  Вт/м·К;

материал изоляции нижней перегородки:  $LINP = 0,022$  Вт/м·К.

Материал изоляции (ППУ):

корпуса холодильника:  $LIK = 0,022$  Вт/(м·К);

первой двери НТО:  $LI1D1 = 0,022$  Вт/(м·К);

второй двери НТО:  $LI2D1 = 0,022$  Вт/(м·К);

двери ВХК:  $LD22 = 0,022$  Вт/(м·К);

двери НХК:  $LID32 = 0,022$  Вт/(м·К);

материал корпуса первой двери НТО:  $LK1D1 = 0,24$  Вт/(м·К).

толщина корпуса первой двери:  $DK1D1 = 0,003$  м.

Температурные поля элементов конструкции:

Температурный напор

на крышке холодильника  $DT15N = 2,2$  (2,6);

на боковых наружных стенках НТО:  $DT13N = 2,0$  (1,6);

на наружных боковых стенках ВХК:  $DT23N = 2,0$  (1,0);

на наружных боковых стенках НХК:  $DT33N = 2,0$  (1,0);

на наружной поверхности второй двери НТО:  $DT12D2N = 2,0$  (1,6);

на наружной поверхности второй двери ВХК:  $DT22DN = 2,0$  (1,6);

на наружной поверхности двери НХК:  $DT32DN = 2,0$  (2,6);

на внутренней поверхности задней стенки ВХК:  $DT21V = 2,4$  (2,6);

на внутренней поверхности боковых стенок ВХК:  $DT23V = 1,6$  (1,8);

на внутренней поверхности двери ВХК:  $DT22V = 1,9$  (1,6);

на потолке ВХК:  $DTWP2 = 2,1$  (1,9);

на полу ВХК:  $DTNP2 = 1,0$  (1,0);

на внутренней поверхности НХК:  $DT31V = 1,4$  (1,6);

на внутренней поверхности боковых стенок:  $DT33V = 1,0$  (1,0);

на внутренней поверхности двери НХК:  $DT32V = 1,0$  (1,0);

на внутренней поверхности потолка НХК:  $DTNP3 = 1,0$  (1,0);

на внутренней поверхности пола НХК:  $DT34V = 1,0$  (1,0);

на дне холодильника:  $DT34N = 1,5$  (0,5);

на внутренней поверхности второй двери НТО:  $DT12D2V = 2,0$  (1,6);

на наружной поверхности второй двери НТО:  $DT12D1N = 2,1$  (1,9);

на внутренней поверхности второй двери НТО:  $DT12D1V = 1,0$  (0,5).

Температура окружающего воздуха:  $TB = 32$  °C (25 °C).

Температура в НТО (по воздуху):  $T10 =$  минус 18 °C.

Температура в ВХК:  $T2 = 5$  °C.

Температура в НХК:  $T3 = 7$  °C.

Расчет геометрических параметров трехкамерного холодильника.

Полезный объем холодильника:  $V = V1 + V2 + V3$ .

Глубина НТО:  $G1 = G - D11 - DK1 - D1D1 - D2D2 - D12D$ .

