ЧАСТЬ I

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ГЛАВА 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

От параметров наружного воздуха зависит количество теплопритоков в камеры. Уменьшение теплопритоков и связанное с ним снижение потерь продукта от усушки достигается включением в конструкцию ограждения достаточно мощного слоя теплоизоляции.

Для выбора нормативного коэффициента теплопередачи ограждения холодильника необходимо знать, в какой климатической зоне расположен холодильник. Климатическую зону определяют по среднегодовой температуре. Территория СССР делится на три климатических зоны:

южную со среднегодовой температурой наружного воздуха 9°С и выше;

среднюю со среднегодовой температурой наружного воздуха от 1 до 8°С;

северную со среднегодовой температурой наружного воздуха 0°С и ниже.

Наибольшие теплопритоки наблюдаются в самое жаркое время года, что и определяет выбор летней расчетной температуры наружного воздуха. Эту температуру находят по среднемесячной температуре самого жаркого месяца с учетом влияния максимальных температур, отмечаемых в это время. Расчетные температуры наружного воздуха для некоторых городов Советского Союза приведены в табл. 1.1.

Для расчета пароизоляционного слоя, предназначенного для защиты теплоизоляции от проникновения в нее влаги из наружного воздуха, необходимо знать относительную влажность воздуха самого жаркого летнего месяца (см. табл. 1.1).

Для расчета мощности обогревательных устройств, которые иногда применяют для обогрева в зимнее время камер холодильников с нулевыми температурами, требуется зимняя расчетная температура наружного воздуха (см. табл. 1.1).

При необходимости сведения о температурах и влажности воздуха можно получить из СНиПII—А.6—72 «Строительная климатология и геофизика».

РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

При оборотном водоснабжении температуру воды для охлаждения конденсаторов холодильных машин принимают на 3—4°С выше температуры по мокрому термометру, которую определяют по d—i-диаграмме для влажного воздуха на пересечении линии постоянной энтальпии, характеризующей состояние наружного воздуха, с линией насыщения $\varphi = 1$.

Таблица 1.1

Город	Температура, °С			Относительная влажность, %		Город	Температура, °С			Относительная влажность, %	
	среднегодовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя		среднегодовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя
Алма-Ата	8,7	34	—22	35	68	Мурманск	0,0	25	—26	63	86
Архангельск	0,8	27	—32	63	87	Новороссийск	12,7	33	—12	53	74
Астрахань	9,4	34	—22	37	81	Новосибирск	—0,1	30	—39	56	80
Ашхабад	16,3	40	—12	21	73	Одесса	9,9	32	—16	55	82
Баку	14,4	34	—3	46	73	Омск	0,0	31	—36	52	79
Барнаул	1,1	31	—37	54	77	Оренбург	3,9	34	—30	40	83
Брянск	4,9	30	—23	53	82	Орджоникидзе	7,9	30	—15	61	74
Вильнюс	6,2	28	—23	58	86	Пермь	1,5	29	—31	57	83
Владивосток	4,0	30	—12	79	62	Полтава	7,0	31	—21	48	85
Владимир	3,4	29	—28	57	86	Рига	5,6	27	—19	63	84
Волгоград	7,6	35	—25	33	84	Ростов-на-Дону	8,7	33	—21	41	81
Вологда	2,2	28	—29	61	84	Самарканд	12,9	37	—13	25	62
Воронеж	5,4	33	—25	47	87	Саратов	5,3	33	—28	41	77
Ворошиловград	7,0	33	—23	40	78	Свердловск	1,2	30	—24	54	79
Горький	3,1	29	—28	56	86	Семипалатинск	3,2	34	—36	40	72
Грозный	10,1	34	—16	47	80	Сочи	13,4	32	—1	67	70
Днепропетровск	8,5	33	—20	43	83	Ставрополь	9,1	33	—19	47	82
Душанбе	14,2	36	—10	24	64	Таллин	5,0	26	—21	71	83
Ереван	11,6	35	—18	34	68	Тамбов	4,8	32	—26	49	81
Иваново	2,7	30	—28	56	86	Ташкент	13,3	37	—13	24	59
Иркутск	—1,1	29	—36	58	77	Тбилиси	12,7	34	—8	39	57
Киев	7,2	31	—22	52	83	Тюмень	1,3	31	—35	58	77
Киров	1,5	29	—31	56	87	Томск	—0,6	29	—39	59	79
Кишинев	9,4	32	—17	45	77	Уфа	2,8	32	—30	53	82
Краснодар	10,8	34	—18	46	73	Фрунзе	9,8	35	—21	28	60
Красноярск	0,5	30	—40	52	72	Хабаровск	1,4	32	—33	67	76
Куйбышев	3,8	32	—29	48	—	Харьков	6,9	32	—22	49	81
Курск	5,4	30	—24	53	84	Херсон	9,8	33	—18	41	79
Ленинград	4,3	27	—24	59	82	Целиноград	1,4	33	—33	42	80
Магнитогорск	1,2	31	—32	49	75	Чита	—2,7	32	—39	53	73
Минск	5,4	28	—23	56	61	Ялта	13,0	33	—11	56	68
Москва	4,8	30	—26	50	83	Ярославль	2,7	28	—28	58	85

В случае прямоточной системы водоснабжения из естественных водоемов температуру воды в курсовых и дипломных проектах можно принимать на 6—8°С ниже температуры наружного воздуха.

РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГРУНТА

Расчетную температуру грунта под полом, имеющим нагревательные устройства, принимают при электрообогреве грунта равной 1°С, при других способах обогрева с учетом неравномерности распределения температур 3°С.

Обычно действительная температура грунта в расчетах холодильных камер не встречается. При необходимости действительную температуру грунта можно определить по климатологическим справочникам. Действительную температуру грунта у стен подвальных камер предприятий торговли и общественного питания

можно принимать для южной климатической зоны 25°С, для средней 21°С, для северной 17°С. Температуру грунта под полом подвальных камер этих же предприятий можно принимать соответственно 18, 14 и 10°С.

РЕЖИМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ПРОДУКТОВ

Распределительные и производственные холодильники. Правильный выбор режима холодильной обработки продуктов (температура, влажность и скорость движения воздуха, начальная и конечная температура продукта, продолжительность холодильной обработки) имеет важное значение для сохранения высокого качества и уменьшения потерь продуктов. Снижение температур и значительное увеличение скорости движения воздуха в камерах холодильной обработки позволяют в 2—3 раза ускорить процесс охлаждения и замораживания и при этом снизить усушку продуктов на 25—35%.

Охлаждение мяса одностадийным методом осуществляют в камерах с температурой воздуха —4 ÷ —5°С при скорости движения воздуха 1—2 м/с в течение 12—16 ч (для говядины).

При двухстадийном методе мясо на первой стадии охлаждается в камере охлаждения при температуре воздуха —10 ÷ —12°С и скорости движения воздуха 1—2 м/с в течение 6—7 ч (для говядины). При этом температура мяса понижается примерно до 15°С. Вторая стадия охлаждения осуществляется в камере хранения (доохлаждения) мяса с температурой —1 ÷ —1,5°С при скорости движения воздуха 0,1—0,2 м/с в течение 15—17 ч (по некоторым источникам 10—12 ч).

Температуру мяса, поступающего на холодильную обработку, принимают равной 37°С, а в конце процесса охлаждения 4°С. Относительная влажность воздуха в камерах охлаждения 90—95%.

Птицу можно охлаждать в камере в течение 10(15) ч или в туннелях в течение 2(4) ч (первая цифра здесь и далее относится к курам и уткам, цифра в скобках — к гусям и индейкам).

Температура воздуха в камере —1°С, относительная влажность 90%, температура поступающего продукта 30°С, выходящего 4°С.

Однофазное замораживание мяса на холодильниках мясокомбинатов производится в камерах с усиленной циркуляцией воздуха при температуре воздуха —30°С. Процесс длится 24 ч. Температура поступающего мяса 37°С, выходящего —12°С. При таких же условиях замораживают мясо на распределительных холодильниках, но температуру поступающего мяса принимают равной 8°С, выходящего —18°С, а время холодильной обработки 20 ч.

Замораживают птицу при температуре воздуха в камере —30°С. Температура поступающей птицы 4—0°С, выходящей —15°С. Время холодильной обработки зависит от характера движения воздуха, от способа упаковки птицы: в камерах без принудительной циркуляции воздуха — 16(20) ч, в камерах с усиленной циркуляцией воздуха — 12(14), в туннелях — 4(6) ч, если птица упакована в деревянные ящики.

При поштучном замораживании птицы в камерах с усиленной циркуляцией воздуха процесс значительно ускоряется и протекает 5(7) ч, причем холодильная обработка птицы ведется от начальной температуры 25°С.

Масло замораживают при температуре воздуха в камере —30°С в течение 24 ч от 2 до —12°С.

На холодильниках рыбной промышленности продукты замораживаются в ерах с усиленной циркуляцией воздуха при $t_в = -30°C$ в течение 5 ч от 5 до 6÷ —18°С или в туннельных морозилках при температуре воздуха до —35°С ечение 4 ч.

Хранение мороженых продуктов при более низких температурах позволяет личить срок хранения без ухудшения качества продукта (так, при понижении пературы хранения мороженого мяса с —15 до —20°С срок хранения увели-ается с 9 до 18 мес).

Хранить мороженые грузы рекомендуется при температуре воздуха в камерах 0°С и относительной влажности воздуха 80—90%. В камерах хранения мяса, щы и мясопродуктов рекомендуется поддерживать влажность воздуха около %. Продукты поступают в камеры хранения в основном с температурой °С.

Температуры хранения охлажденных грузов существенно зависят от вида дукта.

Мясо, субпродукты и охлажденная птица хранятся при $t_в = -2°C$ и относи-ьной влажности воздуха 90%, колбасные изделия, копчености при $t_в = 0°C$ —8°С и относительной влажности воздуха 75—78%.

Рыба пряного посола, холодного копчения, слабо- и среднесоленая хранится $t_в = -2÷ -6°C$, икра — при температуре —2÷ —12°С.

Яйца, упакованные в картонные коробки, хранятся при температуре воздуха ,5÷ —1,5°С (коробки не переворачивают). При хранении яиц в деревянных ках, которые переворачивают во время хранения, температуру воздуха можно изить до —2,5°С.

В камерах охлаждения молока, сливок, кисломолочных продуктов, а также рково-творожной продукции температура воздуха около 0°С, хранения творога = 0÷ —2°С, сыров —4÷ 4°С, охлаждения и краткосрочного хранения масла 12÷ —15°С.

В камерах хранения фруктов и овощей могут быть приняты следующие тем-атуры хранения (в °С):

Яблоки, груши, виноград, капуста кочанная	0÷—1
Цитрусовые	2—6
Корнеплоды	—1÷1
Лук, чеснок	—1÷—3
Картофель	2—4

Относительная влажность воздуха в камерах хранения плодов и овощей под-живается в пределах 85—95%, кроме камер хранения лука и чеснока, где жность должна быть 70—80%.

Во вспомогательных помещениях холодильников принимают следующие тем-атуры: в экспедициях распределительных холодильников —10°С, производ-ственных холодильников 12°С, приемных рыбы 0°С, упаковочных (разгрузоч-ых) рыбы до —5°С.

Окончательный температурный и влажностный режимы в камерах устанав-вают по технологическим инструкциям. Это особенно важно при определении пературы выпускаемого продукта, так как она не всегда соответствует темпера-ре воздуха в камере.

Предприятия торговли и общественного питания. В стационарных камерах предприятий торговли и общественного питания продукты хранятся от 1 до 6 дней, причем поступают они на хранение в охлажденном или замороженном состоянии.

В связи с тем что хранение кратковременное, в камерах поддерживается температура более высокая, чем в распределительных холодильниках. Температура в камерах (в° С) приведена ниже.

Камеры хранения	
мяса	±0
рыбы	—2
жиров, молока, молочных продуктов, яиц, гастрономических изделий	1—3
мясных и рыбных полуфабрикатов	±0
овощных полуфабрикатов	2
фруктов, ягод, овощей, напитков	4—6
мороженого и замороженных продуктов	не выше —15
Камера отходов (на предприятиях общественного питания)	2
Шлюз при камере отходов	5

Относительная влажность воздуха в камерах определяется видом хранимых продуктов и характером упаковки и составляет (в %);

Для мяса охлажденного, гастрономии, кондитерских изделий	80
Для молочно-жировых продуктов, сыров, яиц, мяса мороженого	85
Для фруктов, овощей, полуфабрикатов мясных и рыбных	90

Если продукты хранятся в паронепроницаемой упаковке, то влажность воздуха в камерах не регламентируется.

Для поддержания более высокой относительной влажности воздуха рекомендуется, например, уменьшить разность температур между кипящим хладагентом (или рассолом) и воздухом в камере.

РАСЧЕТНАЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ВНУТРЕННИХ ОГРАЖДЕНИЙ

При проектировании крупных холодильников температуру воздуха в коридорах, тамбурах, вестибюлях не определяют. Теплопритоки через стены и перегородки, отделяющие охлаждаемые помещения от неохлаждаемых тамбуров, вестибюлей и других помещений, находят по расчетной разности температур как части от разности температур для наружных стен. Указанные теплопритоки составляют 70%, если эти помещения сообщаются с наружным воздухом, и 60%, если не сообщаются.

Для предприятий торговли и общественного питания температуру смежных помещений можно принимать: для южной зоны 28°С, для средней 24°С, для северной 20°С. Для коридоров, вестибюлей, тамбуров — соответственно 14, 12 и 10°С.

ГЛАВА 2

ОБЪЕМНО-ПЛАНИРОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ ЧАСТЬ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Объемно-планировочные решения холодильников должны соответствовать требованиям СНиП II—105—74 и «Нормам технологического проектирования холодильников». Принятие решения должно определяться прежде всего экономической целесообразностью его. Это значит, что при выборе конкретного решения рассматривают вопросы о применении прогрессивной технологии обработки и хранения продуктов, об использовании индустриальных методов строительства, стандартных строительных конструкций и элементов, о широком использовании средств механизации погрузочно-разгрузочных работ, поточности перемещения грузов, об удобстве обслуживания оборудования.

Холодильники могут быть многоэтажными, двухэтажными и одноэтажными. В курсовых и дипломных проектах предпочтительнее выполнение проектов одноэтажных холодильников различной емкости и различного назначения. Одноэтажные холодильники позволяют упростить схему механизации погрузочных работ, увеличить грузовой фронт, обеспечить широту маневра транспортных средств, более полно использовать грузовой объем холодильника. К недостаткам одноэтажных холодильников можно отнести относительное увеличение поверхности наружных ограждений, что в некоторой степени сказывается на величине теплопритоков и соответственно на усушке неупакованных продуктов.

Высота помещений одноэтажных холодильников емкостью 1500 т и более должна быть не менее 6 м, емкостью от 125 до 1500 т — 4,8 м, емкостью менее 125 т — 3,6 м. В многоэтажных холодильниках высота надземных этажей должна быть 4,8; 5,4 или 6 м, подвального этажа — не менее 3,6 м.

Типы холодильников

Объемно-планировочные и конструктивные решения зданий холодильников определяются их назначением, причем решающее значение имеет технология производства.

Распределительные холодильники. Предназначены для равномерного обеспечения населения городов и рабочих поселков сезонными продуктами питания в течение всего года. Холодильная обработка грузов на таких холодильниках производится в ограниченных размерах, а потому мощность устройств для охлаждения и замораживания невелика. Основные емкости на таких холодильниках заняты под хранение мороженых грузов (до 75%), а остальная часть холодильника— камеры с универсальным температурным режимом. На холодильниках емкостью более 5000 т предусматриваются камеры, предназначенные для хранения охлажденных грузов, причем размеры и число таких камер принимают с учетом обеспечения раздельного хранения неоднородных продуктов. Ориентировочно структуру холодильной емкости распределительных холодильников можно принимать по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Емкость холодильника, т	Структура холодильной емкости, %			Производительность морозильных камер, т/сут, или % от общей емкости
	камеры мороженых грузов	камеры охлажденных грузов	камеры с универсальным температурным режимом	
50—600	50—75	—	25—50	До 5 т/сут
1000—2000	75	—	25	» 1%
3000—5000	75	—	25	» 0,5%
Более 5000	60	20	20	» 0,5%

Структура холодильной емкости холодильника должна быть уточнена в каждом конкретном случае. В холодильниках емкостью до 400 т морозильные камеры, как правило, не предусматривают. В распределительных холодильниках следует проектировать камеры хранения охлажденного мяса для обеспечения населения обслуживаемого района из расчета трехсуточного запаса. Ориентировочно можно принять, что потребность в мясе одного человека составляет на трое суток около 0,4 кг, что в пересчете на численность населения составит примерно 15 т на 1000 т условной емкости холодильника.

Емкость холодильника определяют раздельно по камерам хранения мороженых и охлажденных грузов в кубометрах грузового объема и в тоннах хранимого груза из расчета загрузки 0,35 т/м^3. В условную емкость распределительного холодильника входит также камера хранения охлажденного мяса, оборудованная подвесными путями, емкость которой определяют по норме нагрузки на 0,25 т на 1 м подвесного пути. Не включаются в условную емкость холодильника морозильная камера, накопитель — разгрузочная при ней, экспедиции и другие помещения, не предназначенные для хранения грузов.

В настоящее время распределительные холодильники проектируют с большой высотой камер. При использовании подвесных путей для хранения охлажденного мяса объем камеры загружен не полностью: высота головки рельса подвесного пути на распределительных холодильниках от пола составляет всего 3 м. Поэтому целесообразно проработать вопрос о возможности использования для хранения и транспортировки охлажденного мяса специальных контейнеров (рис. 2.1), разработанных ВНИХИ. В одном контейнере может быть размещено 350—400 кг мяса. Устанавливают контейнеры в два яруса.

Распределительные холодильники можно проектировать как самостоятельные предприятия или как предприятия промышленных или складских зон. Производственные цехи включают в состав распределительного холодильника на основании соответствующих технико-экономических расчетов. В качестве производств, включенных в состав распределительного холодильника, могут быть: цехи или фабрики мороженого, рыбообрабатывающие заводы, цехи фасовки продуктов, заводы по производству водного льда, заводы по производству сухого льда и жидкой углекислоты и др.

Холодильники предприятий мясной промышленности. Холодильники мясокомбинатов являются частью производственного предприятия. Их емкость определяется производственной мощностью мясокомбината. Камеры предназначены для холодильной обработки и для хранения мяса и мясопродуктов. Пропускная

способность каждой камеры охлаждения и замораживания должна быть не менее 80% сменной производительности комбината. Число камер зависит от времени холодильной обработки и сменности работы и определяется технологическими соображениями. На многих действующих предприятиях испытывается недостаток в камерах для замораживания мяса, так как при проектировании предусматривали одну-две камеры замораживания. Чтобы восполнить этот недостаток на ряде предприятий, часть камер хранения мороженого мяса переоборудуют под камеры замораживания. Естественно, такой метод нельзя считать правильным. При выборе числа камер охлаждения следует учесть задачу увеличения реализации охлажденного мяса до 80% от общего объема продажи. Это, очевидно, потребует и соответствующего увеличения числа камер охлаждения мяса или применения новых способов и режимов холодильной обработки мяса. Так, только переход с одностадийного метода охлаждения говядины на двухстадийный позволяет уменьшить продолжительность охлаждения на 2—4 ч при быстром способе охлаждения, в результате чего пропускная способность камер возрастает примерно на 15—25%. При сверхбыстром способе охлаждения, который применяется при двухстадийном методе, время охлаждения сокращается примерно вдвое. При использовании двухстадийного метода охлаждения потребуется некоторое увеличение площадей камер хранения, так как доохлаждение мяса проводится в камерах хранения в течение 10—12 ч.

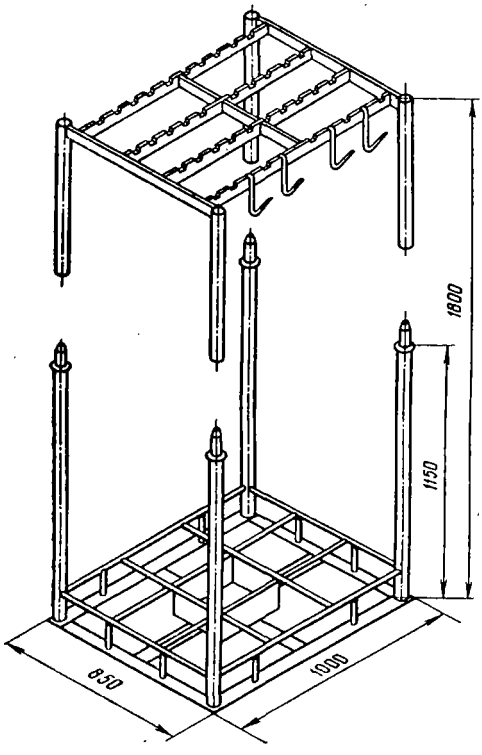

Рис. 2.1. Контейнер для хранения и транспортировки мяса в подвешенном состоянии.

Камеры хранения охлажденного мяса рассчитывают обычно на двухсуточный запас его. Камеры хранения мороженого мяса должны вмещать 60-сменный запас.

Кроме того, в составе холодильника следует предусматривать камеры приема мяса и помещения для загрузки камер охлаждения и замораживания, а также разгрузочные камеры при них. На холодильнике могут быть камеры хранения и холодильной обработки субпродуктов, хранения жиров, камеры с универсальным температурным режимом, экспедиции.

При проектировании производственных холодильников необходимо предусматривать максимальную блокировку всех входящих в их состав зданий и сооружений с учетом требований действующих норм проектирования и правил техники безопасности.

Холодильные установки предприятий молочной промышленности. Для длительного хранения продукции предприятий молочной промышленности строят как специализированные, так и распределительные холодильники. При городских молочных заводах предусматривают камеры для охлаждения и краткосрочного хранения выпускаемой продукции. Основная нагрузка на холодильную установку складывается из нагрузки на технологические аппараты, которая определяется по технологическому заданию для каждого конкретного предприятия.

Холодильники для хранения фруктов и овощей. Фрукто- и овощехранилища могут быть как самостоятельными предприятиями, так и частью плодоовощных продовольственных баз, что позволяет более полно использовать холодильные емкости в течение года. Они могут размещаться как в районах заготовки, так и в потребляющих районах.

В составе холодильников для фруктов и овощей предусматривают такие производственные помещения:

камеры хранения фруктов и овощей;

помещения товарной обработки (переборка, фасовка и упаковка);

экспедиции для приемки и отпуска продукции.

Для холодильников емкостью до 1000 т возможно совмещение помещений товарной обработки с экспедицией.

Специальные камеры предварительного охлаждения обычно проектируют только на заготовительных холодильниках, а в районах потребления их не предусматривают. На заготовительных холодильниках после окончания периода заготовки эти камеры могут быть использованы для хранения плодов, в качестве помещений для переборки и сортировки грузов перед отгрузкой.

При наличии цехов по выпуску замороженных продуктов холодильник должен иметь соответствующие камеры для замораживания и хранения замороженных продуктов.

Не допускается совместное хранение фруктов с овощами; плодов, обладающих сильным ароматом (апельсины, лимоны, мандарины, дыни), с другими плодами; лука с другими овощами; винограда с другими фруктами. В составе холодильника предусматривают камеры из условия необходимости раздельного хранения фруктов и овощей по отдельным видам и сортам или группами сортов в соответствии с их биологическими особенностями: цитрусовые; семечковые (яблоки, груши); виноград; сливы; сухофрукты; лук; чеснок.

Дальнейшим развитием способа холодильного хранения фруктов является хранение в регулируемой газовой среде. При таком способе хранения фруктов кроме определенного температурно-влажностного режима поддерживается заданная концентрация кислорода, углекислого газа и азота. Для создания в камерах определенного газового состава среды применяют специальные газогенераторные установки, в которых газовую смесь нужного состава получают за счет сжигания природного газа. Необходимый газовый режим может быть создан биологическим путем за счет жизнедеятельности фруктов. При таком способе применяют скруберные установки для поглощения избытка углекислого газа. Кратность циркуляции газовой смеси равна 20. В камерах с регулируемой газовой средой должны быть предусмотрены мероприятия по обеспечению достаточной герметизации

Система охлаждения камер с регулируемой газовой средой — воздушная с бескаиальным распределением воздуха. Рекомендуемый объем камер 800—1200 м³. Ориентировочный расход холода 35 Вт/м³.

Холодильники рыбной промышленности. В большинстве случаев холодильники рыбной промышленности являются не самостоятельными предприятиями, а входят в состав промышленных комплексов, занимающихся приемом рыбы, ее обработкой и распределением.

Крупные механизированные портово-перевалочные холодильники емкостью до 20 тыс. т предназначены для приемки и хранения мороженой, средне- и малосоленой продукции и отгрузки ее в районы потребления. В их составе предусматривают низкотемпературные камеры хранения (до 80% от общей емкости). Остальные камеры проектируют с универсальным температурным режимом.

Механизированные портово-производственные холодильники емкостью до 8—10 тыс. т блокируются с рыбообрабатывающими и консервными предприятиями и должны иметь достаточные запасы сырья для обеспечения бесперебойной работы этих предприятий. На этих холодильниках охлаждается и замораживается рыба прибрежного лова, для чего должны быть предусмотрены соответствующие устройства и камеры.

Рыбные промышленные холодильники емкостью до 1000 т должны иметь камеры хранения мороженой рыбы, а также морозильные камеры и льдозаводы, ориентировочная производительность которых указана в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Условная емкость холодильника, т	Производительность морозильных камер, т/сут	Емкость аккумулятора, т	Производительность льдозавода, т/сут	Емкость ледохранилища, т
100	10	20	5	30
200	20	40	15	80
300	30	50	20	100
750 и более	50—75	75	—	—

Примечание. Льдозаводы проектируют только для южных районов.

Если холодильник является составной частью производственного предприятия, то при проектировании холодильной установки необходимо учесть нагрузку от технологического оборудования.

Холодильные установки предприятий торговли и общественного питания. Стационарные холодильные камеры в магазинах, столовых, ресторанах и кафе могут располагаться в подвальных и полуподвальных этажах многоэтажных зданий или рядом с торговым залом магазина или кухонным блоком, если предприятие расположено в отдельном здании. В этих камерах хранится запас продуктов на 1—6 дней. На предприятиях общественного питания предусматривают камеру отходов, которые должны вывозиться ежедневно. Кроме стационарных камер на предприятиях торговли и общественного питания можно использовать сборные холодильные камеры, число которых определяется потребностью предприятия (дополнительно к стационарным камерам). Стационарные камеры выполняют

единым блоком, в результате чего облегчается их обслуживание, уменьшается тепловая нагрузка на оборудование, сокращается протяженность трубопроводов. Агрегаты, обслуживающие камеры, могут быть установлены в машинном отделении, но наличие такового необязательно.

Значительная часть охлаждаемого торгового оборудования устанавливается в торговых залах магазинов. Ранее применялись прилавки, витрины с индивидуальным охлаждающим устройством, что совершенно оправдано в магазинах с продавцами, где оборудование рассредоточено. Быстрое развитие новых форм торговли, появление магазинов самообслуживания, особенно магазинов «Универсам», потребовало новых технических решений для обеспечения таких магазинов охлаждаемыми прилавками и витринами. Оборудование для магазинов самообслуживания отличается от обычного большей емкостью, выполняется в виде секций, которые могут соединяться в линии различной протяженности. Прилавки могут быть средне- и низкотемпературными островными, а также пристенными. Предусматривается устройство воздушной завесы открытого проема, использование испарителей с принудительным движением воздуха и автоматическим оттаиванием.

В связи с большой тепловой нагрузкой прилавков и витрин в магазинах «Универсам» более целесообразно применение централизованной системы снабжения их холодом от холодильных агрегатов на базе бессальниковых компрессоров, расположенных в обособленном машинном отделении. Такая система позволяет значительно снизить шум в торговом зале, уменьшить притоки тепла от воздушных конденсаторов непосредственно в торговый зал, как это имеет место в обычном оборудовании, применить конденсаторы водяного охлаждения с оборотным водоснабжением, и кроме того, улучшить условия технического обслуживания оборудования.

Нормы загрузки

В одном и том же холодильнике можно хранить различное количество грузов в зависимости от характера груза, упаковки, метода штабелирования, а также от наличия подъемно-транспортных устройств и других факторов. Поэтому для сравнения холодильников по емкости введено понятие «условная емкость», под которой понимается емкость, заполненная мороженым мясом из расчета 0,35 т на 1 м³ грузового объема. При хранении в данном холодильнике (или камере) другого продукта емкость холодильника может оказаться больше или меньше условной. Так, сливочного масла в камере разместится вдвое больше, чем мяса, а яиц в картонных ящиках (или мороженой баранины) — примерно на 30% меньше. Для определения действительной емкости камер существуют нормы загрузки различными продуктами 1 м³ грузового объема. Чтобы облегчить пересчет условной емкости в действительную для данного продукта и обратно пользуются коэффициентами пересчета. Если известна условная емкость камеры, то для получения фактической условную емкость необходимо разделить на коэффициент пересчета. Если же известна фактическая емкость по определенному грузу, то для получения условной фактическую емкость умножают на соответствующий коэффициент.

Нормы загрузки 1 м³ грузового объема продукта при обычной укладке, при укладке на поддонах и в контейнерах, а также коэффициенты пересчета на условную емкость для различных продуктов приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Продукты	Условная загрузка, т/м³	Коэффициент пересчета
Говядина мороженая		
в четвертинах	0,40	0,88
в полутушах	0,30	1,17
в четвертинах и полутушах	0,35	1,00
Баранина мороженая	0,28	1,25
Свинина мороженая	0,45	0,78
Мясо и субпродукты в блоках	0,60	0,58
Птица мороженая в деревянных ящиках	0,38	0,92
Колбасные изделия в деревянных ящиках	0,40	0,88
Копчености в деревянных ящиках	0,50	0,70
Рыба мороженая в деревянных и картонных ящиках, рогожных кулях	0,45	0,78
Рыба мороженая осетровых пород без тары	0,45	0,78
Рыбное филе мороженое в картонных ящиках	0,70	0,50
Рыба соленая	0,60	0,58
Масло сливочное		
в деревянных ящиках	0,70	0,50
в картонных ящиках	0,80	0,44
Масло и жиры топленые		
в деревянных ящиках	0,65	0,54
в деревянных бочках	0,54	0,65
Сыры		
без тары и в деревянных ящиках	0,50	0,70
в деревянных барабанах	0,46	0,76
Сметана в кадках	0,75	0,47
Творог в кадках	0,71	0,50
Сгущенное молоко		
в деревянных бочках	0,57	0,61
в фанерных бочках	0,74	0,47
Яйца		
в деревянных ящиках	0,32	1,09
в картонных ящиках	0,27	1,30
Яичные и молочные продукты	0,40	0,88
Консервы		
в деревянных ящиках	0,60	0,58
в картонных ящиках	0,65	0,54
Мороженое на рейках без стеллажей		
в картонных коробках	0,17	2,00
в контейнерах	0,33	1,08
в гильзах	0,21	1,66
Мороженое на стеллажах в картонных ящиках	0,23	1,52
Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,36	0,97
Цитрусовые		
в фанерных ящиках	0,45	0,78
в картонно-деревянных ящиках	0,32	1,09
Прочие грузы	0,35	1,00
При укладке на поддонах		
Масло сливочное		
в деревянных ящиках	0,63	0,56
в картонных ящиках	0,70	0,50
Яйца		
в деревянных ящиках	0,30	1,17
в деревянных ящиках и картонных коробках	0,26	1,35
Консервы мясные в деревянных ящиках	0,38	0,92
Колбасные изделия в деревянных ящиках	0,30	1,17
Сыры в деревянных ящиках	0,40	0,87
Сыр плавленый в деревянных ящиках	0,67	0,52
Птица мороженая		
в деревянных ящиках	0,44	0,79
в картонных ящиках	0,38	0,92
Виноград и томаты в лотках	0,30	1,17
Жиры топленые в деревянных бочках	0,40	0,87
Рыба мороженая		
в деревянных ящиках	0,39	0,90
в картонных ящиках	0,47	0,75
Маргарин		
в картонных ящиках	0,70	0,50
в деревянных бочках	0,43	0,81
Консервы рыбные в деревянных ящиках	0,41	0,85
Яблоки и груши в деревянных ящиках	0,34	1,03
Цитрусовые		
в фанерных ящиках	0,32	1,09
в картонно-деревянных ящиках	0,30	1,17
Лук репчатый	0,34	1,03
Морковь	0,32	1,09

Продолжение

Продукты	Условная загрузка, т/м³	Коэффициент пересчета	Продукты	Условная загрузка, т/м³	Коэффициент пересчета
При укладке в контейнерах					
Сметана в кадках	0,46	0,76	Капуста	0,30	1,17
Творог в кадках	0,45	0,78	Картофель	0,50	0,70
Сыры без тары	0,30	1,17	Морковь	0,36	0,97
Арбузы и дыни	0,40	0,87	Свекла	0,46	0,76
Яблоки и груши	0,45	0,78	Лук репчатый	0,38	0,92

Примечание. Нормы загрузки даны для продуктов в упаковке по массе брутто, для продуктов без упаковки — по массе нетто.

Камеры хранения охлажденного мяса рассчитывают по норме нагрузки на 1 м подвесного пути, которую принимают равной 0,25 т/м. По этой же средней норме определяют размеры камер охлаждения и замораживания мяса, если холодильная обработка производится на подвесных путях. Если обработка и хранение мяса производятся в стоечных поддонах, то нагрузку на 1 м² строительной площади можно принять 0,6—0,7 т (примерно 0,17 т/м³).

Молочная продукция поставляется и хранится в специфической таре, которая не всегда позволяет получать высокие штабеля. Поэтому на предприятиях молочной промышленности действуют несколько другие нормы загрузки 1 м³ грузового объема, которые приведены в табл. 2.4 (в числителе—масса нетто, в знаменателе — масса брутто), а высоту штабеля выбирают в зависимости от способа укладки груза.

Таблица 2.

Продукты	Норма загрузки грузового объема, т/м³	Высота штабеля, м	Нагрузка на грузовую площадь, т/м²	Коэффициент использования площади	Нагрузка на строительную площадь, т/м²	Примечание
Молочные продукты в бутылках 0,5 л						
стопка 5 ящиков	0,22	1,22	0,29 / 0,72	0,7	0,20 / 0,51	—
пакет 30 ящиков	0,21	1,37	0,27 / 0,7	0,5	0,135 / 0,35	—
Молочные продукты в бумажных пакетах 0,5 л						
стопка 5 корзин	0,435	1,03	0,45 / 0,61	0,75	0,34 / 0,45	—
пакет 40 корзин	0,30	1,18	0,35 / 0,49	0,55	0,20 / 0,27	—
Сырково-творожные продукты (прямоугольные брикеты 0,1 кг)						

Продолжение

Продукты	Норма загрузки грузового объема, т/м³	Высота штабеля, м	Нагрузка на грузовую площадь, т/м²	Коэффициент использования площади	Нагрузка на строительную площадь, т/м²	Примечание
ящик деревянный	0,33	1,80	0,60 / 0,73	0,7	0,42 / 0,51	10 ящиков по высоте
пакет 35 ящиков	0,26	3,15	0,81 / 1,06	0,5	0,41 / 0,53	3 яруса
Сметана в кадках						
кадка диаметром 480, $H = 620$ мм	0,70	1,91	1,32 / 1,60	0,75	0,99 / 1,20	3 кадки по высоте
контейнер 8 кадок	0,35	4,06	1,41 / 1,91	0,65	0,92 / 1,24	3 яруса
Творог						
брикеты 0,5 кг в картонных ящиках	0,55	2,10	1,15 / 1,30	0,7	0,81 / 0,91	10 ящиков по высоте
пакет 40 ящиков	0,47	4,8	2,25 / 2,63	0,7	1,57 / 1,84	4 яруса
брикеты массой 0,5 кг в деревянных ящиках	0,425	2,0	0,75 / 0,86	0,7	0,53 / 0,6	8 ящиков по высоте
пакет 25 ящиков	0,416	3,45	1,48 / 1,80	0,7	1,04 / 1,26	4 яруса

На предприятиях торговли и общественного питания задают нормы загрузки холодильных камер на 1 м² площади камер (табл.2.5). Эти нормы значительно меньше, чем для холодильников других типов.

Таблица 2.5

Продукты	Нормы загрузки, кг/м²		Продукты	Нормы загрузки, кг/м²	
	в магазинах	на предприятиях общественного питания		в магазинах	на предприятиях общественного питания
Мясо	150	125	Фрукты, овощи	100	100
Рыба	300	220	Полуфабрикаты	150	100
Молочно-жировые продукты	300	170	Кулинарные изделия	100	100
			Кондитерские изделия	150	150
Гастрономия	150	150	Пищевые отходы	—	200

Способы укладки грузов. Механизация погрузочно-разгрузочных работ

В настоящее время на большинстве холодильников распространен пакетный метод переработки грузов, ограниченный сферой внутрискладских работ, так как пакетные перевозки в изотермических вагонах пока не применяют.

Пакетный метод основан на укрупнении партий тарных грузов, одинаковых по форме и размеру, путем формирования грузовых пакетов из отдельных ящиков и

коробок, укладываемых на плоские поддоны размером 800 × 1200 × 150 мм. При формировании пакетов стараются, чтобы вся площадь поддона была занята грузом. Допускается свисание груза за кромки поддона до 35 мм при размерах ящика до 300 мм и до 70 мм при размерах ящика более 500 мм.

Для затаривания скоропортящихся пищевых продуктов используют около 100 типоразмеров деревянной и картонной тары.

Для массовых видов продуктов можно рекомендовать схемы укладки (рис. 2.2), которые зависят от размеров тары.

При формировании пакетов в таре других размеров нужно стремиться к тому, чтобы потери пространства внутри пакетов были минимальными (не более 5—6%).

Сформированный пакет должен быть устойчивым. Устойчивость характеризуется способностью пакета сохранять форму и габаритные размеры при погрузочно-разгрузочных и внутрискладских работах. Наиболее целесообразный вид укладки груза — «впереперевязку» с перекрытием стыков между ящиками нижнего ряда вышележащими (см. рис. 2.2, поз. *1*, *3*).

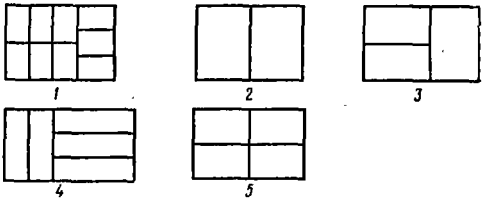

Рис. 2.2. Схемы укладки грузов на поддонах:
1 — масло сливочное в картонной таре размером 385×260×235 мм (27 или 45 мест в пакете); *2* — птица в дощатой таре размером 792×590×140 мм (20 мест); *3* — сыр в дощатой таре размером 825×405×190 мм (15 или 21 место); *4* — рыба мороженая в картонной таре размером 766×234×259 мм (20 или 25 мест); *5* — консервы в дощатой таре размером 600×400×190 мм (24 или 28 мест); по схеме 5 пакетируют яблоки в деревянных ящиках размером 634×400×286 мм по 16 мест в пакете.

В пакеты укладывают продукты только одного сорта и одного наименования. Число мест, укладываемых в пакет, должно быть постоянным, масса груза не должна превышать 1000 кг. Наиболее распространенным является стоечный поддон, состоящий из стандартного плоского деревянного поддона и разборных стоек. Длина стоек должна соответствовать высоте пакета с поддоном. К стойкам приваривают косынки из листовой стали. Нижние косынки охватывают поддон и обеспечивают устойчивость системы, верхние служат для установки на них следующего пакета. Применение стоечных поддонов такого типа позволяет получать высокие штабеля, так как нижние ряды не испытывают нагрузки. Стойки вместе с ящиками скрепляют металлической лентой или капроновыми ремнями.

Для уменьшения трудоемкости выгрузки тарных грузов из транспортных средств пакетирование необходимо вести одновременно с выгрузкой. На одноэтажных холодильниках применяют только горизонтальное перемещение груза

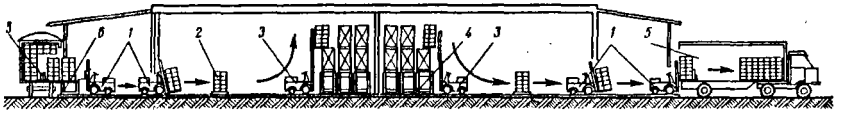

Рис. 2.3. Схема механизации грузовых работ:
1 — электропогрузчик ЭП-0801; *2* — плоский четырехзаходный поддон; *3* — электропогрузчик ЭП-201; *4* — разгрузочные стойки; *5* — грузовая тележка ТВ-630; *6* — стол перегрузочный.

(рис.2.3), на многоэтажных — перемещение по горизонтали (в пределах одного этажа) и по вертикали с помощью грузовых лифтов грузоподъемностью 3200—5000 кг.

Для горизонтального перемещения грузов используют электропогрузчики отечественного производства и фирмы «Балканкар» (Народная Республика Болгария), электротележки отечественного производства и электротележки с низким подъемом вилок (НРБ). Последние целесообразно применять для загрузки и выгрузки автотранспорта.

Количество подъемно-транспортных средств и тары для механизации погрузочно-разгрузочных и вспомогательных работ на распределительных холодильниках зависит от их размеров. Ориентировочные данные по количеству средств механизации (по данным ВНИХИ и Гипрохолода) приведены в табл. 2.6.

Расчет количества средств механизации уточняют для каждого холодильника.

Кроме указанных в таблице подъемно-транспортных механизмов должно быть предусмотрено оборудование для зарядки аккумуляторов (преобразователи тока, выпрямители) из расчета, что на зарядке одновременно находится $^1/_3$ всех электропогрузчиков и электротележек.

При проектировании холодильников для хранения фруктов и овощей оборудование и линии комплексной механизации подбирают для каждого технологического процесса раздельно (погрузка, выгрузка, транспортировка, товарная обработка) с учетом емкости холодильника и заданной продолжительности процесса.

В настоящее время на фруктовых холодильниках применяют способ хранения яблок без тары и упаковки. Для этой цели используют универсальные контейнеры с жесткими стенками и опорой из стандартного плоского поддона. Контейнеры могут быть неразборными и складными. Конструкции контейнеров позволяют производить их штабелирование в четыре и больше ярусов, что позволяет наиболее целесообразно использовать емкость холодильников с большой высотой камер (до 7 м).

Наружные размеры неразборного контейнера 1200 × 1000 × 720 мм, складного 1240 × 860 × 920 мм. Масса вмещаемого груза нетто для неразборного контейнера 300 кг, для складного 500 кг.

Для хранения охлажденного мяса и его замораживания в подвешенном состоянии обычно применяют монорельсовые подвесные пути, по которым мясо перемещается в пределах холодильника, а в некоторых случаях даже на платформу, что не всегда оправдано. Подвесные пути на распределительных холодильниках располагают на высоте 3,0 м, а в камерах холодильников мясокомбинатов — 3,3 м от пола до головки рельса. Расстояние между рельсами должно быть не менее 0,8 м, минимальные расстояния от крайних рельсов до стен и оборудования 0,7 м (допускаются местные сужения до 0,4 м). Мясо, выгружаемое из вагонов, укладывают на тележки, взвешивают, а затем поднимают на подвесные пути с помощью стационарного наклонного подъемника. На подвесных путях предусматривают участки с понижением для съема мяса, устанавливают монорельсовые весы для взвешивания мяса в подвешенном состоянии.

На одноэтажных холодильниках с большой высотой камер целесообразнее использовать стоечные поддоны ВНИХИ, позволяющие полнее загрузить камеру и облегчить работы по перемещению груза.

Мороженое мясо хранится в штабелях. Целесообразно применять пакетирование замороженных полутуш крупного рогатого скота с помощью капроновых

Таблица 2.6

Оборудование	Назначение	Количество оборудования в зависимости от емкости холодильника тыс. т		
		1,5—5	6—10	11 и более
Электропогрузчик				
4004А грузоподъемностью 0,75 т с высотой подъема вилок 2,8 м	Для транспортировки и штабелирования грузов в камерах с высотой не более 4 м	2,0—1,6	1,35—1,3	1,3—1,0
ЭП-103 грузоподъемностью 1 т с высотой подъема вилок 2,8 м	То же	2,0—1,6	1,35—1,3	1,3—1,0
ЕВ-641 грузоподъемностью 1 т с высотой подъема вилок 2,8 м	»	2,0—1,6	1,35—1,3	1,3—1,0
ЕВ-677-45 грузоподъемностью 0,8 т с высотой подъема вилок 4,5 м	То же, в камерах высотой до 6 м	2,0—1,6	1,35—1,3	1,3—1,0
4004 грузоподъемностью 0,75 т с высотой подъема вилок 1,6 м	Для транспортировки внутри вагонов и лифтов	2,0—1,35	1,2—0,9	0,9—0,7
Электротележка				
ЭКП-750 грузоподъемностью 0,75 т	Для буксировки ручных тележек с грузом	2,0—0,8	0,67—0,6	0,55—0,5
ЭКБ-Г-1000 грузоподъемностью 1 т	То же	2,0—0,8	0,67—0,6	0,55—0,5
ЕН-137 с подъемными вилами грузоподъемностью 1,25 т	Для загрузки лифтов и автотранспорта	1,35—0,8	0,67—0,6	0,55—0,5
Тележка грузовая (ручная) грузоподъемностью				
800—1000 кг	Для транспортировки внутри холодильника	200—250	260—300	310—350
100 кг	Для подсобных работ	3—4	6—8	9—11
Поддон плоский двухъярусный четырехходовой	Для пакетирования грузов	800—1000	800—1000	800—1000
Стойки разгрузочные к поддонам	Для предохранения грузов от раздавливания	От $^1/_3$ до $^1/_2$ от общего количества поддонов		
Роликовая дорожка РД-50	Для загрузки автомашин	3—4	6—8	9—11
Весы стационарные (автомобильные) с предельной нагрузкой				
30 000 кг	Для взвешивания	1	1	1
10 000 кг	То же	1	1	1
Весы стационарные врезные с предельной нагрузкой 2000 кг	Для взвешивания на платформах	4—7	7—8	8—9
Весы передвижные с предельной нагрузкой 1000 кг	Для взвешивания в камерах	4—7	7—8	8—9
Кондуктор	Для пакетирования мяса	100	150	200

Примечание. Количество электропогрузчиков и плоских поддонов соответствует 1 тыс. т емкости холодильника, остального оборудования — всей емкости.

ремней на специальном станке. Транспортируются и штабелируются пакеты при помощи электропогрузчиков с удлиненными вилами. Для придания устойчивости высоким штабелям используют стойки, связанные между собой.

Для повышения маневренности погрузочно-разгрузочных и транспортных средств на холодильнике предусматривают коридоры, вестибюли, а непосредственно в камерах—грузовые проезды и площадки для маневрирования.

Для всех камер холодильников при механизированной укладке грузов ширину грузовых проездов следует принимать 1,6 м. Для холодильников малой емкости, где применение подъемно-транспортных механизмов нецелесообразно, ширину грузового проезда принимают 1,2 м.

В камерах, непосредственно за грузовой дверью, следует предусматривать площадку размером 4×4 м для маневрирования погрузчиков. В камерах хранения пакетированного мороженого мяса размер площадки увеличивают до 5,2 × × 5,2 м.

При укладке пакетированных грузов целесообразно предварительно произвести разметку пола камеры для размещения пакетов. Чтобы облегчить работу погрузчиков, первоначально оставляют проезд шириной 3 м, в котором затем укладывают дополнительно еще один ряд пакетов, оставляя нормальный проезд шириной не менее 1,6 м.

Существенное значение имеют платформы холодильника, размеры которых будут указаны при рассмотрении планировок.

На автомобильной и железнодорожной платформах устанавливают стационарные весы грузоподъемностью 2000 кг.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА И РАЗМЕРОВ КАМЕР

Распределительные и производственные холодильники

Число и размеры камер зависят от состава и емкости холодильника.

В настоящее время распределительные холодильники емкостью до 5000 т включительно проектируют в основном с камерами, рассчитанными на хранение мороженых грузов (до 75%). Остальные камеры рассчитывают на возможность хранения охлажденных грузов летом и мороженых грузов зимой, т. е. проектируют как камеры с универсальным температурным режимом. Только в холодильниках емкостью более 5000 т предусматривают несколько камер хранения охлажденных грузов (до 20% от емкости холодильника), причем число их выбирают так, чтобы обеспечивалась возможность раздельного хранения неоднородных продуктов.

Емкость отдельных камер хранения распределительных холодильников зависит от многих факторов и должна определяться в каждом случае с учетом конкретных условий эксплуатации. Так, в зарубежной практике, где хранят преимущественно затаренные грузы в мелкой расфасовке, наметилась явная тенденция к увеличению емкости и сокращению числа камер хранения; там строят очень крупные одноэтажные холодильники с большой грузовой высотой и камерами емкостью 2000—5000 т. В условиях СССР в настоящее время оптимальной для крупных холодильников является емкость камер хранения мороженых грузов 500—600 т и охлажденных грузов — от 100 до 400 т. При определении числа камер необходимо учитывать возможность совместного хранения различных грузов.

Кроме камер хранения на распределительных холодильниках предусматривают камеры хранения охлажденного мяса на подвесных путях или в стоечных поддонах, морозильные камеры, накопитель — разгрузочную камеру, экспедиционные помещения. Отказ от вспомогательных помещений затрудняет осуществление складских операций на холодильнике.

Оптимальной считается ширина камер одноэтажных и многоэтажных холодильников 18—19,5 м. Ширина морозильных камер обычно около 6 м, длина 12—13,5 м (максимальная длина 18 м); на распределительных холодильниках это камеры непроходные.

На холодильниках мясокомбинатов камеры хранения мороженого мяса должны быть больших размеров — емкостью 500—1000 т, а в отдельных случаях и больше. Число камер хранения охлажденного мяса 1—2. Число морозильных камер определяется потребной их емкостью и временем холодильной обработки. Оборачиваемость этих камер зависит как от времени, затрачиваемого непосредственно на процесс замораживания, так и от времени, необходимого для выполнения грузовых работ и подготовки камер к дальнейшей работе. Оборачиваемость морозильных камер при побудительной циркуляции воздуха и температуре в камере —30°С составляет 36 ч, а при температуре —35°С — 30 ч (время указано для говядины в полутушах).

Пропускная способность морозильных камер должна быть не менее 50% суточной производительности мясокомбината, причем каждую камеру рассчитывают на емкость не менее 80% сменной производительности. Камеры охлаждения принимают таких же размеров. Камеры как для замораживания, так и для охлаждения мяса выполняют проходными. Из морозильных камер выход обычно делают в разгрузочную камеру, а из камер охлаждения — непосредственно в камеры хранения, хотя не исключается вариант с разгрузочной камерой. Помещения для загрузки и разгрузки камер охлаждения и замораживания принимают без расчета в процессе конструирования. В помещении для загрузки должно размещаться такое количество мяса, которого достаточно для загрузки одной морозильной камеры, поэтому площадь такого помещения обычно равна площади морозильной камеры. Помещение для разгрузки может быть меньших размеров, так как в нем уже проводят работы с мороженым мясом, которое сразу отправляют на хранение. В проектах холодильников при мясокомбинатах могут быть предусмотрены и другие камеры, необходимость в которых определяется технологией производства. В курсовых и дипломных проектах задание можно не усложнять.

При молочных заводах проектируют камеры хранения продукции, выпускаемой предприятием, с учетом кратковременного хранения — от 4 ч до одних суток. На маслодельных заводах, где продолжительность хранения масла достигает 15 сут, предусматривают камеру охлаждения масла. На сыродельных заводах должны быть помещения для созревания и хранения сыра и другие помещения, потребность в которых определяется технологией изготовления сыра. В настоящее время холодильники для длительного хранения вырабатываемой продукции непосредственно при предприятиях молочной промышленности обычно не предусматривают, хотя возможно включение холодильника в состав производственного комплекса. В таком холодильнике должны быть камеры для длительного хранения и обработки всех видов продукции, характерных для данного предприятия, включая низкотемпературные камеры.

Для хранения сыров проектируют специализированные холодильники сравнительно большой емкости (до 2000 т).

При проектировании фрукто- и овощехранилищ необходимо учитывать возможность совместного хранения продуктов различных видов. Емкость отдельных камер не рекомендуется делать больше 250 т. Камеры предварительного охлаждения целесообразно предусматривать только на заготовительных холодильниках для косточковых плодов и ягод. Остальные фрукты можно обрабатывать непосредственно в камерах хранения.

Действительную емкость камер хранения холодильников для фруктов определяют графически на основании схемы размещения грузовых пакетов по площади и по высоте камер.

Площадь камер холодильника определяют по условной емкости холодильника, исходя из нормы загрузки грузового объема 0,35 т/м^3, а для камер с подвесными путями — 0,25 т на 1 м подвесного пути.

Планировку холодильника наиболее рационально вести по числу полученных при расчете строительных прямоугольников, образованных сеткой колонн. При планировке может оказаться, что расчетное число прямоугольников не обеспечивает удобного расположения камер, правильного сочетания площадей, отведенных для хранения мороженых и охлажденных грузов. В таком случае при планировке возможно отступление от расчетного числа прямоугольников (рассчитанной площади холодильника) в ту или другую сторону в разумных пределах.

После уточнения планировки определяют действительную условную емкость холодильника, а при необходимости — фактическую емкость каждой камеры для конкретного вида груза.

Порядок расчета следующий.

1. Рассчитывают грузовой объем камер хранения $V_{гр}$ (в м^3)

$$V_{гр} = \frac{E}{g_v}, \qquad (2.1)$$

где E — условная емкость холодильника, т;
g_v — норма загрузки, т/м^3.

В отдельных случаях, например, при расчете камер холодильника при молочном заводе, может возникнуть необходимость вести расчет по отдельным камерам. Грузовой объем камеры рассчитывают по той же формуле, но норму загрузки принимают для конкретного вида продукции (см. табл.2.3).

2. Определяют грузовую площадь камер $F_{гр}$ (в м^2), т. е. площадь, непосредственно занятую грузом,

$$F_{гр} = \frac{V_{гр}}{h_{гр}}, \qquad (2.2)$$

где $h_{гр}$ — грузовая высота или высота штабеля, м.

Высота штабеля определяется строительной высотой камер холодильника (до выступающих частей покрытий или перекрытий) с учетом отступов от балок, потолочных приборов охлаждения или воздуховодов, а также с учетом способов укладки груза.

Минимальные отступы от безбалочных перекрытий, балок, потолочных батарей 0,2 м, от воздушных каналов — 0,3 м.

Высоту штабеля в одноэтажных холодильниках со строительной высотой 6 м согласно СНиП II-105—74 следует принимать равной 5 м.

3. Проверяют нагрузку на 1 м^2 площади пола для многоэтажных холодильников и одноэтажных с подвалом. Полезная нормативная нагрузка междуэтаж-

ных перекрытий составляет 2000—4000 кг/м² в зависимости от принятой высоты этажа и характера груза. Для перекрытий над помещениями с подвесными путями следует учитывать дополнительную нагрузку 500 кг/м².

$$g_v h_{гр} < g_{F\ доп}, \tag{2.3}$$

где $g_{F\ доп}$ — допустимая нагрузка на перекрытие, кг/м².

4. Определяют строительную площадь камер $F_{стр}$ (в м²)

$$F_{стр} = \frac{F_{гр}}{\beta_F}, \tag{2.4}$$

где β_F — коэффициент использования строительной площади камер, учитывающий проходы и проезды в камерах, отступы от стен, колонн, оборудования, расстояния между штабелями, площадь, занимаемую колоннами и оборудованием.

Значения коэффициента использования строительной площади приведены ниже в зависимости от площади камер (в м²).

До 100	0,70—0,75
От 100 до 400	0,75—0,80
Более 400	0,80—0,85

Легко установить, что проектирование большого числа камер небольшой площади приводит к значительному уменьшению емкости холодильника из-за нерационального использования площади.

5. Определяют число строительных прямоугольников

$$n = \frac{F_{стр}}{f}, \tag{2.5}$$

где f — строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, м².

6. Составляют планировку холодильника с учетом необходимой площади на вспомогательные помещения, коридоры и охлаждаемые помещения, не учтенные в расчете (например, морозильные камеры на распределительных холодильниках и др.). Как было отмечено, по условиям планировки может оказаться целесообразным изменить число прямоугольников как в сторону некоторого увеличения, так и в сторону уменьшения. В курсовых и дипломных проектах допустимо отклонение до 10—15% от рассчитанной площади.

7. Если число прямоугольников, полученное при планировании, отличается от расчетного, определяют действительную условную емкость холодильника, исходя из которой ведутся дальнейшие расчеты.

$$E_д = E \frac{n_д}{n}, \tag{2.6}$$

где $n_д$ — принятое число строительных прямоугольников.

Пример. Для примера рассчитаем площадь камеры для длительного хранения творога в брикетах по 0,5 кг. Потребная площадь камеры существенно зависит от метода укладки груза (в ящиках или пакетах).

Камера расположена в одноэтажном холодильнике, высота которого до балок покрытия 6 м, сетка колонн — 6 × 12 м.

Емкость камеры 250 т продукции брутто.

Р а с ч е т 1. Брикеты хранятся в деревянных ящиках размером 440 × 310 × 250 мм по 8 ящиков по высоте. Высота штабеля 2,0 м. Норма загрузки 0,425 т/м³ (см. табл. 2.4).

По формулам (2.1)—(2.6) имеем:

1. Грузовой объем камеры

$$V_{гр} = \frac{250}{0,425} = 590 \text{ м}^3.$$

2. Грузовая площадь камеры

$$F_{гр} = \frac{590}{2} = 295 \text{ м}^2.$$

3. Нагрузка на 1 м² площади пола камеры

$$0,425 \cdot 2 = 0,85 \text{ т/м}^2,$$

т. е. меньше допустимой.

Для одноэтажного холодильника такую проверку можно не производить.

4. Строительная площадь камеры

$$F_{стр} = \frac{295}{0,7} = 421 \text{ м}^2.$$

5. Число строительных прямоугольников

$$n = \frac{421}{72} = 5,85.$$

6. В данном случае при планировке целесообразно принять 6 прямоугольников (размеры камеры 24 × 18 м). Окончательное решение по размерам камер принимают при утверждении планировки после расчета площадей всех камер хранения и вспомогательных помещений.

7. Действительная емкость камеры

$$E_д = 250 \cdot \frac{6}{5,85} = 256 \text{ т}.$$

Р а с ч е т 2. Ящики с брикетами сформированы в пакеты. В каждом пакете 25 ящиков. Пакеты штабелируют в 4 яруса. Высота штабеля 3,45 м. Норма загрузки 0,416 т/м³. Коэффициент использования строительной площади камеры 0,7 (см. табл. 2.4).

По тем же формулам имеем:

1. Грузовой объем камеры

$$V_{гр} = \frac{250}{0,416} = 601 \text{ м}^3.$$

2. Грузовая площадь камеры

$$F_{гр} = \frac{601}{3,45} = 174 \text{ м}^2.$$

3. Нагрузку на пол не проверяют, так как она меньше допустимой.

4. Строительная площадь камеры

$$F_{стр} = \frac{174}{0,7} = 249 \text{ м}^2.$$

5. Число строительных прямоугольников

$$n = \frac{249}{0,7} = 3,46.$$

6. Принимаем камеру размером 4 строительных прямоугольника (24 × 12 м).
7. Действительная емкость камеры

$$E_д = 250 \cdot \frac{4}{3{,}46} = 289 \text{ т}.$$

Уравнения (2.1) — (2.4) могут быть решены совместно. Тогда строительную площадь $F_{стр}$ (в м²) рассчитывают по формуле

$$F_{стр} = \frac{E}{g_v h_{гр} \beta_F}, \qquad (2.7)$$

где все обозначения те же, что в формулах (2.1) — (2.4).

Емкость камер, оборудованных подвесными путями, определяют по нагрузке 0,25 т на 1 м подвесного пути.

Строительную площадь камер охлаждения и замораживания мяса (в м²) можно определить по формуле

$$F_{стр} = \frac{MT}{H \cdot 24} K, \qquad (2.8)$$

где M — суточная производительность камер охлаждения или замораживания, т;
T — время полного оборота камеры, включая время на холодильную обработку, на загрузку, выгрузку камеры и оттаивание камерных приборов, ч;
H — норма нагрузки на 1 м подвесного пути, т/м;
K — коэффициент пересчета от нагрузки на 1 м подвесного пути к нагрузке на 1 м² строительной площади; $K = 1{,}2$.

Строительную площадь камер хранения охлажденного мяса $F_{стр}$ (в м²) на подвесных путях определяют по формуле

$$F_{стр} = \frac{E}{H} K, \qquad (2.9)$$

где E — емкость камер единовременного хранения груза, т;
H — норма нагрузки на 1 м подвесного пути, т/м;
K — коэффициент пересчета; $K = 1{,}2$.

Коэффициент пересчета от нагрузки на подвесные пути к нагрузке на 1 м² строительной площади принят по средней норме размещения 60 м подвесных путей в одном строительном прямоугольнике.

Затем определяют число строительных прямоугольников и, если оно изменилось по сравнению с расчетным, находят действительную емкость камеры по формулам (2.5) и (2.6). Следует иметь в виду, что изменение размеров камер замораживания и охлаждения нежелательно.

Пример. Определить строительную площадь камер замораживания мяса производительностью 150 т/сут.

По формуле (2.8) имеем

$$F_{стр} = \frac{150 \cdot 36}{0{,}25 \cdot 24} 1{,}2 = 1080 \text{ м}^2.$$

Число строительных прямоугольников

$$n = \frac{1080}{72} = 15.$$

Целесообразно принять 5 камер замораживания по 3 строительных прямоугольника каждая. Вместимость каждой камеры будет не 30, а 45 т, что связано с временем оборота камеры, которое при температуре воздуха в камере —30° С и усиленной циркуляции воздуха составляет 36 ч.

Площади экспедиционно-сортировочных помещений $F_{стр}$ (в м²) можно рассчитать по формуле

$$F_{стр} = \frac{0{,}5M_{сут}}{0{,}35}, \qquad (2.10)$$

где $M_{сут}$ — суточная выдача груза, т.
0,35 — норма нагрузки на 1 м² строительной площади.

Предприятия торговли и общественного питания

Число камер и их площадь определяются характером и величиной предприятия.

При проектировании магазина составляют техническое задание, в котором указывают число рабочих мест или количество продаваемого продукта, а также площадь торгового зала. Примерно 30% оборудования торгового зала имеет охлаждающие устройства, поэтому при определении площади охлаждаемых камер в расчет принимают 30% площади торгового зала. Норма площади охлаждаемых камер (в м²), отнесенная к 10 м² площади торгового зала, составляет: для камер хранения мяса — 2,8; рыбы — 2,2; гастрономии — 2,8; вин, пива, безалкогольных напитков — 1,7; фруктов — 4,4; овощей — 2,2; молочных продуктов — 2,8.

Площадь охлаждаемой камеры должна быть не менее 6 м². Наименьший размер в плане 2,4 м.

Число камер определяется количеством отделов в магазине.

Площадь охлаждаемой камеры для кондитерских изделий принимают из расчета 1 м² на 18 м² площади торгового зала, занятой для продажи кондитерских изделий с кремом, если этот отдел занимает не менее 54 м² площади торгового зала.

В магазинах предусматривают также неохлаждаемые кладовые для продуктов всех видов, кроме мяса, и помещения для подготовки товаров при камерах хранения мяса и молочных продуктов.

Нормы площадей охлаждаемых камер приведены по СНиП II—Л.7—70 «Магазины. Нормы проектирования».

На предприятиях общественного питания число и размеры камер определяются назначением предприятия и тем, что используется для приготовления блюд — сырье или полуфабрикаты, а также числом посадочных мест (табл. 2.7).

Охлаждаемые камеры рекомендуется объединять общим тамбуром глубиной 1,6 м. Размер камер в плане не менее 2,1 × 2,4 м, высота не менее 2,4 м.

Пример 1. Определить число и размеры охлаждаемых камер продовольственного магазина с торговым залом площадью 400 м².

Площадь, занимаемую отделами, оборудованными охлаждающими устройствами, принимаем равной 30% от площади торгового зала, т. е. 120 м².

По отделам площадь торгового зала (в м²) распределяется следующим образом:

Молочно-жировые продукты	40
Гастрономия	40
Мясо	25
Рыба	15

Таблица 2.7

Охлаждаемые камеры	Нормы площади (в м²) при количестве мест в залах							
Столовые открытой сети общественного питания								
	50	100	150	200	250	300	400	500
Мясных и рыбных полуфабрикатов[1]	6	7	9	11	6	6	6	7
Овощных полуфабрикатов[1]					8	10	15	19
Фруктов, ягод, напитков, овощей	9	5	6	8	10	11	13	16
Молочных продуктов, жиров, гастрономии		9	10	11	14	16	20	24
Мяса[2]						14	20	23
Рыбы[2]	7	10	10	12	15	5	6	6
Пищевых отходов[3]	—	—	8	8	8	10	10	10
Столовые промышленных предприятий								
	50	100	150	200	300	400	500	—
Мясных, рыбных и овощных полуфабрикатов[1]	8	5	6	6	8	9	12	—
Фруктов, ягод, напитков, овощей				5	7	8	9	—
Молочных продуктов, жиров, гастрономии		6	6	8	10	11	13	—
Мяса, рыбы[2]		6	7	8	11	13	14	—
Пищевых отходов[3]	—	—	—	8	8	10	10	—
Столовые высших учебных заведений								
	300	400	500	600	700	800	900	1000
Мясных полуфабрикатов[1]	8	9	11	14	14	16	18	18
Рыбных полуфабрикатов[1]					4	5	6	6
Овощных полуфабрикатов[1]	7	8	10	12	12	13	15	16
Молочных продуктов, жиров, гастрономии	5	6	7	8	10	11	12	13
Фруктов, ягод, напитков, овощей	5	6	8	10	12	13	15	15
Мяса[2]	13	15	18	21	24	26	22	23
Рыбы[2]							6	7
Пищевых отходов[3]	8	8	8	8	10	10	10	10
Рестораны								
	100	150	200	250	300	400	500	—
Мясных и рыбных полуфабрикатов[1]	5	5	5	6	6	7	9	—
Овощных полуфабрикатов[1]	7	8	8	9	11	15	18	—
Молочных продуктов, жиров, гастрономии	11	13	15	18	22	27	31	—
Фруктов, ягод, напитков, овощей	9	11	13	15	18	21	27	—
Мяса[2]	7	10	15	18	19	19	25	—
Рыбы[2]						5	6	—
Пищевых отходов[3]	8	8	8	8	8	8	8	—

Продолжение

Охлаждаемые камеры	Нормы площади (в м²) при количестве мест в залах							
Кафе общего типа								
	50	75	100	150	200	250	300	400
Мясных, рыбных и овощных полуфабрикатов	9	11	8	9	10	5	5	5
Молочных продуктов, жиров, гастрономии						6	7	11
Фруктов, ягод, напитков, овощей			6	6	7	8	9	10
Пищевых отходов[3]	—	—	—	—	8	8	8	8

[1] Камеры предусматривают только на предприятиях, работающих на полуфабрикатах;
[2] Камеры предусматривают только на предприятиях работающих на сырье;
[3] В площадь камер пищевых отходов включены неохлаждаемые помещения площадью 4 м².

По норме на каждые 10 м² площади торгового зала приходится по 2,8 м² площади охлаждаемых камер для молочно-жировых продуктов, гастрономии и мяса, по 2,2 м² — для рыбы. Расчетная площадь камер (в м²) приведена ниже:

Молочно-жировые продукты	$2{,}8 \times 4 = 11{,}2$
Гастрономия	$2{,}8 \times 4 = 11{,}2$
Мясо	$2{,}8 \times 2{,}5 = 7$
Рыба	$2{,}2 \times 1{,}5 = 3{,}3$

Минимальная площадь камеры допускается 6 м². Следовательно, делать отдельную камеру для рыбы нельзя, ее целесообразно объединить с камерой для мяса, что на предприятиях торговли допустимо.

В магазине будет три камеры: для молочно-жировых продуктов площадью 11,2 м², для гастрономических товаров площадью 11,2 м² и для мяса и рыбы площадью 10,3 м².

2. Определить число и размеры камер для столовой промышленного предприятия на 400 посадочных мест.

Число и размеры охлаждаемых камер для столовой такого типа принимаем по табл. 2.7 в зависимости от того, работает столовая на сырье или на полуфабрикатах.

Если столовая работает на полуфабрикатах, то должны быть предусмотрены камеры хранения:

для мясных, рыбных и овощных полуфабрикатов площадью 9 м²,
для фруктов, ягод, напитков и овощей площадью 8 м²,
для молочных продуктов, жиров, гастрономии площадью 11 м².

Кроме того, предусматривают камеру для хранения пищевых отходов площадью 10 м², в том числе неохлаждаемое помещение площадью 4 м².

Если же столовая работает на сырье, то вместо камеры для хранения мясных и рыбных полуфабрикатов предусматривают камеру для хранения мяса и рыбы площадью 13 м².

ВЫБОР ПЛАНИРОВКИ

Требования к планировке

Под планировкой понимают размещение всех производственных и вспомогательных помещений холодильника с учетом их назначения, количества и размеров.

Чтобы обеспечить наиболее рациональную планировку, рекомендуется придерживаться следующих правил.

1. Принятая планировка должна соответствовать принятой схеме технологического процесса, т. е. обеспечивать точное и последовательное выполнение всех технологических операций. Желательное направление движения груза — в одну сторону без встречных и пересекающихся потоков. Двери камер должны выходить в коридор. Исключение составляют камеры замораживания и охлаждения, вход в которые может быть через помещения для загрузки, а также камеры хранения продуктов, подвергающихся товарной обработке как при поступлении так и при выдаче через эти помещения. Не исключается применение бескоридорных планировок, если есть возможность обеспечить последовательное перемещение груза по технологической цепочке без возврата. Последнее решение обычно возможно на холодильниках мясокомбинатов и рыбообрабатывающих предприятий.

2. Планировка должна способствовать уменьшению первоначальных затрат на строительство холодильника. Это достигается широким применением типовых строительных элементов и конструкций, использованием местных строительных материалов, сокращением площади, занимаемой вспомогательными помещениями. Однако при сокращении вспомогательных помещений нельзя забывать об удобствах обслуживания, т. е. производить сокращение в ущерб эксплуатации. В этом плане правильным примером сокращения вспомогательных помещений будет применение бескоридорных планировок на некоторых производственных холодильниках, а также на ряде распределительных холодильников и фрукто- и овощехранилищ с непосредственным выходом из камер на платформы.

3. Планировка должна обеспечивать дешевую и удобную эксплуатацию холодильника.

Прежде всего должны быть правильно выбраны размеры холодильника, обеспечивающие свободу и широту маневра погрузочно-разгрузочных и транспортных средств.

Ширину здания многоэтажного холодильника, как правило, принимают не более 40 м (что связано не с эксплуатацией, а с возможностью монтажа, обеспечением его удобств, но приводит к созданию платформ большой длины).

Ширина одноэтажных холодильников при центральном расположении коридора определяется модулем, равным 12 м, соответствующим длине наиболее распространенного пролета. Ширину одноэтажных холодильников принимают равной 12, 24, 36, 48, 60 и 72 м.

Длину здания холодильника выбирают так, чтобы длина железнодорожной платформы позволяла принимать пятивагонную рефрижераторную секцию.

Ширина железнодорожных платформ 6—7,5 м, автомобильных — в тех же пределах.

В некоторых случаях на холодильниках предусматривают соединительную платформу шириной 3,5 м, но чаще проектируют холодильники со сквозными грузовыми коридорами, имеющими выход на обе платформы. Ширина коридора обычно 6 м.

Железнодорожную платформу на холодильниках емкостью до 600 т не предусматривают. Такие холодильники вообще могут иметь только одну автомобильную платформу. Железнодорожные платформы делают с уступом шириной 560 мм по всей длине для обеспечения возможности разгрузки вагонов любых типов.

Для уменьшения теплопритоков в камеры их группируют в блоки с примерно одинаковым температурным режимом.

4. Планировка должна соответствовать принятой системе охлаждения. Это особенно важно учесть при проектировании одноэтажных холодильников, так как не всегда удается обеспечить слив хладагента из приборов охлаждения, что приводит к необходимости перехода на более емкие схемы с нижней подачей холодильного агента. При составлении планировки должны быть предусмотрены места для монтажа оборудования, камерных распределительных коллекторов и т.п.

5. Планировка должна соответствовать требованиям правил техники безопасности и пожарной безопасности.

6. Планировка должна предусматривать возможность расширения холодильника. Для этого оставляют свободной одну торцевую стену.

Следует иметь в виду, что составление планировки является наиболее трудным и ответственным процессом проектирования, от которого в дальнейшем зависит экономическая эффективность действующего предприятия.

Типовые планировки холодильников различного назначения

Планировка распределительного холодильника емкостью 2000 т представлена на рис. 2.4. Холодильник предназначен для длительного хранения мяса, рыбы, масла, яиц, сыра и других скоропортящихся продуктов. Продукты поступают на холодильник по железной дороге, доставка в торговую сеть производится автотранспортом.

Структура емкости холодильника:

Камеры хранения мороженых грузов	70% (1370 т)
Камеры с универсальным температурным режимом	15% (300 т)
Камеры хранения охлажденных грузов	15% (300 т)

На холодильнике есть камера домораживания мяса производительностью 7,5 т/сут. Камера непроходная. При ней имеется загрузочно-разгрузочная камера.

Для удобства грузовых операций имеется сквозной грузовой коридор, из которого есть вход во все камеры хранения. Для облегчения перемещения грузов камеры хранения сообщаются между собой. Операции по приему, перемещению, складированию и выдаче грузов механизированы. На холодильнике применяют самоходные электропогрузчики, электротележки, напольные тележки, контейнеры.

Система охлаждения насосно-циркуляционная с непосредственным кипением аммиака в приборах охлаждения. В камерах хранения охлажденных грузов и в камерах с универсальным температурным режимом охлаждение осуществляется воздухоохладителями. В камерах хранения мороженых грузов возможно использование одного из двух вариантов охлаждения: либо при помощи потолочных батарей из оребренных труб, либо при помощи потолочных и пристенных панельных батарей.

На более крупных одноэтажных холодильниках для возможности свободного доступа во все камеры и широкого маневрирования средств механизации можно предусматривать два, а иногда и три сквозных грузовых коридора, связывающих между собой железнодорожную и автомобильную платформы. Однако, прежде

чем принять такое решение, необходимо самым тщательным образом изучить все его положительные и отрицательные стороны.

На распределительных холодильниках небольшой емкости сквозные грузовые коридоры обычно не делают. Холодильник (рис. 2.5) имеет одну автомобильную платформу, с которой груз попадает в вестибюль, а оттуда в камеры хранения или в морозильную камеру.

Охлаждение камер может быть непосредственное — кипящим хладагентом — или рассольное. В последнем случае для охлаждения рассола используют комплексные холодильные машины, работающие на хладонах.

Холодильники при мясокомбинатах являются частью производственного комплекса. При проектировании таких предприятий стремятся обеспечить непосредственную связь между различными структурными подразделениями. Холодильник при мясокомбинате мощностью 100 т в смену (рис. 2.6) имеет вход из мясо-жирового корпуса. Мясо после убоя поступает в камеру приема мяса, а затем в помещение для загрузки камер охлаждения и замораживания. Далее мясо поступает на холодильную обработку (охлаждение или замораживание), разгружается после холодильной обработки и поступает в камеры хранения или через коридор направляется в экспедиционные помещения для реализации или в мясоперерабатывающий корпус для использования в качестве сырья при изготовлении продукции. Планировка не лишена недос-

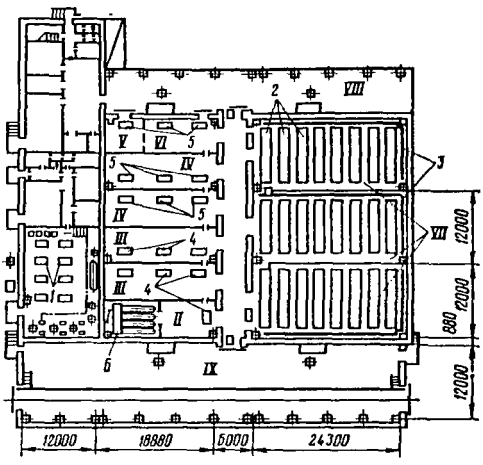

Рис. 2.4. План холодильника емкостью 2000 т и размещение основного оборудования:

камеры: *I* — морозильная; *II* — загрузочно-разгрузочная; *III* — универсальные; *IV* — хранения охлажденных грузов; *V* — дефектных грузов; *VI* — экспедиция; *VII* — хранения мороженых грузов; платформы: *VIII* — автомобильная; *IX* — железнодорожная;

1 — компрессоры; *2* — батареи потолочные; *3* — батареи пристенные; *4* и *5* — воздухоохладители подвесные; *6* — воздухоохладитель.

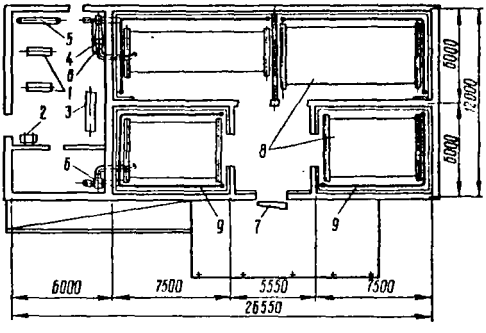

Рис. 2.5. План распределительного холодильника емкостью 125 т:

1 — компрессорно-конденсаторные агрегаты; *2* — водяной насос; *3* — распределительное устройство; *4* — ресивер дренажный; *5* — ресивер линейный; *6* — вентиляторы; *7* — воздушная завеса; *8* и *9* — батареи.

татков, к которым в первую очередь можно отнести большую площадь, занятую коридорами. Нельзя считать удачным решение внести в контур холодильника помещение трансформаторной подстанции, да и само размещение машинного отделения. Но такое размещение помещений в данном случае является вынужденным, вытекающим из объемно-планировочного решения, в основу которого положены секционность и взаимозаменяемость отдельных корпусов, что позволяет сочетать их в требуемых вариантах различной мощности.

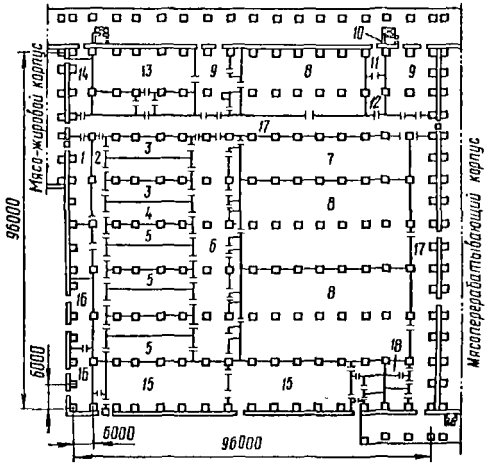

Рис. 2.6. План холодильника мясокомбината мощностью 100 т мяса в смену:

1 — камера приема мяса; *2* — помещение для загрузки камер охлаждения и замораживания; *3* — камеры охлаждения или хранения охлажденного мяса; *4* — универсальная камера охлаждения или замораживания мяса; *5* — камеры замораживания мяса; *6* — помещение для разгрузки; *7* — камера хранения охлажденного мяса; *8* — камеры хранения мороженого мяса; *9* — экспедиции; *10* — весовая; *11* и *12* — камеры приема и подморозки пекондиционных грузов; *13* — отделение производства мясных и субпродуктовых блоков; *14* — камера комплектации жира; *15* — компрессорное и аппаратное отделения; *16* — трансформаторная подстанция; *17* — коридор; *18* — бытовые помещения.

Холодильник (рис. 2.7) при городском молочном заводе строился в две очереди. В связи с тем что площади компрессорного цеха, запроектированного для I очереди, недостаточно для размещения оборудования, необходимого для обслуживания II очереди, под машинное отделение занимают часть площади охлаждаемого склада. Вообще принятое в проекте размещение компрессорного цеха нужно признать неудачным, так как при таком расположении затрудняется выполнение изоляционных работ (при выполнении изоляции придется обойти компрессорный цех). В настоящее время стремятся проектировать охлаждаемые камеры городских молочных заводов так, чтобы они составляли естественное продолжение технологических линий с выходом на платформу через экспедицию.

Планировка промыслового рыбного холодильника емкостью 750 т представлена на рис. 2.8. Характерной особенностью данной планировки является отсутствие коридоров. Производственные помещения расположены так, что обеспечивается последовательное движение продукта от приемного отделения через морозильное отделение в камеры хранения, а из них в экспедиционное помещение для реализации. Это простое решение позволяет получить холодильник с очень большим коэффициентом использования полезной площади.

Добиться улучшения использования площади камер хранения можно в холодильниках, камеры которого не имеют в середине колонн. Примером такого планировочного решения может служить холодильник для фруктов и винограда, представленный на рис. 2.9. Холодильник предназначен для охлаждения и длительного хранения свежих фруктов, винограда, свежих овощей, ягод в районах

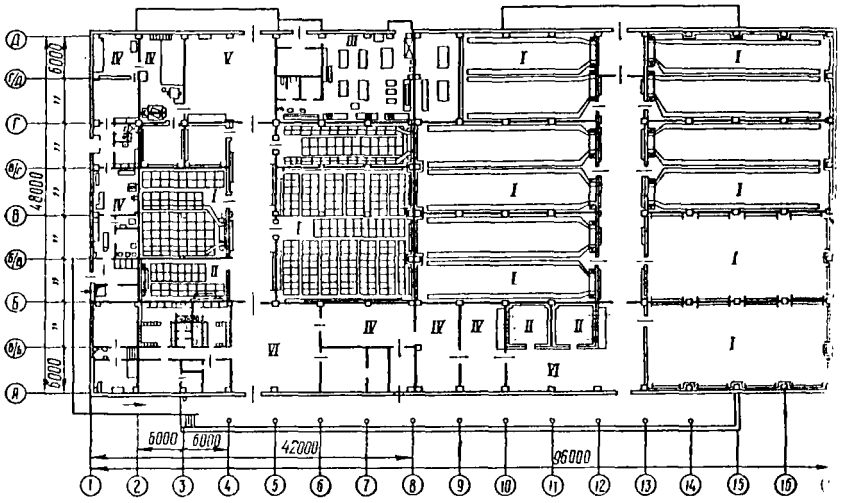

Рис. 2.7. План холодильника при городском молочном заводе:
I — камеры хранения; *II* — камеры замораживания; *III* — компрессорная; *IV* — производственные помещения; *V* — приемное отделение; *VI* — экспедиция.

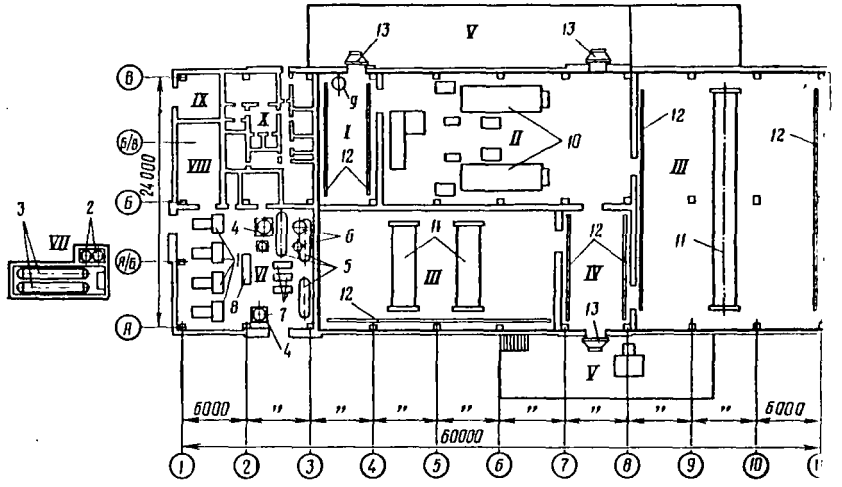

Рис. 2.8. План промыслового рыбного холодильника:
I — приемное отделение; *II* — морозильное отделение; *III* — камеры хранения мороженой рыбы; *IV* — экспедиция; *V* — платформы; *VI* — компрессорная; *VII* — конденсаторно-ресиверная группа; *VIII* — щитовая; *IX* — распределительный щит; *X* — служебно-бытовые помещения; *1* — компрессоры; *2* — конденсаторы; *3* — ресиверы линейные; *4* — промежуточные сосуды; *5* — ресиверы циркуляционные; *6* — отделители жидкости; *7* — насосы аммиачные; *8* — регулирующая станция; *9* — льдогенератор; *10* — скороморозильные аппараты; *11* и *12* — батареи; *13* — воздушные завесы.

заготовок и потребления. Предполагается включение его в состав производственного предприятия по переработке плодов и овощей.

Здание холодильника одноэтажное с сеткой колонн 6 × 18 м. Размер здания в плане 60,9 × 37,08 м. К торцам здания примыкают крытые железнодорожная и автомобильная платформы, расположенные на высоте 200 мм от уровня головки

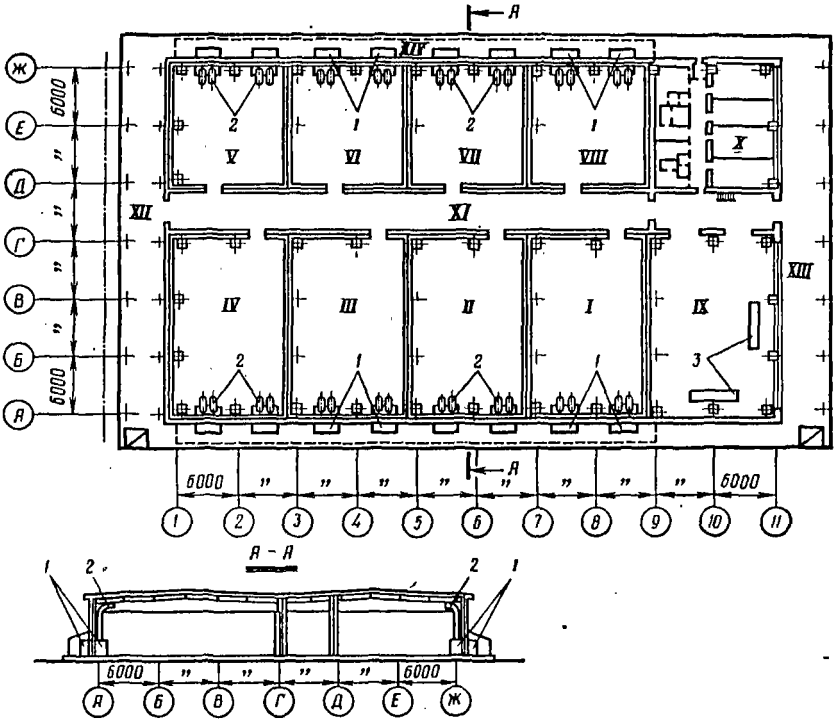

Рис. 2.9. План и разрез холодильника для фруктов и винограда с децентрализованной системой охлаждения:

I—IV — камеры хранения фруктов; *V—VIII* — камеры хранения винограда; *IX* — экспедиция; *X* — служебно-бытовые помещения; *XI* — грузовой коридор; *XII* — железнодорожная платформа; *XIII* — автомобильная платформа; *XIV* — площадка под навесом для холодильных машин; *1* — холодильно-нагревательная машина ХМФ-16; *2* — воздуховод; *3* — инспекционный транспортер ТСИ.

рельса и поверхности автомобильной площадки. Платформы объединены грузовым коридором, в который есть выход из всех камер и экспедиционного помещения. Принятие решения о строительстве холодильника без поднятия платформ до высоты кузова автомобиля или высоты двери железнодорожного вагона оправдано: фрукты принимают и хранят в стандартных ящиках, что обеспечивает их удобное пакетирование и использование погрузочно-разгрузочных механизмов

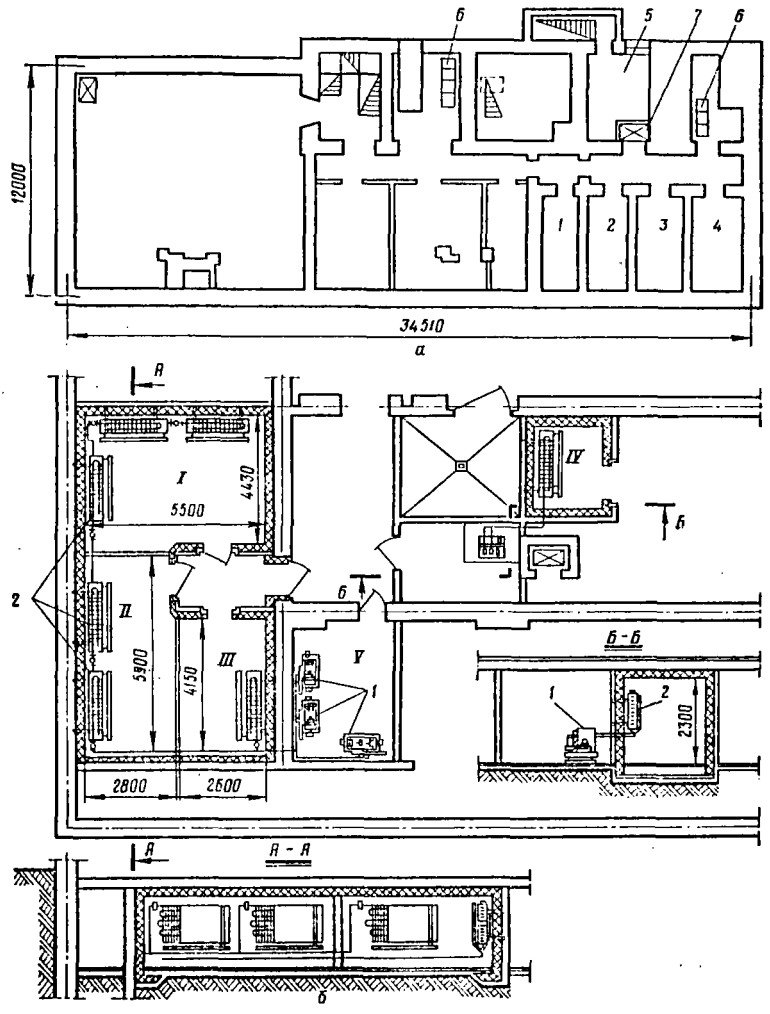

Рис. 2. 10. Размещение холодильных камер:

а — в магазине: *1—4* — камеры хранения продуктов; *5* — машинное отделение холодильных камер; *6* агрегаты, обслуживающие оборудование, расположенное в торговом зале; *7* — подъемник; *б* — в ст вой: камеры хранения продуктов (*I—III*), отходов (*IV*), машинное отделение (*V*); *1* — компрессор конденсаторные агрегаты; *2* — испарители.

в полной мере. Широко внедряются транспортировка и хранение яблок в контейнерах, механизация погрузочно-разгрузочных работ с которыми обеспечивается полностью.

На холодильнике применена децентрализованная система охлаждения камер, что позволило отказаться от специального помещения для машинного отделения.

Расположение холодильных камер на предприятиях торговли и общественного питания зависит от того, где располагается само предприятие. При размещении магазина в первом этаже многоэтажного здания для холодильных камер приспосабливают подвальные или полуподвальные помещения. При этом должны решаться вопросы о вертикальном перемещении грузов. Для разгрузки автотранспорта предусматривают люки и наклонные спуски, около которых должно быть место для перемещения тележек. Камеры целесообразно группировать в блоки, что позволяет уменьшить объем работ по изоляции, а также теплопритоки в камеры. Холодильные машины желательно располагать по возможности ближе к камерам, чтобы уменьшить протяженность трубопроводов. Если есть возможность, целесообразно все холодильные машины сгруппировать в общем машинном отделении.

Размещение камер может быть наиболее рациональным, если магазин расположен в отдельно стоящем здании. Тогда камеры можно разместить внутри помещения, исключив соприкосновение их с наружными стенами. При размещении камер в надземном этаже исключается также необходимость в вертикальном перемещении грузов.

В очень больших магазинах иногда целесообразно делать блоки камер по отделам, чтобы сократить транспортные связи между камерами и отделами.

Для предприятий общественного питания при планировании придерживаются тех же принципов. Исключение составляет камера для хранения пищевых отходов, которая, как правило, располагается в первом этаже здания и имеет выход через тамбур наружу и в помещение предприятия. Камера отходов обычно имеет независимую холодильную машину.

Примеры расположения холодильных камер магазина и столовой приведены на рис. 2.10.

Требования к машинным и аппаратным отделениям

Очень важно правильно разместить оборудование в машинном отделении. Планировка машинного отделения должна быть удобной для обслуживания машин, аппаратов, распределительных устройств, позволять сократить протяженность трубопроводов, причем площадь машинного отделения должна быть минимальной, а использование объема — наиболее полным.

Основное и вспомогательное оборудование, как правило, располагается в машинном отделении в отдельном здании, примыкающем к торцевой стене холодильника и отделенном от него противопожарной стеной. Устройство аппаратного отделения необязательно. При размещении всего оборудования в одном помещении легче обеспечить наикратчайшую связь между отдельными элементами холодильной установки, что отвечает требованиям по уменьшению длины трубопроводов, соблюдению последовательности соединений машин, аппаратов и сосудов. При необходимости аппаратное отделение может быть запроектировано. Размещать аппаратное отделение можно как рядом с машинным на первом этаже

здания, так и в подвальном помещении. Однако следует помнить, что создание подвалов в проектах одноэтажных холодильников не всегда желательно.

Для более полного использования объема помещения целесообразно применять вертикальные аппараты и сосуды. Вертикальные кожухотрубные конденсаторы, испарительные конденсаторы целесообразно располагать на открытых площадках вне зданий машинных отделений. Там же размещают линейные ресиверы, над которыми необходимо устраивать навес.

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы можно устанавливать в машинном или аппаратном отделениях или в специальных помещениях, где размещают также линейные ресиверы, маслоотделители (при необходимости), водяные насосы системы оборотного водоснабжения и хозяйственные водяные насосы.

Для удобства обслуживания и безопасности персонала должны быть предусмотрены проходы между оборудованием и отступы от стен.

Главный проход между компрессорами и расстояния от электрических щитов и щитов с контрольно-измерительными приборами следует принимать не менее 1,5 м, проходы между выступающими частями машин — не менее 1 м, между стеной и машиной — не менее 0,8 м, между стеной и аппаратом — не менее 0,5 м. Если аппарат не обслуживается с какой-либо стороны, то между стеной и этой стороной аппарата проход можно не предусматривать.

Распределительные устройства на одноэтажных холодильниках желательно располагать в машинном отделении на высоте, доступной для обслуживания. Маховики вентилей должны быть расположены на высоте не более 1,8 м от пола. Не разрешается установка вентилей маховиками вниз. Возможна установка распределительных устройств на антресолях над коридорами одноэтажных холодильников.

В многоэтажных холодильниках распределительные устройства располагают в специальных отапливаемых помещениях на каждом этаже.

В машинных отделениях в зависимости от типа устанавливаемого оборудования допускается применение верхней или нижней разводки трубопроводов. При нижней разводке должна предусматриваться возможность дренажа жидкого холодильного агента из всасывающих трубопроводов. При верхней разводке трубопроводы от компрессоров следует направлять к глухой стене, чтобы не затемнять цех.

Вообще, при размещении оборудования следует стремиться ставить к свету оборудование, которое подлежит постоянному обслуживанию (компрессоры), а аппараты и сосуды по возможности ставить к стенам.

Трубопроводы следует прокладывать с уклоном от компрессора, чтобы в случае образования в них жидкого хладагента обеспечивался слив его в аппараты, а не в компрессор. Величины уклонов принимать не менее 0,002 для газо- и паропроводов в направлении потока, 0,003 — для газо- и паропроводов против потока.

Машинные и аппаратные отделения холодильных установок, работающих на аммиаке, относятся к категории Б по взрыво-пожарной опасности (СНиП II-М.2-7 «Производственные здания промышленных предприятий. Нормы проектирования») и к классу В—1б взрывоопасных помещений (Правила устройства электроустановок).

В соответствии с требованиями к взрыво- и пожароопасным помещениям все электрооборудование, пусковая аппаратура и средства автоматики, применяемые на холодильных установках, работающих на аммиаке, должны быть в за-

крытом исполнении, допускающем работу во взрывоопасных помещениях соответствующего класса.

Площадь оконных проемов машинных и аппаратных отделений холодильных установок, работающих на аммиаке, следует принимать не менее 0,03 м² на 1 м³ объема помещения, что обеспечивает выполнение требования о наличии в помещениях взрывоопасных производств легкосбрасываемых конструкций.

Машинные и аппаратные отделения холодильных установок, работающих на хладонах, по пожарной опасности относятся к категории Д.

Высота машинных отделений для установок, работающих на аммиаке, не менее 4,2 м, работающих на хладонах, не менее 3,5 м, а для малых установок — 2,6 м.

Аппаратные отделения холодильных установок, работающих на аммиаке, могут иметь высоту 3,6 м до низа выступающих конструкций перекрытия.

Машинные и аппаратные отделения должны быть оборудованы приточной и вытяжной механической вентиляцией.

Кратность обмена воздуха принимают:

для установок, работающих на аммиаке, при вентиляции приточной — 2 объема в час, вытяжной — 3 объема в час, вытяжной аварийной — 7 объемов в час (совместная работа аварийной и постоянно действующей вытяжной вентиляции должна обеспечивать десятикратный обмен воздуха в час);

для установок, работающих на хладонах, при вентиляции приточной — 3 объема в час, вытяжной — 4 объема в час.

Специальная аварийная вытяжная вентиляция на установках, работающих на хладонах, не предусматривается.

Подачу воздуха в машинные и аппаратные отделения холодильных установок, работающих на аммиаке, предусматривают в верхнюю или рабочую зону, а вытяжку — из верхней зоны, противоположной притоку. Воздух, удаляемый из помещений, допускается выбрасывать в атмосферу через выбросную трубу с высотой, не менее чем на 1,5 м превышающей высоту здания. Аварийная вентиляция должна иметь пусковые приспособления, установленные как в самом помещении, так и вне его. Следует предусматривать блокировку пусковых устройств аварийной вентиляции с газоанализаторами состава воздуха в помещении.

В машинных отделениях установок, работающих на хладонах, вытяжку предусматривают из нижней зоны. Всасывающие окна располагают у пола (на высоте не более 1 м).

Машинное отделение должно иметь два выхода, один из них — непосредственно наружу. Двери должны открываться наружу. Если имеется самостоятельное аппаратное отделение, то кроме выхода в машинное отделение, должен быть еще выход непосредственно наружу. Естественно, это требование не относится к малым машинам, работающим на хладонах, которые могут вообще устанавливаться не в машинном отделении. Следует только обеспечить свободный доступ для их обслуживания и защиту от повреждений. Нельзя располагать машины в местах большого скопления людей, в помещениях, где находятся дети и больные, на лестничных клетках и под лестницами.

СТРОИТЕЛЬНО-ИЗОЛЯЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Холодильники отличаются от других промышленных зданий тем, что в них постоянно поддерживается низкая температура воздуха при высокой относительной влажности. Назначение холодильников определяет выбор материалов для

строительных конструкций, которые должны быть прочными, устойчивыми к воздействию нагрузок, долговечными, огнестойкими, морозостойкими, экономичными.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяет железобетон. Несущие и ограждающие конструкции из железобетона применяют при строительстве как

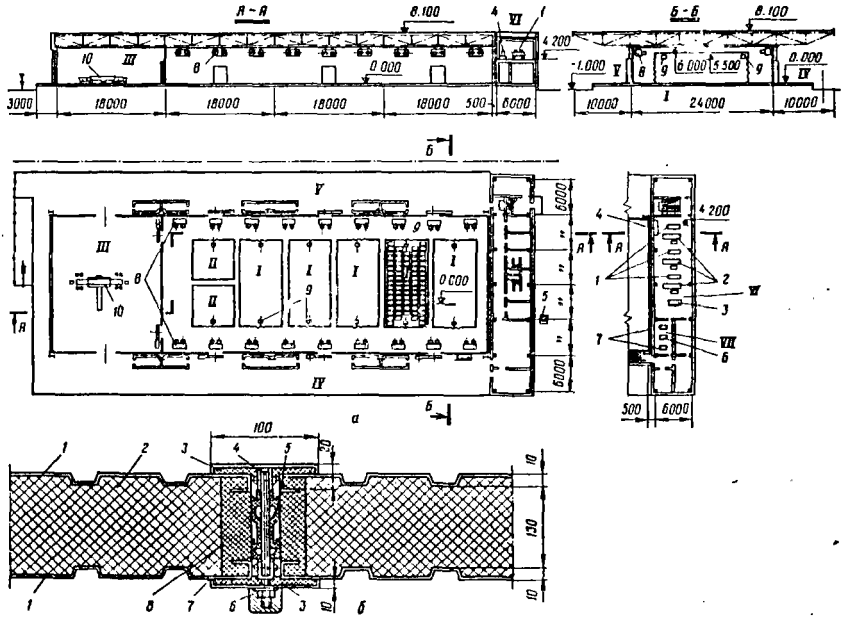

Рис. 2.11. Экспериментальный холодильник из легких ограждающих конструкций:

а — план и разрезы холодильника: *I—II* — секции с регулируемой газовой средой; *III* — цех товарной обработки; *IV—V* — автомобильная и железнодорожная платформы; *VI* — машинное отделение; *VII* — помещение газогенераторной установки;

б — деталь стыка ограждающих панелей: *1* — профилированный лист из стали или алюминия; *2* — теплоизоляция; *3* — гнутый профиль из стали или алюминия; *4* — бакелизированная фанера; *5* — уплотняющий профиль из эластичного пенополиэтилена; *6* — полиэтиленовый колпак на эпоксидной смоле; *7* — герметизирующая мастика; *8* — участок теплоизоляции, пропитанный синтетическими смолами.

одно-, так и многоэтажных холодильников. Включение в конструкции ограждений холодильника тепловой изоляции и пароизоляционного слоя, которые должны быть непрерывными, определяет необходимость построения зданий из двух частей: несущего каркаса и самонесущих стен. Исключение составляют холодильники небольшой емкости, в которых стены являются несущими.

При проектировании следует стремиться к широкому применению сборных железобетонных конструкций заводского изготовления. В случае использования монолитного железобетона должно предусматриваться применение индустриаль-

ных методов производства работ. Использование железобетона не исключает возможности применения других строительных материалов. Особое внимание следует обратить на применение местных строительных материалов, таких, как ракушечник, туф, с малыми коэффициентами теплопроводности.

С освоением промышленного выпуска легких металлических конструкций каркасов, покрытий и стеновых ограждений для одноэтажных промышленных зданий станет возможным использовать их при проектировании одноэтажных холодильников наряду с железобетонными конструкциями заводского изготовления. План и разрез холодильника из легких сборных металлических конструкций с ограждающими панелями типа «сандвич» представлены на рис. 2.11.