Ширина НТО:	$S1 = S - 2D13 - 2DK1 .$
Площадь пола (потолка) НТО:	$F1 = G1 \cdot S1 .$
Высота НТО:	$H1 = \frac{V1}{F1} .$
Площадь внутренней задней стенки НТО:	$F2 = S1 \cdot H1 .$
Площадь внутренних боковых стенок НТО:	$F3 = 2 \cdot G1 \cdot S1 .$
Площадь внутренней поверхности первой двери НТО:	$F4 = F2 .$
Глубина ВХК:	$G2 = G - D21 - D22 .$
Ширина ВХК:	$S2 = S - 2 \cdot D23 .$
Площадь пола (сечения) ВХК:	$F5 = G2 \cdot S2 .$
Площадь потолка ВХК (дна НТО):	$F6 = (G2 - D12D) \cdot S2 .$
Высота ВХК:	$H2 = \frac{V2}{F5} .$
Площадь внутренней задней стенки ВХК:	$F7 = S2 \cdot H2 .$
Площадь внутренней поверхности двери ВХК:	$F8 = F7 .$
Площадь боковых внутренних стенок ВХК:	$F9 = 2 \cdot G2 \cdot H2 .$
Глубина НХК:	$G3 = G - D31 - D32 .$
Ширина НХК:	$S3 = S - 2D33 .$
Площадь пола НХК:	$F10 = G3 \cdot S3 .$
Площадь потолка НХК:	$F11 = S3 \cdot (G3 - DNP3) .$
Высота НХК:	$H3 = \frac{Y3}{F10} .$
Площадь внутренней задней стенки НХК:	$F12 = S3 \cdot H3 .$
Площадь внутренней поверхности НХК:	$F13 = F12 .$
Площадь боковых внутренних стенок НХК:	$F14 = 2 \cdot G3 \cdot H3 .$
Высота холодильного шкафа:	$H = H1 + H2 + H3 + D34 + DNP + DWP + 2DK1 + D15 .$
Наружная высота НТО:	$L1 = H1 + 2DK1 + D15 + DWP / 2 .$
Наружная высота ВХК:	$L2 = H2 + DWP + DNP / 2 .$
Наружная высота НХК:	$L3 = H3 + DNP / 2 + D34 .$
Площадь верхней крышки (дна) холодильного шкафа:	$F15 = G \cdot S .$
Площадь задней наружной поверхности:	$F16 = L1 \cdot S .$
Площадь боковой наружной поверхности НТО:	$F17 = L1 \cdot G2 .$
Площадь наружной поверхности первой двери НТО:	$F18 = (S - 2D13) \cdot (H1 + 2 \cdot DWP) .$
Площадь внутренней поверхности второй двери НТО:	$F18 = F18 .$
Площадь наружной поверхности второй двери НТО:	$F20 = S \cdot L1 .$
Площадь наружной поверхности задней стенки ВХК:	$F21 = S \cdot L2 .$
Площадь наружной боковой поверхности ВХК:	$F22 = G \cdot L2 \cdot 2 .$
Площадь наружной поверхности двери НТО:	$F23 = S \cdot L2 .$
Площадь наружной поверхности задней стенки НХК:	$F24 = S \cdot L3 .$
Площадь наружной боковой поверхности НХК:	$F25 = G \cdot L3 \cdot 2 .$
Площадь наружной поверхности двери НХК:	$F26 = S \cdot L3 .$
Наружная высота НТО и ВХК:	$H4 = L1 + L2 .$
Высота внутренней поверхности второй двери НТО:	$HD2V = H1 + 2 \cdot DWP .$
Высота наружной поверхности первой двери НТО:	$HD1N = HD2V .$
Глубина пола ВХК:	$GP2 = G2 - DNP3 .$
Глубина потолка ВХК:	$GPT2 = G2 + D1D1 - D12D .$
Площадь потолка ВХК:	$F27 = GPT2 \cdot S2 .$
Площадь пола ВХК:	$F28 = GP2 \cdot S2 .$
Высота холодильной камеры:	$HHK = H2 + H3 .$
Высота наружной холодильной камеры:	$HHKN = HHK + \frac{DWP}{2} + D34 .$
Задняя поверхность ХК, внутренняя:	$F29 = F7 + F12 .$
Боковая внутренняя поверхность ХК:	$F30 = F9 + F14 .$

Внутренняя поверхность двери ХК:  $F31 = F8 + F13$ .  
 Наружная площадь задней стенки ХК:  $F32 = F21 + F24$ .  
 Наружная площадь боковых стенок ХК:  $F33 = F22 + F25$ .  
 Наружная площадь двери ХК:  $F34 = F23 + F26$ .

Проводится расчет лучистой составляющей сложного теплообмена на внутренней и внешней поверхностях холодильного шкафа по формуле [4]:

$$AL = E \cdot 5,67 \cdot \frac{2 \cdot (T + 273) + DT}{200} \cdot 0,227, \quad (10)$$

где  $E$  — степень черноты материала;  
 $5,67$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела;  
 $T$  — температура воздушной среды, °С;  
 $DT$  — температурный напор, °С.

Расчет конвективных составляющих сложного теплообмена проводится по формулам [4]:

$$\alpha_R = \frac{(1.42 + 1.4 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}) \cdot N \cdot \Delta t}{\frac{1}{L^4}}, \quad (11)$$

$$\alpha_R = (1.67 + 3.6 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}) \cdot N \cdot (\Delta t)^{\frac{1}{3}}, \quad (12)$$

Формула (12) применена в случае, если удовлетворяется условие:

$$\Delta t < \left( \frac{840}{L \cdot 10^{-3}} \right)^3, \quad (13)$$

где  $\bar{t}$  — средняя температура стенки и воздуха, °С;  
 $L$  — определяющий размер, м;  
 $\Delta t$  — температурный напор, °С;  
 $N$  — коэффициент, учитывающий ориентацию поверхности теплообмена.

Для вертикальной поверхности  $N = 1$ . Для горизонтальной пластины, рассеивающей тепловые потоки: вверх  $N = 1,3$ ; вниз  $N = 0,7$ .

Расчет термического сопротивления теплоизоляции проводится по формуле:

$$R_{uz} = \frac{d_{CT3}}{\lambda_{uz} \cdot \bar{F}} + \frac{d_{HK}}{\lambda_{HK} \cdot F_{HK}} + \frac{d_{BK}}{\lambda_{BK} \cdot F_{BK}}, \quad (14)$$

где  $d_{uz}$ ,  $d_{HK}$ ,  $d_{BK}$  — толщина, соответственно, теплоизоляции, наружного корпуса, внутреннего корпуса, м;

$F_{HK}$ ,  $F_{BK}$  — площадь корпуса, соответственно наружного и внутреннего, м<sup>2</sup>;

$\lambda_{uz}$ ,  $\lambda_{HK}$ ,  $\lambda_{BK}$  — коэффициент теплопроводности, соответственно, теплоизоляции материала наружного и внутреннего корпуса, Вт/(м·К).

Площадь поверхности теплообмена при расчете термического сопротивления процесса теплопроводности определяется как среднеарифметическое значение

$$\bar{F} = \frac{F_{HK} + F_{BK}}{2}. \quad (15)$$

Расчет полного термического сопротивления конструкции абсорбционных холодильников

Расчет проведен по формуле:

$$R_{\Sigma} = R_{uz} + \frac{1}{(\alpha_{KH} - \alpha_{ЛH}) \cdot F_{HK}} + \frac{1}{(\alpha_{KB} - \alpha_{ЛB}) \cdot F_{BK}}, \quad (16)$$

где  $\alpha_{KH}$ ,  $\alpha_{KB}$  — коэффициенты конвективного теплообмена, соответственно, на наружной и внутренней стороне конструкций;

$\alpha_{ЛH}$ ,  $\alpha_{ЛB}$  — коэффициенты лучистого теплообмена, соответственно, на наружной и внутренней стороне конструкций.

Расчет полного термического сопротивления камер АХП выполняется следующим образом.

Для однокамерного холодильника с морозильным отделением типа АПП-160.

Холодопроизводительность испарителя морозильной камеры:

$$Q_{01} = (T_B - T_1) \cdot \left( \frac{1}{RC15} + \frac{1}{RC13} + \frac{1}{RCWP} + \frac{1}{RC12D1} + \frac{1}{RC12D1} + (T_B + 4 + T_1) \cdot \frac{1}{RC11} \right). \quad (17)$$



Холодопроизводительность испарителя ХК:

а) основной:

$$Q_{02} = (T_B - T_2) \cdot \left( \frac{1}{RC_{23}} + \frac{1}{RC_{22}} + \frac{1}{RC_{12D2}} + (T_B + 8 - T_2) \cdot \left( \frac{1}{RC_{21}} \right) + \right. \\ \left. + (T_3 - T_2) \cdot \frac{1}{RC_{NP}} - (T_2 - T_1) \cdot \left( \frac{1}{RC_{WP}} + \frac{1}{RC_{12D1}} \right); \right. \quad (18)$$

б) фруктовыми:

$$Q_{03} = (T_B - T_3) \cdot \left( \frac{1}{RC_{33}} + \frac{1}{RC_{32}} + \frac{1}{RC_{34}} + (T_B + 8 - T_3) \cdot \frac{1}{RC_{31}} - (T_3 - T_2) \cdot \frac{1}{RC_{NP}} \right). \quad (19)$$

Аналогично проводится расчет для трехкамерного холодильника с морозильной камерой.

Расчет холодопроизводительности двухкамерного холодильника с морозильной камерой проводится следующим образом.