Фундаменты и колонны

Фундаменты воспринимают всю нагрузку от строительных конструкций, груза и оборудования и передают ее на грунт. Поэтому они должны быть прочными, долговечными, устойчивыми на опрокидывание и скольжение в плоскости подошвы; давление, оказываемое ими на грунт, не должно превышать расчетное.

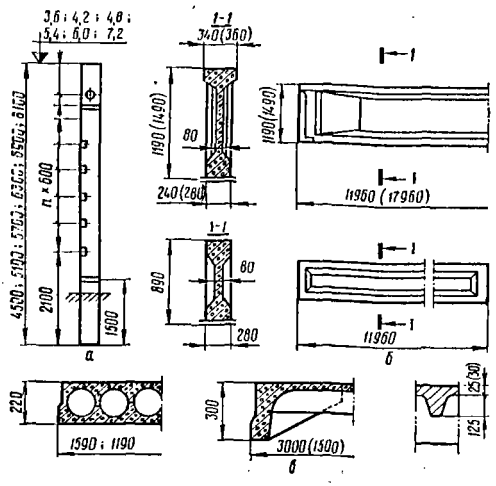

Рис. 2.12. Элементы строительных конструкций:
а — колонна сечением 400×400 мм; б — балки покрытия; в — плиты покрытий и перекрытий.

При строительстве холодильников применяют ленточные, отдельно стоящие и сплошные плитные фундаменты.

Ленточный фундамент представляет собой прямоугольник, располагающийся непрерывно под всем периметром стен. Нагрузка от стен может передаваться на ленточные фундаменты и на фундаментные балки, опирающиеся на фундаменты колонн.

Под колонны закладывают отдельно стоящие ступенчатые или пирамидальные фундаменты из железобетона. В фундаментах предусматривают гнезда — стаканы для установки сборных колонн. Под средние колонны принимают фундаменты квадратного сечения, а под пристенные — прямоугольного.

На одноэтажных холодильниках применяют колонны квадратного сечения 400 × 400 мм серии 1.420-4 или КЭ-01-49 (рис. 2.12). Длину колонны подбирают в соответствии с расположением верха стакана фундамента на 250—300 мм ниже бетонной подготовки под изолированные полы, в которую укладывают стержни для электрообогрева.

В многоэтажных холодильниках применяют колонны той же серии 1.420—4, но могут быть использованы колонны круглого сечения.

Стены и перегородки

Наружные стены зданий холодильников следует выполнять из железобетонных панелей, кирпича или естественных камней.

При использовании сборных железобетонных конструкций наружные стены следует проектировать из вертикальных или горизонтальных крупноразмерных панелей (рис. 2.13), изготовляемых из тяжелого бетона марки 200 или керамзитобетона марки 100. Стеновые панели серии 1.423-4 имеют высоту 4,8; 5,2; 6,0 и 6,4 м, ширину 1,5 и 3,0 м, толщину 120 мм и применяются в основном для проектирования многоэтажных холодильников.

Можно применять горизонтальные железобетонные панели серии СТ-02-31 и горизонтальные панели из керамзитобетона (рис. 2.14). Высота таких панелей 1,2—1,8 м, длина 6 м, толщина 200 мм.

До последнего времени наиболее распространенным материалом для наружных стен одноэтажных холодильников был обыкновенный полнотелый глиняный кирпич пластического прессования. Поскольку наружные стены холодильников самонесущие, толщина кирпичной кладки обычно составляет 380 мм (полтора кирпича). Стена отстоит от внешней грани наружного ряда колонн каркаса на 250—500 мм. Для устойчивости стены крепят к колоннам с помощью анкеров в средней части колонны и вверху (там, где устанавливается балка покрытия).

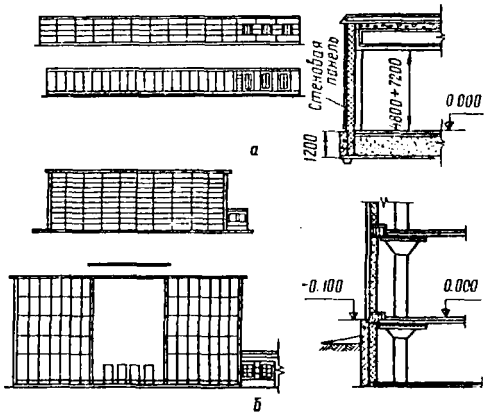

Рис. 2.13. Фасады и конструкции наружных стен из сборных горизонтальных и вертикальных панелей одноэтажных (а) и многоэтажных (б) холодильников.

В многоэтажных холодильниках наружный ряд колонн отстоит от стен на 1,5—2,0 м. Стены крепятся к междуэтажным перекрытиям анкерами.

Перспективным следует считать внедрение облегченных конструкций охлаждаемых складов, наружные ограждения которых выполнены из панелей типа «сэндвич». Эти элементы выполнены из двух гофрированных стальных оцинкованных листов толщиной 0,75 мм, пространство между которыми заполнено пенополистиролом ПСБ-С. Толщина изоляционного слоя 130 мм (см. рис. 2.11, *б*). Теплоизоляционный слой может быть выполнен из заливочных композиций (пенополиуретан, фенольный пенопласт). Толщина его может быть различной. Для несущих слоев могут быть применены также другие, более стойкие материалы.

Выпускают панели значительной длины — до 20 м. Ширина панелей также может быть различной. Панели крепят к элементам каркаса самонарезающими болтами. Стыки герметизируют. Наиболее целесообразно применение стыков

заполняемых после монтажа вспененным полиуретаном, что позволяет получить сплошной теплоизоляционный слой.

Внутренние стены холодильников, отделяющие охлаждаемые помещения от коридоров, тамбуров, вестибюлей, выполняют из тех же материалов, что и наружные, только толщина кирпичной кладки может быть уменьшена до 250 мм.

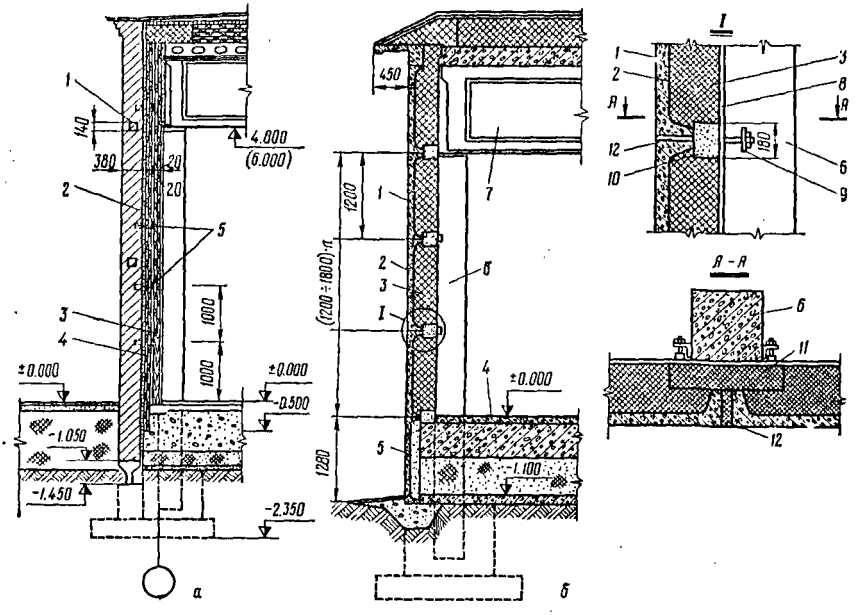

Рис. 2.14. Конструкции наружных стен холодильников:

а — из кирпича: *1* — железобетонный пояс; *2* — штукатурка; *3* — теплоизоляция; *4* — пароизоляция; *5* — деревянные антисептированные рейки; *6* — из сборных железобетонных панелей: *1* — железобетонная панель; *2* — пароизоляция; *3* — теплоизоляция; *4* — пол камеры; *5* — цокольная панель; *6* — колонна; *7* — балка покрытия; *8* — внутренняя отделка; *9* — деталь крепления; *10—11* — дополнительная изоляция; *12* — заделка стыка.

Для перегородок между камерами можно использовать те же материалы, но следует иметь в виду, что кирпичные перегородки трудоемки, тяжелы и неэкономичны. Поэтому их применяют главным образом в помещениях с повышенной влажностью и в пожароопасных местах. Толщина кирпичных перегородок 120 мм (полкирпича). Железобетонные перегородки тоже трудоемки и дороги, поэтому их применяют, как и кирпичные, только в особо тяжелых условиях. Толщина железобетонных перегородок 60—100 мм.

Значительно дешевле перегородки из ячеистых бетонов. Их делают в один или два слоя, например, из пенобетона толщиной соответственно 250 и 400 мм. Однако при выборе материала перегородок необходимо самым тщательным образом изучить условия, в которых будет находиться материал.

В некоторых случаях делают перегородки из жестких плитных изоляционны материалов на деревянном каркасе, изготовленном из антисептированных и по крытых битумом реек. Каркас устанавливают враспор между перекрытием (по крытием) и бетонной подготовкой полов.

Перегородки могут быть установлены по осям колонн с изоляцией колон или без нее в зависимости от температур в камерах, по грани колонн или вообще вне колонн. Если перегородка разделяет камеры с различными температурами, т лучше перегородку сдвинуть за грань колонны, что облегчит выполнение изоля ционных работ и исключит тепловые мостики.

Покрытия холодильников

Для холодильников характерны бесчердачные покрытия, которые должн быть прочными, долговечными и экономичными, а кровли — водонепроница мыми и атмосферостойкими.

На холодильниках небольшой ширины делают односкатные крыши. В боль шинстве случаев применяют двухскатные крыши с уклоном около 2%. В качест покровных материалов используют гидроизол, стеклорубероид или рубероид которые наклеивают в несколько слоев на битумной мастике.

Уклон кровли обычно создается за счет применения комбинированной тепло изоляции путем изменения подсыпки сыпучих материалов.

В одноэтажных холодильниках покрытия балочные. На колонны укладывают балки серии 1.462-1, по которым настилают плиты покрытия серии 1.465-7 Размер плит в плане 1,5 × 6 или 3 × 6 м. Высота плиты 300 мм, толщин полки 25—30 мм (см. рис. 2.12, *б, в*).

В качестве основания под кровлю принимают:

поверхность выравнивающей стяжки толщиной 40 мм из армированного це ментно-песчаного раствора или бетона, если в качестве утеплителей применен минераловатные плиты, торфоплиты или сыпучие материалы;

поверхность выравнивающей стяжки толщиной 20 мм из цементно-песчаног раствора, если в качестве утеплителей применены искусственные камневидны материалы (ячеистый бетон, перлитобетон и др.);

ровные поверхности плит, если применены плиты пенопластов достаточно прочности.

Для лучшего сцепления рулонного ковра с бетонным основанием на него на носят грунтовку из битумных эмульсий. Рулонные материалы послойно наклеи вают на горячем битуме марок БН-IV или БН-V или на горячих битумных масти ках. Для защиты кровли от механических повреждений и снижения влияния сол нечной радиации ее защищают слоем битумной мастики толщиной 5 мм, в которы втапливают окатанный гравий светлых тонов с зерном размером 5—15 мм. После остывания поверхность кровли следует окрасить атмосфероустойчивой краско светлого тона. Для междуэтажных перекрытий и покрытий многоэтажных холо дильников следует принимать элементы безбалочных перекрытий серии 1.420-1

Полы

Полы могут располагаться на грунте или на междуэтажных перекрытиях

Пол состоит из основания и покрытия (чистый пол). Основаниями могут слу жить несущие конструкции перекрытий и подготовки, укладываемые повер более слабых материалов, например изоляции.

Полы должны иметь необходимую прочность, обеспечивающую длительную работоспособность при механических воздействиях, жесткость, должны быть безопасными для передвижения людей и транспортных средств, бесшумными, гигиеничными.

В качестве покрытия полов охлаждаемых помещений холодильников применяют бетонные или мозаичные плиты. Такие полы в наибольшей степени удовлетворяют предъявляемым требованиям.

Основание под мозаичный пол делают из бетона марки не ниже М-200, раствор для укладки плит М-200 — М-300, сами плиты из бетона марки М-300—М-400. Размер плит 500 × 500 × 40 мм. Плиты армированы.

На участках интенсивного движения транспортных средств допускается применение металлических плит (на платформах, в коридорах, вестибюлях).

В ближайшем будущем можно ожидать применения для покрытий полов шлакоситалловых плит толщиной от 15 до 25 мм квадратной, прямоугольной и шестигранной формы.

В конструкции пола камер с низкими температурами должен быть предусмотрен слой тепловой изоляции. Для защиты от проникновения грунтовых вод имеется слой гидроизоляции по бетонной стяжке.

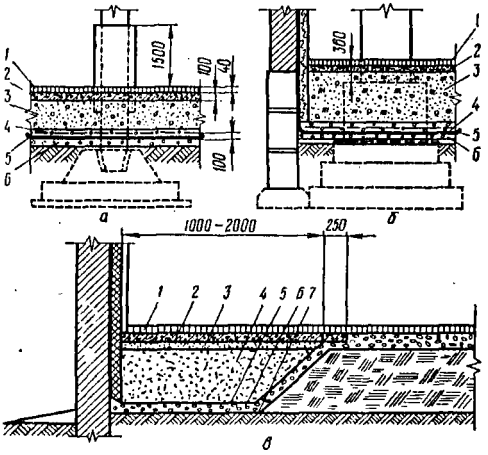

Рис. 2.15. Конструкции полов холодильников:
а — с электрообогревом для камер с температурой от —10 до —40°С; *б* — для камер с температурой от —4 до +4°С; *1* — чистый пол; *2* — бетонная подготовка; *3* — теплоизоляция; *4* — бетонная подготовка с электронагревателями; *5* — гидроизоляция; *6* — бетонная подготовка по уплотненному грунту с щебнем; *в* — устройство отсыпки у стен в камерах с нулевыми температурами: *1* — чистый пол; *2* — армированная бетонная стяжка; *3* — керамзитобетонная стяжка; *4* — теплоизоляция; *5* — гидроизоляция; *6* — бетонная подготовка; *7* — уплотненный грунт с щебнем.

В охлаждаемых камерах магазинов и предприятий общественного питания можно применить такие же полы, а также полы с покрытием, рассчитанным на меньшую нагрузку. Так как полы в подвальных помещениях не изолируют, конструкция пола будет проще: чистый пол укладывают на прослойке из бетона на бетонный подстилающий слой.

В камерах с неизолированными полами по всему периметру наружных стен для уменьшения притоков тепла снаружи делают отсыпку из теплоизоляционного материала (например, из шлака).

Конструкции полов холодильников показаны на рис. 2.15.

Важной частью конструкции пола, лежащего на грунте, является обогревающее устройство, необходимое для исключения вспучивания грунта при замерзании грунтовых вод. В СССР широко распространен электрообогрев грунта, Электронагреватели представляют собой стальные стержни диаметром 12—16 мм.

заложенные в бетонной подготовке по всей площади камер с минусовыми темп ратурами. Для повышения надежности и долговечности конструкции слой те ловой изоляции защищен мощным слоем гидроизоляции, расположенной ни бетонной подготовки с электронагревателями.

Возможно применение других способов обогрева грунта. В теплой зоне це лесообразно применение каналов, по которым продувается наружный возду (если температура его достаточно высока) или подогретый калориферами возду (при низких температурах наружного воздуха).

Применяется устройство оторванного подполья, при котором пол холодил ника монтируется на капителях, которые в свою очередь установлены на сборн железобетонные стойки высотой 70 см. Между полом холодильника и грунто образуется свободное пространство, и грунт не подвергается воздействию низки температур, имеющихся в холодильнике.

В многоэтажных холодильниках, если позволяют условия, проектируют по вальные камеры с нулевыми температурами, полы которых не изолируют.

Двери. Воздушные завесы

Для беспрепятственной загрузки и выгрузки камер, свободного перемещен транспортных средств в стенах должны быть устроены проемы соответствующ размеров, закрываемые дверьми. Двери должны легко открываться и закрываться обеспечивать плотное прилегание к коробке по всему периметру для уменьшен потерь холода.

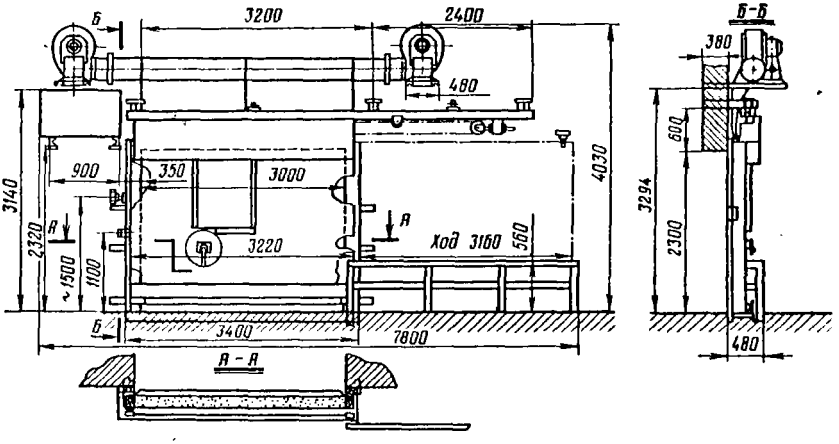

Рис. 2.16. Дверь грузовая откатная с воздушными завесами.

Изоляционные двери бывают прислонные и откатные. В отечественной пр тике большее распространение получили прислонные двери. Однако примене откатных дверей следует считать более перспективным, так как они обеспечива

уменьшение площади для маневрирования погрузочно-разгрузочных и транспортных механизмов.

Прислонные двери с ручным управлением применяют трех типов: для камер хранения грузов в штабелях с проемом 2000 × 2300 мм, для камер, оборудованных подвесными путями, с проемом 2000 × 2300 мм, служебная дверь размером 1000 × 2000 мм.

Откатные двери с механизированным управлением имеют проемы: 2000 × × 3100 мм, 3000 × 2300 мм и 2000 × 2300 мм (для одноэтажных и многоэтажных холодильников).

Двери имеют изоляцию толщиной 150 мм из пенопластов (предпочтение отдается пенополистиролу ПСБ-С). Защитой дверей от механических повреждений служит металлическая обшивка, которая одновременно является пароизоляцией.

Коэффициент теплопередачи изоляционной двери 0,41 Вт/(м²·К).

Для низкотемпературных камер рекомендуется предусматривать обогрев поверхностей контакта изоляционных дверей с дверными коробками по всему периметру. Для дверей с механическим приводом обогрев обязателен.

Для уменьшения притоков тепла в камеры у дверных проемов, выходящих непосредственно на платформы, необходимо предусматривать устройство воздушных завес, тамбуров или штор.

Откатная грузовая дверь с механизированным управлением показана на рис. 2.16. Дверь имеет две воздушные завесы.

РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ

Выбор тепло- и пароизоляционных материалов

Срок службы холодильника, его экономические показатели во многом определяются качеством изоляции. Правильно запроектированная и хорошо выполненная изоляция обеспечивает длительную эксплуатацию при минимальных эксплуатационных затратах.

Для тепловой изоляции ограждений холодильников следует выбирать высокоэффективные материалы, имеющие малые коэффициенты теплопроводности, не впитывающие влагу и обладающие целым рядом других качеств, которые определяются специфическими условиями работы в условиях переменных наружных температур и низких температур и повышенной влажности воздуха в камерах.

Долговечность тепловой изоляции определяется возможностью защиты от попадания в нее влаги из наружного воздуха в летнее время. Защита тепловой изоляции от увлажнения осуществляется введением в конструкцию достаточно мощного слоя пароизоляции. Для полов, лежащих на грунтах, и для кровель требуется создание еще более мощных гидроизоляционных слоев, препятствующих проникновению в конструкцию капельной влаги (грунтовых вод и атмосферных осадков).

В качестве паро- и гидроизоляционных материалов применяют битумы и битумные мастики, стеклорубероид, изол, антисептированный рубероид и другие материалы, обладающие большим сопротивлением паропроницанию. Пароизоляционный слой должен быть сплошным, без пропусков и разрывов. Располагать пароизоляционный слой следует по возможности ближе к теплой среде. В строи-

тельно-изоляционной конструкции слои материалов размещают так, чтобы и паропроницаемость уменьшалась по мере продвижения от более теплого воздух к холодному. Схема расположения пароизоляции в конструкции ограждений при ведена на рис. 2.17.

Для тепловой изоляции желательно применять материалы, которые относя ся к несгораемым или, по крайней мере, к трудносгораемым. Кроме того, эти ма териалы должны иметь малые коэффициенты теплопроводности. К сожалени таких материалов не очень много. Основные характеристики теплоизоляционных материалов приведены в табл. 2.8.

Предпочтение нужно отдавать современным материалам с хорошими теплоизолирующими свойствами, например пенопластам пенополистирольным. Для изоляции покрытий и полов холодильников используют засыпные материалы: гравий керамзитовый, перлит вспученный, вермикулит вспученный, шлаки.

При выполнении изоляции стен и перекрытий или покрытий из трудносгораемых или сгораемых материалов ее следует разделять на отсеки противопожарными поясами, выполняемыми из несгораемых материалов. Наиболее перспективным материалом для противопожарных поясов следует считать перлитогелевые плиты, имеющие коэффициент теплопроводности 0,076—0,087 Вт/(м · К).

В противопожарных поясах должен быть предусмотрен пароизоляционный слой из несгораемого материала.

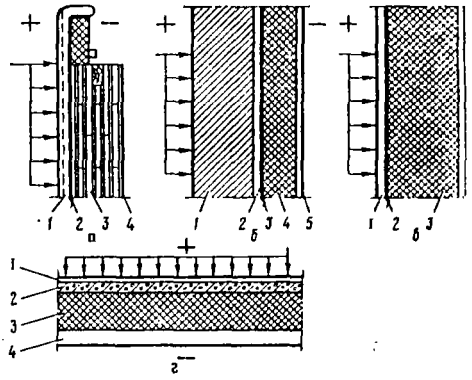

Рис. 2.17. Схема расположения пароизоляци в строительных конструкциях:

а — наружные стеновые панели: *1* — железобетонн плита панели; *2* — пароизоляция; *3* — теплоизоляци *4* — внутренний отделочный слой;
б — наружные и внутренние стены и перегородки кирпича: *1* — кирпичная кладка; *2* — штукатурка; пароизоляция; *4* — теплоизоляция; *5* — отделочный сл
в — наружные и внутренние стены и перегородки: *1* — лицовка; *2* — пароизоляция; *3* — блоки (пенобет бетон); *4* — отделочный слой;
г — бесчердачное покрытие: *1* — кровельный рулонн ковер (пароизоляция); *2* — защитная стяжка; *3* — теп изоляция; *4* — железобетонная плита покрытия
Направление паропроницания показано стрелками

Устройство противопожарного пояса показано на рис. 2.18.

В противопожарных поясах не допускается устройство отверстий и прокла ка трубопроводов. Противопожарные пояса должны плотно примыкать к ог стойким конструкциям ограждений, с тем чтобы была исключена возможно проникновения огня в смежные отсеки теплоизоляции.

Площадь отсеков не должна превышать 500 м² при использовании с раемых изоляционных материалов, 1000 м² — при использовании трудно раемых изоляционных материалов.

Теплоизоляцию из сгораемых материалов защищают со стороны помещ ний штукатуркой по стальной сетке или асбестоцементными прессованны плитами толщиной не менее 8 мм.

Таблица 2.8

Материал	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м³	Расчетный коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Назначение
Теплоизоляционные материалы			
Плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного самозатухающего ПСБ-С	25—40	0,047	Для теплоизоляции наружных и внутренних стен, колонн, покрытий, потолков, сборных железобетонных стеновых панелей, трубопроводов, оборудования и устройства каркасных перегородок
Пенопласт полиуретановый жесткий ПУ-101	100	0,041	
То же заливной ППУ-3с	50	0,047	
Пенопласт поливинилхлоридный			
ПХВ-1	70—100	0,035	
ПХВ-2	100—130	0,047	
Пенопласт резольный фенолформальдегидный			
ФРП-1	70	0,058	
ФРП-2	100	0,058	
Плиты жесткие минераловатные на битумной связке	250—350	0,08—0,093	
Плиты торфяные теплоизоляционные	170—220	0,08—0,093	Для теплоизоляции труб и оборудования, перекрытий
Плиты фибролитовые на портландцементе	300—400	0,15—0,19	Для теплоизоляции наружных и внутренних стен и устройства каркасных перегородок
Плиты теплоизоляционные из ячеистого бетона	400—500	0,15	Для теплоизоляции покрытий, устройства перегородок и противопожарных поясов
Плиты перлитогелевые	200—250	0,076—0,087	Для устройства противопожарных поясов, теплоизоляции покрытий и устройства полов на грунтах
Гравий керамзитовый	300—500	0,17—0,23	Для теплоизоляции покрытий и полов на грунтах
Перлит вспученный	100—250	0,058—0,08	
Вермикулит вспученный	100—200	0,08—0,098	
Шлаки			
доменные гранулированные	500	0,19	
топливные	700	0,29	
Пароизоляционные материалы			
Асфальт в полах	1800—2000	0,75—0,87	
Битум нефтяной	1050	0,18	
Борулин	700—900	0,29—0,35	
Гидроизол	700—900	0,29—0,35	
Пергамин и рубероид	600—800	0,14—0,18	

Продолжение

Материал	Объемная масса в сухом состоянии, кг/м³	Расчетный коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	Назначение
	Строительные материалы		
Асбестоцементные теплоизоляционные плиты	300—500	0,093—0,13	
Асбестоцементные листы и плитки	1900	0,35	
Бетон	2000—2200	1,0—1,4	
Железобетон	2300—2400	1,4—1,6	
Кладка			
кирпичная	1800	0,82	
бутовая	1800—2200	0,93—1,3	
Ракушечник	1000—1500	0,46—0,7	
Туф	1100—1300	0,46—0,58	
Шлакобетон	1200—1500	0,46—0,7	
Штукатурка			
цементная	1700—1800	0,88—0,93	
сухая из древесно-волокнистых листов	700	0,21	
Грунт растительный	2000	1,16	
Песок	1500—1600	0,46—0,58	

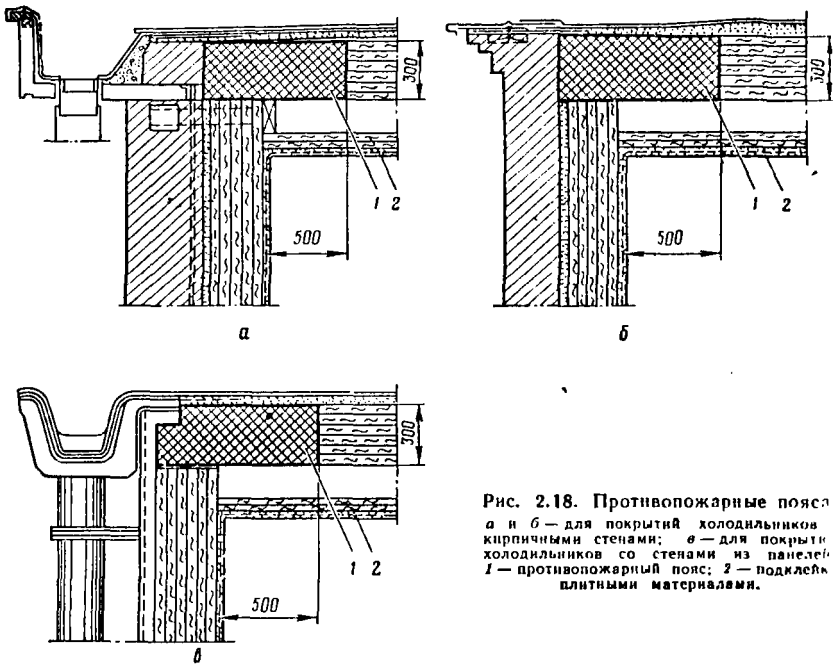

Рис. 2.18. Противопожарные пояса

а и *б* — для покрытий холодильников кирпичными стенами; *в* — для покрытия холодильников со стенами из панелей; *1* — противопожарный пояс; *2* — подклейка плитными материалами.

Определение толщины изоляционного слоя

Теплоизоляция конструкций зданий холодильников должна приниматься по расчету, исходя из значений коэффициентов теплопередачи, установленных СНиП II—105—74 «Холодильники. Нормы проектирования». Требуемые значения коэффициентов теплопередачи для различных ограждений установлены из условия недопущения конденсации влаги на поверхности ограждений внутри камеры. В курсовых и дипломных проектах проверку на невыпадение влаги можно не производить.

Требуемые значения коэффициентов теплопередачи для наружных стен и бесчердачных покрытий холодильников приведены в табл. 2.9. Их следует выбирать в зависимости от зоны расположения холодильника и температуры воздуха внутри камеры. Зону расположения холодильника определяют по среднегодовой температуре наружного воздуха в районе строительства в соответствии с главой 1.

Таблица 2.9

Среднегодовая температура наружного воздуха в районе строительства, °С	Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м²·К)] при внутренней температуре, °С						
	—40÷—30	—25÷—20	—15÷—10	—4	0	4	12
0 и ниже	0,21 / 0,2	0,26 / 0,24	0,33 / 0,3	0,47 / 0,4	0,52 / 0,44	0,58 / 0,47	0,70 / 0,52
1—8	0,2 / 0,19	0,23 / 0,22	0,28 / 0,27	0,35 / 0,33	0,4 / 0,37	0,44 / 0,42	0,64 / 0,52
9 и выше	0,19 / 0,17	0,21 / 0,2	0,23 / 0,23	0,28 / 0,26	0,30 / 0,29	0,35 / 0,33	0,52 / 0,47

Примечание. В числителе приведено значение коэффициента теплопередачи для наружных стен, в знаменателе — для бесчердачных покрытий.

Для чердачных перекрытий коэффициенты теплопередачи следует принимать на 10% больше, чем для бесчердачных покрытий.

Если покрытия экраннируются панельными батареями, коэффициент теплопередачи можно увеличить на 20%.

Коэффициенты теплопередачи внутренних стен, отделяющих камеры от неохлаждаемых коридоров, тамбуров, вестибюлей и других помещений, принимают в зависимости от температуры воздуха в камере:

Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С	—30	—20	—10	—4	4	12
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	0,27	0,28	0,33	0,35	0,52	0,64

Коэффициенты теплопередачи перегородок между камерами, а также междуэтажных перекрытий многоэтажных холодильников принимают в зависимости от характера разделяемых помещений [в Вт/(м²·К)]:

Между камерами	
замораживания и охлаждения	0,23
замораживания и хранения охлажденных грузов	0,26
замораживания и хранения мороженых грузов	0,47
хранения охлажденных и мороженых грузов	0,28
охлаждения и хранения мороженых грузов	0,33
охлаждения и хранения охлажденных грузов	0,52
с одинаковыми температурами	0,58

Требуемые коэффициенты теплопередачи обогреваемых полов на грунтах принимают в зависимости от температуры воздуха в камере:

Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С	+4 ÷ —4	—10	—20 ÷ —30
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)	0,41	0,29	0,21

Если в таблицах не указаны коэффициенты теплопередачи для некоторых температур, то требуемые значения коэффициентов получают интерполяцией.

Необходимо обратить внимание на то, что в данном разделе не приведены коэффициенты теплопередачи для необогреваемых полов. Вопрос о том, как принимаются эти коэффициенты в расчетах теплопритоков, будет рассмотрен в главе 3 при определении теплопритоков через ограждения.

Расчет же толщины изоляционного слоя необогреваемых полов, расположенных на грунте, можно вести по коэффициентам теплопередачи для обогреваемых полов.

Толщину изоляционного слоя ограждения (в м) определяют по формуле

$$\delta_{из} = \lambda_{из}\left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в}\right)\right], \qquad (2.11)$$

где $\lambda_{из}$, λ_i — коэффициенты теплопроводности изоляционного и строительных материалов, составляющих конструкцию ограждения, принимаемые по табл. 2.8, Вт/(м·К);

k_0 — требуемый коэффициент теплопередачи ограждения, принимаемый в зависимости от характера ограждения и температур по обе стороны от него в соответствии с указаниями, приведенными в данном разделе, Вт/(м²·К);

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи с наружной или более теплой стороны ограждения, Вт/(м²·К);

$\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи с внутренней или более холодной стороны ограждения, Вт/(м²·К);

δ_i — толщина отдельных слоев конструкции ограждения, м.

Величины $\frac{1}{\alpha}$ и $\frac{\delta}{\lambda}$ называются термическими сопротивлениями, а $\frac{1}{k}$ — общим термическим сопротивлением и имеют размерность м²·К/Вт. В таблицах приводят как коэффициенты теплоотдачи, так и соответствующие термические сопротивления.

Значение коэффициента теплоотдачи зависит от характера ограждения и от интенсивности движения воздуха относительно его поверхности. Более интенсивной является теплоотдача у наружных поверхностей наружных ограждений, которые подвержены воздействию солнца, ветра, атмосферных осадков. Значения коэффициентов теплоотдачи больше в камерах с усиленной циркуляцией воздуха и меньше в камерах, в которых циркуляция воздуха естественная. При расположении пола на грунте с наружной стороны конструкции нет движущейся среды и естественно, отсутствует теплоотдача (конвективный теплообмен), а потому тер-

мическое сопротивление переходу тепла от грунта к конструкции пола отсутствует $\left(\frac{1}{\alpha_н} = 0\right)$.

Значения коэффициентов теплоотдачи и соответствующие термические сопротивления приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Поверхности помещений	Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м²·К)	Термическое сопротивление $\frac{1}{\alpha}$, м²·К/Вт
Наружные поверхности наружных стен и покрытий	23,3	0,043
Внутренние поверхности помещений без принудительной циркуляции воздуха		
стены	8	0,125
полы и потолки	6—7	0,167—0,143
Внутренние поверхности помещений с умеренной циркуляцией воздуха (хранение охлажденных грузов)	9	0,111
Внутренние поверхности помещений с усиленной циркуляцией воздуха (камеры охлаждения и замораживания)	10,5	0,095

При использовании плитных материалов после расчета толщины изоляционного слоя может оказаться, что расчетная величина не соответствует стандартной толщине выпускаемых плит. В таком случае необходимо принять толщину изоляционного слоя кратной стандартной толщине плит и определить действительное значение коэффициента теплопередачи ограждения, которое будет в дальнейшем использовано в расчетах. Округление толщины изоляционного слоя производится в сторону увеличения, с тем чтобы действительное значение коэффициента теплопередачи было не больше требуемого по таблице (в противном случае потребуется обязательная проверка на невыпадение влаги).

Действительное значение коэффициента [в Вт/(м²·К)] определяют по формуле

$$k_д = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в}\right) + \frac{\delta_{из.д}}{\lambda_{из}}}, \qquad (2.12)$$

где $\delta_{из.д}$ — принятая толщина изоляционного слоя, м.

Термическое сопротивление всех слоев конструкции (выражение, заключенное в круглые скобки), кроме изоляционного слоя, уже вычислено при определении толщины изоляционного слоя, и повторно считать его не следует.

Примеры расчетов толщины изоляционного слоя

1. Определить толщину изоляционного слоя наружной стены камер хранения мороженых грузов холодильника, расположенного в г. Грозном.

Конструкция наружной стены холодильника типовая (см. рис. 2.19,*а*): кирпичная кладка в полтора кирпича (380 мм), покрытая с двух сторон цементной штукатуркой (по 20 мм). Пароизоляционный слой состоит из двух слоев битумной мастики и одного слоя гидроизола (общая толщина 4 мм). В качестве теплоизоляции применены плиты из пенопласта полисти-

рольного по ГОСТ 15588—70. Отделочный слой — штукатурка цементно-известкова сетке (в расчете для упрощения будут приняты три слоя цементной штукатурки толщ 20 мм каждый).

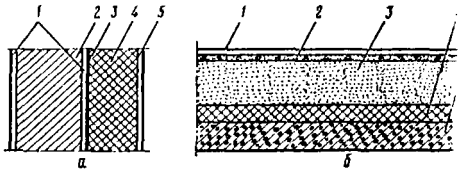

Рис. 2.19. Конструкция наружной стены и покрытия холодильника:
а — наружная стена: *1* — штукатурка цементная; *2* — кладка кирпичная; *3* — пароизоляция; *4* — теплоизоляция; *5* — отделочный слой; *б* — покрытие: *1* — кровельный рулонный ковер (он же пароизоляция); *2* — бетонная стяжка; *3* — засыпная теплоизоляция; *4* — плитная теплоизоляция; *5* — железобетонная плита покрытия.

По табл. 1.1 принимаем среднегодовую температуру воздуха в г. Грозном 10,1° С. довательно, город расположен в южной климатической зоне. Коэффициент теплопер для камер хранения мороженых грузов с температурой —20° С определяем по таб $k_0 = 0{,}21$ Вт/(м²· К).

Коэффициенты теплопередачи и соответствующие термические сопротивления:

для наружной поверхности $\alpha_н = 23{,}3$ Вт/(м²· К), $\frac{1}{\alpha_н} = 0{,}043$ м² · К/Вт,

для внутренней (циркуляция воздуха в камерах естественная) $\alpha_в = 8$ Вт/(м

$\frac{1}{\alpha_в} = 0{,}125$ м² · К/Вт.

Коэффициенты теплопроводности материалов по табл. 2.8 [в Вт/(м· К)] приведены

Штукатурки цементной	0,88
Кладки кирпичной	0,82
Пароизоляции (по гидролизу)	0,3
Пенопласта полистирольного	0,047

Потребную толщину изоляционного слоя определяем по формуле (2.11):

$$\delta_{из} \geq 0{,}047 \left[\frac{1}{0{,}21} - \left(\frac{1}{23{,}3} + 3\,\frac{0{,}02}{0{,}88} + \frac{0{,}38}{0{,}82} + \frac{0{,}004}{0{,}3} + \frac{1}{8}\right)\right] =$$

$$= 0{,}047\,[4{,}762 - (0{,}043 + 0{,}068 + 0.463 + 0{,}013 + 0{,}125)] =$$

$$= 0{,}047\,(4{,}762 - 0{,}712) = 0{,}047 \cdot 4{,}05 = 0{,}190 \text{ м}.$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 200 мм (4 слоя по 50 мм или 2 слоя по 10 Действительное значение коэффициента теплопередачи рассчитываем по формуле

$$k_д = \frac{1}{0{,}712 + \dfrac{0{,}2}{0{,}047}} = \frac{1}{0{,}712 + 4{,}255} = \frac{1}{4{,}967} = 0{,}20 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2. Определить толщину изоляционного слоя наружной стены камер хранения денных грузов того же холодильника.

Конструкция стены такая же, как и в первом примере.

Изменяется коэффициент теплопередачи, который для камер с температурой —1° С принимаем $k_0 = 0{,}30$ Вт/(м²· К), и коэффициент теплоотдачи для внутренней ности, в связи с тем что камеры охлаждаются с помощью воздухоохладителей: $\alpha_в = 9$ В × К)

$$\left(\frac{1}{\alpha_в} = 0{,}111 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}\right).$$

Потребную толщину изоляционного слоя находим по формуле (2.11):

$$\delta_{из} = 0{,}047\,[3{,}333 - (0{,}043 + 0{,}068 + 0{,}463 + 0{,}013 + 0{,}111)] =$$

$$= 0{,}047\,(3{,}333 - 0{,}698) = 0{,}047 \cdot 2{,}635 = 0{,}124 \text{ м}.$$

Можно принять толщину изоляционного слоя 125 мм из двух слоев плит пенополистирола по 50 мм и одного слоя 25 мм.

Так как практически толщина изоляционного слоя не изменилась, действительное значение коэффициента теплопередачи будет равно требуемому табличному.

3. Определить толщину изоляционного слоя покрытия одноэтажного холодильника в г. Грозном.

Конструкция покрытия приведена на рис. 2.19,*б*. Толщина и теплопроводность слоев конструкции приведены ниже.

Кровельный рулонный ковер	5 слоев гидроизола на горячей битумной мастике; $\delta_1 = 12$ мм, $\lambda_1 = 0{,}3$ Вт/(м·К)
Армированная бетонная стяжка	$\delta_2 = 40$ мм, $\lambda_2 = 1{,}4$ Вт/(м·К)
Засыпная теплоизоляция	керамзитовый гравий по расчету: $\lambda_3(\lambda_{из}) = 0{,}2$ Вт/(м·К)
Плитная теплоизоляция для камер хранения	плиты пенопласта полистирольного ПСБ-С
мороженых грузов	$\delta_4 = 100$ мм, $\lambda_4 = 0{,}047$ Вт/(м·К)
охлажденных грузов	$\delta_4 = 50$ мм, $\lambda_4 = 0{,}047$ Вт/(м·К)
Железобетонная плита покрытия (для покрытия принята плита гладкая, с пустотами)	$\delta_5 = 220$ мм, $\lambda_5 = 1{,}5$ Вт/(м·К)

Коэффициент теплопередачи k_0 [в Вт/(м²·К)]:

Для камер хранения мороженых грузов	0,2
Для камер хранения охлажденных грузов	0,29

Коэффициенты теплоотдачи и термические сопротивления:
для наружной поверхности $\alpha_н = 23{,}3$ Вт/м²·К

$$\frac{1}{\alpha_н} = 0{,}043 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

для внутренней поверхности камер хранения мороженых грузов

$$\alpha_в = 7 \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad \frac{1}{\alpha_в} = 0{,}143 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт};$$

камер хранения охлажденных грузов $\alpha_в = 9$Вт/(м²·К),

$$\frac{1}{\alpha_в} = 0{,}111 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Потребная толщина изоляционного слоя:
для камер хранения мороженых грузов

$$\delta_{из} = 0{,}2\left[\frac{1}{0{,}2} - \left(0{,}043 + \frac{0{,}012}{0{,}3} + \frac{0{,}04}{1{,}4} + \frac{0{,}1}{0{,}047} + \frac{0{,}22}{1{,}5} + 0{,}143\right)\right] =$$

$$= 0{,}2\,(5 - 2{,}53) = 0{,}2 \cdot 2{,}47 = 0{,}494 \text{ м};$$

для камер хранения охлажденных грузов

$$\delta_{из} = 0{,}2\,[3{,}448 - (0{,}043 + 0{,}04 + 0{,}029 + 1{,}064 + 0{,}147 + 0{,}111)] =$$

$$= 0{,}2\,(3{,}448 - 1{,}434) = 0{,}2 \cdot 2{,}014 = 0{,}403 \text{ м}.$$

Высота изоляционного слоя над камерами мороженых грузов составляет 0,494 + 0,100 = 0,594 м, над камерами охлажденных грузов 0,403 + 0,050 = 0,453 м.

Для получения плоской кровли придется произвести подсыпку над камерами хранения охлажденных грузов. Если сделать изоляцию покрытия над этими камерами без плитного

материала, то толщина засыпки будет 0,616 м, т.е. практически над всем холодильником то щина изоляции будет одинаковой.

Коэффициент теплопередачи в данном случае остается равным табличному значени поскольку толщина изоляционного слоя не изменяется.

Во многих случаях изоляцию покрытий делают только из плитных материалов. Тог после выбора толщины изоляционного слоя в соответствии со стандартной толщиной пл возможно, придется определить действительное значение коэффициента теплопередачи.

4. Определить толщину изоляционного слоя междуэтажного перекрытия мно этажного холодильника, в котором над камерой хранения мороженых грузов расположе камера хранения охлажденных грузов.

Конструкция перекрытия:

Чистый пол (покрытие) из бетона	$\delta_1 = 40$ мм,	$\lambda_1 = 1,4$ Вт/(м·К)
Армобетонная стяжка	$\delta_2 = 60$ мм,	$\lambda_2 = 1,5$ Вт/(м·К)
Пароизоляция (по битуму)	$\delta_3 = 6$ мм,	$\lambda_3 = 0,18$ Вт/(м·К)
Теплоизоляция — плиты жесткие минераловатные (применять нужно материал, применяемый для изоляции других ограждений на данном холодильнике)	(толщина по расчету)	$\lambda_{из} = 0,087$ Вт/(м·К)
Железобетонная плита перекрытия	$\delta_4 = 160$ мм	$\lambda_4 = 1,5$ Вт/(м·К)

Коэффициент теплопередачи для междуэтажного перекрытия, разделяющего кам хранения охлажденных и мороженых грузов, принимаем $k_0 = 0,28$ Вт/(м²·К).

Термические сопротивления переходу тепла:

Со стороны более теплого воздуха $\frac{1}{\alpha_в} = 0,111$ м²·К/Вт

Со стороны холодного воздуха $\frac{1}{\alpha_н} = 0,143$ м²·К/Вт

Потребная толщина изоляционного слоя по формуле (2.11)

$$\delta_{из} = 0,087\,[3,571 - (0,111 + 0,029 + 0,04 + 0,033 + 0,067 + 0,143)] =$$

$$= 0,087\,(3,571 - 0,423) = 0,087 \cdot 3,148 = 0,274 \text{ м}.$$

Принимаем толщину изоляционного слоя 300 мм из шести слоев жестких минераловат плит по 50 мм каждая.

Действительное значение коэффициента теплопередачи

$$k_д = \frac{1}{0,426 + \dfrac{0,3}{0,087}} = 0,26 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

При использовании современных материалов, например пенополистирола ПСБ-С, щина изоляционного слоя будет 150 мм.

5. Определить толщину изоляционного слоя пола камеры замораживания мяса, р ложенной в одноэтажном холодильнике (на грунте). Температура воздуха в ка —30° С, циркуляция воздуха усиленная.

Конструкция пола показана на рис. 2.15,*а*. Толщина и теплопроводность слоев к рукции приведены ниже.

Чистый пол из мозаичных бетонных плит	$\delta_1 = 40$ мм,	$\lambda_1 = 1,4$ Вт/(м·К)
Бетонная подготовка	$\delta_2 = 100$ мм,	$\lambda_2 = 1,4$ Вт/(м·К)
Теплоизоляция — керамзитовый гравий	(толщина по расчету)	$\lambda_{из} = 0,2$ Вт/(м·К)
Бетонная подготовка с электронагревателями	$\delta_3 = 100$ мм	—
Гидроизоляция	—	
Бетонная подготовка по уплотненному грунту с щебнем	—	

В расчете учитываем только слои, лежащие выше бетонной подготовки с нагрева ным устройством.

Коэффициент теплопередачи пола $k_0 = 0,21$ Вт/(м²·К).

Термическое сопротивление переходу тепла от поверхности пола к воздуху камеры

$$\frac{1}{\alpha_в} = 0{,}095 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Потребная толщина изоляционного слоя

$$\delta_{из} = 0{,}2\left[\frac{1}{0{,}21} - \left(\frac{0{,}04 + 0{,}1}{1{,}4} + 0{,}095\right)\right] = 0{,}2\,(4{,}762 - 0{,}195) =$$

$$= 0{,}2 \cdot 4{,}567 = 0{,}913 \text{ м}.$$

6. Определить толщину изоляционного слоя перегородки между камерами хранения охлажденных грузов.

Поскольку перегородка разделяет камеры с одинаковыми температурно-влажностными условиями, принимаем в качестве материала пенобетон.

Коэффициент теплопередачи перегородки $k_0 = 0{,}58$ Вт/(м²·К).

Термические сопротивления переходу тепла по обе стороны перегородки одинаковы: $\frac{1}{\alpha} = 0{,}111$ м²·К/Вт (циркуляция воздуха умеренная).

Коэффициент теплопроводности пенобетона $\lambda = 0{,}15$ Вт/(м·К).

Потребная толщина изоляционного слоя

$$\delta_{из} = 0{,}15\,(1{,}724 - 0{,}222) = 0{,}15 \cdot 1{,}502 = 0{,}225 \text{ м}.$$

Принимаем перегородку толщиной 250 мм в один слой.

Действительное значение коэффициента теплопередачи

$$k_д = 0{,}53 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

ГЛАВА 3

РАСЧЕТ ТЕПЛОПРИТОКОВ В КАМЕРЫ ХОЛОДИЛЬНИКА

Сохранение высоких качеств продуктов питания может быть обеспечено только при стабильном оптимальном температурном режиме, который поддерживается в камерах холодильника. Для создания наиболее благоприятных режимов обработки и хранения продуктов необходимо правильно выбрать оборудование камер, компрессорного цеха как основное, так и вспомогательное.

Холодильное оборудование подбирают на основании теплового расчета, учитывающего все виды теплопритоков, которые могут повлиять на изменение температурного режима в камерах.

Поскольку оборудование подбирают для каждой камеры в отдельности, то и тепловой расчет выполняют для каждого охлаждаемого помещения. Целесообразно все расчеты сводить в таблицы произвольной формы, которые должны включать все необходимые величины.

Учитывают следующие теплопритоки:

через ограждающие конструкции помещения Q_1;

от продуктов при их холодильной обработке Q_2;

от наружного воздуха при вентиляции помещений Q_3;

от различных источников при эксплуатации Q_4;

от продуктов при «дыхании», имеющие место только на специализированных фруктовых холодильниках или в камерах хранения фруктов на распределительных холодильниках, Q_5.

Теплопритоки в камеры холодильников не являются постоянными. Они з
сят от сезонности заготовки или поступления продуктов, времени года и дру
причин. На работе распределительных холодильников сезонность практич
не сказывается. На производственно-заготовительных холодильниках, наобо
она имеет явно выраженный характер.

Холодильное оборудование должно быть выбрано так, чтобы отвод те
проникающего в камеру, был обеспечен при самых неблагоприятных услов
Основную долю теплопритоков составляют теплопритоки через ограждаю
конструкции Q_1 и от продуктов при холодильной обработке Q_2.

В курсовом проекте можно допустить, что максимумы теплопритоков Q_1 и
Q_2 совпадают для всех видов холодильников. В дипломном проекте максимал
нагрузка может быть определена после расчета грузооборота распределит
ного холодильника или технпромфинплана производственного холодильн
которые изучаются в курсе «Экономика, организация и планирование прои
ства».

ТЕПЛОПРИТОКИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Теплоприток через ограждающие конструкции определяется как сумм
плопритоков (через стены, перегородки, перекрытия или покрытия, через п
заглубленные неизолированные стены подвальных помещений), вызванных н
чием разности температур снаружи ограждения и внутри охлаждаемого пом
ния, а также теплопритоков за счет воздействия солнечной радиации чер
крытия и наружные стены.

Теплопритоки через стены, перегородки, перекрытия или покрытия
(в Вт) рассчитывают по формуле

$$Q_1 = k_д F (t_н - t_в),$$

где $k_д$ — действительный коэффициент теплопередачи ограждения, определенный при р
толщины изоляционного слоя по формуле (2.12), Вт/(м²·К);
F — площадь поверхности ограждения, м²;
$t_н$ — температура снаружи ограждения, °С;
$t_в$ — температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, °С.

Для определения площади поверхности стен и перегородок принимаю
длину наружных стен:

а) для неугловых помещений — между осями внутренних стен;

б) для угловых помещений — от наружной поверхности наружных ст
оси внутренних;

длину внутренних стен — между внутренней поверхностью наружны
и осью внутренних;

высоту стен —от уровня чистого пола данного этажа до уровня чистого
вышележащего этажа или до верха засыпки покрытия.

Площадь потолка и пола определяют как произведение длины камеры и
рину, которые измеряются между осями внутренних стен или от внутрен
верхности наружных стен до оси внутренних.

Температуру воздуха внутри охлаждаемых помещений принимают в
ветствии с рекомендациями, приведенными в главе I (см. с. 7).

Расчетную температуру наружного воздуха принимают по табл. 1.1.
помещение граничит с другим помещением, температура в котором извест

за температуру наружного воздуха принимают температуру данного помещения.