Определяется холодопроизводительность испарителя холодильной камеры:

$$Q_{0HK} = (T_B - T_2) \cdot \left( \frac{1}{RC_{34}} + \frac{1}{R_{CHK2}} + \frac{1}{RC_{NK3}} + (T_B + 8 - T_2) \cdot \frac{1}{R_{CHK1}} - (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{WP}} \right). \quad (20)$$

Холодопроизводительность испарителя морозильной камеры:

$$Q_{0HTO} = (T_B - T_1) \cdot \left( \frac{1}{RC_{15}} + \frac{1}{RC_{13}} + \frac{1}{RC_{12D2}} + (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{WP}} - (T_B + 4 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{11}} \right). \quad (21)$$

В формулах (20) и (21)

$$R_{CHK1} = f(R_{IHK1}), \quad R_{CHK2} = f(R_{IHK2}), \quad R_{CHK3} = f(R_{IHK3}),$$

где

$$R_{IHK1} = \frac{RI_{21} \cdot RI_{31}}{RI_{21} + RI_{31}}, \quad (22)$$

$$R_{IHK2} = \frac{RI_{22} \cdot RI_{32}}{RI_{22} + RI_{32}}, \quad (23)$$

$$R_{IHK3} = \frac{RI_{23} \cdot RI_{33}}{RI_{23} + RI_{33}}. \quad (24)$$

Из-за дополнительного теплового влияния элементов АХА в формулах (17) и (19) температурный напор на основании опытных данных увеличен на 4 °С со стороны задней стенки НТО и на 8 °С со стороны задней стенки ХК.

Проведен ряд вариантных расчетов абсорбционных холодильников АПП-160 и АПП-155, двухкамерного абсорбционного холодильника, двухкамерного холодильника АПД-200, трехкамерного абсорбционного холодильника с нижней камерой хранения овощей и фруктов.

В расчетах конструкций шкафов варьировались геометрические размеры (толщина) потолка шкафа, боковых и задних стенок, двери, перегородок и объемы охлаждаемых камер.

Результаты расчетов приведены на рис. 6 и рис. 7.

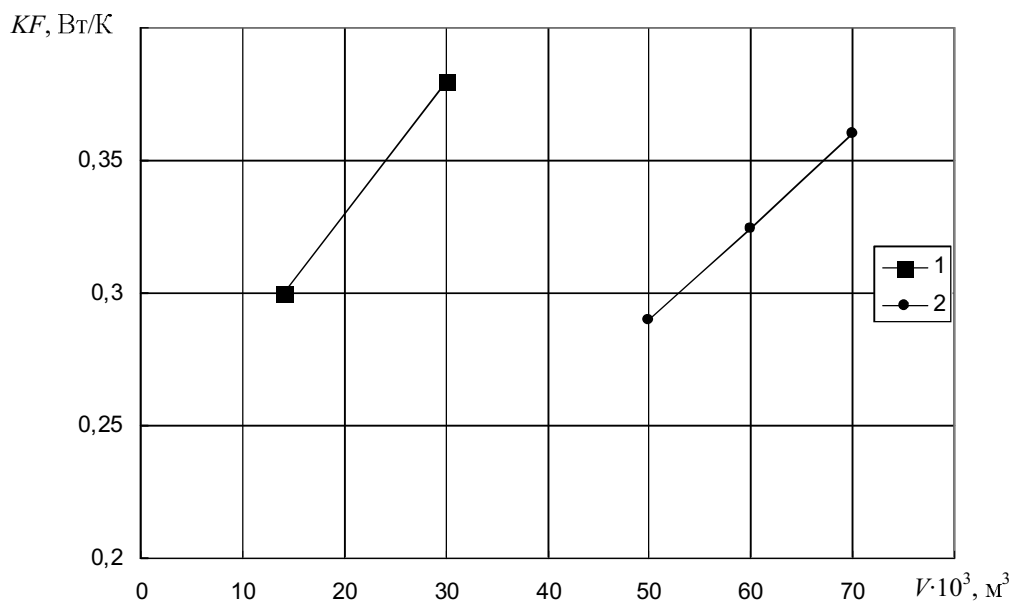
Анализ результатов, приведенных на рис. 6 и рис. 7, показывает, что на теплопроводность НТО практически не влияет температура воздуха окружающей среды. Расчеты показали, что отличие в значениях при изменении температуры от 32 °С до 10 °С не превышает 0,5 %.

Такая же ситуация имеет место и в области малых значений объемов ХК (от 50 до 70 дм<sup>3</sup>), но с увеличением объемов ХК начинает проявляться зависимость от температуры воздуха окружающей среды. При объеме ХК 182 дм<sup>3</sup> различие значений теплопроводности при различных температурах воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) составляет около 28 %.

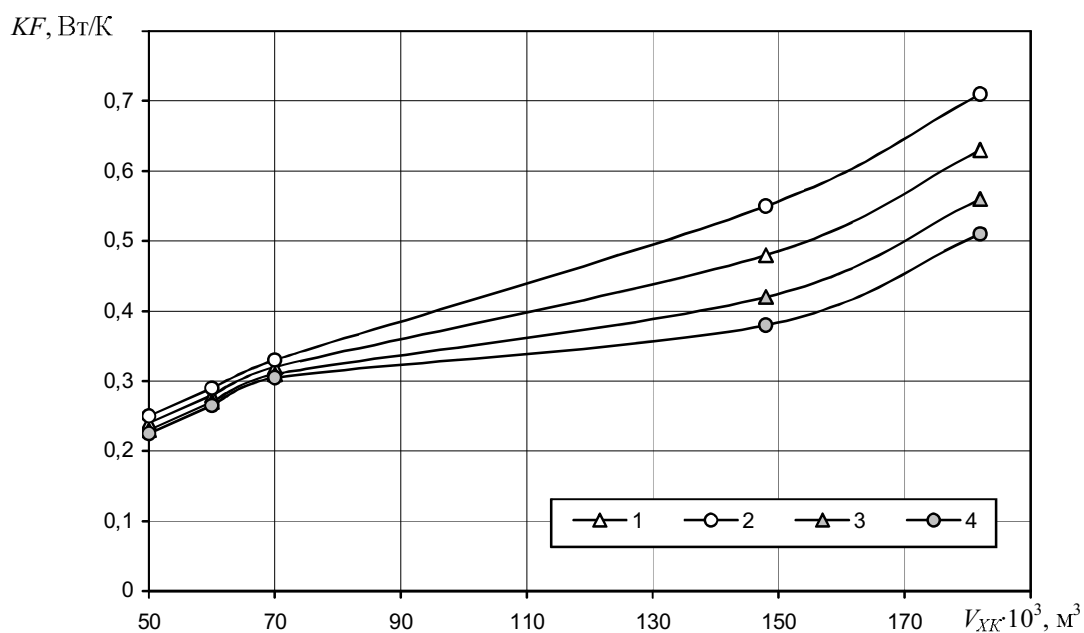
Анализ полученных зависимостей также показал, что с увеличением значений полезного объема камер, как НТО, так и ХК, увеличивается и теплопроводность конструкций шкафов.

Эти результаты расчетов объясняются тем, что с ростом габаритов шкафов снижается суммарное термическое сопротивление теплопритокам за счет увеличения поверхности теплопередачи. При увеличении температуры воздухом окружающей среды и неизменной температуре в охлаждаемых камерах возрастают температурные напоры на стенках шкафа. Согласно расчетным соотношениям (10–12) это приводит к росту, соответственно, как лучистой, так и конвективной составляющей процесса сложного теплообмена, а в итоге — к дополнительному снижению термического сопротивления процессу теплопередачи (увеличению теплопроводности шкафа АХП).

Некоторые результаты расчета теплопритоков в охлаждаемые камеры различных типов АХП при температурах окружающего воздуха 25 °С и 32 °С приведены в табл. 2.



**Рис. 6 – Зависимость теплопроводности (KF) низкотемпературных камер АХП различного назначения от значений их полезного объема (толщина стенок низкотемпературных камер 90 мм, температура в охлаждаемом объеме минус 18 °С)**



Температура воздуха окружающей среды:  
 1 – 25 °С; 2 – 32 °С; 3 – 18 °С; 4 – 10 °С

**Рис. 7 – Зависимость теплопроводности (KF) холодильных камер АХП от значений их полезного объема при различных температурах воздуха окружающей среды (Толщина стенок холодильных камер при объемах камер: от 50 до 70 дм³ – 60 мм; от 148 до 182 дм³ – 40 мм. Температура в охлаждаемом объеме 5 °С)**