Для внутренних ограждений, выходящих в коридоры, вестибюли, тамбуры, наружную температуру не определяют, а разность температур для таких ограждений принимают в соответствии с рекомендациями, приведенными в главе 1 (см. с. 9).

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства, Q_1 (в Вт) определяют по формуле

$$Q_1 = k_д F (t_{ср} - t_в), \qquad (3.2)$$

где $t_{ср}$ — средняя температура грунта при наличии обогрева (см. с. 6).

Если полы не имеют обогревательных устройств, то теплопритоки Q_1 (в Вт) можно определить по формуле

$$Q_1 = \Sigma k_{усл} F (t_н - t_в) m, \qquad (3.3)$$

где $k_{усл}$ — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м²·К);
F — площадь соответствующей зоны пола, м²;
$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С;
$t_в$ — температура воздуха внутри камеры, °С;
m — коэффициент, учитывающий относительное возрастание термического сопротивления пола при наличии изоляции.

Для расчета теплопритоков пол камеры разбивают на зоны шириной 2 м каждая, начиная от наружной стены.

Значения условных коэффициентов теплопередачи $k_{усл}$ [в Вт/(м²·К)] принимают:

На расстоянии	
до 2 м от наружных стен	0,47
от 2 до 4 м от наружных стен	0,23
» 4 » 6 м » » »	0,12
для остальной площади пола	0,07

Площадь пола первой двухметровой зоны, примыкающей к углу наружных стен, учитывается дважды, т. е. по направлениям обеих наружных стен, составляющих угол.

Коэффициент m, характеризующий относительное возрастание термического сопротивления пола при наличии изоляции,

$$m = \frac{1}{1 + 1{,}25\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \cdots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}\right)}, \qquad (3.4)$$

где δ — толщины отдельных слоев конструкции пола, м;
λ — коэффициенты теплопроводности материалов, составляющих конструкцию пола, Вт/(м·К).

Для неизолированных полов, лежащих на грунте, $m = 1$.

Теплопритоки через заглубленные неизолированные стены подвальных помещений определяют, как для неизолированных полов, по формуле (3.3), а соответствующие зоны отсчитывают от поверхности земли вниз, причем полы подвалов учитывают как продолжение подземной части наружных стен.

Поверхность наружных стен и покрытий холодильников облучается солнцем.

Теплоприток от солнечной радиации Q_1 (в Вт) определяют по формуле

$$Q_1 = k_д F \Delta t_с, \qquad (3.$$

где $k_д$ — действительный коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м² · К);
F — площадь поверхности ограждения, облучаемой солнцем, м²;
$\Delta t_с$ — избыточная разность температур, характеризующая действие солнечной радиации летнее время, °С.

Количество тепла солнечной радиации зависит от зоны расположения холодильника (географической широты), характера поверхности и ориентировки по странам света.

Для плоской кровли избыточная разность температур зависит только от тона окраски и не зависит от ориентировки и широты. Для плоских кровель б окраски (темных) избыточную разность температур принимают 17,7°С, с окраской светлых тонов 14,9°С.

Для шатровых кровель избыточную разность температур (в °С) принимают зависимости от географической широты:

Для зоны	
южной	15
средней	10
северной	5

Для наружных стен избыточную разность температур можно принять табл. 3.1.

Таблица

Стена	Избыточная разность температур (в °С) при ориентировке по странам света								
	Ю			ЮВ	ЮЗ	В	З	СВ	СЗ
	Географическая широта								
	40°	50°	60°	от 40° до 60°					
Бетонная	5,9	8,0	9,8	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3
Побеленная известью или оштукатуренная светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5
Покрытая штукатуркой с окраской в темные тона	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,9
Облицованная белыми глазурованными плитами	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2

При расчете учитывают тепло солнечной радиации, проникающее через кр лю и одну из стен либо с наибольшей поверхностью, либо неблагоприятно ор тированную (обратите внимание: самая большая избыточная разность темп тур характерна для стен, обращенных на запад).

Как уже было отмечено, теплопритоки рассчитывают для каждой камеры. Но следует иметь в виду, что ограждения имеют разную конструкцию и различные коэффициенты теплопередачи, размеры, температуры снаружи ограждений. Поэтому необходимо вести расчет по каждому ограждению отдельно. Теплоприток от солнечной радиации следует учитывать отдельной строкой в таблице, которая должна содержать следующие графы:

Ограждение	$k_д$, Вт/(м²·К)	F, м²	Δt, °С	Q_1, Вт

По каждой камере определяют суммарный теплоприток, который затем заносят в сводную таблицу — основной документ для подбора оборудования.

При определении теплопритоков через внутренние ограждения может оказаться, что часть теплопритоков имеет отрицательное направление, т. е. тепло из рассчитываемой камеры уходит в соседнюю с более низкой температурой. Такие теплопритоки можно принимать с соответствующим знаком или не учитывать совсем.

ТЕПЛОПРИТОКИ ОТ ГРУЗОВ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ

Тепло отводится от продуктов при охлаждении, замораживании и домораживании.

Количество отводимого в единицу времени тепла Q_2 (в Вт) можно определить для любого вида холодильной обработки по формуле

$$Q_2 = M_к \Delta i \frac{1000}{\tau \cdot 3600}, \qquad (3.6)$$

где $M_к$ — суточное поступление продукта в камеру, т/сут;
Δi — разность удельных энтальпий, соответствующих начальной и конечной температурам продукта, Дж/кг;
τ — продолжительность холодильной обработки продукта, ч;
1000 — переводной коэффициент из тонн в килограммы;
3600 — переводной коэффициент из часов в секунды.

Суточное поступление продукта в камеру хранения на распределительных и производственных холодильниках составляет в среднем для камер емкостью более 200 т 6% от емкости камеры и 8% для камер меньшей емкости.

Для холодильников, предназначенных для хранения фруктов, суточное поступление принимают равным 10% от емкости камер.

Для камер охлаждения и замораживания поступление продукта определяется производительностью камеры, а количество отведенного тепла — продолжительностью холодильной обработки груза.

Температура поступающего продукта зависит от технологии производства и средств доставки груза на распределительные холодильники и в торговую сеть.

Температура выходящего продукта может быть равна температуре воздуха в камере только при длительном хранении. После холодильной обработки продукт выходит обычно с более высокой температурой, чем температура воздуха в камерах охлаждения и замораживания.

Принимать температуры поступающего и выходящего продукта можн соответствии с данными, приведенными в главе 1. Следует иметь в виду, что чения температур, принятые в различных проектных организациях, могут о чаться. Так, в главе 1 температура поступающего на замораживание мяс «Нормам технологического проектирования холодильников», разработан Гипрохолодом, принята равной 37°С, а выходящего из камеры заморажива —12°С. По нормам Гипромясо эти температуры соответственно равны 35 и —

При проектировании холодильников для хранения фруктов темпера плодов, поступающих в неохлаждаемых вагонах или автомашинах, принима равной температуре наружного воздуха, а плодов, поступающих в рефрижер рах, 8°С.

Продолжительность холодильной обработки продуктов основных видов зана в главе 1.

Удельные энтальпии продуктов в зависимости от их температуры приве в табл. 3.2.

Большинство продуктов поступает и хранится в таре, а потому необхо учесть тепло, вносимое в камеры с тарой.

Теплоприток от тары Q_2 (в Вт) можно определить по формуле

$$Q_2 = M_т c_т (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \cdot 3600},$$

где $M_т$ — суточное поступление тары, т/сутки;
$c_т$ — удельная теплоемкость тары, Дж/(кг · К);
t_1 — температура тары при поступлении груза, °С;
t_2 — температура тары при выходе груза, °С.

Масса тары составляет от 10 до 30% от массы груза, а для стеклянной тар 100%. Массу деревянных ящиков для фруктов принимают равной 20% от м фруктов.

Таблица

Продукты	Удельные энтальпии продуктов (в кДж/кг) при температуре продукта, °С										
	−20	−18	−15	−12	−10	−8	−5	−3	−2	−1	0
Мясо говяжье, птица	0	4,6	13,0	22,2	30,2	39,4	57,3	75,3	98,8	185,5	232,2
Баранина	0	4,6	12,6	21,8	29,8	38,5	55,6	74,0	95,8	179,5	224,0
Свинина	0	4,6	12,2	21,4	28,9	34,8	54,4	73,3	91,6	170,0	211,8
Субпродукты мясные	0	5,0	13,8	24,4	33,2	43,1	62,8	87,9	109,6	204,0	261,0
Рыба											
тощая	0	5,0	14,3	24,8	33,6	43,5	64,0	88,4	111,6	212,2	265,8
жирная	0	5,0	14,3	24,4	32,7	42,3	62,5	85,5	106,2	199,8	249,0
Яйца в скорлупе	—	—	—	—	—	—	—	227,4	230,2	233,8	237,0
Масло сливочное	0	3,8	10,1	17,6	23,5	29,3	40,6	50,5	60,4	91,6	95,0
Молоко цельное	0	5,5	14,3	25,2	32,7	42,3	62,8	88,7	111,2	184,2	317,8
Простокваша, кефир	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0
Сметана	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0
Творог	0	9,4	26,8	41,2	53,2	63,7	85,9	103,0	—	192,6	299,1
Сыр	—	—	—	—	—	1,3	5,5	11,3	14,3	16,7	19,7
Мороженое сливочное	0	7,1	19,7	34,8	46,9	62,4	105,3	178,8	221,0	224,4	227,4
Виноград, абрикосы, вишня	0	7,5	20,6	36,5	49,8	66,5	116,0	202,2	229,0	232,6	235,8
Фрукты и плоды других видов	0	6,7	17,2	29,8	38,5	51,0	82,9	139,0	211,0	267,9	271,7

Продолжение

Продукты	Удельные энтальпии продуктов (в кДж/кг) при температуре продукта, °С										
	2	4	8	10	12	15	20	25	30	35	40
Мясо говяжье, птица	238,2	245,5	248,2	264,5	270,8	280,4	296,8	312,0	329,0	345,0	361,0
Баранина	230,0	236,3	249,0	255,3	261,4	271,2	286,7	301,8	314,0	334,0	349,8
Свинина	217,8	224,0	235,8	241,7	248,2	256,8	272,5	287,7	301,8	317,8	332,2
Субпродукты мясные	268,3	274,3	289,2	296,0	302,2	312,8	330,6	348,0	366,0	384,0	401,0
Рыба											
тощая	272,9	280,0	293,9	301,0	308,0	314,4	336,0	353,6	371,0	388,0	406,0
жирная	256,0	262,6	277,0	283,0	290,0	300,4	317,4	334,4	351,5	369,0	385,0
Яйца в скорлупе	243,3	249,8	262,4	268,7	274,3	284,4	300,0	316,2	331,5	347,5	362,7
Масло сливочное	101,4	106,5	121,4	129,8	138,6	155,3	182,8	204,2	221,4	240,0	253,6
Молоко цельное	326,8	334,4	350,7	358,5	366,0	378,0	398,0	418,0	437,0	458,0	477,0
Простокваша, кефир	8,0	15,9	31,4	39,4	47,3	59,0	78,6	98,4	118,0	—	—
Сметана	5,9	13,0	29,3	36,8	44,4	55,2	73,7	95,8	110,6	—	—
Творог	205,5	313,0	326,9	334,0	344,3	351,5	369,4	387,2	404,7	—	—
Сыр	25,2	31,0	42,3	47,7	53,2	61,5	75,7	89,6	103,8	—	—
Мороженое сливочное	234,0	240,9	254,4	264,0	267,9	277,8	294,8	311,0	328,0	344,6	361,4
Виноград, абрикосы, вишня	242,9	250,2	264,5	271,8	278,6	289,6	307,0	325,5	343,0	360,5	378,0
Фрукты и плоды других видов	274,0	286,7	302,0	308,8	317,0	328,0	346,5	365,6	384,8	403,0	421,0

Удельную теплоемкость тары принимают по материалу, из которого она изготовлена [в Дж/(кг · К)]:

Деревянная	2500
Картонная	1460
Металлическая	460
Стеклянная	835

По формуле (3.7) можно определить приток тепла от продукта при охлаждении. В формулу подставляют суточное поступление продукта на охлаждение и его удельную теплоемкость, а также температуры поступающего и выходящего продукта. Однако более целесообразным следует считать применение формулы (3.6), пригодной для расчетов при любых видах холодильной обработки продуктов.

На предприятиях торговли и общественного питания суточное поступление продукта зависит от срока хранения и может быть принято при 1—2-дневном хранении 100%, при 3—4-дневном хранении — 50%, при более длительном хранении — 30% от емкости камер.

Температуру поступающих продуктов при доставке специальным транспортом из холодильников можно принять: охлажденных продуктов 5°С, мороженых —6°С. При доставке продуктов, предварительно не охлажденных, их температуру можно принять на 5—8°С ниже температуры наружного воздуха.

Для предварительных расчетов по усредненным данным Гипроторга для предприятий торговли и общественного питания теплопритоки при холодильной обработке продуктов можно принимать в Вт/м² [ккал/(м² · ч)]:

Камеры хранения мяса	23,5(20)
молочно-жировых продуктов, гастрономии, рыбы, овощей	41(35)
кулинарных и кондитерских изделий, полуфабрикатов, напитков, фруктов, пищевых отходов	58 (50)

Эти данные не могут служить основанием для окончательного выбора оборудования, а используются для проверки порядка полученных величин при расчете по приведенным выше формулам.

ТЕПЛОПРИТОКИ ПРИ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ

Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции следует учитывать только для специализированных холодильников и камер для хранения фруктов.

Теплоприток Q_3 (в Вт) рассчитывают по формуле

$$Q_3 = M_в (i_н - i_в), \quad (2)$$

где $M_в$ — расход вентиляционного воздуха, кг/с
$i_н$ — удельная энтальпия наружного воздуха, Дж/кг;
$i_в$ — удельная энтальпия воздуха в камере, Дж/кг.

Расход вентиляционного воздуха $M_в$ (в кг/с) определяют, исходя из необходимости обеспечения кратности воздухообмена до 3 объемов в сутки:

$$M_в = \frac{Va\rho_в}{24 \cdot 3600}, \quad (3)$$

где V — объем вентилируемого помещения, м³;
a — кратность воздухообмена;
$\rho_в$ — плотность воздуха при температуре и относительной влажности воздуха в камере, кг/м³.

На предприятиях торговли и общественного питания вентилируются камеры хранения фруктов и овощей и пищевых отходов.

Камеры хранения фруктов и овощей оборудуют приточно-вытяжной вентиляцией, обеспечивающей кратность воздухообмена 4 объема в сутки.

Камера пищевых отходов должна иметь вытяжную вентиляцию, обеспечивающую кратность воздухообмена 10 объемов в час.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТЕПЛОПРИТОКИ

Эти теплопритоки возникают вследствие освещения камер, пребывания в них людей, работы электродвигателей, открывания дверей. Теплопритоки определяют по каждой статье отдельно.

Теплоприток от освещения

Расчет теплопритока q_1 (в Вт) ведется по формуле

$$q_1 = AF_п, \quad (4)$$

где A — количество тепла, выделяемого освещением в единицу времени на 1 м² площади пола, Вт/м²;
F — площадь камеры, м².

Количество тепла, выделяемого на 1 м² площади пола, с учетом коэффициента одновременности включения можно принимать для складских помещений (камер хранения) 1,2 Вт/м², для производственных 4,5 Вт/м².

Теплоприток от пребывания людей

Расчет теплопритока q_2 (в Вт) ведется по формуле

$$q_2 = 350n, \tag{3.10}$$

где 350 — тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт;
n — число людей, работающих в данном помещении.

Число людей, работающих в помещении, принимают в зависимости от площади камеры: при площади камеры до 200 м² — 2—3 человека, при площади камеры больше 200 м² — 3—4 человека.

Теплоприток от работающих электродвигателей

При расположении электродвигателей в охлаждаемом помещении теплоприток q_3 (в Вт) определяют по формуле

$$q_3 = 1000N_э, \tag{3.11}$$

где $N_э$ — мощность электродвигателя, кВт.

В предварительных расчетах мощность устанавливаемых электродвигателей (в кВт) можно ориентировочно принимать:

Камеры	
хранения охлажденных грузов	1—4
охлаждения	3—8
замораживания	8—16

Чем больше камера, тем больше мощность установленных электродвигателей.

При расположении электродвигателей вне охлаждаемого помещения следует учесть к.п.д. электродвигателя:

$$q_3 = 1000N_э\eta_э. \tag{3.11а}$$

Теплоприток при открывании дверей

Для расчета теплопритока при открывании дверей q_4 (в Вт) пользуются формулой

$$q_4 = BF, \tag{3.12}$$

где B — удельный приток тепла от открывания дверей, Вт/м²;
F — площадь камеры, м²

Удельный приток тепла B следует принимать по табл. 3.3.

Таблица

Помещения	Теплоприток (в Вт/м²) при высоте камер 6 м и площади, м²		
	до 50	50—150	более 150
Камеры охлаждения, аккумуляторы и камеры хранения охлажденной рыбы	23	12	10
Камеры хранения охлажденных продуктов	29	15	12
Камеры замораживания	32	15	12
Камеры хранения мороженых продуктов	22	12	8
Экспедиции и приемные	78	38	20

Удельные притоки тепла при открывании дверей указаны при высоте ка 6 м. При другой высоте камер значение теплопритока следует изменить про ционально высоте.

Теплоприток при открывании дверей зависит не только от характера и меров камеры, но и от культуры эксплуатации, которая зависит от уровня ведения соответствующей работы по повышению профессиональной подгото обслуживающего персонала.

Эксплуатационные теплопритоки определяются как сумма теплприто (в Вт) отдельных видов:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4. \qquad (3$$

Для предприятий торговли и общественного питания эксплуатационные те притоки можно принимать:

в камерах хранения мяса, птицы, гастрономии, молочно-жировых про тов, овощей, рыбы, фруктов, напитков, пищевых отходов — 11,6 Вт/м² [10 к (м² · ч)];

в камерах хранения полуфабрикатов, кулинарии, кондитерских издели 29 Вт/м² [(25 ккал/(м² · ч)].

В некоторых случаях для этих предприятий принимают эксплуатацио теплопритоки в размере от 10 до 40% от теплопритоков через ограждения Q_1 наружного воздуха при вентиляции Q_3.

$$Q_4 = (0,1 \div 0,4)(Q_1 + Q_3). \qquad (3$$

ТЕПЛОПРИТОКИ ОТ ФРУКТОВ ПРИ «ДЫХАНИИ»

Этот вид теплопритоков учитывают только на специализированных холод никах для хранения фруктов и овощей и в таких же камерах распределител холодильников.

Теплоприток Q_5 (в Вт) можно определить по формуле

$$Q_5 = E_н (0,1\ q_п + 0,9\ q_{хр}),$$

где $E_н$ — емкость камеры, т;

$q_п$, $q_{хр}$ — тепловыделения плодов при температурах поступления и хранения, определя по табл. 3.4, Вт/т.

Таблица 3.4

Фрукты и овощи	Количество выделяемого тепла (в Вт/т) при температуре, °С				
	0	2	5	15	20
Абрикосы	18	27	50	154	199
Смородина черная	33	54	71	350	560
Лимоны	9	13	20	46	58
Апельсины	11	13	19	56	69
Персики	19	22	41	131	181
Груши					
ранние	20	27	46	161	278
поздние	11	22	41	126	218
Яблоки					
ранние	19	21	31	92	121
поздние	11	14	21	58	73
Сливы	21	35	65	184	232
Виноград	9	17	24	49	78
Лук	20	21	26	31	58
Капуста белокочанная	33	36	51	121	195
Картофель	20	22	24	36	44
Морковь	28	34	38	87	135
Огурцы	20	24	34	121	175
Салат	38	44	51	188	340
Свекла	20	28	34	116	214
Шпинат	83	119	199	524	900

Теплопритоки этого вида рассчитывают на всю емкость камеры.

СВОДНАЯ ТАБЛИЦА ТЕПЛОПРИТОКОВ

Результаты теплового расчета сводят в таблицу, форма которой приведена ниже.

Помещение	Q_1		Q_2		Q_3	Q_4		Q_5	ΣQ	
	камерное оборудование	компрессор	камерное оборудование	компрессор		камерное оборудование	компрессор		камерное оборудование	компрессор

Рассчитанные теплопритоки вносятся в графу «камерное оборудование». Графа «компрессор», определяющая нагрузку на компрессоры, заполняется по указаниям, данным в следующем разделе.

Желательно камеры с примерно одинаковым температурным режимом сгруппировать, чтобы облегчить в дальнейшем определение нагрузки на компрессоры, работающие на одну испарительную систему (имеющие одну температуру кипения). В таблицу после графы «Помещение» может быть введена графа «Температура воздуха в камере, °С».

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА КАМЕРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И КОМПРЕСС

Нагрузку на камерное оборудование определяют как сумму всех тепло токов ΣQ (в Вт) в данную камеру. Все виды теплопритоков учитывают полнос так как оборудование должно обеспечить отвод тепла при самых неблагоприя условиях.

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5. \quad ($$

Естественно, что теплопритоки Q_3 и Q_5 учитывают только при расчете лодильников для хранения фруктов или специализированных камер хран фруктов на распределительных холодильниках.

На предприятиях торговли и общественного питания Q_3 также учиты только в камерах, имеющих приточную вентиляцию.

Компрессоры подбирают на группу камер, имеющих примерно одинак температуры (не исключается возможность использования одного компрес работающего на камеры с сильно различающимися температурами, но это тре применения специальных приборов и должно быть экономически оправдано

Нагрузка на компрессор складывается из всех видов теплопритоков, но тывать их можно не полностью, а частично, в зависимости от типа и назнач холодильника.

Теплопритоки через ограждающие конструкции Q_1 следует учитывать иостью для распределительных холодильников и холодильников для хран фруктов.

Для холодильников мясо- и рыбокомбинатов этот вид теплопритоков по «Н мам технологического проектирования холодильников» следует принимать з висимости от значений температур воздуха в охлаждаемых помещениях в раз 80% от максимальной величины при —20°С и 60% — при 0°С.

Фактически в проектах Гипромясо для всех камер независимо от темпера в них приток тепла через ограждения Q_1 принимают равным примерно 85—90 максимальных значений в одноэтажных холодильниках и от 75 до 90% — в мн этажных.

Для холодильников рыбной промышленности фактические данные также сколько отличаются от рекомендованных «Нормами технологического проек вания холодильников» и составляют для портово-перевалочных холодильн 100%, для производственных — 85% от максимальных значений Q_1.

В курсовых и дипломных проектах следует придерживаться «Норм техн гического проектирования холодильников».

Теплопритоки от продуктов при холодильной обработке рассчитывают каждой охлаждающей системы отдельно по формуле (3.6).

Суточное поступление продукта в камеру принимают в зависимости от гр оборота распределительного холодильника с учетом неравномерности поступл продуктов на холодильник, кроме поступления продукта в морозильные кам суточное поступление груза в которые равно их производительности.

Суточное поступление грузов на холодильник M_x (в т/сут) можно опреде по формуле

$$M_x = \frac{u\mathfrak{d}\varphi}{365} E, \quad ($$

где u — кратность грузооборота данного распределительного холодильника;

δ — коэффициент неравномерности поступления груза в камеры;
φ — доля продуктов, поступающих непосредственно в камеры хранения без предварительной холодильной обработки;
E — емкость камер хранения, т.

Рвсчет ведется отдельно для грузов, поступающих в камеры хранения охлажденных продуктов, и для грузов, поступающих в камеры хранения мороженых грузов.

Для предварительных расчетов можно принять:

Кратность грузооборота распределительного холодильника u	5—6
Коэффициент неравномерности поступления продуктов в камеры хранения грузов δ	
охлажденных	1,5
мороженых	2,5
Доля продуктов, поступающих непосредственно в камеры хранения грузов, φ	
охлажденных	1,0
мороженых	0,65—0,85

Емкость камер хранения охлажденных $E_о$ и мороженых $E_м$ грузов принимают по проекту.

После расчетов получаем:

суточное поступление продуктов в камеры хранения охлажденных грузов

$$M_о = 0{,}025E_о;$$

суточное поступление продуктов в камеры хранения мороженых грузов

$$M_м = (0{,}027 \div 0{,}035)\, E_м.$$

Сравнив суточное поступление грузов на распределительный холодильник (охлажденные грузы 2,5%, мороженые — 2,7—3,5%) с суточным поступлением продуктов в камеры хранения (в % от емкости камер), легко установить, что для охлажденных грузов оно составляет несколько более 40%, а для мороженых — 45—60%.

Следовательно, нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками при холодильной обработке грузов, на распределительных холодильниках можно принимать (в % от максимальной):

Морозильные камеры	100
Камеры хранения охлажденных грузов	50
Камеры хранения мороженых грузов	50—60

На холодильниках мясо- и рыбокомбинатов нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками от грузов при холодильной обработке, принимают равной 100%.

На холодильниках для фруктов следует учесть, что нагрузка в период сбора фруктов, связанная с их охлаждением, значительно больше, чем при длительном хранении. Практически при длительном хранении на холодильниках для фруктов $Q_2 = 0$.

Теплоприток от воздуха при вентиляции Q_3 и теплоприток от фруктов при «дыхании» Q_5, характерные для фруктохранилищ и специализированных камер

распределительных холодильников, при определении нагрузки на компре учитывают полностью.

Нагрузку на компрессоры от эксплуатационных теплопритоков учитыва размере 50—75% от максимальных значений.

Рассчитанные таким образом нагрузки на компрессоры заносят в табли суммируют по температурам кипения.

При определении холодопроизводительности компрессора должны быть ны время работы оборудования и потери в аппаратах и трубопроводах холод ной установки, вызванные разностью температур между окружающим воздух хладагентом (или рассолом).

Холодопроизводительность компрессоров (на каждую температуру кип отдельно) определяют по формуле

$$Q_0 = \frac{k \Sigma Q_{км}}{b},$$

где k — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной новки;

$\sum Q_{км}$ — суммарная нагрузка на компрессоры для данной температуры кипения, приня сводной таблице теплопритоков;

b — коэффициент рабочего времени.

Коэффициенты, учитывающие потери в трубопроводах и аппаратах, при ют при непосредственном охлаждении в зависимости от температуры кипения дагента:

t_0, °С	—40	—30	—10
k	1,1	1,07	1,05

При рассольном охлаждении $k = 1{,}12$.

Коэффициент рабочего времени на крупных холодильниках $b = 0{,}9$ (р ное время работы 22 ч в сутки).

Нагрузку на компрессоры на предприятиях торговли и общественного ния принимают по всем видам теплопритоков полностью.

Коэффициент рабочего времени малых холодильных установок не должен больше 0,7.

Для ориентировочных расчетов потребной холодопроизводительности прессоров на предприятиях торговли и общественного питания при темпера воздуха в камерах от 4 до —2°С могут быть приняты такие удельные норм хода холода: для камер, расположенных в подвалах, 90—100 Вт/м² [2000 ккал/(м²·сут)], для камер, расположенных в надземных этажах, 120 Вт/м² [2300—2500 ккал/(м²·сут)].

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

1. Определить теплопритоки в камеру хранения мороженых грузов распределите холодильника. Выбрана угловая камера распределительного холодильника емкостью одна стена которой выходит на автомобильную платформу (см. рис. 2.4).

Площадь камеры 302 м² (24,4 × 12,4 м), высота до балок покрытия 6 м. Высота учетом изоляции около 7,7 м. Длина наружных стен 24,88 м и 12,88 м. Условная е камеры E = 470 т.

Температура воздуха в камере $t_в$ = —20 С. Циркуляция воздуха естественна лаждение при помощи потолочных и пристенных батарей.

Холодильник расположен в средней зоне. Для расчета принимаем данные по Курской области: среднегодовая температура 5,4° С, расчетная наружная температура летнего периода 30° С.

В связи с тем, что в данном примере расчет изоляции не производился, коэффициенты теплопередачи ограждений принимаем по табл. 2.9 для наружных ограждений и в соответствии с данными (см. с. 52—53) для внутренних стен и перегородок (Вт/м²·К)

Наружные стены	0,23
Покрытия	0,22
Внутренние стены	0,28
Перегородки	0,58
Пол с обогревом	0,21

Теплопритоки через ограждающие конструкции камеры холодильника рассчитываем по формулам (3.1), (3.2), (3.5).

Для расчета теплопритоков от солнечной радиации через стены принимаем ориентацию холодильника автомобильной платформой на север. Тогда будет учтен теплоприток от солнечной радиации, через покрытие и стену, ориентированную на восток. Принимаем, что кровля темная (Δt_c = 17,7° С), а стена оштукатурена светлой штукатуркой (Δt_c = 6,0° С).

Результаты расчета сводим в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Ограждение	k, Вт/(м²·К)	F, м²	Δt, °С	Q_1, Вт
Стена наружная северная	0,23	192	50	2210
Стена наружная восточная	0,23	100	50/6*	1150/140*
Перегородка с камерой (t=20°С)	0,58	188	0	0
Внутренняя стена в коридор	0,28	96	35	940
Покрытие	0,22	302	50/17,7*	3320/1180*
Пол	0,21	302	21	1330
Итого по камере				10270

* В знаменателе приведены соответственно разность температур и теплоприток от солнечной радиации.

Теплопритоки от груза рассчитываем по формуле (3.6).

Суточное поступление груза в камеру хранения в соответствии с данными главы 3 (см. с. 62) составляет 6% от емкости камеры: M = 0,06·470 = 28,2 т.

Температура поступающего продукта —8° С, выходящего —20° С. Удельные энтальпии продукта, соответствующие этим температурам, принимаем по мясу говяжьему: $i_н$ = = 39,4 кДж/кг, $i_к$ = 0 (см. табл. 3.2).

Продолжительность холодильной обработки τ = 24 ч.

Теплоприток от продукта при холодильной обработке

$$Q_2 = \frac{28{,}2 \cdot 39{,}4 \cdot 1000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 12860 \text{ Вт}.$$

При расчете обратите внимание на размерности входящих в формулу величин.

Теплоприток от вентиляционного воздуха Q_3 = 0, так как камеры хранения мороженых грузов не вентилируются.

Эксплуатационные теплопритоки рассчитываем по формулам (3.9)—(3.13).

Удобнее всего расчеты свести в таблицу, форма которой дана ниже.

Помещение	$q_1 = AF$	$q_3 = 350n$	$q_4 = 1000N_э$	$q_4 = BF$	$Q_э$, Вт
Камера №	360	1400	0	2420	4180

При расчете приняты: количество тепла, выделяемого освещением, $A = 1{,}2$ Вт/м², ло людей, работающих в камере, $n_4 = 4$, удельный приток тепла от открывания дверей = 8 Вт/м².

Камера охлаждается потолочными и пристенными батареями, электродвигатели в ка не установлены, следовательно, $q_э = 0$.

Полученные в результате расчетов притоки тепла заносим в сводную таблицу как нагрузку на оборудование данной камеры.

Нагрузка на компрессор составит: от теплопритоков через ограждения — 100% теплопритоков от продукта при термообработке — 60%; от эксплуатационных теплопр ков — 75%.

2. Определить теплопритоки от продукта в камере хранения фруктов. Емкость ка следует уточнить графически. Для расчета принимаем емкость камеры 240 т брутто, фруктов 200 т, деревянной тары 40 т.

Температура поступающих продуктов на холодильниках для хранения фруктов за от времени сбора плодов и ягод. Для яблок зимних сортов, закладываемых на длите хранение, температура поступающего продукта может быть принята 20—25° С.

Суточное поступление продукта в камеру составляет 10% от емкости камеры (см. с. Температура воздуха в камере 0° С.

По температуре поступающего продукта 20° С определяем начальную удельну тальпию $i_н = 346{,}5$ кДж/кг, энтальпию в конце процесса холодильной обработки прини $i_к = 271{,}7$ кДж/кг по температуре 0° С (см. табл. 3.2).

$$Q_з = \frac{20\,(346{,}5 - 271{,}7)\,1000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 17300 \text{ Вт}.$$

Продукт поступает в деревянной таре, поэтому следует учесть тепло, вносимое т по формуле (3.7).

Теплоемкость тары 2500 Дж/кг·К.

$$Q_{2т} = \frac{4 \cdot 2500\,(20 - 0)\,1000}{24 \cdot 3600} = 2300 \text{ Вт}.$$

Всего теплопритоки от продукта и тары составляют 19 600 Вт.

Фрукты выделяют тепло при дыхании. В данном случае необходимо учесть тепло, р ляемое фруктами, как вновь поступившими, так и уже хранящимися на холодильник

Поступление фруктов составляет 10% от емкости. Тепло, выделяемое при темпера поступления, составляет 73 Вт/т. Тепло, выделяемое при температуре хранения, состав 11 Вт/т (см. табл. 3.4).

Всего при дыхании будет выделено тепла

$$Q_д = 200\,(0{,}1 \cdot 73 + 0{,}9 \cdot 11) = 3500 \text{ Вт}.$$

В режиме длительного хранения теплоприток при дыхании составит

$$Q_д = 200 \cdot 11 = 2200 \text{ Вт}.$$

3. Определить теплоприток при вентиляции камеры хранения фруктов, строител размеры которой: длина 18,4 м, ширина 12,4 м, высота (с учетом балки покрытия) 7.

Холодильник расположен в Крымской области. Расчетная температура наружного духа 33° С, относительная влажность 56% (данные приняты по г. Ялте). Температура во ха в камере 0° С, относительная влажность 90%.

По d—i-диаграмме для влажного воздуха определяем удельные энтальпии наруж воздуха и воздуха в камере:

$$i_н = 78 \text{ кДж/кг}, \quad i_в = 8{,}5 \text{ кДж/кг}$$

Плотность воздуха при параметрах воздуха в камере $\rho_в = 1{,}29$ м³/кг (определяе диаграмме d—i или по таблицам для влажного воздуха).

Кратность воздухообмена $a = 3$.

Объем вентилируемого помещения

$$V = 18{,}4 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 7{,}2 = 1643 \text{ м}^3.$$

По формуле (3.8а) расход вентиляционного воздуха

$$M = \frac{1643 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}0735 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теплоприток от воздуха при вентиляции определяем по формуле (3.8):

$$Q_3 = 0{,}0735\,(78 - 8{,}5)\,1000 = 5110 \text{ Вт}.$$

4. Определить теплопритоки через неизолированные полы в камеру хранения охлажденных продуктов.

Камера угловая. Размеры: длина 24 м, ширина 12 м.

Площадь пола первой двухметровой зоны, примыкающей к углу наружных стен, учитываем дважды, т. е. по направлению обеих наружных стен, составляющих угол.

Площадь 1-й зоны $24 \cdot 2 + 12 \cdot 2 = 72$ м², площадь 2-й зоны $22 \cdot 2 = 44$ м², площадь 3-й зоны 44 м², остальная площадь $22 \cdot 6 = 132$ м².

Условные коэффициенты теплопередачи соответственно: 0,47; 0,23; 0,12 и 0,07 Вт/(м²·К) (см. с. 60).

Температурные условия такие же, как в предыдущей задаче.

По формуле (3.3) имеем

$$Q_4 = (0{,}47 \cdot 72 + 0{,}23 \cdot 44 + 0{,}12 \cdot 44 + 0{,}07 \cdot 132)\,(33 - 0) = 1930 \text{ Вт}.$$

ГЛАВА 4

ВЫБОР СПОСОБА ОХЛАЖДЕНИЯ И СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Способы охлаждения

Для охлаждения камер холодильников применяют:

батарейное (или тихое) охлаждение, при котором в камере возникает естественная циркуляция воздуха;

охлаждение воздухоохладителями (воздушное охлаждение), при котором в камере создается принудительная циркуляция воздуха под воздействием вентиляторов воздухоохладителей;

смешанное охлаждение, при котором в камере устанавливают как батареи, так и воздухоохладители.

Для камер хранения мороженых грузов в СССР чаще всего применяют батарейное охлаждение. Используют потолочные и пристенные батареи из гладких или оребренных труб, а в последнее время — панельные батареи. При батарейном охлаждении отсутствуют работающие механизмы, которые являются дополнительными источниками тепла. Потери от усушки продукта при тихом охлаждении значительно меньше, чем при охлаждении воздухоохладителями.

Основными недостатками батарейного охлаждения являются неравномерность распределения температур по объему камер и трудность оттаивания слоя инея, особенно с оребренных батарей. Поэтому более целесообразно использовать в камерах хранения мороженых грузов гладкотрубные потолочные батареи, хотя это связано со значительным расходом дефицитных труб и некоторым увеличением стоимости оборудования. В камерах длительного хранения мороженых грузов не рекомендуется применять пристенные оребренные батареи, так как из-за недостатка места (малых отступов от стен) оттаивание слоя инея затруднено.

Тем не менее из экономических соображений приходится применять ореб
ные трубы, чтобы уменьшить расход цельнотянутых труб. В настоящее время
ствует ГОСТ на секции стальные оребренные охлаждающих батарей.

Охлаждающие батареи из оребренных труб не могут обеспечить равномер
распределение температур по всему объему охлаждаемого помещения, так как
этого требуется, чтобы потолочные батареи покрывали большую часть пото
а при использовании батарей из оребренных труб это достигается не всегда.

Одним из способов достижения равномерного распределения температур в
мерах, а также уменьшения потерь от усушки продукта можно считать примене
панельного охлаждения камер хранения мороженых грузов, при которой нар
ные ограждения камеры экранируются пристенными и потолочными батарея
представляющими собой трубчатую конструкцию с приваренным к ней лис

Потолочные панельные батареи образуют подвесной потолок, отстоящий
плит покрытия в холодильниках с большой высотой до 1,5 м, что должно обе
чить удобство обслуживания. Пристенные панельные батареи монтируют с
ступом от наружных стен 150—200 мм. Воздушные продухи между батаре
и ограждающими конструкциями отделяются от грузового помещения камер
товым материалом или тканью.

Панельное охлаждение по замыслу авторов конструкции должно обеспеч
внекамерное поглощение наружных теплопритоков, значительное увеличение
тенсивности теплообмена батарей и достижение более низких температур возд
в камерах при прочих равных условиях, равномерное распределение темпера
по всему объему камер как в одноэтажных, так и в многоэтажных холодильни
независимо от размещения камер по этажам, а также повышение относитель
влажности воздуха камер без дополнительных мероприятий по искусственн
увлажнению и возможность продолжительной работы батарей без очистки от и

На основании практики эксплуатации панельных систем охлаждения нел
еще сделать окончательные выводы о целесообразности ее использования. След
иметь в виду, что очистка панельных батарей от инея затруднена. Металло
кость панельных батарей пока больше, чем батарей из оребренных труб. От
ствует строго обоснованная методика расчета установившейся температуры ки
ния хладагента.

При воздушном охлаждении значительно увеличиваются скорость движе
воздуха относительно трубной системы аппарата и соответственно коэффици
теплоотдачи со стороны воздуха, а в конечном счете — коэффициент теплоп
дачи аппарата.

Применение компактных аппаратов интенсивного действия — воздухоох
дителей — можно считать наиболее перспективным для камер хранения
охлажденных, так и мороженых грузов. Для камер хранения мороженых гру
внедрение воздушного охлаждения будет, очевидно, связано с понижением т
пературы хранения до —28÷ —30°С. При хранении продуктов в мелкой рас
совке, упакованных в паронепроницаемые материалы, возможно применение в
душного охлаждения в камерах хранения любых грузов.

При воздушном охлаждении камеру оборудуют несколькими воздухоохла
телями, что позволяет регулировать площадь поверхности теплообмена
кратность циркуляции воздуха в соответствии с теплопритоками в камеру.

В настоящее время выпускают довольно большую номенклатуру воздухоох
дителей подвесного типа, позволяющих получать различные скорости воздух
камерах.

Увеличение скорости воздуха в камере позволяет ускорить процесс отвода тепла от продукта, что важно при охлаждении и замораживании, причем современная техника позволяет получать оптимальные скорости воздуха (с учетом скорости и продолжительности обработки продукта, а также потерь от усушки).

Следует иметь в виду, что при увеличении скорости движения воздуха в камере изменяется не только его температура, но и влажность, что значительно усложняет проведение процесса охлаждения и оказывает влияние, иногда решающее, на выбор тех или иных приборов охлаждения.

При воздушном охлаждении существенное значение имеет правильный выбор системы воздухораспределения, который зависит от назначения и размеров камеры, вида груза, конструкции потолка и других факторов.

Смешанное охлаждение, при котором применяют как батареи, так и воздухоохладители, довольно широко применялось ранее в камерах хранения охлажденных грузов и на специализированных холодильниках для хранения яиц, фруктов и некоторых других продуктов. В настоящее время применение смешанного охлаждения ограниченное. Батареями и воздухоохладителями оборудуют камеры с универсальным температурным режимом. При низких температурах в камере используют потолочные и пристенные (или только потолочные) батареи, при нулевых температурах (в случае хранения охлажденных грузов) — только воздухоохладители, хотя не исключается возможность использования и пристенных батарей. Естественно, что батареи, работающие на различные температуры, подключают к соответствующим испарительным системам.

На предприятиях торговли и общественного питания применяют как тихое, так и воздушное охлаждение. На этих предприятиях преимущества и недостатки обоих методов сказываются значительно меньше, так как груз хранится ограниченное время в камерах небольших размеров, неравномерность распределения температур в которых не так заметна.

В курсовых и дипломных проектах при выборе способа и приборов охлаждения можно предусматривать:

в камерах охлаждения и замораживания продуктов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих интенсивную циркуляцию воздуха;

в камерах хранения мороженых грузов без упаковки — батарейное (тихое) охлаждение с использованием потолочных батарей из оребренных труб или панельных потолочных и пристенных батарей;

в камерах хранения мороженых грузов, защищенных от усушки,— воздушное охлаждение с помощью воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;

в камерах хранения охлажденных грузов всех видов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;

в камерах с универсальным температурным режимом — тихое охлаждение с использованием потолочных батарей для низкотемпературного режима и воздушное (или смешанное) охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха, для режима хранения охлажденных продуктов;

в камерах предприятий торговли и общественного питания — батарейное (тихое) или воздушное охлаждение с использованием соответственно батарей или воздухоохладителей в зависимости от комплектной поставки оборудования.

Размещение камерного оборудования и систем воздухораспределени

Правильно разместить камерные приборы охлаждения очень важно для ния и поддержания заданного температурно-влажностного режима в к

Из теплопритоков через ограждения одноэтажных холодильников наибо является теплоприток через покрытие. Поэтому возникает необходимость можности полнее экранировать поверхность потолка камеры. В то же вре дует продумать вопрос об оттаивании инея с поверхности батарей (в перву редь с потолочных). Сравнительно просто этот вопрос решается при разм потолочных батарей над грузовым проездом, но решение его затрудняетс батареи расположены над штабелями. Применение панельных потолочны рей, экранирующих всю поверхность потолка, может упростить задачу снеговой шубы, но, как уже было сказано ранее, в этом случае возникают трудности (см. с. 75)

Пристенные батареи (если они необходимы для отвода теплопритоко меру) рекомендуется размещать на наружных стенах по возможности выш чем делать их следует однорядными с небольшим числом труб по высоте. Б размещают равномерно по потолку и стенам камер на расстоянии 120—15 плоскости ограждений. Пристенные однорядные батареи выполняют в одн с верхним питанием и с промежуточным отсосом паров. Длина шланга до Потолочные гладкотрубные батареи устанавливают в одноэтажных холодил и верхних этажах многоэтажных. Выполняют их в виде коллекторных б с подводом жидкости снизу коллектора и отсосом паров сверху. При лельном включении нескольких потолочных батарей диаметр подающег костного трубопровода в зоне расположения батарей принимают в два раз ше диаметров патрубков, соединяющих его с батареями. При верхнем п батарей необходимо обратить внимание на горизонтальность шлангов: откл от горизонтали не должно превышать 0,3 диаметра трубы на всей длине б

При воздушном охлаждении камер применяют бесканальную, одноканс или двухканальную систему воздухораспределения.

Бесканальную систему воздухораспределения используют в камерах ния охлажденных грузов, оборудованных навесными (потолочными) воздух дителями, обслуживающими отдельные зоны камеры (в случае распределен духа при помощи направляющих), или в небольших камерах хранения. В охладитель обслуживает зону длиной 7,5 м.

В камерах замораживания и охлаждения для выравнивания скорост духа по объему камеры делают ложные потолки. Они могут быть выполн металла в виде корыта. Интересное решение найдено в Гипромясо: между ними рельсами подвесного пути устанавливают алюминиевые листы, разм торых несколько больше расстояния между рельсами. Лист в изогнутом нии удерживается между рельсами за счет собственной упругости.

Одноканальную систему воздухораспределения применяют в камера требуется поддерживать высокую относительную влажность и обеспечива номерное распределение температуры по объему. Нагнетательный канал ра гается над грузовым проездом, а всасывающее окно воздухоохладител возможности ближе к нему при наличии в качестве естественного всасыва канала пространства между штабелями грузов.

Двухканальную систему воздухораспределения используют в камерах шой площади при отсутствии специальных требований. Всасывающие канал

полагают у внутренних, а нагнетательные у наружных стен охлаждаемого помещения. Во всасывающих каналах окна делают сбоку, в нагнетательных — снизу или сбоку. В очень больших камерах всасывающий канал может быть размещен между нагнетательными. Минимальное расстояние между каналами должно быть 4—5 м, максимальное 11 м.

Интенсификация замораживания продуктов. Скороморозильные аппараты

Интенсификация холодильной обработки продуктов приобретает очень важное значение в современных условиях, особенно в связи с развитием производства быстрозамороженных блюд, готовых к употреблению. Быстрое замораживание продукта при низких температурах позволяет сохранить все питательные качества продукта и его товарный вид. Для некоторых продуктов это единственная возможность обеспечить длительное хранение их. Для интенсификации замораживания продуктов применяют скороморозильные аппараты ГКА-4 и АРСА. Скороморозильные аппараты можно устанавливать непосредственно в технологических цехах или в специальных помещениях холодильника с температурой от 0 до 5°С.

Гравитационный конвейерный скороморозильный аппарат ГКА-4 предназначен для замораживания в потоке холодного воздуха широкого ассортимента пищевых продуктов: мяса и субпродуктов в блоках, рыбы в блоках и штучно, творога в пачках и блоках, пельменей, готовых кулинарных изделий в блоках и отдельными порциями, зеленого горошка и ягод в коробках и россыпью и т. д. Аппарат полностью механизирован и автоматизирован.

Аппарат представляет собой морозильную камеру непрерывного действия, в верхней части которой расположены грузовой отсек и вентилятор, в нижней — охлаждающие батареи. По обе стороны грузового отсека в четырнадцать рядов по вертикали размещены направляющие полки. По полкам перемещаются каретки, в которые вставлены противни с продуктом.

Техническая характеристика аппарата ГКА-4

Производительность при замораживании, т/сут	
рыбы или мяса при толщине блока 50—70 мм	25
пельменей на листах	25
зеленого горошка и ягод в коробках, томатов, кукурузы в початках и других овощей россыпью, слив, абрикосов и других фруктов россыпью	12 15
Производительность при замораживании блюд, готовых кулинарных изделий, тыс. порций в смену	12—15
Температура, °С	
кипения аммиака	—42
воздуха в аппарате	—35
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	22
Габаритные размеры аппарата (ширина, длина, высота), мм	3500×8200×3250
Продолжительность цикла замораживания, ч	0,8—5,5

На базе существующих морозильных агрегатов типов МАР и АРСА разработан универсальный роторный морозильный агрегат УРМА для замораживания различных пищевых продуктов в блоках.

Агрегат УРМА состоит из ротора с морозильными трехплиточными секци и поворотным устройством, механизма для раскрытия морозильных секций, грузочно-разгрузочного устройства, устройства для предварительной подг совки продукта. Агрегат укомплектован насосной станцией, пультом управле гидравлической и электрической системами и приборами автоматики.

Техническая характеристика агрегата УРМА

Расчетная производительность при толщине блока 60—75 мм, т/сут	15
Размеры блока, мм	500×800
Температура кипения хладагента, °С	—40
Начальная температура	
рыбы	15
мяса	4
Конечная температура	
рыбы	—23
мяса	—12
Габаритные размеры агрегата (длина, ширина, высота), мм	4775×4000×2400

Имеется возможность получать блоки меньших размеров, кратных основ

Системы охлаждения и схемы холодильных установок

На холодильниках применяют две системы охлаждения: систему непосре венного охлаждения, при которой хладагент кипит в приборах охлажде расположенных в камере или рядом с ней (батареи и воздухоохладители н средственного охлаждения), и систему с промежуточным хладоносителем (р сольная система).

Выбор системы охлаждения следует производить с учетом конкретных треб ний, предъявляемых к холодильнику в части поддержания устойчивого пературного режима для всех потребителей холода (например, технологиче отделений, морозильных камер, камер хранения мороженых и охлажден грузов) при переменных тепловых нагрузках.

При этом необходимо обеспечить:

автоматическое регулирование заполнения приборов охлаждения хладаге или питание хладоносителем;

защиту компрессоров от влажного хода;

соответствие холодопроизводительности компрессоров переменным наг кам испарительных систем;

надежное улавливание масла, уносимого из компрессоров, и по возможн исключение замасливания теплообменных аппаратов и улавливающих сосу

простоту, надежность и безопасность работы системы.

По способу размещения основного оборудования системы охлаждения мо подразделить на централизованные и децентрализованные.

При использовании централизованных систем охлаждения создают обще шинное отделение, в котором размещают компрессоры или компрессорные аг ты, работающие на различные температуры кипения, а также другое обору ние, являющееся общим для всех испарительных систем или используемое то для отдельных таких систем. Концентрация оборудования в общем зале об чает надзор за ним в течение рабочего дня, если наблюдение требуется пост но.

Децентрализованное холодоснабжение целесообразно применять там, где есть возможность установить для каждого охлаждаемого объекта автономную, полностью автоматизированную холодильную машину с полной заводской готовностью. На предприятиях торговли и общественного питания применяют холодильные машины, укомплектованные батареями или воздухоохладителями. На холодильниках для хранения фруктов более рационально применять специализированные холодильные машины, укомплектованные воздухоохладителями.

В настоящее время имеется целый ряд специальных холодильных машин, предполагающих применение децентрализованного охлаждения (охлаждение молока, кондиционирование воздуха в камерах созревания сыра и т. д.).

На крупных холодильниках, а в последнее время и для охлаждения крупных торговых точек типа «Универсам» применяют охлаждение с помощью холодильных установок, сосредоточенных в общем машинном отделении и обеспечивающих обслуживание нескольких объектов одновременно.

На крупных холодильниках предусматривают несколько испарительных систем, каждая из которых обслуживает определенную группу камер.

При проектировании систем охлаждения могут быть использованы различные схемы:

безнасосные с непосредственным охлаждением,
насосно-циркуляционные с непосредственным охлаждением,
с промежуточным хладоносителем,
децентрализованного холодоснабжения.

Безнасосные схемы непосредственного охлаждения

Холодильные установки, работающие на хладонах

В малых холодильных установках применяют комплексные холодильные машины. Подбор их производится по холодопроизводительности, а схема распределения холодильного агента по охлаждающим приборам определяется заводскими условиями. Схемы малых холодильных машин, применяемых на предприятиях торговли и общественного питания, описаны в главе 6.

Холодильная машина может быть выбрана для охлаждения одного или нескольких объектов. Если несколько охлаждаемых объектов обслуживается одним агрегатом, то возможны два варианта регулирования: с общим и раздельным регулированием.

В централизованных установках, обслуживающих несколько камер с примерно одинаковыми температурами и тепловыми нагрузками, предусматривать раздельное регулирование температуры в каждой камере не имеет смысла.

Если же централизованная установка обслуживает объекты с различными температурами (разница до 10°С) или с существенно отличающейся нагрузкой, то следует применять раздельное регулирование температуры в каждом объекте. Для этого в каждом объекте устанавливают камерное реле температуры и соленоидный вентиль. Останавливается компрессор при размыкании контактов последнего реле температуры, т. е. тогда, когда достигнута заданная температура во всех камерах. Включается компрессор при замыкании контактов любого реле температуры одновременно с открытием соответствующего соленоидного вентиля на подаче хладагента в камере. Применение централизованных установок целесообразно в крупных магазинах типа «Универсам».

Холодильные установки, работающие на аммиаке

На холодильниках применяют безнасосные схемы с нижней подачей ам ка в приборы охлаждения.

Применение безнасосных схем ограничено; их следует использовать для лодильников емкостью до 600 т. На более крупных холодильниках затруд

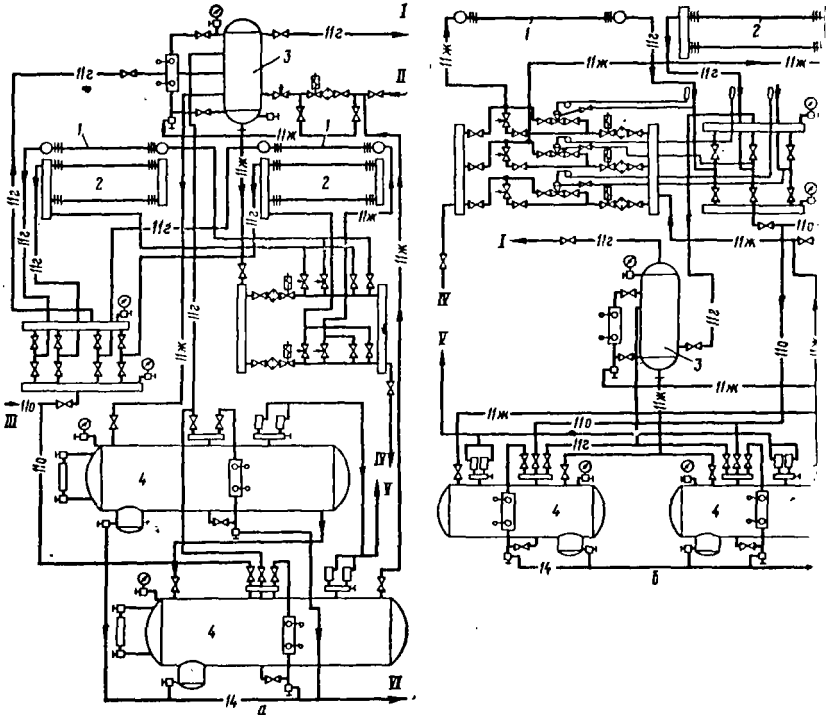

Рис. 4.1. Безнасосные схемы холодильных установок, работающих на аммиак

а — с верхним расположением отделителя жидкости; *б* — с нижним расположением отделителя жи *1* — потолочная батарея; *2* — пристенная батарея; *3* — отделитель жидкости; *4* — защитный ресив трубопроводы: *I* — к компрессору; *II* — от конденсатора; *III* — горячего пара от маслоотделителя дренажный; *V* — выпуска аммиака из предохранительных клапанов; *VI* — выпуска масла

равномерное распределение аммиака по охлаждающим приборам при раз испарительных системах. Могут быть использованы два вида схем:

с верхним расположением отделителя жидкости, в которых запол охлаждающих приборов аммиаком обеспечивается за счет столба жид (рис. 4.1, *а*):

с нижним расположением отделителя жидкости, в которых заполнение охлаждающих приборов аммиаком обеспечивается за счет разности давлений конденсации и кипения (рис. 4.1, *б*).

В схемах с верхним расположением отделителя жидкости питание охлаждающих приборов ведется через отделитель жидкости. Подача аммиака в отделитель жидкости должна быть автоматизирована, чтобы исключить переполнение сосуда. В целях безопасности в схему рекомендуется включать защитные ресиверы, устанавливаемые на разной высоте: для перелива аммиака из отделителя жидкости в верхний защитный ресивер, а при переполнении последнего — из него в нижний.

Основным недостатком этой схемы является необходимость установки отделителя жидкости на довольно большой высоте, выше всех охлаждающих приборов.

В схемах с нижним расположением отделителя жидкости заполнение охлаждающих приборов регулируется по перегреву пара на выходе из них. Отделитель жидкости в этой схеме выполняет только защитные функции. Расположение отделителя жидкости не имеет значения, но, как показывает практика, надежность приборов автоматики недостаточно высока, а потому в схему дополнительно включают два защитных ресивера, расположенных на одной высоте (но ниже отделителя жидкости).

В схеме следует предусмотреть линию передавливания аммиака из защитных ресиверов в испарительную систему.

Беснасосные схемы можно применять как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых установках. При этом следует иметь в виду, что при понижении давления в системе сильнее сказываются ее недостатки: трудность равномерного распределения хладагента по охлаждающим приборам, достижение заданных температур в охлаждаемых объектах.

Насосно-циркуляционные схемы непосредственного охлаждения

В настоящее время преимущественно распространены аммиачные насосно-циркуляционные схемы.

Насосно-циркуляционные схемы проектируют как с верхней, так и с нижней подачей (рис. 4.2). В современных условиях обе схемы можно считать равноправными.

Если выбрана схема с верхней подачей, следует проработать вопрос о возможности слива хладагента в циркуляционный ресивер из батарей при остановке (перекрытии подачи хладагента в данную батарею). Это особенно важно на одноэтажных холодильниках, если аппаратное отделение находится на 1-м этаже и аппараты расположены примерно на одной высоте с охлаждающими приборами.

Вообще следует иметь в виду, что в подвальных этажах многоэтажных холодильников не удается применить схему с верхней подачей из-за отсутствия разности высот между батареями и циркуляционным ресивером.

В соответствии с «Нормами технологического проектирования холодильников» верхнюю подачу рекомендуется применять в случае использования гладкотрубных пристенных батарей с большим числом труб по высоте при одноплановом движении жидкости (однорядные змеевиковые батареи) (рис. 4.3). В этом случае устраняется влияние столба жидкости на температуру кипения, упрощается система распределения жидкого хладагента по батареям.

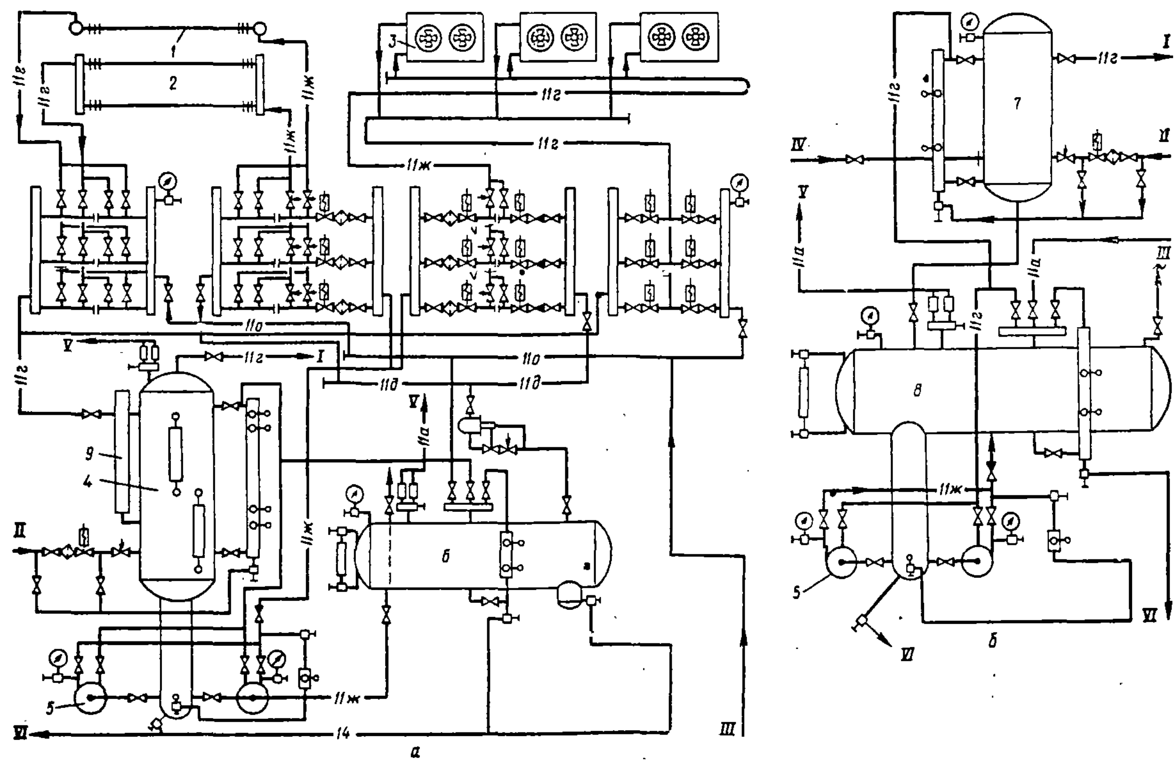

Рис. 4.2. Насосно-циркуляционная схема холодильной установки с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения:

[illegible] ресивером; б — с горизонтальным циркуляционным ресивером; 1 — потолочная батарея; 2 — пристенная

В насосно-циркуляционных схемах предпочтительнее применение вертикальных циркуляционных ресиверов (рис. 4.3,*а*), хотя не следует исключать возможность использования горизонтальных (рис. 4.3, *б*). Последние работают в паре с отделителями жидкости, установленными над ними.

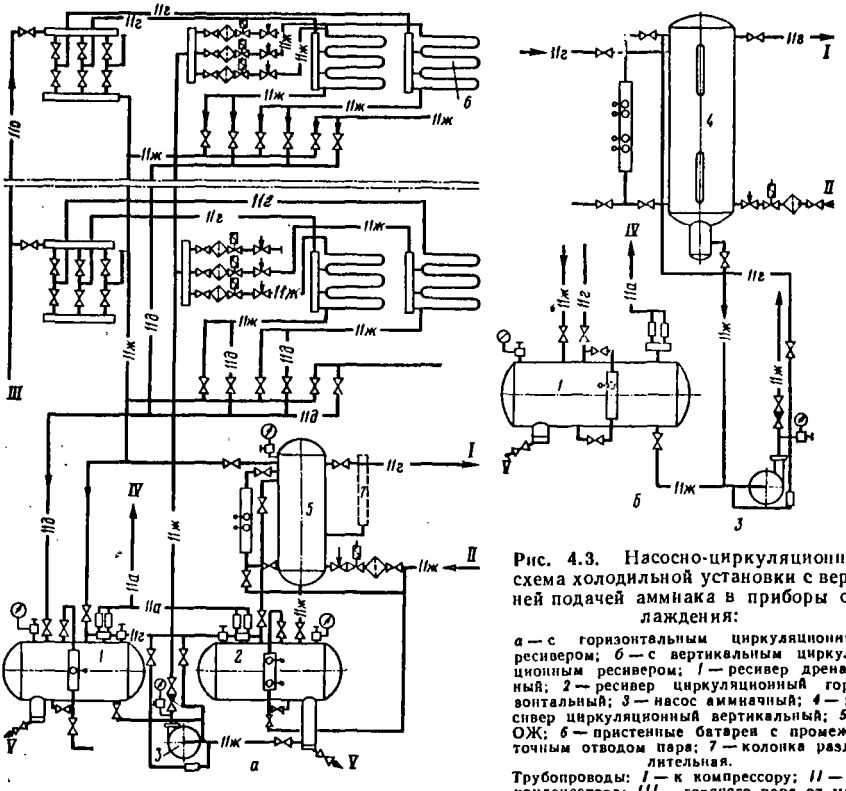

Рис. 4.3. Насосно-циркуляционная схема холодильной установки с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения:

а — с горизонтальным циркуляционным ресивером; *б* — с вертикальным циркуляционным ресивером; *1* — ресивер дренажный; *2* — ресивер циркуляционный горизонтальный; *3* — насос аммиачный; *4* — ресивер циркуляционный вертикальный; *5* — ОЖ; *6* — пристенные батареи с промежуточным отводом пара; *7* — колонка разделительная.

Трубопроводы: *I* — к компрессору; *II* — от конденсатора; *III* — горячего пара от маслоотделителя; *IV* — выпуска аммиака из предохранительных клапанов; *V* — выпуска масла.

Очень важно правильно расположить аммиачные насосы по отношению к циркуляционным ресиверам. Рабочий уровень жидкости в циркуляционном ресивере должен быть выше всасывающего патрубка на 1,5—3 м в зависимости от температуры кипения: чем ниже температура кипения, тем больше разница в уровнях.

В насосных схемах в приборы охлаждения подается больше жидкого хладагента, чем это требуется для отвода тепла (отношение количества подаваемой

жидкости к количеству образовавшегося пара называют кратностью цирк
ции).

Для насосно-циркуляционных схем с нижней подачей принимают насо
подачей, в 5—6 раз превышающей расчетный расход аммиака.

Для схем с верхней подачей аммиака кратность циркуляции следует прини
в зависимости от длины шланга:

Длина шланга, м	60	100	160	200	260
Кратность циркуляции	15	9	7	5	2

При проектировании схем необходимо учесть, что жидкостные трубопро
от циркуляционного ресивера до насоса должны иметь минимальные сопро
ления. На нагнетательной линии после насосов следует устанавливать обра
клапаны и предусматривать трубопроводы для возврата жидкого аммиака в
куляционный ресивер. В схему следует включать дренажный ресивер, с
ненный с системой специальными трубопроводами.

Насосно-циркуляционные схемы непосредственного охлаждения могут
использованы как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых установках.
применении насосно-циркуляционных схем понижение давления в низкотем
турных установках не сказывается на равномерности распределения хлада
по приборам охлаждения, так как подача обеспечивается циркуляционны
сосом.

Схемы с промежуточным хладоносителем (рассольные схемы)

В настоящее время установки рассольного охлаждения применяют на м
холодильниках емкостью 12, 25 и 50 т, на некоторых холодильниках для хра
фруктов, особенно в сельской местности.

Применение установок с использованием промежуточного хладонос
должно быть в каждом конкретном случае оправдано технологически или со
жениями безопасности.

Для охлаждения хладоносителя в испарителе используют холодильны
шины, работающие на аммиаке или на хладонах.

В качестве хладоносителей применяют воду, водные растворы хлори
кальция и реже хлористого натрия.

Для длительной бесперебойной работы важно правильно выбрать конце
цию рассола: так, чтобы исключалось замерзание рассола в трубах кожухо
ного испарителя. Температуру замерзания рассола принимают на 8—10°С
температуры кипения хладагента. В испарителях открытого типа замерзан
приводит к разрушению аппарата, а потому можно уменьшить эту ра
до 5°С.

В настоящее время наиболее распространенным хладоносителем для
чения температур ниже 0°С является водный раствор хлористого кальция, о
ные физические свойства которого приведены в табл. 4.1.

Рассолы вызывают усиленную коррозию, что приводит к необходимости
той замены труб. С целью увеличения срока службы охлаждающих прибор
комендуется применять менее коррозионно-активные вещества, например в

Таблица 4.1

Плотность при 15°С, кг/л	Содержание соли в растворе, %	Температура замерзания, °С	Удельная теплоемкость [в кДж/(кг·К)] при t, °С				
			0	—10	—20	—30	—40
1,00	0,1	0	4,2	—	—	—	—
1,05	5,9	—3,0	3,83	—	—	—	—
1,10	11,5	—7,1	3,5	—	—	—	—
1,15	16,8	—12,7	3,22	3,2	—	—	—
1,16	17,8	—14,2	3,17	3,15	—	—	—
1,17	18,9	—15,7	3,13	3,11	—	—	—
1,18	19,9	—17,4	3,09	3,06	—	—	—
1,19	20,9	—19,2	3,04	3,02	—	—	—
1,20	21,9	—21,2	3,0	2,98	2,95	—	—
1,21	22,8	—23,3	2,96	2,94	2,91	—	—
1,22	23,8	—25,7	2,93	2,91	2,88	—	—
1,23	24,7	—28,3	2,9	2,87	2,85	—	—
1,24	25,7	—31,2	2,87	2,84	2,82	2,79	—
1,25	26,6	—34,6	2,84	2,81	2,79	2,76	—
1,26	27,5	—38,6	2,81	2,78	2,76	2,73	—
1,27	28,4	—43,6	2,78	2,76	2,73	2,71	2,68
1,28	29,4	—50,1	2,76	2,73	2,71	2,68	2,65
1,286	29,9	—55,0	2,73	2,71	2,69	2,66	2,64

раствор этилегликоля. Температура замерзания водного раствора этиленгликоля в зависимости от концентрации приведена ниже.

Содержание этиленгликоля, %	30	40	50	60	70
Температура замерзания, °С	—16	—25,5	—37,2	—51	—67,2

Кроме усиленной коррозии, характерной для рассольных схем, у них есть еще один крупный недостаток, связанный с необходимостью работать при пониженных температурах кипения, а следовательно, с большей затратой энергии.

Для небольших холодильных установок допускается применение двухтрубной закрытой и открытой систем, для крупных — трехтрубной закрытой системы.

ГЛАВА 5

РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ

ВЫБОР РАСЧЕТНОГО РАБОЧЕГО РЕЖИМА

Рабочий режим холодильной установки характеризуется температурами кипения t_0, конденсации $t_к$, переохлаждения (жидкого хладагента перед регулирующим вентилем) $t_п$, всасывания (пара на входе в компрессор) $t_{вс}$.

Температуру кипения хладагента принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом объекте. При непосредственном охлаждении температура кипения обычно на 7 — 10° С ниже температуры воздуха в камере;

$$t_0 = t_в - (7 \div 10)^\circ \text{С}.$$

Чтобы не вводить дополнительную температуру кипения, для отде камер увеличивают перепад температур до 12°С, а иногда, наоборот, уменьш 5—6°С. Такие перепады рекомендуется принимать при температурах ки ниже —25°С, а также для специализированных камер хранения яиц и фру чтобы исключить подмораживание. При длительном хранении фруктов по температур может быть принят 3—4°С.

Для предприятий торговли и общественного питания ранее рекомен увеличивать перепад температур до 15—19°С, что было связано с малой по ностью испарителей и низкими значениями коэффициентов теплопередачи. стоящее время оптимальными считают перепады температур 8—13°С.

Температура конденсации в конденсаторах, охлаждаемых водой, з от температуры и количества подаваемой воды.

Оптимальной можно считать температуру конденсации, которая на выше температуры воды, отходящей с конденсатора,

$$t_к = t_{вд_2} + (3 \div 5)°С.$$

В некоторых случаях температуру конденсации связывают со средней ратурой воды, устанавливая разность температур 4—6°С.

Выбор разности температур должен быть экономически обоснован, что траты были минимальными. При этом учитывают такие факторы, как сто аппаратов, количество часов работы в год, стоимость электроэнергии и д высокой стоимости электроэнергии и продолжительной работе установки образно уменьшить разность температур до 2°С, при низкой — увеличит чительно больше 5°С).

Для машин, работающих на хладонах, средние разности температур хладагентом и водой примерно вдвое больше, чем для машин, работающ аммиаке.

Нагрев воды на конденсаторах (от 2 до 6°С) зависит от типа кондейс В установках торгового типа с прямоточным водоснабжением его можно чить до 8—10°С.

$$t_{вд_2} = t_{вд_1} + (2 \div 6)°С.$$

Температура воды, поступающей на конденсатор, зависит от внешних у температура оборотной воды на 3—4°С выше температуры по мокрому терм температура воды в реках и озерах на 6—8°С ниже температуры наружно духа (точные данные можно получить по климатологическим справочник

Для конденсаторов воздушного охлаждения среднюю разность тем между конденсирующимся хладагентом и воздухом принимают 8—10°С. воздуха в конденсаторах крупных установок, работающих на аммиаке, п ют 6—9°С, а для малых установок, работающих на хладонах, 3—4°С.

В испарительных конденсаторах вода не нагревается, и ее температура быть принята равной температуре оборотной воды. Температуру конденса использовании испарительных конденсаторов устанавливают в зависим наружных условий и тепловой нагрузки. Для курсовых и дипломных про достаточной точностью можно считать, что температура конденсации в них 11°С выше температуры воды при тепловом потоке $q_F = 1750 \div 2000$ Вт/м

$$t_к = t_{вд} + (8 \div 11)°С.$$

Выбирают температуру конденсации и удельный тепловой поток для испарительных конденсаторов по графику (рис. 5.1).

Температура переохлаждения хладагента перед регулирующим вентилем выше температуры подаваемой в переохладитель воды на 3—5°С:

$$t_{п} = t_{вд} + (3 \div 5)^{\circ}\text{C}$$

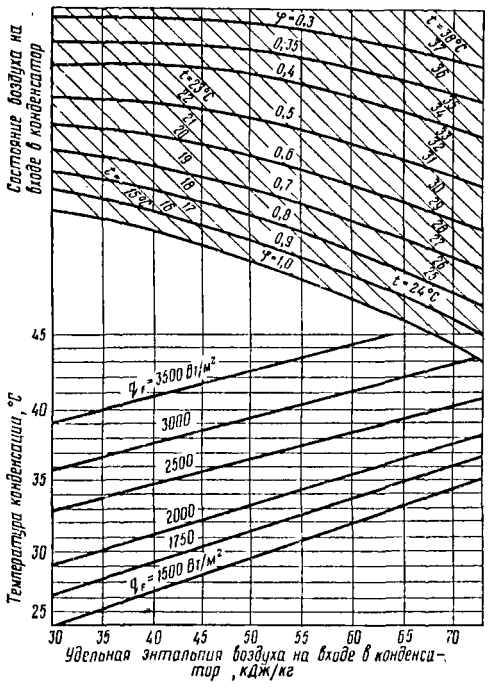

Рис. 5.1. График для определения удельной тепловой нагрузки испарительных конденсаторов.

Свежая вода подается на переохладитель, а затем добавляется к оборотной воде, поступающей в конденсатор.

В настоящее время проектные организации не включают в схему холодильных установок, работающих на аммиаке, водяные переохладители вследствие их малой эффективности. В курсовых и дипломных проектах в схеме предусматривают аппарат для переохлаждения аммиака перед регулирующим вентилем.

В холодильных машинах, работающих на хладонах, переохлаждение жидкого хладагента достигается в теплообменниках. Температуру переохлаждения устанавливают из уравнения теплового баланса теплообменника по удельной энтальпии жидкого хладагента. Как определяют удельную энтальпию и температуру переохлажденной жидкости, будет показано в примере определения параметров точек цикла холодильной машины, работающей на хладоне.

Следует иметь в виду, что переохлаждение жидкого хладагента может быть получено непосредственно в некоторых типах конденсаторов.

Для исключения влажного хода компрессора пар перед компрессором перегревается. В машинах, работающих на аммиаке, перегрев может быть получен либо непосредственно в испарителе, если его заполнение регулируется по перегреву пара, либо в трубопроводе на пути к компрессору в результате притока тепла от внешней среды. Для машин, работающих на аммиаке, безопасность работы обеспечивается при перегреве пара на 5—15°С.

$$t_{вс} = t_{0} + (5 \div 15)^{\circ}\text{C}.$$

В машинах, работающих на хладоне-12 перегрев пара на всасывании позволяет, кроме того, улучшить объемные коэффициенты компрессора. Для таких машин

нормальным считается перегрев пара на всасывании в компрессор 30°С. Для м
шин, работающих на хладоне-22, влияние перегрева несколько меньше, чем д
машин, работающих на хладоне-12, а при низких температурах кипения хладо
22 большие перегревы могут привести к нежелательным последствиям.

В компрессорах со встроенными электродвигателями, которые охлаждают
всасываемым хладагентом, перегрев осуществляется частично за счет тепла, в
деляемого электродвигателем. В данной книге в расчет принимаем только пер
грев пара в теплообменнике.

В рассольных схемах температуру кипения хладагента принимают на 5—6
ниже температуры рассола, которую в свою очередь принимают на 8—10°С ни
температуры воздуха в камере. Остальные температуры выбирают так же, к
и для системы непосредственного охлаждения.

ПОСТРОЕНИЕ ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХЛАДАГЕНТА

После выбора рабочего режима определяют параметры хладагента. В курсов
и дипломном проектах следует определять все параметры всех точек цикла и
узловых, так и промежуточных, что позволит легко проконтролировать пра
вильность протекающих процессов и правильность определения параметров, нужн
для расчета.

Построение цикла одноступенчатой холодильной машины

Прежде всего нужно изобразить цикл холодильной машины в одной из тер
модинамических диаграмм состояния. Построение цикла производится в следующ
последовательности;

1. На диаграмму $i - lgp$ или $s-T$ наносят изотермы, определяющие реж
работы установки; t_0, $t_к$, $t_ц$, $t_{вс}$.

2. По температурам t_0 и $t_к$ находят соответствующие изобары p_0 и
в области перегретого пара и переохлажденной жидкости (на диаграмму s
изобары в области переохлажденной жидкости не наносят).

3. В результате построения на диаграмме получены опорные точки:

1' — на пересечении изотермы t_0 с линией сухого насыщенного пара;

2' — на пересечении изотермы $t_к$ с линией сухого насыщенного пара;

3' — на пересечении изотермы $t_к$ с линией жидкости;

3 — на пересечении изотермы $t_п$ с изобарой $p_к$ в области переохлажден
жидкости (в $s-T$-диаграмме точку *3* условно наносят на линию жидкости
температуре $t_п$).

4. На пересечении линий $t_{вс}$ и p_0 в области перегретого пара находят то
1, определяющую состояние пара, всасываемого компрессором.

5. Через точку *1* проводят линию постоянной энтропии (адиабату) до пер
чения с изобарой $p_к$ в точке *2*, которая определяет состояние пара в ко
сжатия.

6. Остается получить точку *4*, которая находится на пересечении линии
стоянной энтальпии, проходящей через точку *3*, с изотермой t_0 и изобарой p
области влажного пара. Точка *4* характеризует состояние хладагента после др
селирования в регулирующем вентиле.

Изображение цикла одноступенчатого сжатия в диаграммах i—$\lg p$ и s—T показано на рис. 5.2, *а*, *б*.

Процессы, изображенные в диаграмме:

4—1′— кипение в испарителе при t_0 и p_0. Принято, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар:

1′—1 — перегрев пара на всасывании от t_0 до $t_{вс}$ при постоянном давлении p_0;

1—2 — адиабатное сжатие в компрессоре;

2—3′— процесс отвода тепла в конденсаторе, который можно разделить на два процесса: *2—2′*— охлаждение пара до состояния насыщения (сбив перегрева) при постоянном давлении $p_к$ и *2′—3′* — конденсация хладагента при $t_к$ и $p_к$.

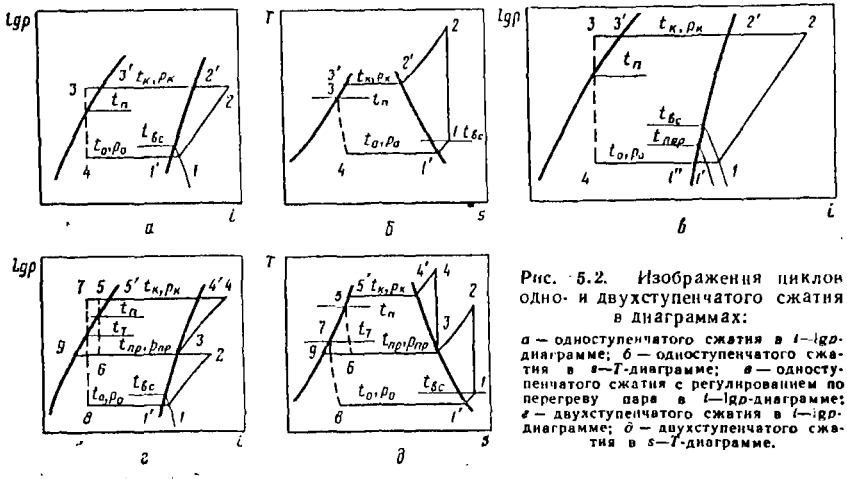

Рис. 5.2. Изображения циклов одно- и двухступенчатого сжатия в диаграммах:

а — одноступенчатого сжатия в i—$\lg p$-диаграмме; *б* — одноступенчатого сжатия в s—T-диаграмме; *в* — одноступенчатого сжатия с регулированием по перегреву пара в i—$\lg p$-диаграмме; *г* — двухступенчатого сжатия в i—$\lg p$-диаграмме; *д* — двухступенчатого сжатия в s—T-диаграмме.

3′—3 — переохлаждение жидкого хладагента в конденсаторе, переохладителе или теплообменнике от $t_к$ до $t_п$ при давлении $p_к$.

3—4 — дросселирование хладагента в регулирующем вентиле от $p_к$ до p_0 по линии постоянной антальпии.

В случае, если заполнение испарителя регулируется по перегреву пара, точка *1′*, характеризующая состояние пара, выходящего из испарителя, переместится в область перегретого пара и будет находиться на пересечении линий p_0 и температуры перегрева, установленной при помощи регулятора (см. рис. 5.2, *в*). Обычно перегрев пара в таком случае составляет 3—7°С. Для характеристики точки, определяющей состояние хладагента в конце процесса кипения, введем обозначение *1″*. Эта точка находится на линии сухого насыщенного пара при температуре t_0.

Определить параметры хладагента можно по таблицам насыщенных паров и диаграммам состояния.

По таблицам насыщенных паров определяют параметры точек, находящихся на пограничных кривых (для сухого насыщенного пара и для насыщенной жидкости) и в области переохлажденной жидкости:

1′ — для сухого насыщенного пара при t_0;

2′ — для сухого насыщенного пара при $t_к$;

3′ — для жидкости при $t_к$;

3 — для жидкости по $t_п$, кроме давления, которое в процессе переохлажд не изменяется, а потому в данной точке равно давлению конденсации $p_к$ (сл помнить, что точка *3* в диаграмме *s—T* нанесена на пограничной кривой с не рым приближением: она должна быть на пересечении линии давления $p_к$ с нией температуры $t_п$).

Параметры точек *1*, *2* и *4* определяют по диаграммам согласно построе

1 — в области перегретого пара на пересечении линий p_0 и $t_{вс}$;

2 — в области перегретого пара на пересечении линий $s_1 = \text{const}$ и $p_к$;

4 — в области влажного пара на пересечении линий $i_3 = \text{const}$ и t_0, p_0.

В случае выхода из испарителя перегретого пара точку *1′* находят по диаг мам в области перегретого пара на пересечении линий p_0 и температуры уст ленного регулятором перегрева, а точку *1″*— по таблицам для сухого насы ного пара при t_0.

Параметры должны быть измерены в одной системе единиц.

Пример 1. Выбрать рабочий режим для холодильной установки, обслуживающ меры двухстадийного охлаждения мяса на холодильнике мясокомбината, расположен Волгоградской области.

Исходные данные.

Расчетные параметры наружного воздуха для Волгоградской области: $t_н = 35°C$, $= 33\%$. По *d—i*-диаграмме для влажного воздуха определяем температуру мокрого терм ра $t_{м.т} = 22°$ С. Температура оборотной воды будет $t_{вд} = 26°C$. Конденсатор — испари ный.

Для первой стадии охлаждения температура воздуха в камере $t_в = -12°C$.

Определяем режим работы.

Принимаемтемпературу кипения хладагента (аммиак) на 10°С ниже температур духа в камере:

$$t_0 = -12 - 10 = -22°\text{C}.$$

Температуру всасываемого пара принимаем на 7°С выше температуры кипения:

$$t_{вс} = -22 + 7 = -15°\text{C}.$$

Температуру конденсации для испарительного конденсатора принимаем по гр (см. рис. 5.1). Исходя из наружных условий, определяем температуру конденсаци тепловом потоке $q_F = 2000$ Вт/м²; $t_к = 36°C$.

Температуру переохлаждения жидкого хладагента принимаем на 5°С выше темпер оборотной воды ($t_п = 31°C$), хотя обычно в схему с испарительным конденсатором п ладитель не включают.

2. Определить параметры хладагента для всех точек цикла, характеризуемого темп рами $t_0 = -22°C$, $t_к = 36°C$, $t_п = 31°C$, $t_{вс} = -15°C$. Хладагент — аммиак.

По указанным температурам строим цикл в одной из термодинамических диаграм тояния и определяем параметры хладагента, которые приведены в табл. 5.1.

3. Определить параметры всех точек цикла холодильной машины, работающей на доне-12, основные температуры $t_0 = -14°C$, $t_к = 32°C$, $t_{вс} = 16°C$, перегрев в испарителе 5°С ($t_{1'} = -9°C$).

В данном случае задачу решаем в таком порядке.

Для определения параметров переохлажденной жидкости, выходящей из теплообм ка, предварительно находим параметры (удельные энтальпии) точек *1′*, *1* и *3′*.

Удельную энтальпию точки *3* определяем из уравнения теплового баланса теплоо ника

$$i_{3'} - i_3 = (i_1 - i_{1'})\,0{,}8.$$

5—6 — дросселирование части жидкости до промежуточного давления в регулирующем вентиле;

7—8 — дросселирование жидкого хладагента до давления кипения в основном регулирующем вентиле;

9—3 —кипение аммиака в промежуточном сосуде за счет тепла, вносимого паром из с.н.д. и жидкостью, проходящей по змеевику.

Определяют параметры согласно построению. Параметры точек *1'*, *3*, *4'*, *5'*, *5*, *7*, *9* находят по таблицам насыщенных паров. Следует помнить, что давление в точках *5* и *7* остается равным давлению конденсации, а остальные параметры соответствуют температуре, при которой они определяются.

Параметры точек *1*, *2*, *4*, *6* и *8* находят по диаграммам.

Пример Определить параметры хладагента для всех точек цикла двухступенчатого сжатия, характеризуемого температурами $t_0 = -40°C$, $t_к = 35°C$, $t_п = 30°C$, $t_{пс} = -30°$ С. Промежуточное охлаждение полное, промежуточный сосуд со змеевиком, хладагент — аммиак.

По таблицам насыщенных паров определяем давления: кипения $p_0 = 0{,}072$ МПа; конденсации $p_к = 1{,}35$ МПа.

Промежуточное давление

$$p_{пр} = \sqrt{0{,}072 \cdot 1{,}35} = 0{,}31 \text{ МПа}.$$

Этому давлению соответствует температура $t_{пр} = -8$ °С.

Температура на выходе аммиака из змеевика промежуточного сосуда $t_7 = -5°C$. Строим цикл в диаграмме, определяем параметры хладагента и заносим их в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Номер точки	t, °С	p, МПа	v, м³/кг	i, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	Состояние
1'	—40	0,072	1,55	1626	9,44	Сухой насыщенный пар
1	—30	0,072	1,62	1650	9,5	Перегретый пар
2	70	0,31	0,53	1860	9,5	То же
3	—8	0,31	0,39	1673	8,92	Сухой насыщенный пар
4	100	1,35	0,13	1890	8,92	Перегретый пар
4'	35	1,35	0,96	1709	8,4	Сухой насыщенный пар
5'	35	1,35	0,0017	583	4,75	Насыщенная жидкость
5	30	1,35	0,00168	560	4,68	Переохлажденная жидкость
6	—8	0,31	0,055	560	4,74	(x=0,14)
7	—5	1,35	0,00155	396	4,1	Переохлажденная жидкость
8	—40	0,072	0,18	396	4,2	(x=0,12)
9	—8	0,31	0,00154	382	4,05	Насыщенная жидкость

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ПОДБОР КОМПРЕССОРОВ. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Исходными данными для теплового расчета холодильной машины являются:

нагрузка на компрессор, определенная при расчете теплопритоков с учетом потерь в системе (см. главу 3);

температурный режим работы (см. главу 5),

вид хладагента.

В настоящее время наиболее распространенным хладагентом для холодильных установок распределительных и производственных холодильников является аммиак. Применение хладонов сдерживалось многими причинами, среди которых основными можно считать высокую текучесть хладагента (а потому трудности, связанные с обеспечением плотности системы) и высокую стоимость. По мере развития техники можно ожидать более широкого применения холодильных машин, работающих на хладонах, на распределительных и производственных холодильниках, что будет связано с общим ростом культуры эксплуатации.

В процессе расчета следует определить;

1) описываемый объем, по которому выбирается один или несколько компрессоров;

2) эффективную мощность на валу компрессора для проверки пригодности электродвигателя, поставляемого в комплекте с компрессором;

3) тепловой поток в конденсаторе (для расчета и подбора его).

Одноступенчатый компрессор можно применять в довольно широком диапазоне рабочих условий. Ограничивают возможность применения одноступенчатого компрессора температура нагнетания, которая не должна превышать 160°С, и разность давлений $p_к - p_0$, которая для современных поршневых компрессоров не должна превышать 1,7 МПа. В машинах предыдущих серий разность давлений ограничивалась величиной 1,2 МПа, а степень сжатия $p_к/p_0 = 9$.

По заданному температурному режиму строится цикл в диаграмме и определяются параметры хладагента, необходимые для последующих расчетов.

Расчет производится в следующей последовательности.

1. Определяют холодопроизводительность q_0 (в кДж/кг) 1 кг хладагента

$$q_0 = i_1' - i_4. \qquad (5.1$$

В холодильных машинах, работающих на аммиаке, принимают, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар (перегрев пара при использовании регуляторов перегрева не оказывает существенного влияния на расчет, но может быть при необходимости учтен). В холодильных машинах, работающих на хладонах, перегрев пара на выходе из испарителя учитывают обязательно.

2. Рассчитывают массовый расход пара — массовую подачу компрессора (в кг/с)

$$M = \frac{Q_0}{q_0}, \qquad (5.2$$

где Q_0 — нагрузка на компрессор с учетом потерь, кВт.

3. Определяют объемный расход пара — объемную подачу компрессора (в м³/с)

$$V_д = Mv_1, \qquad (5.$$

где v_1 — удельный объем всасываемого пара, м³/кг.

4. По графику (см. рис. 5.5) находят коэффициент подачи компрессора в зависимости от степени сжатия $p_к/p_0$, типа компрессора и хладагента, на котором будет работать компрессор.

5. Определяют описываемый объем компрессора V (в м^3/с)

$$V = \frac{V_д}{\lambda}. \qquad (5.4)$$

По этому объему подбирают один или несколько компрессоров соответствующего размера. Количество компрессоров должно быть согласовано с характером работы установки, степенью неравномерности нагрузки: при постоянных нагрузках лучше иметь небольшое количество компрессоров большого размера, при переменных — несколько компрессоров меньшего размера, что позволит получить более точное соответствие холодопроизводительности тепловой нагрузке.

6. Вычисляют теоретическую (адиабатную) мощность $N_т$ (в кВт) компрессора

$$N_т = M(i_2 - i_1). \qquad (5.5)$$

7. Определяют действительную (индикаторную) мощность N_i (в кВт) компрессора

$$N_i = \frac{N_т}{\eta_i}, \qquad (5.6)$$

где η_i — индикаторный к.п.д.

Для бескрейцкопфных компрессоров индикаторный к.п.д. можно принимать 0,79—0,84. Бо́льшие значения коэффициента относятся к более крупным компрессорам.

Для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах, индикаторный к.п.д. можно принимать в пределах от 0,65 до 0,8.

8. Рассчитывают эффективную мощность N_e (в кВт) на валу компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_м}. \qquad (5.7)$$

где $\eta_м$ — механический к.п.д., учитывающий потери на трение.

Для крупных бескрейцкопфных компрессоров механический к.п.д. можно принимать от 0,82 до 0,92; для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах,— от 0,84 до 0,97, причем большие значения коэффициентов относятся к большим по размерам компрессорам.

По эффективной мощности подбирают электродвигатель компрессора с запасом мощности 10—15%. Это указание не относится к встроенным электродвигателям, мощность которых может быть значительно меньше мощности, необходимой для привода открытого компрессора.

9. Определяют тепловой поток $Q_к$ (в кВт) в конденсаторе:

а) действительный с учетом потерь в процессе сжатия

$$Q_к = Q_0 + N_i \qquad (5.8)$$

или

б) теоретический по разности удельных энтальпий в теоретическом цикле с учетом переохлаждения в конденсаторе

$$Q_к = M(i_2 - i_3), \qquad (5.8а)$$

без учета переохлаждения в конденсаторе

$$Q_к = M\,(i_2 - i_{3'}). \qquad (5.$$

Тепловой поток в конденсаторе, определенный по формулам (5.8а) и (5.8 будет несколько меньше, чем рассчитанный по формуле (5.8) с учетом потерь в п цессе сжатия. В курсовых и дипломных проектах рекомендуется производ расчет по формуле (5.8).

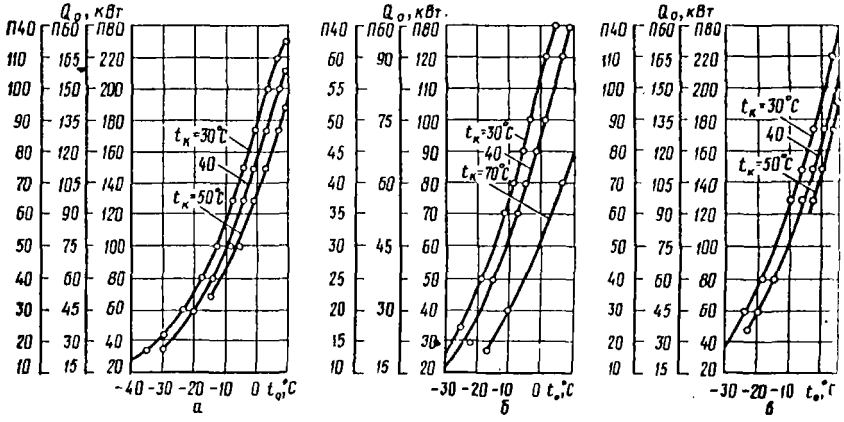

Рис. 5.3. Зависимость холодопронзводительности средних компрессоров от температуры к ния при работе на хладоне-22 (*а*), хладоне-12 (*б*) и аммиаке (*в*).

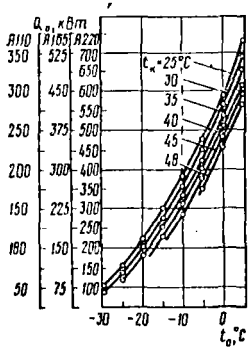

Рис. 5.4. Зависимость холодопроизводительности крупных компрессоров от температуры кипения.

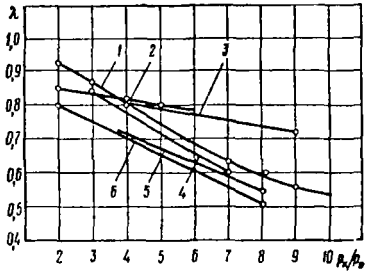

Рис. 5.5. Коэффициенты подачи компрессоров:

1 — современных бескрейцкопфных; *2* — винтовых бустер-компрессоров; *3* — винтовых; *4* — работающих на хладоне-22; *5* — ротационных; *6* — малых, работающих на хладоне-12.

По приведенной методике могут производиться тепловой расчет и подбор компрессоров для установок любой производительности.

Одноступенчатый компрессор можно выбрать также по стандартной холодопроизводительности, которая указана в технических характеристиках компрессоров. Для этого пересчитывают холодопроизводительность из рабочих условий в стандартные. Можно выбрать компрессор, определив его пригодность по графику зависимости холодопроизводительности от температуры кипения. Такие графики (рис. 5.3 и 5.4) являются составной частью технической характеристики компрессоров. Эти методики универсальны.

На предприятиях торговли и общественного питания часто применяют другую методику подбора компрессора, заключающуюся в проверке режима работы, который устанавливается в камерах, обслуживаемых выбранной холодильной машиной (см. с. 134—144).

Характеристики поршневых компрессоров приведены в табл. 5.4 и 5.5.

Пример расчета одноступенчатого компрессора. Произвести тепловой расчет холодильной машины и подобрать компрессор, если заданы холодопроизводительность $Q_0 = 200$ кВт, температурный режим ($t_0 = -22$°С, $t_к = 36$°С, $t_п = 31$°С, $t_{вс} = -15$°С), хладагент — аммиак.

Параметры хладагента для этого температурного режима определены ранее (см. табл. 5.1). Цикл изображен на рис. 5.2 *а*, *б*.

Расчет компрессора производим по формулам (5.1)—(5.8).

1. Холодопроизводительность 1 кг агента

$$q_0 = 1654 - 564 = 1090 \text{ кДж/кг}. \tag{5.9}$$

2. Расход пара

$$M = \frac{200}{1090} = 0{,}183 \text{ кг/с}. \tag{5.10}$$

3. Объемный расход пара

$$V_д = 0{,}183 \cdot 0{,}7 = 0{,}128 \text{ м}^3/\text{с}. \tag{5.11}$$

4. Коэффициент подачи компрессора определяем по графику (рис. 5.5) для бескрейцкопфных компрессоров новой градации в зависимости от степени сжатия:

$$\frac{p_к}{p_0} = \frac{1{,}39}{0{,}17} = 8{,}2. \tag{5.12}$$

$$\lambda = 0{,}58.$$

5. Описываемый объем

$$V = \frac{0{,}128}{0{,}58} = 0{,}22 \text{ м}^3/\text{с}. \tag{5.13}$$

По этому объему в табл. 5.5 подбираем три компрессорных агрегата А110-7-2 (рис. 5.6), с объемом, описываемым поршнем, $V = 0{,}0836$ м³/с при частоте вращения вала 24,5 с$^{-1}$. Суммарный объем, описываемый поршнями трех компрессоров, составляет 0,25 м³/с. Нами принято три однотипных компрессора с объемом, несколько большим, чем это требуется по расчету. В данном случае такое решение можно считать оправданным.

6. Теоретическая мощность компрессора

$$N_т = 0{,}183\,(1985 - 1670) = 57{,}7 \text{ кВт}.$$

7. Действительная мощность компрессора

$$N_i = \frac{57{,}7}{0{,}82} = 70{,}3 \text{ кВт}.$$

Таблица 5.4

Показатели	Бессальниковые компрессоры						Компрессоры с внешним приводом								
	П540		П660		П680		П40			П60			П-80		
Хладагент	R-22	R-12	R-22	R-12	R-22	R-12	R-22	R-12	NH_3	R-22	R-12	NH_3	R-22	R-12	NH_3
Холодопроизводительность при t_0 = — 15°С $t_к$=30°С															
кВт	42,5	27,3	62,8	40,7	84,9	54,7	44,2	29,0	45,4	66,3	43,6	68,0	88,4	58,2	90,7
тыс. ккал/ч	36,5	23,5	54,0	35,5	73,0	47,0	38,0	25,0	39,0	57,0	37,5	58,5	76,0	50,0	78,0
Потребляемая мощность, кВт															
электрическая	13,8	9,0	20,7	13,5	27,5	18,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
эффективная	—	—	—	—	—	—	13,1	8,7	13,3	19,6	13,0	20,0	26,2	17,3	26,6
Описываемый объем															
$м^3/с$	0,029		0,043		0,058		0,029			0,043			0,058		
$м^3/ч$	104		156		208		104			156			208		
Диаметр присоединительного штуцера, мм															
на всасывании	50		70		80		50			70			80		
на нагнетании	50		50		70		50			50			70		

...ход поршня 66 мм. Число цилиндров компрессоров

Таблица 5.5

Показатели агрегатов	А110-7-0	А110-7-2	1А110-7-2	А165-7-0	А165-7-2	А220-7-0	А220-7-2
Холодопроизводительность при $t_0 = -15°C$, $t_к = 30°C$							
кВт	—	140	93	—	180	—	267
Мкал/ч	—	120	80	—	155	—	230
при $t_0 = 5°C$, $t_к = 35°C$							
кВт	325	—	—	440	—	663	—
Мкал/ч	280	—	—	380	—	570	—
Эффективная мощность, кВт	53	39	26	75	52	112	78
Описываемый объем							
$м^3/с$	0,0836	0,0836	0,056	0,125	0,125	0,167	0,167
$м^3/ч$	301	301	200	450	450	602	602
Расход смазки, кг/ч	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,085	0,085
Расход воды, $м^3/ч$	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0
Электродвигатель							
марка	АОП2-91-4	АОП2-82-4	АОП2-82-6	АОП2-92-4	АОП2-91-4	АЗ-315S1-4	АОП2-92-4
мощность, кВт	75	55	40	100	75	132	100
частота вращения							
$с^{-1}$	24,7	21,5	16,3	24,7	24,7	24,5	24,7
об/мин	1480	1470	980	1480	1480	1470	1480
Габаритные размеры агрегата, мм							
длина	2275	2200	2200	2320	2330	2365	2390
ширина	1215	1215	1215	1215	1215	1215	1215
высота	1370	1370	1370	1300	1300	1560	1550
Монтажная длина, мм	2910	2835	2835	3000	3010	3075	3100
Диаметры трубопроводов, мм							
всасывающего	100	100	100	100	100	125	125
нагнетательного	65	65	65	100	100	100	100

Примечания: 1. В таблице приведены характеристики агрегатов на базе компрессоров П110, П165, П220, предназначенных для работы на аммиаке.

2. Обозначения агрегатов, предназначенных для работы на хладоне-22: А110-2-0; А110-2-2; А220-2-0; А220-2-2. При работе на хладоне-22 холодопроизводительность агрегатов составит около 90% от указанной в таблице, а эффективная мощность — 95%.

3. Диаметр цилиндров 115 мм, ход поршня — 82 мм.

4. Число цилиндров компрессоров: П110 — четыре; П165 — шесть, П220 — восемь.

5. Описываемый объем указан при частоте вращения вала 24,5 $с^{-1}$ (1470 об/мин), кроме агрегата 1А110-7-2.

Индикаторный к. п. д. принят по среднему значению.

8. Эффективная мощность

$$N_e = \frac{70{,}3}{0{,}87} = 80{,}8 \text{ кВт}.$$

Механический к п. д. также принят по среднему значению.

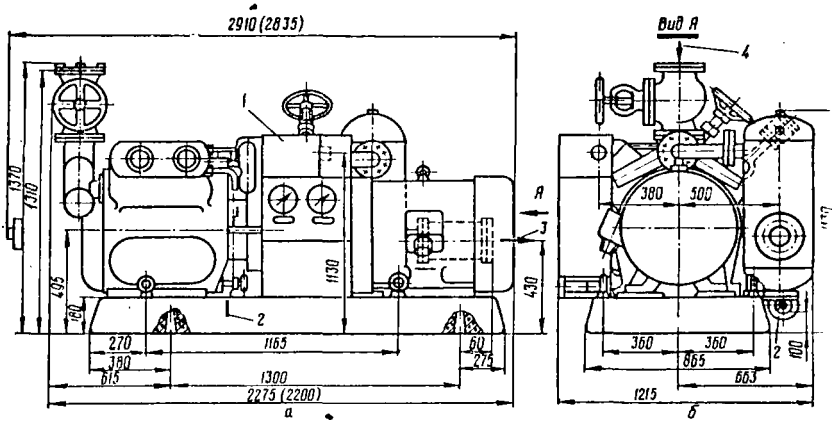

Рис. 5.6. Установочные размеры компрессорного агрегата А110-7-0 (в скобках указаны ра ры агрегатов А110-7-2 и 1А110-7-2):

1 — блок приборов; *2* — вентиль для заправки масла; *3* — линия нагнетания D_y65; *4* — линия всасы вания D_y100.

Мощность электродвигателя, комплектующего каждый агрегат, составляет 55 т. е. имеется запас мощности, так как на каждый агрегат при заданных условиях требу двигатель мощностью 30—32 кВт.

9. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_к = 200 + 70{,}3 = 270{,}3 \text{ кВт}.$$

На этом расчет можно закончить. Для сравнения определим тепловой поток в конде торе по формулам (5.8а) и (5.8б).

Если хладагент переохлаждается в конденсаторе, то тепловой поток

$$Q_к = 0{,}183\,(1985 - 564) = 260 \text{ кВт},$$

если хладагент не переохлаждается в конденсаторе, то

$$Q_к = 0{,}183\,(1985 - 588) = 255{,}7 \text{ кВт}.$$

Легко установить, что тепловой поток, определенный с учетом потерь в действител процессе сжатия, будет больше, чем рассчитанный по другим формулам.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ И ПОДБОР КОМПРЕССОРОВ. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Чтобы получить низкую температуру в охлаждаемых объектах, понижают температуру и давление кипения хладагента. При этом уменьшается коэффициент подачи и холодопроизводительность компрессора, возрастают нагрузки на механизм движения, повышается температура в конце процесса сжатия, что может привести к нарушению работы системы смазки и другим нежелательным последствиям. Поэтому параметром, ограничивающим возможность одноступенчатого сжатия, является температура нагнетания, которая в современных компрессорах не должна превышать 160°С. Если температура в конце процесса сжатия окажется выше указанной, переходят на двухступенчатое сжатие.

В двухступенчатых установках хладагент последовательно сжимается вначале в ступени низкого давления (с.н.д.) от давления кипения p_0 до промежуточного $p_{пр}$, а затем после охлаждения — в ступени высокого давления (с.в.д.) от промежуточного до давления конденсации $p_к$. В холодильных машинах, работающих на аммиаке, полное промежуточное охлаждение пара после с.н.д. осуществляется в промежуточном сосуде аммиаком, кипящим при промежуточной температуре. Этот же аммиак охлаждает змеевик промежуточного сосуда, по которому проходит жидкий аммиак от конденсатора к регулирующему вентилю. В результате теплообмена жидкий аммиак перед регулирующим вентилем переохлаждается.

Исходные данные для расчета холодильной машины двухступенчатого сжатия такие же, как и для одноступенчатой машины:

нагрузка на компрессор;

температурный режим работы:

вид хладагента.

Требуется определить описываемые объемы каждой ступени, эффективную мощность на валу компрессора каждой ступени и тепловой поток в конденсаторе.

Прежде всего, устанавливают необходимость перехода на двухступенчатое сжатие. Для этого на диаграмме наносят точки начала и конца процесса сжатия в цикле одноступенчатого сжатия (процесс *1—2*, см. рис. 5.2, *а*, б) и определяют температуру в точке *2*. Если эта температура превышает 160°С, переходят на двухступенчатое сжатие. Определяют промежуточное давление и температуру, а также температуру на выходе из змеевика промежуточного сосуда, а затем строят цикл в диаграмме и определяют параметры хладагента во всех точках цикла, которые заносят в таблицу (см. с. 92—94).

Расчет двухступенчатого компрессора ведется для каждой ступени в определенной последовательности.

1. Рассчитывают холодопроизводительность 1 кг хладагента q_0 (в кДж/кг)

$$q_0 = i_{1'} - i_8. \qquad (5.14)$$

2. Определяют расход пара в с.н.д. M_1 (в кг/с)

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0}. \qquad (5.15)$$

3. Находят расход пара в с.в.д. M (в кг/с)

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{(i_3 - i_9)(1 - x_8)}. \qquad (5.16)$$

Следует иметь в виду, что $(i_3—i_9)\ (1—x_6) = i_3—i_6$.

4. Определяют объемный расход пара (в м³/с);

в с.н.д.

$$V_{\text{д.н.д}} = M_1 v_1;$$

в с.в.д.

$$V_{\text{д.в.д}} = M v_3,$$

где v_1 и v_3 — удельный объем пара, всасываемого соответственно с.в.д. и с.в.д., м³/кг

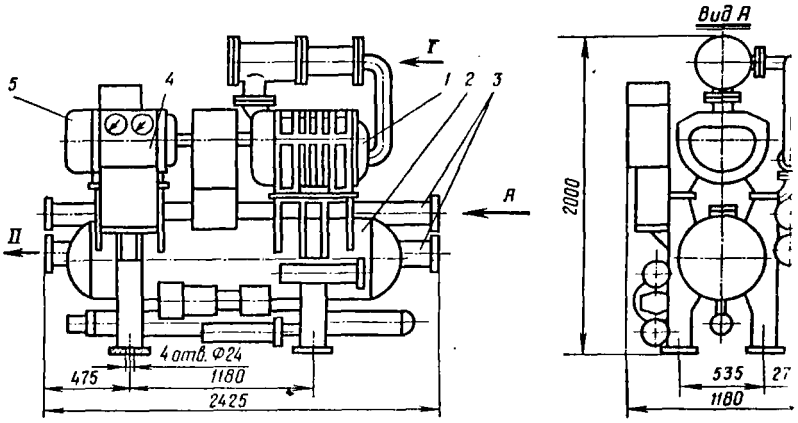

Рис. 5.7. Установочные размеры компрессорного агрегата ВХ130-7-6 (АН130-7 винтовым компрессором:

1 — компрессор; *2* — маслоотделитель; 3 — маслоохладители; *4* — блок приборов; *5* — электродвигатель; *I* — линия всасывания D_y125; *II* — линия нагнетания D_y100.

5. По графику (см. рис. 5.5) определяют коэффициенты подачи для к ступени в зависимости от степени сжатия; для с.н.д. $\frac{p_{\text{пр}}}{p_0}$, для с.в.д.

При определении коэффициента подачи необходимо учесть тип компр

6. Рассчитывают описываемый объем (в м³/с):

с.н.д.

$$V_{\text{н.д}} = \frac{V_{\text{д.н.д}}}{\lambda_{\text{н.д}}};$$

с.в.д.

$$V_{\text{в.д}} = \frac{V_{\text{д.в.д}}}{\lambda_{\text{в.д}}}.$$

По вычисленным объемам подбирают двухступенчатый компрессор. Кон тивное выполнение компрессора может быть различным; это может быть ко

сор с общим блок-картером, в котором объединены ступени низкого и высокого давления, или компрессор с общей рамой, к которой крепятся цилиндры различного диаметра (для с.н.д. и с.в.д.), или система из двух компрессоров одноступенчатого сжатия, в которой компрессор большего размера является ступенью низкого, а компрессор меньшего размера — ступенью высокого давления. В некоторых случаях для с. н. д. используют поршневые компрессоры с увеличенными диаметрами цилиндров, не рассчитанные на высокие степени сжатия.

В настоящее время промышленностью выпускаются агрегаты двухступенчатого сжатия,

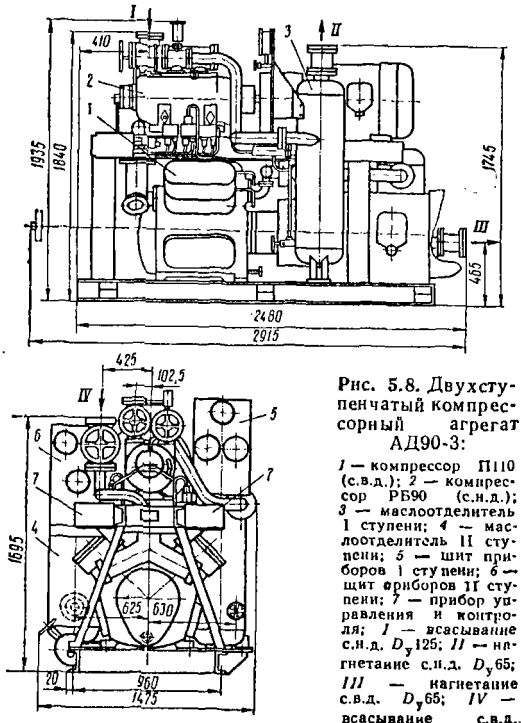

Рис. 5.8. Двухступенчатый компрессорный агрегат АД90-3:
1 — компрессор П110 (с.в.д.); *2* — компрессор РБ90 (с.н.д.); *3* — маслоотделитель I ступени; *4* — маслоотделитель II ступени; *5* — щит приборов I ступени; *6* — щит приборов II ступени; *7* — прибор управления и контроля; *I* — всасывание с.н.д. D_y125; *II* — нагнетание с.н.д. D_y65; *III* — нагнетание с.в.д. D_y65; *IV* — всасывание с.в.д. D_y65.

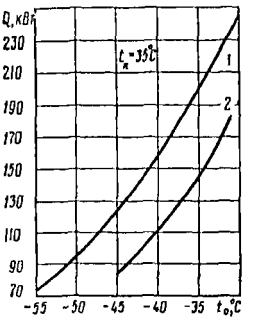

Рис. 5.9. Зависимость холодопроизводительности агрегатов двухступенчатого сжатия от температуры кипения:
1—АД 130-7-4;
2—АД 90-3.

включающие компрессор низкой ступени, компрессор высокой ступени, промежуточный сосуд, пусковую и регулирующую аппаратуру и другое оборудование.

В качестве с.н.д. применяют винтовые и ротационные компрессоры, в качестве с.в.д. — поршневые компрессоры П110.

В агрегатах двухступенчатого сжатия АД130-7-4 в качестве ступени низкого давления использован компрессорный агрегат с винтовым компрессором ВХ130-7-6 (АН130-7-6) (рис. 5.7). Ступенью высокого давления служит компрессорный агрегат А110-1 с компрессором П110. В комплект поставки входит промежуточный сосуд СПА 600 (см. рис. 5.13).

В двухступенчатом агрегате АД90-3 (рис. 5.8) на общей раме смонтированы ротационный компрессор ступени низкого давления РБ90 с электродвигателем,

поршневой компрессор ступени высокого давления П110 с электродвигат
два маслоотделителя, щиты приборов каждой ступени и другое оборудов
С агрегатом поставляется промежуточный сосуд СПА 600.

Характеристики двухступенчатых агрегатов АД130-7-4 и АД90-3 пред
лены в табл. 5.6, а зависимость холодопроизводительности от температуры
ния — на рис. 5.9.

Таблиц

Показатели	АД130-7-4		АД90-3	
	с. н. д	с. в. д.	с. н. д.	с. в. д
Холодопроизводительность при спецификационном режиме: t_0= —40°С, $t_к$=35°С				
кВт		157		110
Мкал/ч		135		95
Суммарная эффективная мощность при этих условиях, кВт		90		65,5
Суммарная установленная мощность электродвигателей, кВт		135		115
Марки агрегатов (компрессоров)	Агрегат АН130-7-6	Агрегат А110-1	Компрессор ротационный РБ90	Компрес поршнев П110
Описываемый объем				
м³/с	0,236	0,0836	0,179	0,0836
м³/ч	850	301	645	301
Частота вращения синхронная				
с⁻¹	50	25	25	25
об/мин	3000	1500	1500	1500
Расход масла ХА-30 или ХА-23, кг/ч	0,1	0,06	0,3	0,0
Расход воды на охлаждение компрессоров, м³/ч	8,0	1,0	1,5	1,0

Примечания: 1. Агрегаты двухступенчатого сжатия комплектуются промежу
сосудом СПА 600 со щитом автоматики.

2. Ротационный компрессор рассчитан на работу при разности давлений нагнет
всасывания не более 0,3 МПа (3 кгс/см²) и степени сжатия не более 6.

Если не удается выбрать компрессоры с расчетными описанными объе
то в промежуточном сосуде установится давление, отличное от расчетного
ствительные рабочие параметры можно определить при необходимости
рочным расчетом, исходя из реального соотношения объемов.

7. Определяют теоретическую мощность компрессора (в кВт);

с.н.д.

$$N_{т.н.д} = M_1 (i_2 - i_1),$$

с.в.д.

$$N_{т.в.д} = M (i_4 - i_3).$$

8. Рассчитывают действительную мощность компрессора (в кВт);
с.н.д.

$$N_{i\,\text{н.д}} = \frac{N_{\text{т.н.д}}}{\eta_{i\,\text{н.д}}}; \qquad (5.23)$$

с.в.д.

$$N_{i\,\text{в.д}} = \frac{N_{\text{т.в.д}}}{\eta_{i\,\text{в.д}}}. \qquad (5.24)$$

В курсовых и дипломных проектах энергетические коэффициенты ротационных и винтовых компрессоров допустимо принимать, как для поршневых.

9. Определяют эффективную мощность (в кВт);
с.н.д.

$$N_{e\,\text{н.д}} = \frac{N_{i\,\text{н.д}}}{\eta_{\text{м.н.д}}}; \qquad (5.25)$$

с.в.д.

$$N_{e\,\text{в.д}} = \frac{N_{i\,\text{в.д}}}{\eta_{\text{м.в.д}}}. \qquad (5.26)$$

По этим мощностям устанавливают пригодность электродвигателя, поставляемого в комплекте с агрегатом высокой и низкой ступени.

10. Вычисляют тепловой поток в конденсаторе (в кВт).

$$Q_{\text{к}} = Q_0 + (N_{i\,\text{н.д}} + N_{i\,\text{в.д}}). \qquad (5.27)$$

Теоретический тепловой поток в конденсаторе можно определить по разности удельных энтальпий;

при наличии переохлаждения в конденсаторе

$$Q_{\text{к}} = M\,(i_4 - i_5) \qquad (5.27\text{а})$$

или, если хладагент не переохлаждается в конденсаторе,

$$Q_{\text{к}} = M\,(i_3 - i_5). \qquad (5.27\text{б})$$

Тепловой поток в конденсаторе, определенный по формулам (5.27а) и (5.27б), будет меньше рассчитанного по формуле (5.27).

Пример. Произвести тепловой расчет холодильной машины и подобрать компрессор, если заданы холодопроизводительность $Q_0 = 290$ кВт, температурный режим $t_0 = -40$°С, $t_{\text{к}} = 35$°С, $t_{\text{п}} = 30$°С, $t_{\text{пс}} = -30$°С, хладагент-аммиак.

По диаграммам устанавливаем, что при одноступенчатом сжатии температурв нагнетания превысит 160°С, в потому принимаем двухступенчатое сжатие.

Определяем промежуточные параметры, температуру жидкого аммиака на выходе из змеевика промежуточного сосуда, затем строим цикл в диаграмме и находим параметры хладагента во всех точках цикла. Параметры сводим в таблицу. Для данного примера параметры определены ранее (см. табл. 5.3).

Расчет производим по формулам (5.14)—(5.27).

1. Холодопроизводительность 1 кг хладагента

$$q_0 = 1626 - 396 = 1230 \text{ кДж/кг}.$$

2. Расход пара в с. н. д.

$$M_1 = \frac{290}{1230} = 0{,}236 \text{ кг/с}.$$

3. Расход пара в с. в. д.

$$M = 0{,}236 \cdot \frac{1860 - 396}{(1673 - 382)(1 - 0{,}14)} = 0{,}311 \text{ кг/с}.$$

4. Объемный расход пара:

в с. н. д.

$$V_{д.н.д} = 0{,}236 \cdot 1{,}62 = 0{,}382 \text{ м}^3/\text{с};$$

в с. в. д.

$$V_{д.в.д} = 0{,}311 \cdot 0{,}39 = 0{,}121 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Коэффициенты подачи компрессоров определяем по графику (см. рис. 5.5) в зависимости от степени сжатия в каждой ступени:

для с. н. д. в случае использования винтового компрессора при степени сжатия $\frac{p_{пр}}{p_0} = 4, 3$, коэффициент подачи $\lambda_{н.д} = 0{,}81$;

для с. в. д. в случае использования бескрейцкопфного поршневого компрессора при степени сжатия $\frac{p_н}{p_{пр}} = 4{,}3$ коэффициент подачи $\lambda_{в.д} = 0{,}78$.

6. Описываемые объемы:

с. н. д.

$$V_{н.д} = \frac{0{,}382}{0{,}81} = 0{,}472 \text{ м}^3/\text{с};$$

с. в. д.

$$V_{в.д} = \frac{0{,}121}{0{,}78} = 0{,}155 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По этим объемам подбираем два двухступенчатых агрегата АД130-7-4. Описываемый объем каждого агрегата:

с. н. д.

$$V_{н.д} = 0{,}236 \text{ м}^3/\text{с};$$

с. в. д.

$$V_{в.д} = 0{,}0836 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчетное отношение объемов

$$\frac{V_{в.д}}{V_{н.д}} = \frac{0{,}155}{0{,}472} = 0{,}33;$$

фактическое отношение объемов $\frac{0{,}167}{0{,}472} = 0{,}35$.

Промежуточные параметры существенно не изменятся.

В курсовом и дипломном проектах следует выписать полную характеристику выбранного оборудования.

7. Теоретическая мощность компрессора:

с. н. д.

$$N_{т.н.д} = 0{,}236\,(1860 - 1650) = 49{,}6 \text{ кВт};$$

с. в. д.

$$N_{т.в.д} = 0{,}311\ (1890 - 1673) = 67{,}5\ \text{кВт}.$$

8. Действительная мощность компрессора:
с. н. д.

$$N_{i\ н.д} = \frac{49{,}6}{0{,}8} = 62\ \text{кВт};$$

с. в. д.

$$N_{i\ в.д} = \frac{67{,}5}{0{,}8} = 84{,}4\ \text{кВт}.$$

9. Эффективная мощность:
с. н. д.

$$N_{e\ н.д} = \frac{62}{0{,}85} = 72{,}9\ \text{кВт};$$

с. в. д.

$$N_{e\ в.д} = \frac{84{,}4}{0{,}85} = 99{,}3\ \text{кВт}.$$

Суммарная установленная мощность электродвигателей на каждый агрегат составляет 135 кВт, что значительно превышает потребную.

10. Тепловой поток в конденсаторе

$$Q_к = 290 + (62 + 84{,}4) = 436{,}4\ \text{кВт}.$$

Для сравнения определим тепловой поток в конденсаторе по формулам (5.27а) и (5.27б):
с учетом переохлаждения

$$Q_к = 0{,}311\ (1890 - 560) = 413{,}6\ \text{кВт};$$

без учета переохлаждения

$$Q_к = 0{,}311\ (1890 - 583) = 406{,}5\ \text{кВт}.$$

В курсовых и дипломных проектах тепловой поток в конденсаторе определяют по одной из приведенных формул, желательно по формуле (5.27).

РАСЧЕТ И ПОДБОР ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Конденсаторы

Конденсаторы следует подбирать по действительному тепловому потоку, определенному при тепловом расчете компрессора (см. с. 96 и 106).

Тип конденсатора выбирают в зависимости от назначения установки, условий водоснабжения и качества воды с учетом климатологических данных.

В большинстве случаев для крупных и средних установок, работающих на различных хладагентах, применяют конденсаторы с водяным охлаждением — горизонтальные кожухотрубные. Использовать такие конденсаторы целесообразно при наличии оборотного водоснабжения.

В случае прямоточной системы водоснабжения из естественных водоемов на крупных холодильных установках, работающих на аммиаке, используют вертикальные кожухотрубные конденсаторы.

Для районов с низкой относительной влажностью воздуха рекомендует применять испарительные конденсаторы.

Значительное количество малых и средних холодильных машин, работающ на хладонах, комплектуется конденсаторами с воздушным охлаждением. В свя с ограниченностью запасов воды конденсаторы с воздушным охлаждением долж найти широкое применение на установках любой холодопроизводительност работающих на различных хладагентах, в том числе на аммиаке. Воздушные ко денсаторы можно рекомендовать для установок, расположенных в районах максимальной расчетной температурой воздуха не выше 30°С.

Технические характеристики горизонтальных кожухотрубных конденса ров представлены в табл. 5.7, вертикальных кожухотрубных — в табл. 5 горизонтальных кожухотрубных с наружным оребрением труб для машин, ра тающих на хладонах,— в табл. 5.9, 5.10, воздушных для машин, работающ на аммиаке,— в табл. 5.11.

Таблица

Конденсаторы	Площадь поверхности, м²	Габаритные размеры				Число труб	Условные проходы, мм			Объем межтрубного пространства, м³	Масса аппара
		диаметр D	длина L	ширина B	высота H		пара d	жидкости d_1	воды d_2		
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	50	10	1¼ тр	0,16	
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	50	20	70	0,32	
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	50	20	70	0,39	1
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	50	20	70	0,52	1
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	70	25	80	0,53	1
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	70	25	80	0,7	1
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	80	25	100	0,885	2
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	80	32	125	1,26	3
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	80	32	125	1,58	4
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	100	40	200	2,0	5
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	100	40	200	2,5	6
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	125	50	250	3,5	9
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	125	50	250	4,1	10

Примечания: 1. Трубы в конденсаторах диаметром 25×2,5 мм из стали 10.
2. Число ходов во всех конденсаторах 8, кроме КТГ-10, в котором 10 ходов.
3. Предохранительные клапаны для конденсаторов до КТГ-65 включительно имеют ловный проход D_y15, для остальных D_y25.

Испарительный конденсатор ИК-125 конструкции Гипрохолода представ собой теплообменный аппарат с водо-воздушным охлаждением. Он состои теплообменной батареи вертикально-змеевикового типа из стальных гладких т с площадью поверхности 130 м², форконденсатора коллекторного ти площадью поверхности 32 м² из оребренных труб, двух вентиляторов с об расходом воздуха 7,92 м³/с (28500 м³/ч), деталей крепления. Для интенсифи ции процесса охлаждения воды между рядами труб охлаждающего змее установлены теплообменные поверхности из дерева, пластмассы или дру материалов, используемых в качестве заполнителей водоохлаждающих дреп.

Таблица 5.8

Конденсаторы	Площадь поверхности, м²	Габаритные размеры			Число труб	Диаметр прохода, мм		Объем межтрубного пространства, м³	Масса аппарата, кг
		диаметр D	ширина B	высота H		пара	жидкости		
50 КВ	50	700	920	5500	64	70	32	1,12	2490
75 КВ	75	800	1020	5500	96	70	32	1,27	3350
100 КВ	100	1000	1220	5000	150	80	40	1,8	4650
125 КВ	125	1000	1220	6000	150	80	40	2,2	5590
150 КВ	150	1200	1450	5000	210	100	50	2,64	6625
250 КВ	250	1400	1650	5500	312	125	50	3,64	10605

Примечания: 1. Трубы диаметром 57×3,5 мм выполнены из стали 10 спокойной плавки.

2. Предохранительные клапаны для 50 КВ имеют условный проход D_y15, для остальных марок D_y25.

Таблица 5.9

Конденсаторы	Площадь наружной поверхности, м²	Диаметр обечайки, мм	Длина труб, м	Число труб	Максимальная нагрузка, кВт	Число ходов
КТР-4	4,8	194	1,0	23	15,4	4;2
КТР-6	6,8	219	1,5	29	21,5	4;2
КТР-12	12,8	377; 325	1,0; 1,2	86	43,3	4;2
КТР-18	18	377; 325	1,8	86	62,8	4;2
КТР-25	30	404	1,5	135	105	4
КТР-35	40	404	2,0	135	140	4
КТР-50	49,6	404	2,5	135	178	4
КТР-65	62	500	2,0	210	216	4,2
КТР-85	92,5	500	3,0	210	322	4;2
КТР-110	107	600	2,5	293	373	4
КТР-150	150	600	3,5	293	523	2
КТР-200	200	800	3,0	455	698	4;2
КТР-260	260	800	4,0	455	1360	2

Примечание. В конденсаторах применены медные накатные трубы диаметром 20×3 мм.

Для уменьшения уноса воды над батареей по ходу воздуха установлены элиминаторы (водоотделители).

Общий тепловой поток конденсаторов 315 кВт при удельном тепловом потоке $q_F = 2300$ Вт/м². Расход циркулирующей воды 0,00833 м³/с (30 м³/ч). Расход испаряющейся воды 0,6 м³/ч. Габаритные размеры конденсатора: длина — 4830 мм, ширина — 4560 мм, высота с вентиляторами — 5720 мм. Масса 6970 кг.

При централизованной системе охлаждения подбирают общий конденсатор на всю холодильную установку. При децентрализованной системе охлаждения

Таблица 5.10

Конденсаторы	Площадь наружной поверхности, м²	Диаметр аппарата, мм	Длина труб, мм	Число труб	Условные проходы, мм			Габаритные размеры, мм			Объем межтрубного пространства, м³
					пара	жидкости	воды	длина	ширина	высота	
МКТНР-10	10	325	1500	60	25	20	50	1850	530	665	0,0885
МКТНР-16	16	325	1500	90	40	20	65	1850	530	665	0,0795
МКТНР-25	25	377	2000	110	40	32	65	2450	600	700	0,142
МКТНР-40	40	426	2000	174	50	40	100	2500	640	790	0,185
МКТНР-50	50	426	2500	174	50	40	125	3000	640	790	0,2325
МКТНР-63	63	426	2500	218	65	50	125	3000	535	790	0,2125
МКТНР-80	80	530	2000	358	65	50	150	2530	700	930	0,265
МКТНР-100	100	530	2500	358	80	65	150	3050	700	930	0,335
МКТНР-125	125	530	3000	358	80	65	200	3550	700	930	0,411
МКТНР-160	160	600	2500	530	100	80	200	3150	800	1020	0,430
МКТНР-200	200	600	3000	530	100	80	200	3650	800	1020	0,520
МКТНР-250	250	700	3000	730	125	100	250	3650	870	1155	0,850
МКТНР-315	315	700	3500	730	125	100	250	4150	870	1155	0,990

Примечание. В конденсаторах применены трубы с накатными ребрами особого ти Конденсаторы предназначены преимущественно для судовых установок.

наиболее рационально применение компрессорно-конденсаторных агрегат В последнем случае производится не подбор, а поверочный расчет конденсато входящего в комплект агрегата.

Расчет конденсатора сводится к определению площади теплопередающей верхности, по которой подбирают один или несколько конденсаторов с сумм ной площадью поверхности, равной расчетной.

Рассчитывают расход воды или воздуха и производят подбор насосов или тиляторов или поверочный расчет оборудования, поставляемого в комплекте

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора F (в м²) определяю формуле

$$F = \frac{Q_к \cdot 1000}{k\theta_{ср}}, \qquad (5.1)$$

где $Q_к$ — суммарный тепловой поток в конденсаторе от всех групп компрессоров, опред ный при тепловом расчете компрессора, кВт;

k — коэффициент теплопередачи конденсатора (зависит от типа аппарата) Вт/(м²·К

$\theta_{ср}$ — средняя разность температур между конденсирующимся хладагентом и охла щей средой, К.

Коэффициенты теплопередачи конденсаторов k [в Вт/(м²·К)] различного приведены ниже.

Кожухотрубные	
горизонтальные для аммиака	700—1000
вертикальные » »	800
горизонтальные для хладонов	700
Оросительные	700—930
Воздушного охлаждения	

Таблица 5.11

Длина труб, м	Число рядов труб	Общее количество труб	Площадь наружной поверхности, м²	Примерная производительность вентилятора, м³/с	Количество вентиляторов
Аппараты воздушного охлаждения малопоточного типа (АВМ)					
1,5	4	94	105	7	1
3	4	94	220	14	2
1,5	6	141	160	6	1
3	6	141	325	12	2
1,5	8	188	210	5,5	1
3	8	188	440	11	2
Аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа (АВГ)					
4	4	282	875	39 или 75	1
8	4	282	1770		2
4	6	423	1320	33 или 70	1
8	6	423	2640		2
4	8	564	1740	28 или 67	1
8	8	564	3500		2
Аппараты воздушного охлаждения зигзагообразного типа					
6	4	564	2650	180—220	—
6	6	846	4000		—
6	8	1126	5300		—

Примечания: 1. В таблице указаны площади поверхности аппаратов с коэффициентом оребрения 9.

2. Аппараты малопоточного типа выпускают как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением труб.

3. В аппаратах АВМ и АВГ с удвоенной длиной труб установлено два вентилятора.

4. Документация на аппараты разработана ВНИИнефтемаш.

При расчете площади теплопередающей поверхности можно воспользоваться формулой для определения удельного теплового потока (в Вт/м²)

$$q_F = k\theta_{ср}.$$

Для испарительных конденсаторов удельный тепловой поток $q_F = 1750 \div 2300$ Вт/м².

Среднюю разность температур можно определить как логарифмическую, если отношение разностей температур потоков в начале и конце процесса больше 2, или как арифметическую, если отношение этих разностей температур меньше 2.

Средняя логарифмическая разность температур определяется по формуле

$$\theta_{ср} = \frac{\theta_б - \theta_м}{2{,}3 \lg \frac{\theta_б}{\theta_м}}, \qquad (5.29)$$

где $\theta_б$ — разность температур в начале теплопередающей поверхности (большая разность температур);

$\theta_м$ — разность температур в конце теплопередающей поверхности (меньшая разность температур).

Средняя арифметическая разность температур рассчитывается по формуле

$$\Delta t = t_к - \frac{t_1 + t_2}{2}, \qquad (5.29)$$

где $t_к$ — температура конденсации;

t_1 и t_2 — температура охлаждающей среды, поступающей в конденсатор и отходящей с конденсатора.

По рассчитанной площади поверхности подбирают конденсатор соответствующего типа (следует выписать полную характеристику аппарата).

Расход охлаждающей воды, поступающей в конденсатор, $V_{вд}$ (в м³/с) находят по формуле

$$V_{вд} = \frac{Q_к}{c\rho\Delta t_{вд}}, \qquad (5.30)$$

где $Q_к$ — суммарный тепловой поток в конденсаторе, кВт;

c — удельная теплоемкость воды [$c = 4{,}19$ кДж/(кг · К)];

ρ — плотность воды ($\rho = 1000$ кг/м³);

$\Delta t_{вд}$ — подогрев воды в конденсаторе, К.

По расходу воды с учетом необходимого напора подбирают насос или несколько насосов необходимой производительности. Обязательно предусматривают резервный насос.

По той же формуле (5.30) можно определить расход воздуха для конденсаторов воздушного охлаждения, только в формулу подставляют соответственно значения удельной теплоемкости и плотности воздуха и разность температур между входящим и выходящим воздухом на конденсаторе.

Удельная теплоемкость воздуха $c = 1$ кДж/(кг · К), плотность воздуха при температуре 20—35°С $\rho = 1{,}2 \div 1{,}15$ кг/м³.

В курсовых и дипломных проектах следует определять тепловой поток и площадь теплопередающей поверхности конденсатора при наиболее тяжелых условиях работы.

Примеры расчета конденсаторов. 1. Подобрать испарительный конденсатор для холодильной машины, работающей на аммиаке, холодопроизводительностью $Q_0 = 200$ кВт при $t_0 = -22$°С, $t_к = 36$°С, $t_п = 31$°С, $t_{вс} = -15$°С. Тепловой поток в конденсаторе $Q_к = 270{,}3$ кВт—см. пример расчета одноступенчатого компрессора (с. 101).

При расчете параметров был принят испарительный конденсатор с удельным тепловым потоком $q_F = 2000$ Вт/м².

Потребная площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$F = \frac{Q_к}{q_F} = \frac{270{,}3 \cdot 1000}{2000} = 135{,}2 \text{ м}^2.$$

Принимаем испарительный конденсатор ИК-125 с площадью поверхности теплообмена 130 м². Уменьшение поверхности против расчетной приведет к некоторому повышению температуры конденсации (в данном случае до 36,5°С).

Расход воды на восполнение потерь составляет 0,6 м³/ч (0,00017 м³/с).

2. Определить площадь теплопередающей поверхности и подобрать конденсатор холодильной машины, работающей на хладоне-12 при $t_0 = -14$°С, $t_к = 32$°С, $t_п = 19$

$t_{вс} = 16°C$. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 100$ кВт. Параметры определены в примере 3.

Для расчета принимаем: температура воды, поступающей на конденсатор, $t_{вд1} = 22°C$, температура воды, отходящей с конденсатора, $t_{вд2} = 27°C$. Конденсатор горизонтальный кожухотрубный с наружным оребрением труб типа КТР. Коэффициент теплопередачи $k = 700$ Вт/(м²·К).

Для расчета конденсатора определяем:

а) расход агента по формуле (5.2)

$$M = \frac{100}{549 - 418{,}3} = 0{,}765 \text{ кг/с};$$

б) тепловой поток в конденсаторе по формуле (5.8б)

$$Q_к = 0{,}765\,(595 - 431{,}1) = 125{,}4 \text{ кВт};$$

в) среднюю логарифмическую разность температур по формуле (5.29)

$$\theta_{ср} = \frac{10 - 5}{2{,}3 \lg \frac{10}{5}} = 7{,}25° C.$$

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора определяем по формуле (5.28)

$$F = \frac{125{,}4 \cdot 1000}{700 \cdot 7{,}25} = 24{,}7 \text{ м}^2.$$

По табл. 5.9 можно выбрать конденсатор КТР-25 с площадью поверхности теплообмена 30 м². Если конденсатор входит в комплект поставки компрессорно-конденсаторного агрегата, то следует установить, достаточна ли его площадь поверхности для заданного режима работы.

Расход воды на охлаждение конденсатора рассчитываем по формуле (5.30)

$$V_{вд} = \frac{125{,}4}{4{,}19 \cdot 1000 \cdot 5} = 0{,}006 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По расходу воды подбираем насос марки 2К-6б производительностью 6,9 л/с.

3. Определить площадь теплопередающей поверхности и подобрать конденсатор для холодильной машины, работающей на аммиаке при $t_0 = -40°C$, $t_к = 35° C$, $t_п = 30°C$, $t_{вс} = -30°C$. Холодопроизводительность машины $Q_0 = 290$ кВт, тепловой поток в конденсаторе $Q_к = 436{,}4$ кВт. Определение параметров и тепловой расчет машины произведены ранее (см. с. 108).

Произведем подбор двух вариантов конденсаторов (с водяным и воздушным охлаждением), условно приняв температуру конденсации одинаковой в обоих случаях (в действительности при водяном охлаждении температура конденсации будет ниже).

а) Вариант с горизонтальным кожухотрубным конденсатором.

Температура воды, поступающей в конденсатор, $t_{вд1} = 25°C$, отходящей с конденсатора, $t_{вд2} = 30°C$.

Средняя разность температур $\theta_{ср} = 7{,}25°C$ (расчет такой же, как в предыдущем примере).

Коэффициент теплопередачи конденсатора $k = 800$ Вт/(м²·К).

Площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$F = \frac{436{,}4 \cdot 1000}{800 \cdot 7{,}25} = 75{,}2 \text{ м}^2.$$

По табл. 5.7 принимаем конденсатор КТГ-90 или два конденсатора КТГ-40. Решение зависит от равномерности нагрузки и других факторов, которые необходимо учесть при выборе оборудования.

Расход воды на охлаждение конденсатора

$$V_{вд} = \frac{436,4}{4,19 \cdot 1000 \cdot 5} = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем три насоса марки 3К-9а производительностью 11,1 л/с каждый (один насос резервный).

б) Вариант с конденсатором воздушного охлаждения.

Температура входящего воздуха $t_{в_1} = 26°$ С, выходящего $t_{в_2} = 32°$С.

Средняя разность температур

$$\theta_{ср} = \frac{9-3}{2,3 \lg \frac{9}{3}} = 5,5° \text{С}.$$

Коэффициент теплопередачи конденсатора $k = 30$ Вт/(м²·К). Площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$F = \frac{436,4 \cdot 1000}{30 \cdot 5,5} = 2645 \text{ м}^2.$$

По табл. 5.11 выбираем аппарат воздушного охлаждения горизонтального типа АВГ с площадью поверхности охлаждения 2640 м², длиной труб 8 м (число рядов труб 6).

Расход воздуха

$$V_в = \frac{436,4}{1 \cdot 1,2 \cdot 6} = 60,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Аппараты с удвоенной длиной труб обслуживаются двумя вентиляторами. На данном аппарате установлены вентиляторы производительностью 33 м³/с каждый.

Испарители рассольные

Выбор рассольных испарителей определяется принятой системой охлаждения: при закрытой системе охлаждения принимают кожухотрубные испарители, при открытой — панельные.

Площадь теплопередающей поверхности испарителя F (в м²) определяют по формуле

$$F = \frac{Q_и}{k \Delta t}, \qquad (5.31)$$

где $Q_и$ — тепловой поток в испарителе, определенный тепловым расчетом, Вт.

k — коэффициент теплопередачи испарителя [зависит от типа испарителя, (Вт/(м² · К)];

Δt — средняя разность температур между хладоносителем и кипящим хладагентом.

Средняя разность температур для машин, работающих на аммиаке, 5—6°С, для машин, работающих на хладонах, в аппаратах затопленного типа 6—8°С, в аппаратах с кипением хладагента внутри труб 8—10°С. Соответственно удельный тепловой поток $q_F = k \Delta t$ для ориентировочных расчетов можно принять (в Вт/м²):

Испарители для аммиака	
кожухотрубный ИКТ	3500
панельный ИП	2300—3500
Испарители для хладона-22	
кожухотрубный с трубами	
накатными медными	4700—6400
гладкими стальными	2300—4700
с кипением хладагента внутри труб ИТВР	2300—11000

Для испарителей, работающих на хладоне-12, коэффициенты теплопередачи и удельный тепловой поток примерно на 10% меньше, чем для испарителей, работающих на хладоне-22.

Расход хладоносителя $V_р$ (в м³/с), необходимый для отвода теплопритоков в охлаждаемом объекте, можно определить по формуле

$$V_р = \frac{Q_и}{c_р \rho_р \Delta t_р}, \qquad (5.32)$$

где $V_р$ — расход хладоносителя, м³/с;
$Q_и$ — тепловой поток в испарителе, кВт;
$c_р$ — удельная теплоемкость хладоносителя при средней рабочей температуре, кДж/(кг·К);
$\rho_р$ — плотность рассола, кг/м³;
$\Delta t_р$ — разность температур рассола на входе в испаритель и на выходе из него, К.

Разность температур рассола на входе и выходе из испарителя (в °С) принимают в зависимости от вида охлаждаемых аппаратов:

Батареи и воздухоохладители	2—3
Технологические аппараты	4—6
Мембранные скороморозильные аппараты	1

По расходу хладоносителя подбирают насос с учетом необходимого напора (см. с. 173—175).

В проектных организациях тепловой поток в испарителе определяют в зависимости от общего расхода хладоносителя.

В установках с рассольным охлаждением, предназначенных для предприятий торговли и общественного питания, определяют действительный коэффициент рабочего времени и количество циркулирующего рассола. Холодильную машину выбирают по холодопроизводительности брутто с учетом потерь в трубопроводах и аппаратах, пользуясь графиками зависимости холодопроизводительности от температуры кипения хладагента с учетом температуры конденсации.

Технические характеристики испарителей приведены в таблицах: панельных — в табл. 5.12, горизонтальных кожухотрубных для работы на аммиаке и хладонах типа ИКТ — в табл. 5.13, с внутритрубным кипением хладонов типа ИТВР — в табл. 5.14.

Пример расчета рассольного испарителя. Установить режим работы, выбрать концентрацию рассола и подобрать испаритель для охлаждения камер холодильника для хранения фруктов. Температура воздуха в камерах —0,5°С. Тепловой поток в испарителе, определенный тепловым расчетом с учетом потерь, $Q_и$ = 250 кВт.

Для камер хранения фруктов целесообразно принять перепад температур между воздухом камеры и рассолом 5—6° С.

Таблица 5.12

Испарители	Площадь поверхности, м²	Количество секций	Габаритные размеры, мм			Вместимость по аммиаку, м³
			длина	ширина	высота	
30ИП	30	6×5	3470	575	1050	0,169
40ИП	40	8×5	3470	735	1050	0,223
60ИП	60	12×5	3670	1060	1050	0,332
90ИП	90	18×5	3670	1045	1050	0,497
120ИП	120	12×10	6100	1115	1200	0,501
180ИП	180	18×10	6100	1625	1200	0,744
240ИП	240	24×10	6100	2135	1200	1,008
320ИП	320	32×10	6100	2815	1200	1,34

Таблица 5.13

Испарители	Площадь поверхности, м²	Габаритные размеры, мм				Число труб	Объем межтрубного пространства, м³
		диаметр	длина	ширина	высота		
ИКТ-40	40,7	600×8	3580	1075	1590	216	0,52
ИКТ-50	54	600×8	4580	1075	1590	216	0,7
ИКТ-65	67,8	600×8	5580	1075	1590	216	0,885
ИКТ-90	96,8	800×8	4670	1310	1950	386	1,14
ИКТ-110	121	800×8	5670	1310	1950	386	1,58
ИКТ-140	154	1000×10	4800	1493	2270	616	2,1
ИКТ-180	193	1000×10	5800	1493	2270	616	2,64
ИКТ-250	273	1200×12	5920	1788	2670	870	3,8
ИКТ-300	327	1200×12	6920	1788	2670	870	4,5

Примечание. Число ходов в ИКТ-250 и ИКТ-300 — 4, а остальных — 8.

Таблица 5.

Испарители	Площадь поверхности, м²	Диаметр аппарата, мм	Длина аппарата, мм	Число труб	Число ходов	Вместимость по хладагенту, м³
ИТВР-5	5	273	1500	64	26	0,0054
ИТВР-6,3	6,3	273	2000	64	28	0,0072
ИТВР-8	8	325	1500	98	20	0,0087
ИТВР-10	10	325	2000	98	22	0,0116
ИТВР-12,5	12,5	325	2500	98	20	0,0145
ИТВР-16	16	325	3000	98	22	0,0175
ИТВР-20	20	426	2000	184	14	0,0216
ИТВР-25	25	426	2500	184	14	0,027
ИТВР-31,5	31,5	426	3000	184	14	0,0324
ИТВР-40	40	530	2500	282	12	0,041
ИТВР-50	50	530	3000	282	10	0,049
ИТВР-63	63	600	2500	416	10	0,061
ИТВР-80	80	600	3000	416	8	0,072
ИТВР-100	100	700	3000	568	6	0,1
ИТВР-125	125	700	3500	568	6	0,117
ИТВР-160	160	800	3500	750	6	0,154
ИТВР-200	200	800	4000	750	6	0,176

Примечание. Испарители ИТВР-5 — ИТВР-16 имеют одну трубную решетку и 1 разные трубки, остальные испарители имеют две трубные решетки.

Принимаем температуру рассола, выходящего из испарителя и подаваемого в воздухоохладители камер, $t_{p_2} = -7°C$, подогрев рассола в воздухоохладителе 2°С (температура рассола, поступающего в испаритель, $t_{p_1} = -5°C$).

Температуру кипения аммиака принимаем на 5°С ниже температуры рассола, выходящего из испарителя,

$$t_0 = -7-5 = -12°C.$$

Для аакрытой системы охлаждения температура замерзания рассола должна быть на 8—10°С ниже температуры кипения. По табл. 4.1 принимаем раствор хлористого кальция с температурой замерзания —21,2°С. Содержание соли в растворе 21,9%, плотность рассола при 15°С $\rho_p = 1{,}2$ кг/л $= 1200$ кг/м^3. Удельная теплоемкость рассола при средней температуре рассола —6°С $c_p = 2{,}99$ кДж/(кг·К).

Средняя разность температур между рассолом и кипящим хладагентом

$$\Delta t = \frac{-7-5}{2} - (-12) = 6°C.$$

При такой разности температур удельный тепловой поток для кожухотрубных испарителей, работающих на аммиаке, может быть принят $q_F = 3500$ Вт/м^2.

Площадь теплопередающей поверхности испарителя

$$F = \frac{250000}{3500} = 71{,}4 \text{ м}^2.$$

Принимаем два кожухотрубных испарителя марки ИКТ-40 с площадью поверхности охлаждения 40,7 м^2 каждый.

Расход теплоносителя определяем по формуле (5.32)

$$V_p = \frac{250}{2{,}99 \cdot 1200 \cdot 2} = 0{,}0348 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По этому расходу целесообразно выбрать два рабочих насоса половинной производительности каждый и один резервный.

Принимаем всего три центробежных насоса 3К-6а производительностью 18 л/с каждый. Насосы должны быть включены параллельно.

Камерное оборудование

Камерное оборудование подбирают в соответствии с принятым способом охлаждения.

На предприятиях торговли и общественного питания при непосредственном охлаждении камер используют батареи, входящие в комплект поставки принятой машины. При рассольном охлаждении поверхность батарей из оребренных или гладких труб определяется расчетом в зависимости от теплопритоков в камеру.

На крупных холодильниках в камерах хранения неупакованных мороженых грузов применяют потолочные и пристенные батареи из гладких или оребренных труб, а также панельные батареи.

Гладкотрубные батареи изготовляют из труб диаметром 57 × 3,5 мм с шагом от 180 до 300 мм.

Батареи из оребренных труб следует проектировать из секций по ГОСТ 17645—78 «Секции стальные оребренные охлаждающих батарей холодильных установок». Секции изготавливают из труб диаметром 38 × 2,5 мм. Наружное оребрение труб производится путем поперечно-спиральной навивки на трубы стальной ленты толщиной 0,8—1,0 мм. Ширина ленты 45 мм. Шаг оребрения 20 мм для

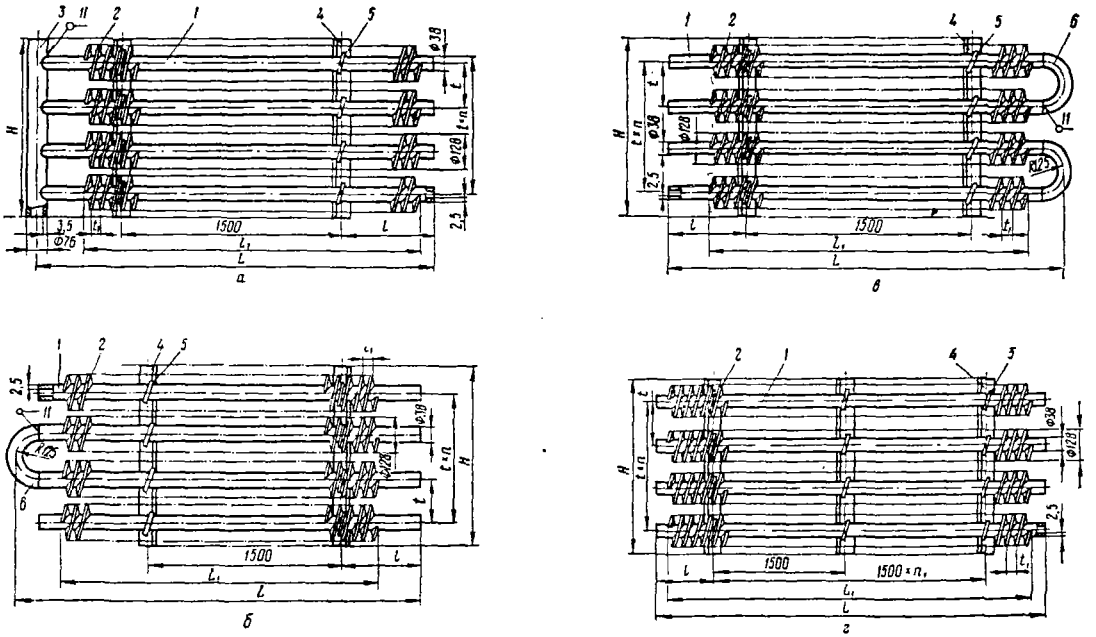

Рис. 5.10. Секции стальные оребренные охлаждающих батарей по ГОСТ 17645—78:
а — одноколлекторная типа СК; *б* — змеевиковая головная типа СЗГ; *в* — змеевиковая хвостовая типа СЗХ; *г* — средняя типа СС; *1* — труба; *2* — лента; *3* — коллектор; *4* — уголок; *5* — хомутик; *6* — калач.

холодильных камер с упакованными продуктами и 30 мм для холодильных камер с неупакованными продуктами.

Секции охлаждающих батарей изготовляют шести типов: СК — стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ — змеевиковые головные; СЗХ — змеевиковые хвостовые; СС — средние; СЗ — змеевиковые; С2К — двухколлекторные.

Конструкции секций представлены на рис. 5.10, а основные размеры — в табл. 5.15.

Таблица 5.15

Тип секций	L	L_1	l	H	n	n_1	Площадь поверхности охлаждения, м²		Масса, кг	
							$t_1=20$	$t_1=30$	$t_1=20$	$t_1=30$
СК	2750	2600	750	1000	3	—	20,7	14,3	108,9	83,9
				1500	5		31,0	21,5	163,6	126,1
СЗГ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	104,4	80,4
				1500	5		29,8	20,5	157,5	120,5
СЗХ	2750	2525	750	1000	3	—	19,9	13,7	105,2	81,2
				1500	5		29,8	20,5	158,3	121,3
	3000	2900	750	1000	3	1	22,8	15,7	117,1	90,0
				1500	5		34,2	23,6	176,7	134,9
СС	4500	4400	750	1000	3	2	34,5	23,8	178,2	135,7
				1500	5		51,8	35,7	267,2	203,7
	6000	5900	750	1000	3	3	46,3	31,9	238,3	181,7
				1500	5		69,5	47,9	357,4	272,4

Примечания: 1. Расстояние между трубами для всех секций 250 мм.
2. Секции змеевиковые СЗ и двухколлекторные С2К выпускаются длиной 2000 и 4500 мм.

Из секций можно получить батареи практически любой длины и поверхности

Площадь теплообменной поверхности батарей F (в м²) определяют по формуле

$$F = \frac{Q_{обор}}{k\Delta t}, \qquad (5.33)$$

где $Q_{обор}$ — суммарная нагрузка на камерное оборудование, определенная тепловым расчетом (см. с. 69), Вт;
k — коэффициент теплопередачи прибора охлаждения, Вт/(м² · К),
Δt — разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом при непосредственном охлаждении или средней температурой хладоносителя при рассольном охлаждении.

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м² · К)] для гладкотрубных батарей приведены ниже.

	Температура воздуха в камере, °С	
	0	—20
Гладкотрубные батареи		
потолочные	9,8	7
пристенные	9,8—14	7—9,9

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м² · К)] батарей из оребренных труб диаметром 38 × 2,5 мм следующие.

	Температура воздуха в камере, °С	
	0	—20
Оребренные батареи		
потолочные		
однорядные	5,9—5,1	4,7—4,2
двухрядные	5,6—4,8	4,4—4,0
пристенные		
4 трубы по высоте	4,7—4,1	3,6—3,3
8 труб по высоте	4,3—3,7	3,4—3,0

Бо́льшие значения коэффициентов относятся к батареям с шагом ребер 30 мм, ме́ньшие — с шагом ребер 20 мм. При изготовлении батарей из труб диаметром 57 × 3,5 мм с шагом ребер 35,7 мм коэффициент теплопередачи следует принимать, как для батарей с шагом ребер 30 мм.

Коэффициенты теплопередачи для батарей с верхней подачей следует принимать на 10% меньше приведенных значений.

Батареи из секций составляют так, чтобы они свободно размещались на потолке или стенах.

Минимальное количество секций — две: головная и хвостовая, если батарея змеевиковая, или обе коллекторные. Между этими секциями могут быть вварены средние секции, количество которых зависит от длины камеры. Нужно, чтобы батарея имела отступы от торцевых стен не менее 1 м. Каждая такая батарея имеет определенную площадь теплопередающей поверхности.

В первую очередь размещают батареи на потолке камеры и определяют тепловой поток, который может быть отведен ими. Если потолочных батарей будет недостаточно, то принимают пристенные батареи, которые практически имеют те же размеры и площадь поверхности, и производят определение теплового потока, отведенного ими.

Панельные батареи можно применять в камерах длительного хранения неупакованных продуктов, чтобы уменьшить потери от усушки. Панельные батареи проектируют из элементов, выполненных из труб диаметром 38 × 3 мм, приваренных к стальному листу толщиной 1,6 мм, с шагом 300 мм. Рекомендуемая ширина элемента 900 мм. Длина элемента определяется условиями монтажа и зависит от наличия подъемно-транспортных средств.