Таблиця 2

Наименование параметров	Расчетные значения
<b>Однокамерный холодильник с НТО</b>	
Толщина изоляции:	
<b>НТО:</b>	
боковая стенка	$D13 = 0,090$ м
потолок	$D15 = 0,090$ м
задняя стенка	$D11 = 0,120$ м
дверца	$D1D1 = 0,028$ м
общая дверь	$D2D1 = 0,039$ м
перегородка	$DWP = 0,020$ м
<b>ХК:</b>	
боковая стенка	$D23 = 0,045$ м
задняя стенка	$D21 = 0,065$ м
дверь	$D22 = 0,039$ м
пол	$D34 = 0,046$ м
Материал изоляции ППУ	$LIWP = 0,022$ Вт/(м·К)
Объем низкотемпературного отделения	$V1 = 0,014$ м <sup>3</sup>
Объем холодильной камеры	$V2 = 0,016$ м <sup>3</sup>
Объем фруктовниці	$V3 = 0,032$ м <sup>3</sup>
Суммарный объем холодильника	$V = 0,162$ м <sup>3</sup>
Глубина холодильника	$G = 0,530$ м
Ширина холодильника	$S = 0,570$ м
Высота холодильника	$H = 0,993$ м
<b>Температура окружающего воздуха</b>	<b>ТВ = 21 °С</b>
Температура в НТО	$T1 = \text{минус } 18$ °С
Температура в холодильной камере	$T2 = 5$ °С
Холодопроизводительность НТО	$Q01 = 12,829$ Вт
Холодопроизводительность основной камеры	$Q02 = 7,572$ Вт
Холодопроизводительность фруктовниці	$Q03 = 2,042$ Вт
Суммарная холодопроизводительность холодильной камеры	$Q02 \text{ и } Q03 = 9,614$ Вт
<b>Температура окружающего воздуха</b>	<b>ТВ = 32 °С</b>
Температура в НТО	$T1 = \text{минус } 18$ °С
Температура в холодильной камере	$T2 = 5$ °С
Холодопроизводительность испарителя НТО	$Q01 = 14,913$ Вт
Холодопроизводительность испарителя основной камеры	$Q02 = 11,052$ Вт
Холодопроизводительность испарителя фруктовниці	$Q03 = 3,737$ Вт
Суммарная холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	$Q02 \text{ и } Q03 = 14,789$ Вт
<b>Двухкамерный холодильник с морозильной камерой</b>	
Толщина изоляции:	
<b>Морозильная камера:</b>	
потолок	$D13 = 0,090$ м
задняя стенка	$D15 = 0,090$ м
общая дверь	$D2D1 = 0,085$ м
перегородка	$DWP = 0,058$ м
<b>ХК:</b>	
боковая стенка	$D23 = 0,060$ м
задняя стенка	$D21 = 0,080$ м
дверь	$D22 = 0,039$ м
пол	$DP = 0,030$ м
Материал изоляции ППУ	$LIWP = 0,022$ Вт/(м·К)
Объем морозильного отделения	$V1 = 0,050$ м <sup>3</sup>
Объем холодильной камеры	$V2 \text{ и } V3 = 0,060$ м <sup>3</sup>
Суммарный объем холодильника	$V = 0,110$ м <sup>3</sup>
Глубина холодильника	$G = 0,488$ м

Продолжение таблицы 2

Наименование параметров	Расчетные значения
Ширина холодильника	$S = 0,600$ м
Высота холодильника	$H = 0,926$ м
Температура окружающего воздуха	$T_B = 25$ °C
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус} 18$ °C
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5$ °C
Холодопроизводительность морозильного отделения	$Q_{0HTO} = 12,383$ Вт
Холодопроизводительность холодильной камеры	$Q_{0HK} = 5,527$ Вт
Температура окружающего воздуха	$T_B = 32$ °C
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус} 18$ °C
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5$ °C
Холодопроизводительность испарителя морозильного отделения	$Q_{0HTO} = 14,179$ Вт
Холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	$Q_{0HK} = 7,782$ Вт
<b>Трехкамерный холодильник с морозильной камерой</b>	
Толщина изоляции:	
<b>Морозильная камера:</b>	
боковая стенка	$D_{13} = 0,075$ м
потолок	$D_{15} = 0,080$ м
задняя стенка	$D_{11} = 0,100$ м
общая дверь	$D_{2D1} = 0,079$ м
верхняя перегородка	$D_{WP} = 0,059$ м
<b>ХК:</b>	
боковая стенка	$D_{23} = 0,040$ м
задняя стенка	$D_{21} = 0,048$ м
дверь	$D_{22} = 0,039$ м
нижняя перегородка	$D_{NP} = 0,050$ м
<b>Камера хранения овощей и фруктов</b>	
боковая стенка	$D_{33} = 0,040$ м
задняя стенка	$D_{31} = 0,048$ м
дверца	$D_{32} = 0,039$ м
пол	$D_{34} = 0,039$ м
Материал изоляции ППУ	$LIWP = 0,022$ Вт/(м·К)
Объем морозильного отделения	$V_1 = 0,040$ м <sup>3</sup>
Объем холодильной камеры	$V_2 = 0,150$ м <sup>3</sup>
Объем камеры хранения	$V_3 = 0,045$ м <sup>3</sup>
Суммарный объем холодильника	$V = 0,235$ м <sup>3</sup>
Глубина холодильника	$G = 0,494$ м
Ширина холодильника	$S = 0,570$ м
Высота холодильника	$H = 1,478$ м
Температура окружающего воздуха	$T_B = 25$ °C
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус} 18$ °C
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5$ °C
Температура в камере хранения овощей и фруктов	$T_3 = 12$ °C
Холодопроизводительность морозильного отделения	$Q_{01} = 19,669$ Вт
Холодопроизводительность холодильной камеры	$Q_{02} = 13,239$ Вт
Холодопроизводительность камеры хранения овощей и фруктов	$Q_{03} = 4,830$ Вт
Температура окружающего воздуха	$T_B = 32$ °C
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус} 18$ °C
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5$ °C
Температура в камере хранения овощей и фруктов	$T_3 = 5$ °C
Холодопроизводительность испарителя морозильного отделения	$Q_{01} = 22,859$ Вт
Холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	$Q_{02} = 17,933$ Вт
Холодопроизводительность испарителя камеры хранения овощей и фруктов	$Q_{03} = 7,209$ Вт