Панельными батареями покрывают всю поверхность потолка в камерах одноэтажных и верхних этажей многоэтажных холодильников. Площадь теплопередающей поверхности панельных батарей определяют с учетом того, что поверхность батарей, обращенная к наружным ограждениям, поглощает только теп-

которое проникает через них. Следовательно, рассчитывают площадь поверхности (в м²), обращенной в камеру:

$$F_п + F_с = \frac{Q_{обор} - Q_1^п - Q_1^с}{k\Delta t}, \qquad (5.34)$$

где $F_п$ — площадь поверхности потолочных батарей, обращенной в камеру, м²;
$F_с$ — площадь поверхности пристенных батарей, обращенной в камеру, м²;
$Q_{обор}$ — общее количество теплопритоков в камеру, определенное тепловым расчетом, Вт;
$Q_1^п$ — теплопритоки через покрытие с учетом действия солнечной радиации, Вт;
$Q_1^с$ — теплопритоки через наружные стены с учетом действия солнечной радиации, Вт;
$k\Delta t$ — удельный тепловой поток, Вт/м².

Удельный тепловой поток следует принимать не более 47 Вт/м².

Если поверхности панельных батарей, расположенных у наружных ограждений, окажется недостаточно, то устанавливают дополнительно панельные батареи на внутренних стенах. В этом случае воздушный продух за батареями не герметизируют, а поверхность теплообмена учитывают полностью, включая поверхность, обращенную к стене.

Воздухоохладители устанавливают как непосредственно в камерах, так и вне их. В настоящее время все более широкое распространение получают подвесные воздухоохладители, не занимающие полезной площади камеры. Из воздухоохладителей такого типа наиболее пригодными являются аппараты с пластинчатым оребрением марок ВОП и ВОГ, характеристики которых приведены в табл. 5.16.

Таблица 5.16

Воздухоохладители	Площадь поверхности, м²	Тепловой поток при $\Delta t = 10°C$, Вт	Шаг ребер	Вентиляторы					Мощность электронагревателей, кВт	Вместимость по аммиаку, л
				количество	диаметр, мм	частота вращения, об/с	мощность, кВт	расход воздуха, м³/с		
ВОП-50	50	6000	13,4	2	400	16,7	0,4	0,67	8,68	22
						25	0,6	0,95		
ВОП-75	75	9000	8,6	2	400	16,7	0,4	0,67	8,68	22
						25	0,6	0,95		
ВОП-100	100	12000	17,5	2	600	16,7	1,1	1,38	12	30
						25	1,5	2,07		
ВОП-150	150	18000	11,3	2	600	16,7	1,1	1,38	12	30
						25	1,5	2,07		
ВОГ-100	100	12000	17,5	2	600	16,7	1,1	1,82	12	30
						25	1,5	2,72		
ВОГ-230	230	27000	17,5|13,4	1	800	25	4,0	4,7	25	60

В воздухоохладителях ВОП-50, ВОП-75, ВОГ-100 и ВОГ-230 (рис. 5.11) воздух перемещается горизонтально, в воздухоохладителях ВОП-100 и ВОП-150 воздух всасывается снизу, а затем распределяется в горизонтальном направлении.

Воздухоохладители ВОП-50 и ВОП-75 различаются между собой только шагом ребер, так же как и воздухоохладители ВОП-100 и ВОП-150 (рис. 5.11,*а*, *б*).

Воздухоохладитель ВОГ-230 (рис. 5.11, *в*) предназначен для создания поддержания температурного режима в камерах замораживания или охлаж ния мяса. В отличие от других воздухоохладителей с одинаковым шагом реб во всех секциях, в воздухоохладителе ВОГ-230 батареи, установленные на вхо воздуха, имеют большие расстояния между ребрами.

Во всех воздухоохладителях использованы трубы диаметром 25 × 2,5 и или 25 × 2 мм.

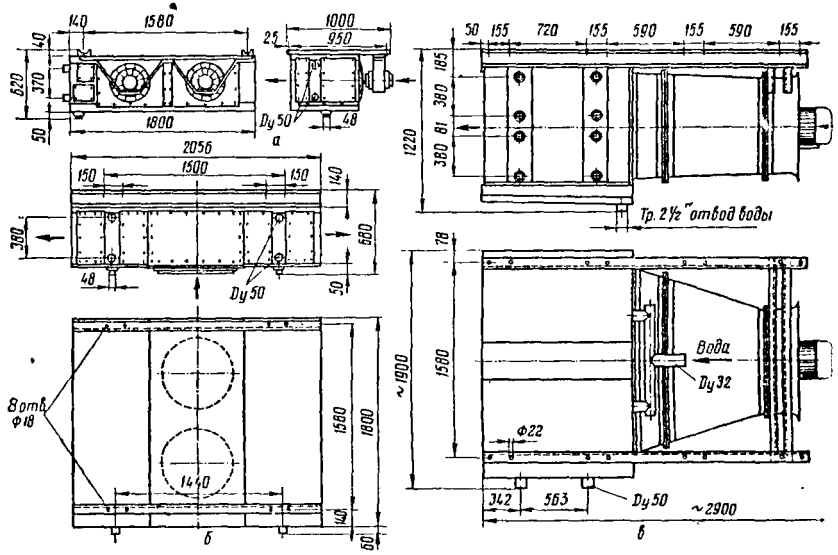

Рис. 5.11. Воздухоохладители подвесного типа:
а — ВОП-50 (ВОП-75); *б* — ВОП-100 (ВОП-150); *в* — ВОГ-230 для камер охлаждения и замораж вания.

Оттаивание слоя инея с воздухоохладителей в камерах с температурой в 2°С производится воздухом, в камерах с более низкой температурой оттаив комбинированное: горячими парами аммиака с одновременным подогревом э тронагревателями. В воздухоохладителе ВОГ-230 оттаивание снеговой и производится нагревом электронагревателями с одновременным орошением верхности водой или горячими парами аммиака и орошением поверхности во

Возможно применение воздухоохладителей со спирально-навивными реб тыми поверхностями. В соответствии с ГОСТ 18983—73 «Воздухоохлади стальные с поперечно-спиральным оребрением» изготовляют воздухоохлади трех типов: НВОЛ-1 — навесные для камер хранения продуктов; НВОЛ-2 – весные для камер охлаждения или замораживания; ПВОЛ — постаментные камер хранения продуктов.

Воздухоохладители навесные имеют площадь поверхности охлаждения с до 250 м². Для изготовления их используют трубы диаметром 25 × 2,5 и

стальную ленту 20 × 0,6 мм. Шаг навивки для НВОЛ-1 10 мм, для НВОЛ-2 — 16 мм.

Воздухоохладители постаментные изготовляют из труб диаметром 38 × 3 мм и стальной ленты 30 × 0,8 мм, навиваемой с шагом 13,3 мм. Площадь воздухоохладителей ПВОЛ 100; 160 и 250 м².

Воздухоохладители типов НВОЛ и ПВОЛ могут быть включены как в схемы непосредственного кипения аммиака, так и в схемы с хладоносителем.

На практике встречаются воздухоохладители со спирально-навивными ребристыми поверхностями с шагом 20 и 30 мм и площадью поверхности от 60 до 600 м², изготовляемые по чертежам проектных организаций как нестандартное оборудование.

Для установок, работающих на хладонах, воздухоохладители изготовляют из медных труб диаметром от 10 до 18 мм, с толщиной стенки от 0,5 до 1,5 мм. Ребра пластинчатые из алюминия толщиной 0,3 мм.

Воздухоохладители небольшой производительности, предназначенные для предприятий торговли и общественного питания, выпускают двух типов: с электронагревателями для камер с температурой ниже 2°С и без электронагревателей. Некоторые данные о воздухоохладителях 2ВО приведены в табл. 5.17.

Таблица 5.17

Воздухоохладители	Площадь поверхности, м²	Тепловой поток при $\Delta t = 10$°С, Вт	Количество вентиляторов	Мощность электродвигателей, Вт	Габаритные размеры, мм		
					высота	длина	ширина
2ВО7	6,5	815	1	50	465	555	445
2ВО9	9,6	1160	1	50	465	530	445
2ВО14	13,6	1630	2	100	465	555	765
2ВО20	20	2320	2	100	465	630	765

Примечание. Воздухоохладители для камер с температурой ниже 2°С имеют электронагреватели; в обозначение воздухоохладителей с нагревателями входит индекс 1 (например, 2ВО9-1).

Для крупных холодильных машин разработан ряд воздухоохладителей, которые могут выпускаться левой и правой моделей. Раздача хладагента производится с помощью распределителя в 18 параллельно работающих шлангов. Все воздухоохладители имеют одинаковые габаритные размеры 1960 × 970 (975) × × 320 (400) мм. Размеры в скобках относятся к аппаратам, трубная решетка которых собрана из коробочек. Площадь наружной поверхности аппарата изменяется за счет шага ребер (табл. 5.18).

Таблица 5.18

Воздухоохладители	Площадь наружной поверхности, м²	Шаг ребер, мм	Воздухоохладители	Площадь наружной поверхности, м²	Шаг ребер, мм
ВО-80	82	10	ВО-150	155	5
ВО-100	105	7,5	ВО-300	301	2,5

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле (5.34), подставив в нее значение коэффициента теплопередачи воздухоохладителя.

Для воздухоохладителей с оребренной наружной поверхностью коэффициент теплопередачи можно принять в зависимости от температуры кипения аммиака (или хладоносителя):

t, °С	—40	—20	—15	0 и выше
k, Вт/(м²·К)	11,6	12,8	14,0	17,5

Для гладкотрубных аммиачных воздухоохладителей $k = 35 \div 43$ Вт/(м²·К).

Для воздухоохладителей, работающих на хладонах, при температурном напоре $0 = 10$°С коэффициент теплопередачи $k = 12$ Вт/(м²·К). При увеличении температурного напора коэффициент теплопередачи увеличивается.

Разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом можно принимать в соответствии с рекомендациями, приведенными ранее (см. с. 86—87).

По рассчитанной площади поверхности подбирают один или несколько воздухоохладителей с таким расчетом, чтобы распределение температур по всему объему помещения было равномерным. При этом нужно следить, чтобы скорость движения воздуха в камере не превышала допустимую.

После выбора воздухоохладителей следует проверить, достаточна ли объемная подача $V_в$ (в м³/с) установленных вентиляторов:

$$V_в = \frac{Q_{обор}}{\rho_в (i_1 - i_2)}, \qquad (5$$

где $Q_{обор}$ — тепловая нагрузка на оборудование, Вт (кВт);

$\rho_в$ — плотность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, кг/м³;

$i_1 - i_2$ — разность энтальпий входящего и выходящего воздуха в воздухоохладитель Дж/кг, (кДж/кг).

Плотность воздуха и энтальпии воздуха на входе и выходе определяют по d—i-диаграмме для влажного воздуха.

Степень охлаждения воздуха в аппарате зависит от назначения камеры и продукта. Принимают, что в воздухоохладителях камер хранения воздух охлаждается на 2—3° С, камер холодильной обработки — на 5—10° С, а в некоторых случаях на 15° С.

При подстановке данных в формулу следите за размерностью величин.

Для рассольных воздухоохладителей следует определить расход рассола, полагая, что он нагревается на 2—3° С.

При выборе камерных приборов охлаждения для камер охлаждения или замораживания продуктов необходимо учесть, что в первый период после загрузки продуктов нагрузка на оборудование очень большая (так называемая «пиковая»). Для снятия «пиковых» нагрузок целесообразно увеличить поверхность охлаждающих приборов (обычно воздухоохладителей) на 30% против расчетной.

Примеры расчета камерного оборудования. 1. Определить площадь теплопередающей поверхности батарей камеры хранения мороженых грузов с температурой воздуха $t_в = -$

Тепловая нагрузка на оборудование $Q_{обор} = 28180$ Вт (см. пример 1 в главе 3). Размеры камеры 24 × 12 м.

Потолочные батареи удобнее всего размещать между балками. Следовательно, длина батарей может быть не более 10 м, так как должны быть оставлены отступы от стен по 1

Батареи изготовляют из стандартных секций (см. табл. 5.15). Принимаем батарею, состоящую из двух коллекторных секций СК из 6 труб и одной средней секции СС. Длина секций СК 2750 мм, секции СС 4500 мм. Общая длина батареи $l_б = 2 \cdot 2750 + 4500 = 10000$ мм. Ширина батареи из 6 труб 1500 мм.

Площадь поверхности батарей при шаге навивки ребер 30 мм (для неупакованных грузов)

$$F_б = 2 \cdot 21{,}5 + 35{,}7 = 78{,}7 \text{ м}^2.$$

Потребную площадь поверхности батарей определяем по формуле (5.33)

$$F = \frac{28180}{4{,}7 \cdot 10} = 600 \text{ м}^2,$$

где коэффициент теплопередачи потолочной однорядной батареи из оребренных труб с шагом 30 мм $k = 4{,}7$ Вт/(м²·К). Разность температур между воздухом камеры и кипящим хладагентом $\Delta t = 10$°С.

В камере необходимо разместить

$$n = \frac{600}{78{,}7} = 7{,}6.$$

Принимаем 8 батарей. В каждом пролете устанавливаем по две батареи.

2. Определить площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителей, установленных в камере хранения фруктов с температурой воздуха $t_в = 0$°С.

Тепловая нагрузка на оборудование $Q_{об.р} = 23100$ Вт (см. пример 2 в главе 3).

Принимаем, что охлаждение непосредственное. Температура кипения аммиака $t_0 = -5$°С. Коэффициент теплопередачи воздухоохладителя $k = 16$ Вт/(м²·К).

Температура воздуха, входящего в воздухоохладитель, $t_1 = 1$°С, удельная энтальпия $i_1 = 10\,000$ Дж/кг, температура выходящего воздуха $t_2 = -1$°С, удельная энтальпия $i_2 = 6900$ Дж/кг, плотность воздуха $\rho_в = 1{,}29$ кг/м³.

Потребная площадь поверхности воздухоохладителя

$$F = \frac{23100}{16 \cdot 5} = 289 \text{ м}^2.$$

Принимаем три воздухоохладителя марки ВОП-100 (см. табл. 5.13). Расход воздуха

$$V_в = \frac{23100}{1{,}29 \cdot 3100} = 5.78 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Воздухоохладители укомплектованы вентиляторами, обеспечивающими необходимый расход воздуха.

Переохладители

Для уменьшения потерь при дросселировании жидкого хладагента необходимо понизить температуру его перед регулирующим вентилем. Для этого используют водяные противоточные переохладители, включаемые в схему после линейного ресивера. Переохладители следует включать в схему, когда температура воды, поступающей на восполнение потерь в оборотной системе водоснабжения, ниже температуры воды, поступающей в конденсатор. В схемах с испарительным и воздушным конденсатором переохладитель не предусматривают.

Расчет переохладителя сводится к определению потребной площади теплопередающей поверхности F (в м²) по формуле

$$F = \frac{Q_{по}}{k \Delta t}, \qquad (5.36)$$

где $Q_{по}$ — тепловой поток в переохладителе, Вт;
k — коэффициент теплопередачи переохладителя, Вт/(м² · К); $k = 465 \div 700$ Вт/(м² · К);
Δt — средняя арифметическая разность температур между хладагентом и водой, °С.

Тепловой поток в переохладителе (в Вт) рассчитывают по формулам:
для одноступенчатой машины

$$Q_{по} = M(t_{3'} - t_3); \quad (5.37)$$

для двухступенчатой машины

$$Q_{по} = M(t_{5'} - t_5). \quad (5.38)$$

Переохладитель подбирают по суммарному тепловому потоку для всех машин, включенных в схему.

Расход воды на переохладитель $V_в$ (в м³) определяют в зависимости от теплового потока и нагрева воды:

$$V_{вд} = \frac{Q_{по}}{cp\Delta t_{вд_{по}}}, \quad (5.39)$$

где $\Delta t_{вд_{по}}$ — нагрев воды на переохладителе.

Расход воды обычно небольшой. Свежая вода подается на переохладитель, а затем добавляется к оборотной или используется для охлаждения других объектов (конденсатор, компрессор).

Техническая характеристика противоточных переохладителей дана в табл. 5.19.

Таблица 5.1

Переохладители	Площадь поверхности охлаждения, м²	Число секций	Число труб в секции	Размеры, мм		
				высота	общая длина	длина между крайними трубами
6ПП	5,85	1	12	1380	5200	803
8ПП	7,8	1	16	1690	5200	1095
12ПП	11,7	2	12	1700	5350	803
16ПП	15,6	2	16	2010	5350	1095

ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Ресиверы

В схему холодильной установки в зависимости от выбранной системы охлаждения могут быть включены циркуляционные, линейные, дренажные и защитные ресиверы. Правильный выбор вместимости аппаратов обеспечивает безопасность работы системы. В соответствии с правилами техники безопасности на аммиачных холодильных установках вместимость ресиверов следует определять, исходя из следующих соображений.

Линейные ресиверы должны вмещать аммиака не менее 30% объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака и 60% объема батарей и воздухоохладителей в автомати

зированных насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения. При наличии на всасывающих трубопроводах приборов охлаждения соленоидных вентилей вместимость ресивера можно уменьшить до 30% объема батарей и воздухоохладителей.

В автоматизированных безнасосных системах вместимость линейных ресиверов определяют так же, как в насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Циркуляционные ресиверы должны быть рассчитаны на прием сверх рабочего заполнения жидкого аммиака, сливаемого из приборов охлаждения. Это количество жидкого хладагента составляет не менее 30% от общего количества хладагента в испарительной системе.

Дренажные ресиверы должны обеспечивать возможность слива аммиака из приборов охлаждения самой крупной камеры хранения или замораживания.

Защитные ресиверы в безнасосных системах должны вмещать не менее 30% жидкости, которая содержится в приборах охлаждения, в случае выброса ее из батарей при повышенных тепловых нагрузках. В схемах с регулированием заполнения охлаждающих приборов по перегреву пара можно устанавливать один защитный ресивер. Если обеспечить выход перегретого пара из охлаждающих приборов не удается, то следует включать два ресивера, которые будут работать поочередно (см. с. 82).

При определении расчетного объема ресиверов всех типов следует учитывать, что заполнение их при любых обстоятельствах не должно превышать 80% объема. Поэтому в соответствии с требованиями правил техники безопасности расчетный объем всех типов ресиверов увеличивают на 20%.

Рабочее заполнение ресиверов: линейных — 50%, циркуляционных — 30%.

При нормальной работе дренажные и защитные ресиверы не заполнены жидким аммиаком.

Определить вместимость разных видов ресиверов можно по формулам:

1. Линейные ресиверы.

а) в насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения объем линейного ресивера $V_{л.р}$

$$V_{л.р} = \frac{0{,}3\,V_{исп}}{0{,}5} \cdot 1{,}2\ м^3 = 0{,}7\,V_{исп}, \qquad (5.40)$$

где $V_{исп}$ — вместимость испарительной системы, м³;
0,5 — коэффициент, учитывающий норму заполнения ресивера при эксплуатации (50% от объема).

б) в насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака и в безнасосных системах при отсутствии соленоидных вентилей на всасывающих трубопроводах батарей

$$V_{л.р} = \frac{0{,}6\,V_{исп}}{0{,}5} \cdot 1{,}2\ м^3 = 1{,}45\,V_{исп}, \qquad (5.41)$$

а при наличии соленоидных вентилей объем линейного ресивера определяют так же, как для систем с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения.

2. Циркуляционные ресиверы в насосно-циркуляционных системах:

$$V_{ц.р} = (V_б K_1 + V_{воз} K_2) K_3 K_4 K_5 K_6 K_7\ м^3. \qquad (5.42)$$

Значения коэффициентов приведены в табл. 5.20.

3. Дренажный ресивер рассчитывают по формуле

$$V_{др} = \frac{V_б + V_{воз}}{0{,}8} \cdot 1{,}2 = 1{,}5\,(V_б + V_{воз}), \qquad (5.43)$$

где $V_б$ — вместимость батарей самой крупной камеры, м³;
$V_{воз}$ — вместимость воздухоохладителей данной камеры, м³;
0,8 — норма заполнения дренажного ресивера при сливе в него жидкого аммиака при оттаивании снеговой шубы (80% от объема);
1,2 — коэффициент запаса.

В насосно-циркуляционных системах вместимость дренажного ресивера может быть принята по вместимости наибольшего циркуляционного ресивера.

4. Вместимость защитного ресивера рассчитывают по формуле (5.42). Значения коэффициентов для безнасосных схем приведены в табл. 5.20.

Таблица 5.2

Коэффициент	Что учитывает	В насосно-циркуляционных схемах		В безнасосных схемах
		при нижней подаче	при верхней подаче	
K_1	Заполнение труб батарей	0,7	0,25	0,7
K_2	Заполнение труб воздухоохладителей	0,7	0,5	0,7
K_3	Количество аммиака, выбрасываемого из приборов охлаждения	0,3	—	0,3
K_4	Вместимость коллекторов и трубопроводов	1,2	1,2	1,1
K_5	Рабочее заполнение ресиверов для обеспечения устойчивой работы насосов			
	горизонтальных	1,25	1,25	1,05
	вертикальных	1,55	1,55	1,2
K_6	Допустимое заполнение ресиверов			
	горизонтальных	1,25	1,25	1,25
	вертикальных	1,45	1,45	1,45
K_7	Запас вместимости	1,2	1,2	1,2

Вместимость испарительной системы складывается из вместимости батар воздухоохладителей и сливных трубопроводов (в безнасосных системах, где гулирование заполнения батарей и воздухоохладителей производится по перегр паров на выходе из охлаждающих приборов, во всасывающем трубопро жидкий аммиак отсутствует).

Вместимость батарей $V_б$ (в м³) или воздухоохладителя рассчитывают в за симости от длины труб батареи и вместимости 1 м трубы:

$$V_б = Lv, \qquad (5$$

где L — длина труб батареи или воздухоохладителя, м;
v — вместимость 1 м трубы, м²/м.

Все ресиверы снабжаются предохранительными клапанами, манометрами маиовакуумметрами, запорными вентилями и указателями уровня.

На линейных ресиверах кроме указанной арматуры должны быть установлены сигнализаторы максимального (80%) и минимально допустимого (20%) положения уровня. Дренажные и защитные ресиверы необходимо обеспечить сигнализаторами предельного положения уровня жидкости.

Циркуляционные ресиверы, выполняющие одновременно функции отделителей жидкости, должны иметь приборы, регулирующие поступление жидкого хладагента в сосуд; приборы, отключающие компрессор при опасном повышении уровня, и ламповые сигнализаторы предельного и опасного положения уровня жидкости. Если циркуляционные ресиверы не выполняют функций отделителя жидкости, то на них устанавливают приборы, регулирующие поступление жидкости в сосуд, и ламповые сигнализаторы предельного уровня.

При расположении линейного ресивера ниже конденсатора должна быть предусмотрена газовая уравнительная линия.

В качестве линейных ресиверов используют горизонтальные цилиндрические сосуды. Ресиверы марки РВ могут быть использованы при рабочем давлении до 1,8 МПа (18 кгс/см²) в диапазоне температур от + 47 до —15° С. Ресиверы марки РВ снабжены двухтрубными воздухоотделителями для удаления из системы неконденсирующихся газов.

Характеристика линейных ресиверов марки РВ дана в табл. 5.21.

Таблица 5.21

Ресиверы	Размеры, мм			Масса, кг	Ресиверы	Размеры, мм			Масса, кг
	$D \times S$	L	H			$D \times S$	L	H	
0,4РВ	426×10	3620	570	410	2,5РВ	800×8	5790	810	1035
0,75РВ	600×8	3190	500	430	3,5РВ	1000×10	4890	950	1455
1,5РВ	800×8	3790	810	700	5РВ	1200×12	5480	950	2225

Вместимость ресивера (в м³) соответствует цифре в марке аппарата. Обечайка ресивера 0,4 РВ выполнена из трубы диаметром 426×10 мм; у остальных сосудов — обечайки сварные. Предохранительные клапаны на ресиверах 3,5РВ и 5РВ имеют условный проход D_y 25 мм; на остальных аппаратах D_y 15 мм.

Ресиверы марки РД, представляющие собой также горизонтальный сварной цилиндрический сосуд, могут быть использованы в качестве циркуляционных, защитных или дренажных. Используют горизонтальные циркуляционные и защитные ресиверы совместно с отделителем жидкости, с которым их соединяют уравнительной линией. Рабочее давление ресиверов до 1,5 МПа (15 кгс/см²), диапазон температур +40÷ —50° С.

Характеристика дренажных (дренажно-циркуляционных) ресиверов марки РД дана в табл. 5.22.

На крупных холодильных установках целесообразно применение аппаратов, выполняющих одновременно функции циркуляционных ресиверов и отделителей жидкости. Для этого предназначены ресиверы дренажные вертикальные циркуляционные марки РДВ. Эти же аппараты можно использовать в качестве защитных ресиверов в безнасосных схемах.

Таблица 5.22

Ресиверы	Размеры мм,			Масса, кг
	D×S	L	H	
0,75РД	600×8	3000	500	430
1,5РД	800×8	3600	810	700
2,5РД	800×8	5730	810	1030
3,5РД	1000×10	4825	950	1450
5РД	1200×12	5340	950	2220

Аппарат предназначен для работы при давлении не более 1,5 МПа (15 кгс/с в диапазоне температур +40÷ —50° С.

Предохранительный клапан на ресивере 1,5 РДВ имеет условный про D_y 15 мм, на остальных аппаратах D_y 25 мм.

Характеристика дренажных вертикальных циркуляционных ресиверов м ки РДВ дана в табл. 5.23.

Таблица 5

Ресиверы	Размеры, мм			Ем-кость, м³	Масса, кг	Ресиверы	Размеры, мм			Ем-кость, м³	Ма к
	D×S	H	B				D×S.	H	B		
1,5РДВ	800×8	3880	1116	1,68	785	3,5РДВ	1200×12	3565	1524	3,41	16
2,5РДВ	1000×10	3990	1320	2,70	1285	5РДВ	1200×12	4560	1524	4,55	20

Отделители жидкости

Отделители жидкости включают в схему для защиты компрессоров от попа ния в них жидкого хладагента и,следовательно, от гидравлического удара. В сов менных схемах отделители жидкости снабжены автоматическими приборами, к ключающими компрессор при опасном изменении уровня жидкости в сосу В насосно-циркуляционных схемах и безнасосных схемах при регулирова заполнения приборов охлаждения по перегреву пара при нормальной экспл тации в сосуде не должно быть жидкости (вся жидкость, поступающая в сос сливается в ресивер).

Подбирают отделители жидкости по диаметру всасывающего патрубка к прессора. На каждую температуру кипения подбирают отдельный сосуд, обес живающий всю испарительную систему.

Жидкость отделяется от пара вследствие резкого изменения скорости и н правления движения хладагента. Скорость пара в сосуде должна быть не бо 0,5 м/с.

Отделитель жидкости представляет собой сварной вертикальный цилинд ческий сосуд, имеющий патрубки и штуцера для присоединения жидкостно паровых линий аммиака, уравнительной линии, автоматических приборов и м нометра.

Отделители жидкости рассчитаны на рабочее давление не более 1,5 М (15 кгс/см²). Рабочий диапазон температур +40÷ —50° С.

Характеристика отделителей жидкости дана в табл. 5.24.

Таблица 5.24

Отделители жидкости	Размеры, мм				Масса, кг
	$D \times S$	d	B	H	
70 ОЖ^{г}	426×10	70	890	1750	201
100 ОЖ^{г}	500×8	100	980	2060	244
125 ОЖ^{г}	600×8	125	1080	2100	313
150 ОЖ^{г}	800×8	150	1280	2710	543
200 ОЖ^{г}	1000×10	200	1490	2815	946
250 ОЖ^{м}	1000×10	250	1564	2870	926
300 ОЖ^{м}	1200×12	300	1772	2975	137

Промежуточные сосуды

Полное промежуточное охлаждение пара после ступени низкого давления в двухступенчатой холодильной машине достигается в промежуточном сосуде в результате кипения в нем жидкости при промежуточном давлении. Вследствие кипения той же жидкости переохлаждается проходящий по змеевику хладагент перед регулирующим вентилем. Промежуточные сосуды со змеевиком (теплообменником) применяют в схемах двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением и одноступенчатым дросселированием. Уровень жидкости в сосуде поддерживается регулятором уровня. На сосуде устанавливают также приборы автоматической защиты компрессора от гидравлического удара.

Промежуточные сосуды подбирают по диаметру всасывающего патрубка ступени высокого давления. При этом скорость пара в сечении сосуда должна быть не более 0,5 м/с. Скорость жидкого агента в змеевике 0,4—0,7 м/с. Коэффициент теплопередачи змеевика 580—700 Вт/(м^2·К).

Промежуточные сосуды марки ПС$_3$ представляют собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд со штуцерами и патрубками для подвода и отвода хладагента, присоединения уравнительных линий и приборов автоматики, предохранительного клапана, манометра.

Рабочее давление до 1,5 МПа (15 кгс/см^2), температура в корпусе от +40 до —30° С, температура в змеевике от +47 до —30° С.

Все промежуточные сосуды снабжены предохранительным клапаном с условным проходом D_y 25 мм.

Характеристика промежуточных сосудов ПС$_3$ приведена в табл. 5.25.

Таблица 5.25

Промежуточные сосуды	Размеры, мм			Площадь поверхности змеевика, м^2	Объем аппарата, м^3	Масса, кг
	$D \times S$	d	H			
40ПС$_3$	426×10	70	2390	1,75	0,22	330
60ПС$_3$	600×8	150	2800	4,3	0,67	570
80ПС$_3$	800×8	150	2920	6,3	1,15	800
100ПС$_3$	1000×10	200	2940	8,6	1,85	1230
120ПС$_3$	1200×12	300	3640	10	3,3	1973

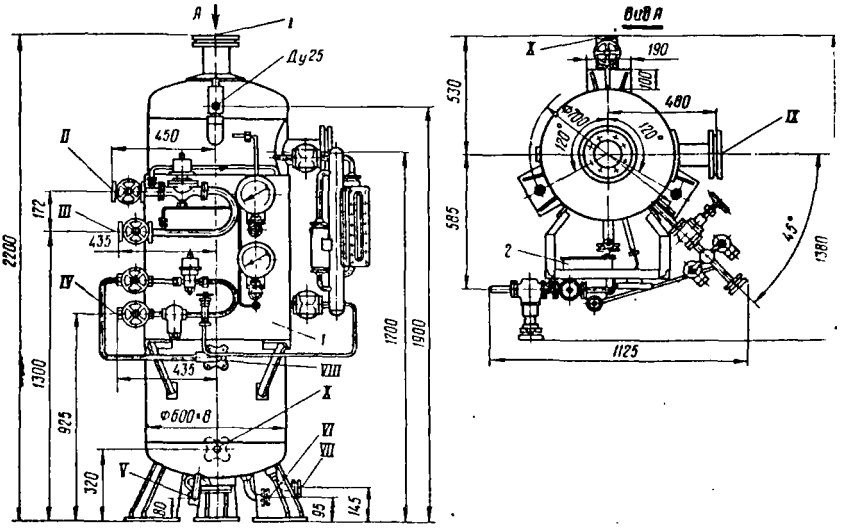

Рис. 5.12. Промежуточный сосуд СПА600:

I — щит приборов; *2* — соединительная коробка; *I* — патрубок входа газообразного аммиака и с.н.д. D_y100; *II* — патрубок к всасывающему трубопроводу с.в.д. D_y25; *III* — патрубок к всасывающему трубопроводу с. н. д. D_y25; *IV* — патрубок входа жидкого аммиака D_y15; *V* — патрубок слива жидкого аммиака D_y20; *VI* — патрубок входа жидкого аммиака в змеевик D_y25; *VII* — патрубок выхода жидкого аммиака из змеевика D_y25; *VIII* — патрубок входа жидкого аммиака D_y2[illegible]; *IX* — патрубок выхода газообразного аммиака к/с.в.д. D_y100; *X* — патрубок слива масла D_y[illegible]

Агрегаты двухступенчатого сжатия АД130-7-4 и АД90-3 комплектуются межуточным сосудом марки СПА600 (рис. 5.12).

Основные размеры промежуточного сосуда марки СПА600: $D \times S = 60$ × 8 мм, $H = 2200$ мм.

Маслоотделители

Маслоотделители предназначены для отделения масла, уносимого из прессора вместе с парами хладагента. Наиболее полно отделяется масло от х агента в аппаратах с охлаждением. Охлаждение может осуществляться в (аппараты марки МОВ) или аммиаком (барботажные аппараты марки ОМ

Наиболее современными являются маслоотделители циклонного типа, с печивающие высокую степень отделения масла.

Подбор маслоотделителей производится по диаметру нагнетательного рубка компрессора. В настоящее время все агрегаты как одноступенчатого, и двухступенчатого сжатия, работающие на аммиаке, включают маслоотдели

Маслоотделители циклонного типа выпускают марок 65МО и 100МО; ба тажного типа — марок 50ОММ, 80ОММ, 100ОММ, 125ОММ, 150ОММ, 200ОМ 300ОММ; с водяным охлаждением марок МОВ-32М, МОВ-40Б, МОВ-50. Циф обозначении соответствует диаметру нагнетательного патрубка.

Маслосборники

Маслосборники предназначены для перепуска в них масла из аппаратов и последующего удаления его из системы при низком давлении. Они позволяют уменьшить потери аммиака и обеспечить безопасность обслуживания. Перед выпуском масла аппарат отключают от линии высокого давления и подключают к всасывающей линии перед отделителем жидкости. Маслосборник представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд, предназначенный для работы при давлении не более 1,8 МПа (18 кгс/см^2), в диапазоне температур $-40 \div +150°$ С.

Таблица 5.26

Маслосборники	Размеры, мм			Объем, м^3	Масса, кг
	$D \times S$	B	H		
150СМ	159×4,5	600	770	0,008	18,5
300СМ	325×9	765	1270	0,07	92
500СМ	516×8	960	1870	—	—

Количество маслосборников, включенных в схему, определяется числом и размерами обслуживаемых аппаратов. На крупных установках целесообразно иметь один маслосборник на каждую испарительную систему.

Характеристика маслосборников марки СМ дана в табл. 5.26.

Обратные клапаны

В автоматизированных холодильных установках согласно правилам техники безопасности на нагнетательном трубопроводе каждого компрессора должен быть установлен обратный клапан, предотвращающий возможность движения обратного потока аммиака из конденсатора в случае остановки или аварии компрессора. Кроме клапанов, установленных на нагнетательном трубопроводе каждого компрессора, перед конденсатором устанавливают общий обратный клапан.

Правилами техники безопасности рекомендуется применение бесшумных обратных клапанов. Обратные клапаны с демпферным устройством ОКД, разработанные во ВНИХИ, бывают угловые и прямоточные с условным проходом 70 и 100 мм. Завод «Компрессор» выпускает невозвратные клапаны марки КН с условным проходом 100, 125, 150 и 200 мм. Клапаны КН предназначены для работы при давлении до 1,8 МПа (18 кгс/см^2).

ПОДБОР ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ С ОДНОСТУПЕНЧАТЫМ КОМПРЕССОРОМ

Для охлаждения стационарных камер на предприятиях торговли и общественного питания, в распределительных холодильниках малой емкости, для централизованного охлаждения отдельных камер или групп камер, а также для охлаждения воды в системах кондиционирования воздуха широкое распространение получили холодильные компрессорно-конденсаторные агрегаты и комплексные холодильные машины с высокой степенью заводской готовности.

Подбор компрессорно-конденсаторного агрегата или холодильной маш производят одним из трех методов:

по описанному объему компрессора, входящего в состав компрессорно-кон саторного агрегата (машины);

по графикам холодопроизводительности компрессорно-конденсаторного а гата (машины);

по табличным значениям холодопроизводительности компрессорно-кон саторного агрегата (машины), приводимым в технической характеристике и лия.

Первый метод аналогичен тому, которым пользуются для расчета одноступ чатого компрессора: определяют требуемый объем, описанный поршнями комп сора по соответствующей формуле, а затем по таблицам технических характери подбирают агрегат или несколько агрегатов (машин) таким образом, чтобы ф тическое значение объема, описанного поршнями (или сумма объемов для неско ких агрегатов), было на 20—30% больше полученного расчетом.

Подбор компрессорно-конденсаторного агрегата (машины) вторым методом и изводят по графикам, на которых даны холодопроизводительность и потребл мая мощность в функции от температур кипения t_0 и конденсации $t_к$ либо (холодильных машин) от температуры хладоносителя на выходе из испари $t_{р2}$ и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{вд1}$. Такие граф получают в результате заводских или лабораторных испытаний холодильных шин и агрегатов.

Для агрегатов с воздушным охлаждением конденсатора характеристики при дены в зависимости от температуры воздуха, поступающего в конденсатор.

При подборе компрессорно-конденсаторного агрегата холодильной маш третьим методом необходимо предварительно холодопроизводительность, р считанную для рабочих условий, привести к условиям, при которых она дан таблице характеристик.

Указанный способ можно использовать для подбора компрессорных агре тов, для которых холодопроизводительность дается в зависимости от темпера кипения и конденсации t_0 и $t_к$. Холодопроизводительность приводят к станда ным условиям ($t_0 = -15°$ С, $t_к = 30°$ С) по формуле

$$Q_{ст} = Q_{раб} \frac{\lambda_{ст} q_{V_{ст}}}{\lambda_{раб} q_{V_{ст}}}, \qquad (5$$

где $Q_{раб}$, $Q_{ст}$ — холодопроизводительность компрессорно-конденсаторного агрегата при ра чих и стандартных условиях; $Q_{раб}$ принимают равной суммарному теплов току в камеры;

$\lambda_{раб}$ и $\lambda_{ст}$ — коэффициенты подачи при рабочих и стандартных условиях;

$q_{V_{раб}}$ и $q_{V_{ст}}$ — объемная холодопроизводительность при рабочих и стандартных

Объемную холодопроизводительность подсчитывают по формул

$$q_V = \frac{i_1' - i_4}{v_1},$$

где q_V — объемная холодопроизводительность;

i_1', i_4 — энтальпия холодильного агента в точках *1* и *4* (см. рис. 5.2,

v_1 — объемная масса всасываемого пара в точке *1*.

Для холодильных машин, холодопроизводительность которых дается в зависимости от температур $t_{р2}$ и $t_{вд1}$, произвести пересчет очень трудно. В связи с этим рекомендуется пользоваться таблицами и графиками.

Некоторые особенности подбора холодильных машин различного типа рассмотрены ниже.

Подбор малых холодильных машин

Для подбора малых холодильных машин прежде всего определяют холодопроизводительность компрессора

$$Q_{км} = \Sigma Q,$$

где ΣQ — суммарный теплоприток в камеру или в несколько камер, обслуживаемых одной холодильной машиной.

Для обеспечения цикличной работы компрессор выбирают с запасом по производительности 25—30%.

Если холодильник состоит из нескольких камер, то при определении ΣQ для каждой холодильной машины необходимо сначала решить, сколько камер будет обслуживаться одной машиной. Обычно объединяют по две камеры с одинаковыми или близкими между собой температурами. В тех же случаях, когда камеры с одинаковыми температурами расположены далеко одна от другой, лучше избегать длинных коммуникаций и объединять в одну систему испарители соседних камер.

Для охлаждения камер с примерно одинаковыми температурами применяют холодильные машины ИФ-49, АК-ФВ4М, ИФ-56М, АК-ФВ6. Эти машины называют однотемпературными, поскольку они не имеют приборов для точного регулирования температуры в каждой камере. При обслуживании какой-либо из этих машин двух камер и более температура в каждой из них установится в зависимости от соотношения теплопритоков и холодопроизводительности испарительных батарей. Поэтому объединять между собой три или четыре камеры нежелательно. Кроме того, такому объединению может препятствовать ограниченное количество испарителей и терморегулирующих вентилей, поставляемых с каждой машиной.

Техническая характеристика однотемпературных малых холодильных машин приведена в табл. 5.27 и на рис. 5.13 и 5.14.

Если холодильник состоит из трех или четырех холодильных камер общей площадью 30—50 м², в каждой из которых необходимо точно поддерживать заданную температуру воздуха, применяют холодильные машины ХМ1-6, ХМВ1-6, ХМ1-9, ХМВ1-9. Эти машины называют многотемпературными, так как они имеют приборы автоматики для поддержания заданной температуры в каждой камере. При достижении заданной температуры закрывается соленоидный вентиль на арматурном щите и прекращается подача хладона в данную камеру. Для поддержания в оптимальных пределах давления всасывания при достижении необходимой температуры отключается только половина испарительных батарей. Защита от понижения давления всасывания ниже допустимого в этих машинах осуществляется при помощи реле давления. Преимуществом многотемпературных машин является экономия площади для размещения холодильного агрегата. Например, вместо трех агрегатов марки ИФ-49 можно установить один агрегат

Таблица 5.27

Показатели холодильных машин	ИФ-49М	ИФ-56М	АК-ФВ4М	АК-ФВ6	ХМ1-6	ХМВ1-6	ХМ1-9	ХМВ1-9
Число обслуживаемых камер	1—2	1—2	1—2	1—2	3	3	4	4
Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч)								
при температуре кипения —15°С и температуре конденсации 30°С	3,5 (3000)	—	5,3 (4600)	7,0 (6000)	7,0 (6000)	—	10,5 (9000)	—
при температуре кипения —15°С и температуре окружающего воздуха 20°С	—	3,4 (2900)	—	—	—	7,0 (6000)	—	10,5 (9000)
Потребляемая электрическая мощность, кВт								
при температуре кипения —15°С и температуре конденсации 30°С	1,7	—	2,3	3,2	3,0	—	4,5	—
при температуре кипения —15°С и температуре окружающего воздуха 20°С	—	1,8	—	—	—	3,5	—	5,3
Масса, кг								
заряжаемого хладона	10	10	15	28	25	30	35	40
заряжаемого масла	3	3	3	4	5	5	8	8
машины (сухой)	300	365	390	450	850	850	1500	1450
Компрессорно-конденсаторный агрегат								
марка	Ф-00А	ИФ-00	АК-ФВ4М	АК-ФВ6	АК1-6М	АКВ1-6	АК1-9	АКВ1-9
мощность электро-	2,8	2,2	3,0	3,0	—	—	—	—

Продолж. табл. 5.27

Показатели холодильных машин	ИФ-49М	ИФ-56М	АК-ФВ4М	АК-ФВ6	ХМ1-6	ХМВ1-6	ХМ1-9	ХМВ1-9
Габаритные размеры, мм	1100×450××700	920×670××625	1200×430××690	1200×430××755	1265×485××747	865×920××860	1420×665××1015	1630×1055××860
Масса, кг	170	185	175	210	252	256	445	420
Компрессор								
марка	ФВ4	ФВ4	ФВ6	ФВ6	2ФВБС6	2ФВБС6	2ФУБС9	2ФУБС9
число цилиндров	2	2	2	2	2	2	4	4
диаметр цилиндра, мм	67,5	67,5	67,5	67,5	67,5	67,5	67,5	67,5
ход поршня, мм	50	50	50	50	50	50	50	50
частота вращения, $с^{-1}$ (об/мин)	10,8 (650)	10,8 (650)	16 (960)	24 (1440)	24 (1440)	24 (1440)	16 (960)	16 (960)
объем, описанный поршнями, $м^3/с$	$3,83 \cdot 10^{-3}$	$3,83 \cdot 10^{-3}$	$5,75 \cdot 10^{-3}$	$8,61 \cdot 10^{-3}$	$8,61 \cdot 10^{-3}$	$8,61 \cdot 10^{-3}$	$11,5 \cdot 10^{-3}$	$11,5 \cdot 10^{-3}$
мощность встроенного электродвигателя, кВт	—	—	—	—	3,1	3,1	5,0	5,0
Конденсатор								
охлаждение	Водяное	Воздушное		Водяное		Воздушное	Водяное	Воздушное
площадь наружной поверхности теплообмена, $м^2$	3,0	14,0	2,0	2,7	2,7	40	4,3	70
Испаритель								
марка	ИРСН-10	ИРСН-10	ИРСН-12,5	ИРСН-12,5	ИРСН-12,5	ИРСН-12,5	ИРСН-12,5	ИРСН-12,5
количество	4	4	4	6	12	12	20	20
площадь наружной поверхности теплообмена, $м^2$	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
масса, кг	29	29	35,6	35,6	35,6	35,6	35,6	35,6
габаритные размеры, мм	1670×160××450	1670×160××450	2040×160××450	2040×160××450	2040×160××450	2040×160××450	2040×160××450	2040×160××450
Количество ТРВ-2	2	2	2	2	6	6	10	10

АКІ-9. Недостатками этих машин являются их меньшая надежность (больша
роятность выхода из строя вследствие значительного количества приборов
матики), а также высокая стоимость.

После того как выбрана необходимая марка холодильной машины, из т
ческой характеристики или каталога выписывают, сколько испарителей или
духоохладителей поставляют с данной холодильной машины и какова пло
их теплопередающей поверхности. Затем распределяют испарители по кам
соответственно тепловым нагрузкам.

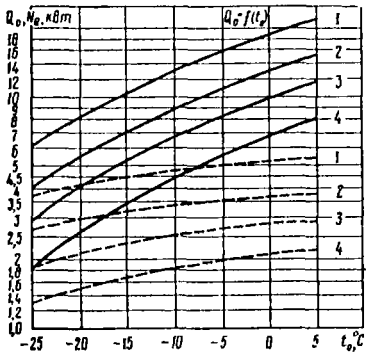

Рис. 5.13. Характеристики малых холодильных агрегатов с водяным охлаждением конденсатора:
1 — АКФУ-8; *2* — АКФВ-6; *3* — АКФВ4М; *4* — ИФ49.

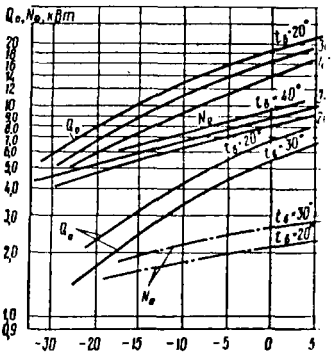

Рис. 5.14. Характеристики м
холодильных агрегатов с воздуш
охлаждением конденсатора:
1 — АКФВ1-6; *2* — ИФ-56М.

Потребную площадь теплопередающей поверхности $F_и$ (в м²) определяю
формуле

$$F_и = \frac{Q_{обор}}{k_и \theta},$$

где $Q_{обор}$ — нагрузка на оборудование, равная теплопритоку в данную камеру, Вт;
$k_и$ — расчетный коэффициент теплопередачи камерного оборудования, Вт/(м²·К);
θ — расчетная разность температур между воздухом и холодильным агентом, °С

Расчетный коэффициент принимают равным для испарительных ребр
батарей 1,5—2,5 Вт/(м²·К) [1,3—2,2 ккал/(м²·ч·°С)]; для воздухоохлади
12—14 Вт/(м²·К) [10—12 ккал/(м²·ч·°С)].

Расчетная разность температур составляет для ребристых испарителей
16° С, для воздухоохладителей 9—11° С.

При распределении комплекта испарителей по камерам могут встретиться
ности из-за несоответствия расчетной и действительной площади поверх
испарителя.

Если холодильник состоит из одной камеры, весь комплект поставляем
парителей размещают в этой камере.

Значительно чаще один холодильный агрегат устанавливают для охлаждения двух камер. При этом может оказаться, что для одной камеры требуется поверхность большая, чем по расчету, а для другой — меньшая.

Например, при определении площади поверхности испарителей для холодильника, состоящего из двух камер, может оказаться, что для одной камеры необходим испаритель площадью 15 м², а для другой 25 м², а в результате расчета для охлаждения этих камер подобран холодильный агрегат ИФ-49М.

Однако, как видно из табл. 5.27, он комплектуется четырьмя батареями ИРСН-10 с площадью теплопередающей поверхности 10 м² каждая.

Поэтому возможны два варианта размещения испарителей:

один испаритель в меньшую камеру и три испарителя в бо́льшую;

по два испарителя в каждую камеру.

При обоих вариантах в какой-то камере площадь испарителей превышает требуемую, а в какой-то ее не хватает.

В этом случае необходимо произвести поверочный расчет холодильной установки при первом и втором вариантах размещения испарителей и остановиться на том из них, при котором коэффициент рабочего времени холодильного агрегата будет наименьшим (при расчетных температурах воздуха в камерах).

Поверочный расчет холодильной установки

Поскольку холодопроизводительность выбранного агрегата и площадь теплопередающей поверхности установленных испарителей, как правило, отличаются от расчетных, после подбора холодильного агрегата и распределения батарей по камерам необходимо произвести поверочный расчет, цель которого:

определить температуры, которые установятся в камерах при непрерывной работе холодильного агрегата (коэффициент рабочего времени $b = 1$); этим самым выявляются предельные возможности выбранной холодильной установки;

определить коэффициент рабочего времени и температуры кипения, при которых должен работать холодильный агрегат, для достижения заданной температуры в той камере, где площадь поверхности установленных испарителей меньше расчетной.

Рассмотрим сначала случай, когда холодильная машина работает на один охлаждаемый объект (одну камеру).

Известны:

1. Наружная температура $t_н$, теплоприток в холодильную камеру Q, который в основном состоит из теплопритоков через ограждения Q_1 и от поступления продуктов Q_2.
2. Теплопроходимость ограждающих конструкций $(k_{ог}F_{ог})$.
3. Теплопроходимость испарителя $(k_и F_и)$.
4. Характеристика компрессора, т. е. зависимость холодопроизводительности компрессора $Q_{км}$ от температуры кипения t_0:

$$Q_{км} = f(t_0).$$

Требуется определить установившуюся температуру $t_в$ в охлажденном объекте (камере) при непрерывной работе компрессора ($b = 1$).

Аналитически эту температуру можно найти из теплового баланса камеры:

а) $Q_{кам} = Q_и$; $k_{ог} F_{ог} (t_н - t_в) + M_{гр} c_{гр} (t_{гр} - t_в) = k_и F_и (t_в - t_0)$;

б) $Q_и = Q_{км}$; $k_и F_и (t_в - t_0) = f(t_0)$,

где $M_{гр}$ — поступление грузов, кг/с;
$c_{гр}$ — средняя удельная теплоемкость грузов, кДж/(кг · К);
$t_{гр}$ — температура поступающих грузов, °С.

Однако для решения этих уравнений необходимо знать зависимость $Q_{км} = f(t_0)$, которая обычно задана в виде графика, поэтому и решить эти уравнен проще графическим способом, например способом, разработанным В.И. Кан ровичем.

В координатах $Q—t_в$ строим зависимость теплопритоков от температур камере:

$$Q_{кам} = k_{ог} F_{ог} (t_н - t_в) + M_{гр} c_{гр} (t_{гр} - t_в) = (k_{ог} F_{ог} t_н + M_{гр} c_{гр} t_{гр}) - (k_{ог} F_{ог} + M_{гр} c_{гр}) t_в . \quad (5$$

При заданных $t_н$ и $t_{гр}$ величины, заключенные в скобках, являются посто ными. Следовательно, эта зависимость изображается прямой линией, кото можно построить по двум точкам, вычислив, например, $Q_{кам}$ при $t_в = t_н$ и Q при $t_в = 0$°С (рис. 5.15, *а*).

На этом же графике строим характеристику испарителя при различных пературах кипения (например, при $t_0 = -30$ и 0°С) по уравнению

$$Q_и = k_и F_и (t_в - t_0). \quad (5$$

Если в камере установлено несколько испарителей, то $F_к$ — площадь их марной поверхности.