### Выводы

1. Разработана методика расчета холодопроизводительности испарителя абсорбционного холодильного агрегата в составе абсорбционных холодильных приборов различного назначения (одно-, двух- и трехкамерного шкафа), которая учитывает результаты экспериментальных исследований серийного абсорбционного холодильника АПП-160 при различных температурах воздуха окружающей среды. Результаты экспериментальных исследований использованы в разработанной методике для определения температурных напоров на внутренних и внешних стенках шкафов АХП и учитывают, в том числе, и дополнительное влияние теплорасеивающих элементов на задней стенке шкафа.
2. Получены расчетные графические зависимости для определения теплопроводимости типичных НТО и ХК в составе АХП от значения соответствующего полезного объема.
3. Показано, что с ростом габаритов охлаждаемых камер теплопроводимость их увеличивается.
4. Температура воздуха окружающей среды не оказывает влияния на теплопроводимость камер при малых их габаритах (до 70 м<sup>3</sup>). При объеме ХК 148 дм<sup>3</sup> и выше влияние температуры воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) существенно — рост теплопроводимости достигает 28 %.

### Литература

1. Разработать низкотемпературные абсорбционные холодильные машины на новых рабочих телах : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова. – № ГР УА 010001081 Р. – Одесса, 1993. – 236 с.
2. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. – Одесса, 2010. – 196 с.
3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1981. – 416 с.
4. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г.Н. Дульнев. – М.: Высш. шк., 1984. – 247 с.

УДК 621.575.932

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ, ПОДВОДИМОЙ В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА, НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА

Тиглова О.А., аспирант, Тиглов А.С., д-р техн. наук, проф.  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Представлен анализ влияния подводимой тепловой нагрузки в генераторе на процессы теплообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата и энергетическую эффективность абсорбционного холодильного прибора. Выделено пять характерных режимов работы генератора. Сформулированы рекомендации для разработчиков автоматических систем управления*

*The analysis of influence of the tricked into thermal loading is presented in a generator on the processes of heat and mass transfer in the elements of absorption refrigeration aggregate and power efficiency of absorption refrigeration device. Five characteristic modes of operations of generator are selected. Formulated recommendation for the developers of automatic control the system*

Ключевые слова: абсорбционные холодильные приборы, абсорбционные холодильные агрегаты, генератор, подводимая тепловая мощность, энергетическая эффективность, система автоматического управления.

Основной сегмент рынка бытового холодильного оборудования в настоящее время принадлежит компрессионным холодильным приборам (КХП) [1-4]. И, хотя абсорбционные холодильные приборы (АХП) имеют ряд преимуществ перед КХП (рабочее тело АХП — экологически безопасный ВАР с водородом; отсутствие компрессора повышает ресурс и надежность работы, делает работу АХП бесшумной; источниками тепловой энергии АХП могут являться как электрическая энергия, в том числе, низкого