Для каждого значения t_0 на пересечении линий $Q_{кам}$ и $Q_и$ находим тепло токи в камеру $Q_{кам}$ и по полученным данным строим зависимость теплопри от температуры кипения $Q_{кам} = f(t_0)$ (рис. 5.15, *б*).

Наносим на этот же график характеристику компрессора или компрессорно-конденсаторного агрегата $Q_{км} = f(t_0)$ или $Q_{х.а} = f(t_0)$ при расчетном значении температуры конденсации.

На пересечении характеристик компрессора и нагрузки (точка B' на рис. 5.15, *б*) получим установившиеся значения температуры кипения и теплопритока в камеру.

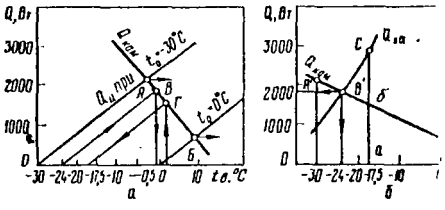

Рис. 5.15. Графическое определение темпера в объекте при заданных нагрузке и характе тике холодильного агрегата.

Далее возвращаемся к рис. 5.15, *а*. Из точки на оси абсцисс, соответству найденному значению температуры, проводим линию, параллельную хар ристикам испарителя $Q_и$. Пересечение этой линии с линией теплопритоков дает точку (точка B), двигаясь из которой вертикально вниз, находим из абсцисс температуру в камере в установившемся режиме (при $b = 1$).

Пользуясь рис. 5.15, можно также ответить на вопрос, с каким коэффи том рабочего времени должен работать компрессор для поддержания в ка заданной температуры $t_в$. Для этого на рис. 5.15, *а* проводим вертикальну

нию из точки на оси абсцисс, соответствующей $t_в$, до пересечения с линией $Q_{кам}$ в точке $Г$. Из точки пересечения проводим линию, параллельную $Q_и$, и узнаем, какая для этого должна поддерживаться средняя температура кипения t_0.

Затем на рис. 5.15, *б* проводим вертикаль из найденного значения t_0 (точка *а*). Эта линия пересечет характеристики теплопритоков и компрессора (холодильного агрегата) в точках *б* и *с*, характеризующих соответственно теплоприток в камеру и холодопроизводительность компрессора (агрегата). Отношение отрезков *ас* и *аб*, как известно, есть искомый коэффициент рабочего времени.

Пример. Холодильная машина ИФ-49М охлаждает камеру хранения гастрономических товаров площадью 20 м².

Теплопроходимость ограждающих конструкций $k_{ог}F_{ог} = 50$ Вт/К, масса поступающих грузов $M_{гр} = 1{,}5$ т/сут, их средняя удельная теплоемкость $c_{гр} = 4$ кДж/(кг·К), температура наружного воздуха 28°С.

Определить температуру в камере при непрерывной работе холодильной машины, а также коэффициент рабочего времени для поддержания температуры в камере 2°С.

В координатах Q—$t_в$ строим графическую зависимость теплопритоков от температуры в камере.

Поступление грузов

$$M_{гр} = \frac{1{,}5 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 0{,}0173 \text{ кг/с}.$$

Температуру поступающих грузов принимаем 5°С.

Так как холодильная машина комплектуется четырьмя испарителями с площадью теплопередающей поверхности по 10 м² каждый,

$$k_и F_и = 2 \cdot 4 \cdot 10 = 80 \text{ Вт/м}^2;$$

$$Q_{кам} = (50 \cdot 28 + 0{,}0173 \cdot 4000 \cdot 5) - (50 + 0{,}0173 \cdot 4000) t_в = 1746 - 119 t_в.$$

Характеристику теплопоступления $Q_{кам}$ проводим на рис. 5.15,*а* по двум точкам:

при $t_в = -10$°С $\quad Q_{кам} = 1746 + 119 \cdot 10 = 2936$ Вт;

при $t_в = 10$°С $\quad Q_{кам} = 1746 - 119 \cdot 10 = 556$ Вт.

Наносим на график рис. 5.15,*а* характеристики испарителей.

Характеристику испарителя при $t_0 = -30$°С строим по двум точкам:

при $t_в = -30$°С $\quad Q_и = 0$;

при $t_в = 0$°С $\quad Q_и = 80 (t_в - t_0) = 80 \cdot 30 = 2400$ Вт.

Характеристику испарителя при $t_0 = 0$°С проводим из точки $t_в = 0$°С, лежащей на абсциссе, параллельно характеристике при $t_0 = -30$°С.

Для получения характеристики нагрузки в координатах t_0—Q_0 переносим точки *А* и *Б* на график 5.15, *б* и через полученные точки *А'* и *Б'* проводим прямую линию, которая пересекается с характеристикой холодильного агрегата в точке *В'*. Двигаясь из этой точки вертикально вниз, находим температуру кипения при непрерывной работе холодильного агрегата ($t_0 = -24$°С).

Чтобы найти установившуюся температуру в камере, возвращаемся к рис. 5.15, *а*. Из точки $t_в = -24$°С проводим характеристику испарителя до пересечения с линией $Q_{кам}$ в точке *В*, которой соответствует температура $t_в = -0{,}5$°С.

Чтобы найти коэффициент рабочего времени для поддержания в камере $t_в = 2$°С, проводим на рис. 5.15, *а* вертикаль из точки на абсциссе $t = 2$°С до пересечения с линией $Q_{кам}$ в точке *Г*. Этой точке соответствует температура кипения $t_0 = -17{,}5$°С. Затем на рис. 5.15, *б* проводим вертикаль через точку на абсциссе $t_0 = -17{,}5$°С (точка *а*), пересекающую обе характеристики в точках *б* и *с*. Коэффициент рабочего времени равен

$$\frac{аб}{ас} = \frac{1500}{2900} = 0{,}52.$$

Если один холодильный агрегат работает на две или несколько камер, то ус новившуюся температуру в каждой из них можно определить тем же графич ким методом. При этом нужно иметь в виду, что рабочая точка в координат t_0—Q лежит на пересечении характеристики холодильного агрегата и суммар го теплопритока в камеры.

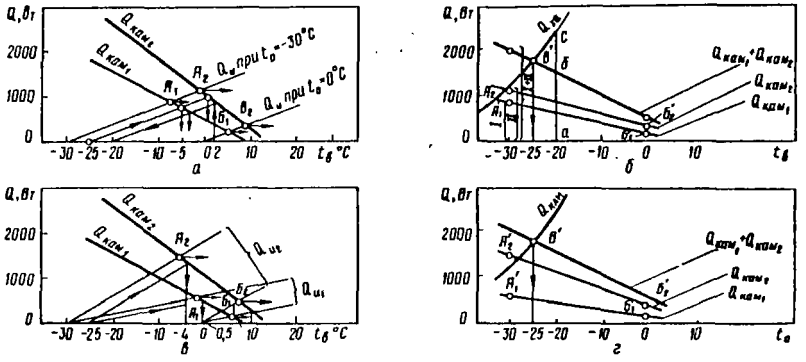

Рис. 5.16. Графическое определение температур в двух объектах при заданной нагрузке и характеристике холодильного агрегата.

Рассмотрим последовательность выполнения поверочного расчета также конкретном примере.

Пример. Определить установившиеся температуры в камерах хранения рыбы площа 7 м², гастрономических товаров — площадью 12 м², охлаждаемых одним холодильным регатом ВФ-49М. Выбрать оптимальный вариант распределения испарителей по каме

Известно: $k_{ог_1}F_{ог_1} = 20$ Вт/К, $k_{ог_2}F_{ог_2} = 30$ Вт/К, $t_{в1} = -2$°С; $t_{в2} =$ $M_1 = 700$ кг/сут; $M_2 = 1000$ кг/сут, удельная теплоемкость продуктов $c = 4$ кДж

Начальная температура грузов $t_{гр_1} = -2$°С, $t_{гр_2} = 5$°С. Температура наруж воздуха $t_н = 28$°С.

1. В координатах Q—$t_в$ строим характеристики теплопритоков в камеры (рис. 5.1

$$Q_{кам_1} = \left[20 \cdot 28 + \frac{700}{24 \cdot 3600} \cdot 4000\,(-2)\right] - \left[20 + \frac{700}{24 \cdot 3600} \cdot 4000\right] t_{в_1} = 495 - 52t_{в_1},$$

при $t_{в_1} = -20$°С $Q_{кам_1} = 1535$ Вт;

при $t_{в_1} = -2$°С $Q_{кам_1} = 600$ Вт.

По найденным значениям строим характеристику для $Q_{кам_1}$.

$$Q_{кам_2} = \left(30 \cdot 28 + \frac{1000}{24 \cdot 3600} \cdot 4000 \cdot 5\right) - \left(30 + \frac{1000}{24 \cdot 3600} \cdot 4000\right) t_{в_2} = 1072 - 76t_{в_2},$$

при $t_{в_2} = -20°C$ $Q_{кам_2} = 2592$ Вт;

при $t_{в_2} = 0°C$ $Q_{кам_2} = 1072$ Вт.

По найденным значениям определяем характеристику $Q_{кам_2}$.

2. Рассмотрим сначала вариант, когда в обеих камерах установлено по два испарителя. В этом случае характеристики будут одинаковыми:

$$k_и F_и = 2 \cdot 2 \cdot 10 = 40 \text{ Вт/К},$$

где $F_и = 10$ м^2 — поверхности одного испарителя;

$k_и = 2$ Вт/(м$^2 \cdot$ К) — коэффициент теплопередачи испарителя.

Строим характеристики испарителей для t_0, например, равной —30 и 0°С,

при $t_0 = -30°C$ $Q_и = 2 \cdot 2 \cdot 10$ $(t_в + 30)$. Эту линию проводим через две точки:

при $t_в = -30°$ $Q_и = 0$; при $t_в = 0°$ $Q_и = 1200$ Вт.

При $t_0 = 0°C$ характеристику можно либо провести через 2 точки (например, при $t_в = 0°C$ и при $t_в = 20°C$), *либо провести из точки на оси абсцисс* $t_в = 0°C$ параллельно первой линии.

Линия теплопритоков в первую камеру пересеклась с характеристикой испарителей в точке A_1, которой соответствует $Q = 900$ Вт при $t_0 = -30°C$, и в точке $Б_1$, которой соответствует $Q = 200$ Вт при $t_0 = 0°C$ (рис. 5.16). По этим точкам перестраиваем характеристику $Q_{кам_1}$ из координат t_0—Q в координаты t_0 — Q (точки A_1' и $Б_1'$ на рис. 5.16,*б*).

Аналогично по точкам A_2 и $Б_2$ перестраиваем линию теплопритоков $Q_{кам_2}$. Поскольку нагрузка на холодильный агрегат равна сумме теплопритоков в первую и вторую камеры, для ее получения в координатах t_0—Q складываем ординаты построенных характеристик $Q_{кам_1}$ и $Q_{кам_2}$.

Наносим на рис. 5.16,*б* характеристику агрегата ИФ-49М.

Она пересечется с линией $Q_{кам_1} + Q_{кам_2}$ в точке B', которой соответствует температура кипения $t_0 = 25°$ С. Возвращаемся к рис. 5.16,*а* и из точки на оси абсцисс $t_в = -25°C$ проводим линию, параллельную характеристикам испарителей.

На пересечении этой линии с $Q_{кам_1}$ и $Q_{кам_2}$ получаем точки, которые показывают, что в первой камере установится температура $t_в = -5°C$, а во второй $t_{в_2} = 1°C$.

Чтобы поддержать во второй камере расчетную температуру 2°С, температура кипения должна быть $t_0 = -20°C$ (построение на рис. 5.16,*а*). Для этого холодильный агрегат должен работать с коэффициентом рабочего времени

$$b = \frac{аб}{ас} = \frac{1500}{2400} = 0{,}63 \text{ (см. рис. 5.16, } б).$$

При этом температура в первой камере станет равной $t_{в_1} = -3{,}5°C$ (точка пересечения характеристики испарителей при $t_0 = -20°C$ с характеристикой $Q_{кам_1}$), что допустимо.

Рассмотрим теперь второй вариант размещения испарителей: в первой камере один испаритель, а во второй — три.

Характеристики теплопритоков в каждую камеру остаются прежними, а характеристики испарителей становятся различными, так как теплопроходимость испарителя первой камеры $k_и F_и = 2 \cdot 10 = 20$ Вт/К, а второй $k_и \cdot 3F_и = 2 \cdot 3 \cdot 10 = 60$ Вт/К.

Поэтому точки A_1 и $Б_1$ будут лежать на пересечении характеристики теплопритоков в первую камеру $Q_{кам_1}$ с характеристиками испарителя $Q_{и_1}$, а точки A_2 и $Б_2$ — на пересечении $Q_{кам_2}$ с $Q_{и_2}$. Производим перестроение теплопритоков из координат $t_в$—Q (рис. 5.16,*в*) в координаты t_0—Q (рис. 5.16,*г*) и на пересечении характеристики суммарных теплопритоков с характеристикой агрегата $Q_{х.а}$ находим рабочую точку B', которой соответствует температура кипения $t_0 = -25°C$.

Возвращаясь к рис. 5.16,*в* и проведя из точки $t_в = -25°C$ прямые, параллельные $Q_{кам_1}$ и $Q_{кам_2}$, найдем, что хотя температура кипения не изменилась, температура в камерах стала соответственно $t_{в_1} = -5°C$ (вместо —2°С по нормам), а во второй камере — 4°С. Поскольку эти температуры соответствуют $b = 1$, ясно, что второй вариант размещения испарителей неприемлем.

Подбор средних и крупных холодильных машин и агрегатов

В холодильниках емкостью 12—125 т применяют холодильные машины и аг
гаты средней производительности.

В холодильниках с системой непосредственного охлаждения применяют
миачные компрессорно-конденсаторные агрегаты АК-АВ22/А2, АК-АВ22/
АК-АУ45/А2, АК-АУ45/А1, АК-АУУ90/А2 и АК-АУУ90/А1. Эти агрегаты вк
чают в себя компрессор с электроприводом, конденсатор, маслоотделитель, и
приборов и щит управления. Их характеристика приведена в табл. 5.28. По т
бованию заказчика поставляют конденсатор, рассчитанный на оборотное ли
проточное водоснабжение.

Таблица

Показатели	Аммиачные компрессорно-конденсаторные агрегаты					
	ХМ-АВ 22/А2	ХМ-АВ 22/А1	ХМ-АУ 45/А2	ХМ-АУ 45/А1	ХМ-АУУ 90/А2	ХМ-А 90/
Холодопроизводительность при $t_0 = -15°C$ и $t_{вд2} = 22°C$, кВт (тыс. ккал/ч)	22,2 (19)	30,8 (26,5)	44,2 (38)	61,7 (53)	88,5 (76)	12 (10
Потребляемая (электрическая) мощность при тех же условиях, кВт	6,3	9,8	12,6	19,6	25,2	39,
Марка компрессора	АВ22	АВ22	АУ45	АУ45	АУУ90	АУ
Описываемый объем компрессора						
10^3 м³/с	11,8	17,8	23,6	35,6	47,2	71,
м³/ч	42,5	64	85	128	170	256
Мощность электродвигателя компрессора, кВт	10	13	22	30	40	55
Площадь наружной поверхности теплообмена конденсатора, м²	7	7	14	14	26	26
Расход воды для охлаждения конденсатора						
проточной						
10^3 м³/с	1,39	1,95	2,78	4	5,56	7,
м³/ч	5	7	10	14	20	28
оборотной						
10^3 м³/с	2,78	4	5,56	7,8	11,1	15,
м³/ч	10	14	20	28	40	56
Габаритные размеры, мм	2750× ×840× ×1140	2750× ×840× ×1140	2750× ×870× ×1250	2750× ×840× ×1140	2750× ×1030× ×1425	27 ×1 ×1
Масса (без хладагента и масла), кг	940	940	1155	1155	2060	2

Эти же агрегаты входят в состав комплексных холодильных аммиачных ма
предназначенных для охлаждения рассола: ХМ-АВ22/А2, ХМ-АВ22
ХМ-АУ45/А2, ХМ-АУ45/А1, ХМ-АУУ90/А2 и ХМ-АУУ90/А1.

Однако для охлаждения рассола большее применение находят холодил
машины, работающие на хладоне-22. Это холодильные машины марок Ф
ФМ45 и ФМ90, предназначенные для получения хладоносителя с температу
от 10 до —35°С. Каждая машина состоит из компрессорно-конденсаторного а
гата, кожухотрубного испарителя с приборами, регулирующими подачу х
агента, фильтра, теплообменника. Компрессорно-конденсаторный агрегат вклю

Таблица 5.29

Показатели	Хладоновые (R=22) холодильные машины		
	ФМ22	ФМ45	ФМ90
Холодопроизводительность* при $t_{р_3} = 10$ и $t_{вд1} = 22°C$			
кВт	47,7 / 48,3	95,4 / 96,5	191 / 193
Мкал/ч	41 / 41,5	82 / 83	164 / 166
при $t_{р_3} = 10$ и $t_{вд1} = 28°C$			
кВт	44,8 / 46,5	89,6 / 93,1	179 / 186
Мкал/ч	38,5 / 40	77 / 80	154 / 160
Потребляемая (электрическая) мощность при тех же условиях, кВт*	11,6 / 11,8	23,2 / 23,6	46,4 / 47,2
Расход охлаждающей воды			
проточной			
10^3 м³/с	1,94	3,88	7,76
м³/ч	7	14	28
оборотной			
10^3 м³/с	3,88	7,76	15,5
м³/ч	14	28	56
Расход хладоносителя			
10^3 м³/с	2,78	5,56	11,1
м³/ч	10	20	40
Масса, кг			
заряжаемого хладона	140—170	300—340	500—540
» масла	5	5	10
Габаритные размеры, мм	2750×900×1715	2850×965×1910	2850×1190×2485
Масса машины без хладагента и масла, кг	1470	2160	3680
Компрессорно-конденсаторный агрегат			
Холодопроизводительность при $t_0 = -15°C$ и $t_{вд1} = 22°C$			
кВт	27,9	55,8	11,6
ккал/ч	24000	48000	96000
Потребляемая мощность при тех же условиях, кВт	9,2	18,4	36,8
Марка компрессора	22ФВ22	22ФУ45	22ФУУ90
Описываемый объем			
10^3 м³/с	17,8	35,5	71,0
м³/ч	64,0	128,0	256,0
Мощность электродвигателя, кВт	13	30	55
Площадь внутренней поверхности теплообмена конденсатора, м²	6,65	14,05	26,0
Габаритные размеры, мм	2750×820×1140	2750×900×1185	2750×870×1425
Масса, кг	940	1150	2060
Площадь внутренней поверхности теплообмена испарителя, м²	9	20	38

* В числителе — для проточного водоснабжения, в знаменателе — для оборотного.

в себя компрессор с электродвигателем, кожухотрубный конденсатор, рассчита ный на оборотное и на проточное водоснабжение, щит приборов контроля и ав матической защиты, пульт управления. Заданная температура хладоносителя выходе из испарителя поддерживается двухпозиционно включением и выклю чением компрессора. Техническая характеристика этих холодильных машин п ведена в табл. 5.29.

Для охлаждения камер на крупных холодильниках применяют холодильн агрегаты и комплексные холодильные машины, выпускаемые московским завод «Компрессор» на базе поршневых компрессоров П110 и П220. В качестве хл агента применяют аммиак или хладон-22.

Таблица

Показатели	Агрегаты компрессорно-конденсаторные				Агрегаты компрессорно-испарительные	
	АК-110-7-2	АК-200-7-2, АК-200-7-3	АК-110-2-2, АК-110-2-3	АК-220-2-2, АК-220-2-3	АТ-110-2-1	АТ-220-2-1, АТ-220-2-
Хладагент	Аммиак	Аммиак	Хладон-22	Хладон-22	Хладон-22	Хладон-22
Температура на спецификационном режиме, °С						
хладоносителя на выходе из испарителя	—	—	—	—	6	6
охлаждающей воды на входе в конденсатор	25	25	25	25	—	—
кипения	—15	—15	—15	—15	—	—
конденсации	—	—	—	—	40	40
Расход						
хладоносителя						
10^3 м³/с	—	—	—	—	13.9	29,2
м³/ч	—	—	—	—	50	105
охлаждающей воды						
10^3 м³/с	5.94	13.9	13.9	25	—	—
м³/ч	25	50	50	90	—	—
Холодопроизводительность на спецификационном режиме						
кВт	125	250	99	198	201	402
Мкал/ч	108	215	85	170	173	346
Потребляемая мощность на спецификационном режиме, кВт	46	91.5	43	86	57.2	114,5
Диапазоны температур, °С						
кипения	—12÷ —30	—15÷ —30	—15÷ —40	—15÷ —40	—	—
охлаждающей воды (не выше)	32	32	30	30	—	—
хладоносителя — воды	—	—	—	—	2—10	2—10
хладоносителя — рассола	—	—	—	—	—9÷ —10	—9÷ —
Марка компрессора	П110	П220	П110	П220	П110	П220
Электродвигатель						
тип	АОП2-82-4	АОП2-92-4	АОП2-82-4	АОП2-92-4	АОП2-91-4	АЗ-315-1—
мощность, кВт	55	100	55	100	75	132
напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	380/660
частота вращения ротора						
$с^{-1}$	24,5	24,6	24,5	24,6	24,6	24,5
об/мин	1470	1480	1470	1480	1480	1470
Площадь наружной теплопередающей поверхности, м²						
испарителя	—	—	—	—	30,6	22,2
конденсатора	40	60	42,9	56	—	—
Масса, кг						
заряжаемого хладагента	—	—	—	—	—	—
заряжаемого масла	18	20	18	20	18	20
Масса агрегата (машины) без хладагента и масла, кг	3000	4200	2400	3200	3360	5170

Продолж. табл. 5.30

Показатели	Холодильные машины					
	МКТ110-7-2, МКТ110-7-3	МКТ220-7-2, МКТ220-7-3	МКТ100-2-1	МКТ220-2-0, МКТ220-2-1	МКТ110-2-2	МКТ220-2-2, МКТ220-2-3
Хладагент	Аммиак	Аммиак	Хладон-22	Хладон-22	Хладон-22	Хладон-22
Температура на спецификационном режиме, °С						
хладоносителя на выходе из испарителя	—11	—11	6	6	—10	—10
охлаждающей воды на входе в конденсатор	25	25	25	25	25	25
кипения	—	—	—	—	—	—
конденсации	—	—	—	—	—	—
Расход						
хладоносителя						
10^3 м³/с	9,73	19,5	13,9	29,2	11,1	22,2
м³/ч	35	70	50	105	40	80
охлаждающей воды						
10^3 м³/с	5,94	13,9	12,5	25	5,56	12,5
м³/ч	25	50	45	90	20	45
Холодопроизводительность на спецификационном режиме						
кВт	123	246	215	430	109	219
Мкал/ч	106	212	185	370	94	188
Потребляемая мощность на спецификационном режиме, кВт	45,8	91,2	48,7	97,4	40,5	81
Диапазоны температур, °С						
кипения	—	—	—	—	—	—
охлаждающей воды (не выше)	32	32	30	30	30	30
хладоносителя—воды	—	—	2—10	2—10	—	—
хладоносителя — рассола	—27÷ —11	—27÷ —11	—9÷ —10	—9÷ —10	—34÷ 9	—34÷ 9
Марка компрессора	П110	П220	П110	П220	П110	П220
Электродвигатель						
тип	АОП2-82-4	АОП2-92-4	АОП2-91-4	АЗ-315-4	АОП2-82-4	АОП2-92-4
мощность, кВт	55	100	75	132	55	100
напряжение, В	220/380	220/380	220/380	380/660	220/380	220/380
частота вращения ротора						
$с^{-1}$	24,5	24,6	24,6	24,5	24,5	24,6
об/мин	1470	1480	1480	1470	1470	1480
Площадь наружной теплопередающей поверхности, м²						
испарителя	60	90	30,6	64,4	22,2	30,6
конденсатора	40	60	56	113	42,9	56
Масса, кг						
заряжаемого хладагента	—	—	80	140	60	90
заряжаемого масла	18	20	18	20	18	20
Масса агрегата (машины) без хладагента и масла, кг	4500	6800	4845	7030	4380	6150

Аммиачные компрессорно-конденсаторные агрегаты АК110-7-2, АК220-7-2, АК220-7-3 и хладоновые АК110-2-2, АК110-2-3, АК220-2-2, АК220-2-3 применяют в составе холодильных установок с непосредственным охлаждением. В состав компрессорно-конденсаторных агрегатов входят компрессор, электродвигатель, конденсатор, система автоматики. Аммиачные агрегаты, кроме того, комплектуют маслоотделителем. Конденсатор агрегатов кожухотрубный горизонтальный с конденсацией хладагента в межтрубном пространстве. В аммиачных конденсаторах трубы гладкие стальные, а в хладоновых — медные с наружным накатным оребрением. Основные технические характеристики компрессорно-конденсатор-

ных агрегатов приведены в табл. 5.30 и на рис. 5.17, а их габаритные и присо динительные размеры — на рис. 5.18.

Компрессорно-испарительные агрегаты АТ110-2-1, АТ220-2-0, АТ220-2-1 п меняют для работы в составе холодильных устаиовок с воздушными конден торами, предназначенных для охлаждения хладоносителя. В их состав входят компрессор, электродвигатель, испаритель с теплообменником и система автоматики. Характеристики этих агрегатов приведены в табл. 5.30.

Для охлаждения рассола и воды завод «Компрессор» выпускает комплексные холодильные машины, работающие на аммиаке (МКТ110-7-2, МКТ110-7-3, МКТ220-7-2, МКТ220-7-3) и хладоне-22 (МКТ110-2-1, МКТ110-2-2, МКТ220-2-0, МКТ220-2-1, МКТ220-2-2: МКТ220-2-3).

В состав этих машин, помимо упомянутых выше компрессорно-конденсаторных агрегатов, входят горизонтальные ко-

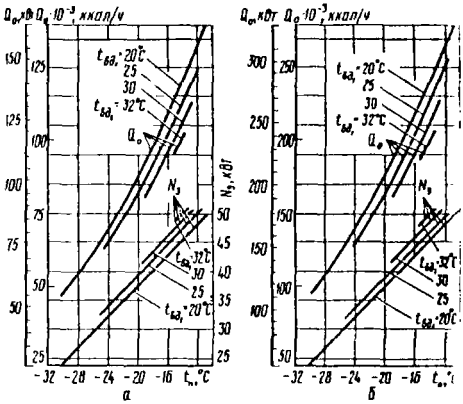

Рис. 5.17. Зависимость холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности $N_э$ от температ кипения t_0 и охлаждающей воды $t_{вд_1}$ для амачных компрессорно-конденсаторных агрегат
а — типа АК110; *б* — типа АК220.

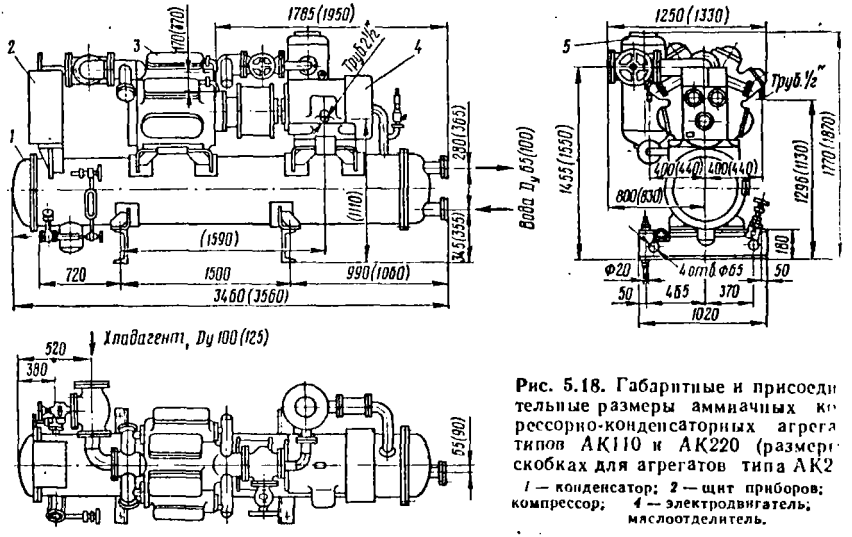

Рис. 5.18. Габаритные и присоединительные размеры аммиачных компрессорно-конденсаторных агрегатов типов АК110 и АК220 (размеры в скобках для агрегатов типа АК2
1 — конденсатор; *2* — щит приборов; компрессор; *4* — электродвигатель; маслоотделитель.

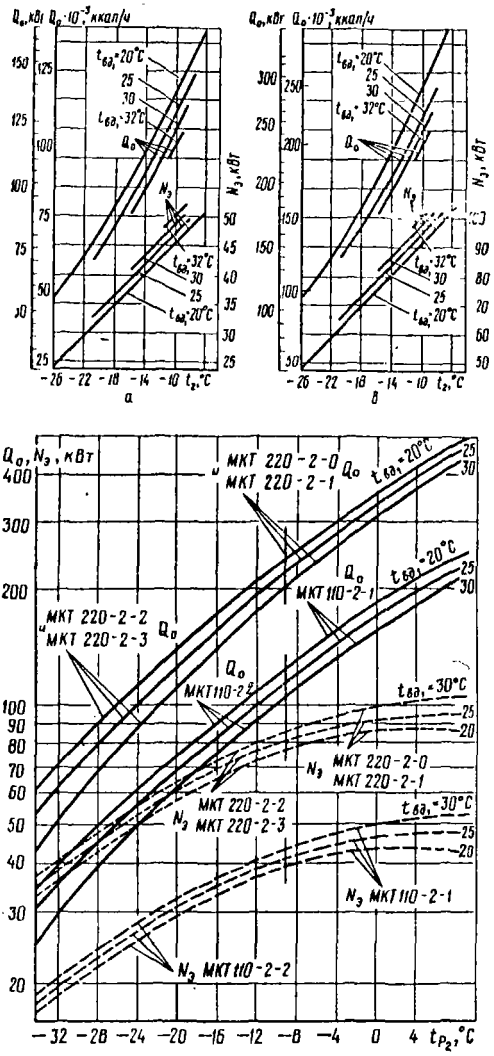

Рис. 5.19. Зависимость холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности $N_э$ от температур хладоносителя $t_{р_2}$ и охлаждающей воды $t_{вд_1}$ вверху для аммиачных холодильных машин; (*а* — типа МКТ110; *б* — типа МКТ220.) внизу для хладоновых холодильных машин типов МКТ110 и МКТ220.

жухотрубные испарители. В аммиачных испарителях трубы гладкие стальные, хладагент кипит в межтрубном пространстве. В хладоновых испарителях применяют медные трубы с алюминиевым ребристым сердечником, в межтрубном пространстве движется охлаждаемый хладоноситель, а хладагент кипит внутри труб. Это предохраняет испаритель от размораживания и позволяет получить более холодную воду, чем это возможно в испарителях с кипением в межтрубном пространстве.

Технические характеристики холодильных машин приведены в табл. 5.30 и на рис. 5.19, а габаритные и присоединительные размеры — на рис. 5.20, 5.21 и в табл. 5.31.

Все холодильные агрегаты и машины, в обозначении которых последняя цифра 0 или 2, имеют двухпозиционное регулирование холодопроизводительности пуском и остановкой компрессора. Если в обозначении последняя цифра 1 или 3, то агрегат или машина имеют ступенчатое регулирование (25, 50, 75 и 100%) путем электромагнитного отжима всасывающих клапанов.

Для охлаждения воды в системах кондиционирования воздуха можно использовать те же, указанные выше холодильные машины. Кроме того, в этих целях широко применяют холодильные машины ХМ-ФУ40/1, ХМ-ФУ40/1РЭ, ХМ-ФУ40/11, ХМ-ФУУ80/1, ХМ-ФУУ80/11, работающие на хладоне-12, а также специальные водоохлаждающие машины. Характеристики этих машин приведены в каталогах и справочниках.

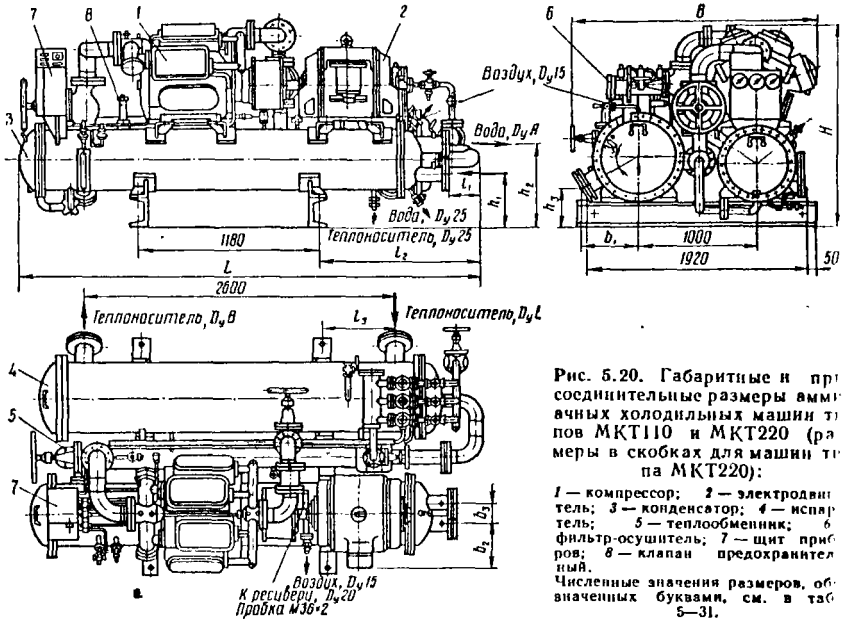

Рис. 5.20. Габаритные и при соединительные размеры амми ачных холодильных машин т пов МКТ110 и МКТ220 (ра меры в скобках для машин ти па МКТ220):

1 — компрессор; *2* — электродви тель; *3* — конденсатор; *4* — испар тель; *5* — теплообменник; *6* фильтр-осушитель; *7* — щит прибо ров; *8* — клапан предохранител ный.

Численные значения размеров, об значенных буквами, см. в таб 5—31.

Таблица

Размеры, мм	МКТ220-2-1	МКТ110-2-2	МКТ220-2-0, МКТ220-2-1	МКТ220-2-2, МКТ220-2-3	Размеры, мм	МКТ220-2-1	МКТ110-2-2	МКТ220-2-0, МКТ220-2-1	МКТ220-2-2,
L	3725	3700	3870	3845	b_2	415	415	390	41
B	2020	2020	2060	2035	b_3	190	190	240	1
H	1585	1585	1735	1645	h_1	370	370	415	3
l_1	260	250	290	345	h_2	490	490	575	5
l_2	1445	1435	1545	1545	h_3	290	275	330	2
l_3	770	770	785	785	D_yA	100	100	125	1
b_1	380	360	475	445	D_yB	100	100	150	1

Подбор средних и крупных холодильных машин производится одним из з занных выше способов. После выбора марки холодильной машины необход проверить, достаточна ли площадь теплопередающей поверхности испарите конденсатора. Если указанная в технической характеристике площадь теплоп дающей поверхности аппаратов равна расчетной или несколько больше ее,

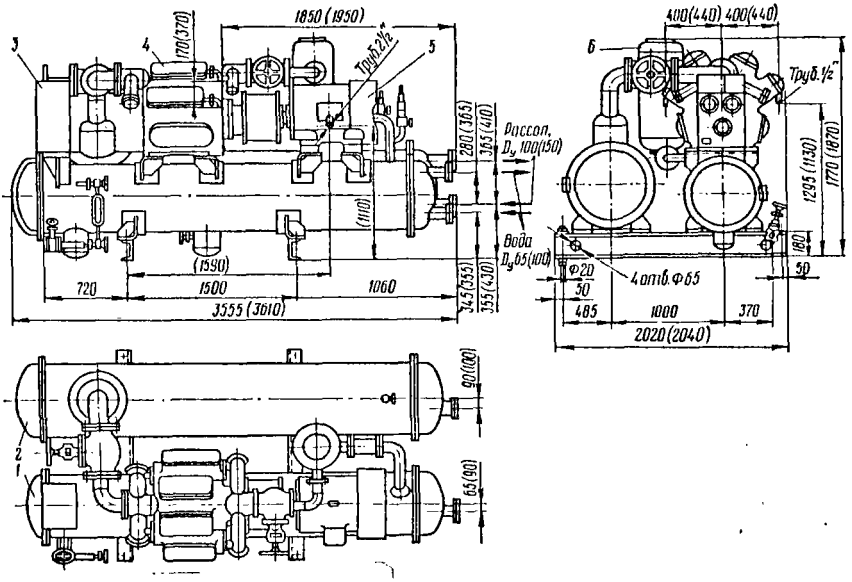

Рис. 5.21. Габаритные и присоединительные размеры хладоновых холодильных машин типов МКТ110 и МКТ220:

1 — конденсатор; *2* — испаритель; *3* — щит приборов; *4* — компрессор; *5* — электродвигатель; *6* — маслоотделитель.

шина подобрана правильно. Если же, например, площадь поверхности испарителя оказалась меньше расчетной, необходимо задаться новым значением температурного напора (более низкой температурой кипения), после чего проверить, достаточна ли производительность компрессора при новом значении температуры кипения.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Выбор градирни

Схема оборотного водоснабжения с применением вентиляторной градирни приведена на рис. 5.22. При открытых вентилях *1*, *2* и *3* и закрытых вентилях *5* и *6* вода из поддона градирни *I* забирается циркуляционным насосом *III*, проходит через конденсатор *II*, где нагревается с $t_{вд1}$ до $t_{вд2}$ и под остаточным напором направляется в градирню. Там тепло конденсации $Q_к$ отдается воздуху, проходящему через градирню (большая часть — за счет испарения воды, а меньшая — вследствие разности температур между водой и воздухом). В результате теплообмена с разбрызгиваемой водой удельная энтальпия воздуха увеличивается с $i_{в1}$ до $i_{в2}$. Таким образом, уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_к = G_{вд}\left(t_{вд_2} - t_{вд_1}\right) c_{вд}\,\rho_{вд} = L_{град}\,\rho_в\left(i_{в_2} - i_{в_1}\right), \qquad (5.50)$$

где $Q_к$ — тепло конденсации, кВт;

$G_{вд}$ — количество циркулирующей воды, м³/с;

$t_{вд_1}$ и $t_{вд_2}$ — температура воды на входе и выходе из градирни (на выходе и входе в конденсатор), °С;

$c_{вд}$ — удельная теплоемкость воды, кДж/кг.

$L_{град}$ — производительность вентилятора градирни, м³/с;

$\rho_{вд}$ и $\rho_в$ — плотность воды и плотность воздуха, кг/м³.

$i_{в_1}$ и $i_{в_2}$ — удельная энтальпия воздуха на входе и выходе из градирни, кДж/кг.

В формуле (5.50) не учтено тепло, уносимое из градирни с испарившейся водой и мелкими каплями. Унос воды из градирни небольшой (3—10% от количества воды, циркулирующей в системе), однако в проекте следует предусмотреть подпитку градирни от сети водопровода для компенсации этого уноса.

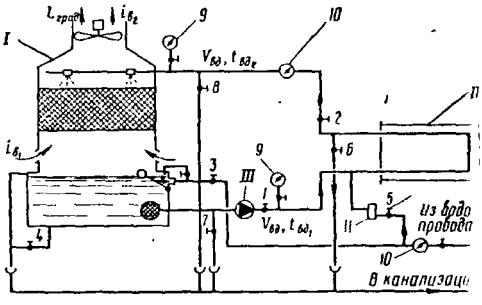

Рис. 5.22. Схема оборотного водоснабжения с применением градирни:

I — градирня; *II* — конденсатор холодильной машины; *III* — центробежный насос; *1—8* — запорные вентили; *9* — манометр; *10* — расходомер; *11* — водорегулирующий вентиль.

Присоединение к сети водопровода и канализации предусматривают также для заполнения и опорожнения оборотной системы, а в установках малой и средней производительности — для охлаждения конденсаторов водопроводной водой, в случае если оборотная система вышла из строя. В последнем случае вентили *5* и *6* открыты, а вентили *1*, *2*, *3* закрыты. Вентили *4*, и *8* служат для спуска воды из системы.

Количество циркулирующей воды $V_{вд}$ (в м³/с) определяют по формуле

$$V_{вд} = \frac{Q_к}{c_{вд}\,\rho_{вд}\,\Delta t_{вд}} = \frac{Q_к}{4190\,(t_{вд_2} - t_{вд_1})}. \qquad (5$$

Охлаждение воды в вентиляторных градирнях обычно лежит в пределах $\Delta t_{вд} = 3{,}5 \div 4{,}5$°С.

При определении параметров воздуха и воды температуру воды на выходе градирни $t_{вд_1}$ нельзя принимать произвольно. Она зависит прежде всего от совершенства конструкции градирни как теплообменного аппарата. Самая низкая температура воды $t_{вд_1}$, которую можно получить в градирне с бесконечно большой поверхностью теплообмена, равна температуре воздуха по мокрому термометру. Однако в реальной градирне поверхность не может быть развита бесконечно, поэтому вода охладится до температуры немного более высокой (на 3—4°) чем температура мокрого термометра.

Отношение действительного охлаждения воды к теоретически возможному называют коэффициентом эффективности градирни η:

$$\eta = \frac{t_{вд_2} - t_{вд_1}}{t_{вд_2} - t_{в_1 м}}. \qquad (5$$

Ориентировочные значения этого коэффициента для охладителей различного типа приведены в табл. 5.32.

Таблица 5.32

Тип охладителя	Удельная тепловая нагрузка q_F, кВт/м²	Удельная гидравлическая нагрузка, 10^3 нм³/(м²·с)	Коэффициент эффективности η
Брызгальный бассейн	2,5—6,5	0,2—0,3	0,35—0,40
Градирня			
открытая брызгальная	8,0—20	0,7—1,0	0,45—0,55
открытая капельная	10—30	0,8—1,4	0,60—0,75
вентиляторная	40—50	1,5—2,5	0,75—0,85

Задаваясь величиной охлаждения воды в градирне и ее эффективностью, можно вычислить температуру воды на выходе из градирни и на входе в нее

$$t_{вд_2} = t_{в_1 м} + \Delta t_{вд} \frac{1}{\eta}; \qquad (5.53)$$

$$t_{вд_1} = t_{вд_2} - \Delta t_{вд}. \qquad (5.54)$$

Как видно из табл. 5.32, наиболее эффективными являются вентиляторные градирни.

Техническая характеристика вентиляторных градирен конструкции ВНИХИ приведена в табл. 5.33.

Выбор градирни обычно производят по требуемой площади поперечного сечения $F_{п.сеч}$ (в м²), которую в свою очередь определяют по формуле

$$F_{п.сеч} = \frac{Q_к}{q_F}, \qquad (5.55)$$

где q_F — удельная тепловая нагрузка (см. табл. 5.32).

Пример. Рассчитать вентиляторную градирню для холодильной установки, если $Q_к = 30$ кВт, расчетные параметры наружного воздуха $t_в = 28°$ С, $\varphi = 40\%$.

Находим по диаграмме температуру воздуха по мокрому термометру. При указанных расчетных параметрах $t_{в.м} = 19{,}5°$С. Задаемся охлаждением воды в градирне $\Delta t_{вд} = 4°$С и коэффициентом эффективности градирни $\eta = 0{,}8$. Тогда температура воды на выходе из градирни

$$t_{вд_2} = t_{в_1 м} + \Delta t_{вд} \frac{1}{\eta} = 19{,}5 + 4 \frac{1}{0{,}8} = 24{,}5°\text{С}.$$

Количество воды, циркулирующей через градирню,

$$V_{вд} = \frac{Q_к}{4190\,\Delta t_{вд}} = \frac{30}{4190 \cdot 4{,}0} = 0{,}0018\ \text{м}^3/\text{с} = 1{,}8\ \text{л/с}.$$

Таблица

Технические данные	Марки градирни				
	ГПВ-20М	ГПВ-40М	ГПВ-80	ГПВ-160	ГПВ-32
Количество циркулирующей воды[1], 10 м³/с	1,11	2,22	4,44	8,88	17,76
Охлаждение воды, °С	5	5	5	5	5
Производительность по воздуху, м³/с	1,11	2,22	4,44	8,88	17,76
Диаметр крыльчатки осевого вентилятора 06—300, мм	630	800	100	1250	1250 (2
Частота вращения, с⁻¹	23,3	15,9	15,9	12,0	12,0
Площадь поперечного сечения градирни, м²	0,44	0,96	1,88	3,92	6,50
Размеры градирни в плане, мм					
основание	848×848	1178×1178	1580×1580	2212×2244	2212×3
корпус	660×736	990×1066	1320×1420	2080×2080	2080×3
Высота градирни	1600	1780	2200	2520	2485
Масса, кг	232	328	689	1264	2006
Стоимость, руб. (1977 г.)	620	880	1320	2090	5100

[1] Расход свежей воды составляет 10% от количества циркулирующей воды.

Площадь поперечного сечения градирни

$$F_{\text{п.сеч}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_F} = \frac{30}{45} = 0{,}65 \text{ м}^2.$$

По табл. 5.33 для установки выбираем градирню марки ГПВ = 40.

Определение площади брызгального бассейна

Расчет брызгального бассейна не отличается от расчета градирни. Коли воды, подаваемой в бассейн, определяют по формуле (5.51), при этом охлаж воды принимают $\Delta t_{\text{вд}} = 2 \div 4$°С.

Площадь бассейна определяют по формуле (5.55), а удельную теплову грузку принимают по табл. 5.32.

Количество форсунок можно определить по формуле

$$n = \frac{V_{\text{вд}}}{g_{\text{ф}}},$$

где $g_{\text{ф}}$ — производительность одной форсунки, которая зависит от диаметра отверстия ления воды перед форсункой.

Ориентировочно можно принимать

$$g_{\text{ф}} = (1{,}4 \div 1{,}7)\,10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Температуру воды, уходящей из бассейна, $t_{\text{вд1}}$ можно вычислить по ле (5.54).

ГЛАВА 6

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Схемы малых холодильных установок

Малые холодильные установки имеют следующие особенности, которые влияют на выбор схемы:

количество приборов охлаждения и протяженность трубопроводов сравнительно невелики;

в качестве хладагента применяют хладон-12, что повышает безопасность работы установки, позволяет размещать регулирующие приборы непосредственно в камерах, делает ненужным применение сложных схем защиты компрессора от влажного хода, но зато требует принятия мер по возврату масла в компрессор;

малые холодильные машины поставляют только комплектно, монтируют их по определенной заводской схеме. Однако при разработке дипломных проектов допускается введение в эти схемы определенных усовершенствований, особенно в схемы присоединения испарителей.

Схема, по которой монтируют малые холодильные машины производительностью 3—5 кВт (например, ИФ-49 ХМФВ-4), приведена на рис. 6.1. Жидкий фреон, пройдя теплообменник, под разностью давлений конденсации и испарения поступает в камеры к терморегулирующим вентилям, где дросселируется, и направляется в испарительные батареи. Наиболее часто встречается такое распределение нагрузки, при котором в каждой камере размещают по две батареи, соединенные последовательно. Чувствительный патрон ТРВ укрепляют на выходе

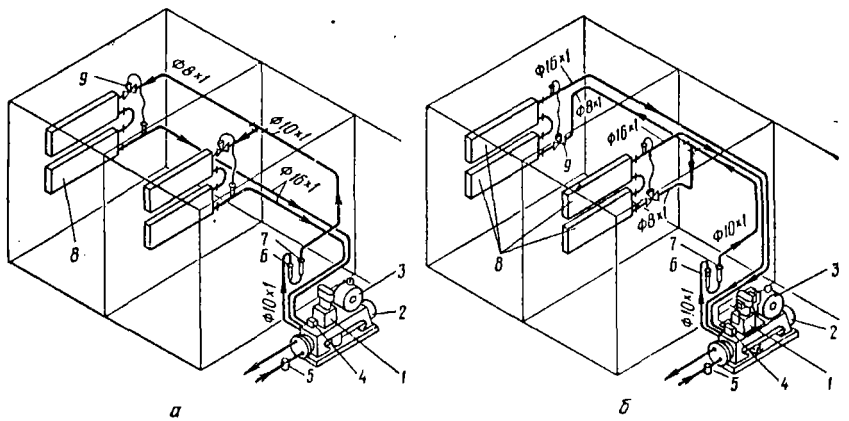

Рис. 6.1. Схема малой холодильной установки производительностью 3—5 кВт с верхней (*а*) и нижней (*б*) подачей хладагента в батареи:

1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — электродвигатель; *4* — реле давления; *5* — водорегулирующий вентиль; *6* — осушитель; *7* — фильтр; *8* — испарительная батарея; *9* — терморегулирующий вентиль.

из второй батареи. Газообразный хладагент от каждой пары батарей возвращается к компрессорно-конденсаторному агрегату по отдельному трубопроводу. Для облегчения возврата масла в компрессор применяют преимущественно схемы верхней подачей хладагента в батареи (рис. 6.1, *а*), причем всасывающий трубопровод монтируют с уклоном к компрессору без петель и вертикальных подъемов. Недостатком такой схемы является стекание жидкого хладагента из батарей при остановке компрессора.

Для устранения этого недостатка на выходе из батарей предусматривают вертикальный стояк с маслоподъемной петлей, после которого трубопровод монтируют с уклоном к компрессору. При нижней подаче жидкости (рис. 6.1, *б*) батареи работают более эффективно, однако при недостаточном заполнении батарей возврат масла затрудняется.

В случае присоединения к одному ТРВ трех батарей (например, в холодильной машине АКФВ-6) применяют смешанную схему подвода жидкости, при которой ТРВ присоединяют к нижней батарее, а отвод газообразного хладагента осуществляют через нижний штуцер в верхней батарее (рис. 6.2).

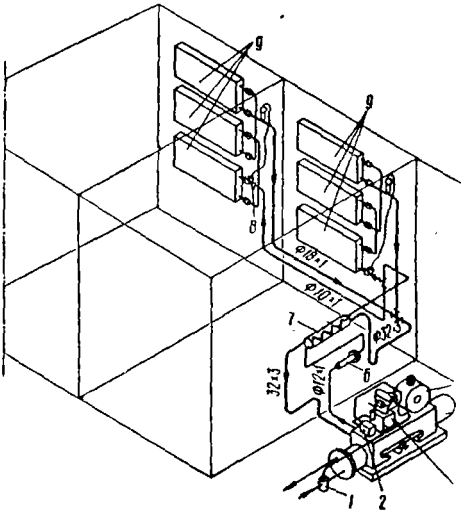

Рис. 6.2. Схема холодильной установки АКФВ-6:

1 — водорегулирующий вентиль; *2* — реле давления; *3* — компрессор; *4* — конденсатор; *5* — электродвигатель; *6* — фильтр-осушитель; *7* — регенеративный теплообменник; *8* — терморегулирующий вентиль; *9* — испарительная батарея.

Средняя температура в камерах поддерживается пуском и остановкой компрессора от блока низкого давления реле давления РД (прессостата). Давление конденсации поддерживается автоматически водорегулирующим вентилем, установленным на входе воды в конденсатор. Защита от высокого давления осуществляется блоком высокого давления РД (маноконтроллером).

В малых холодильных машинах производительностью 10—14 кВт, предназначенных для охлаждения четырех камер на предприятиях торговли, применяют схему с раздельным регулированием температуры в каждой камере (рис. 6.3). В этом случае в каждую камеру от арматурного щитка прокладывают самостоятельные жидкостный и всасывающий трубопроводы, причем на жидкостной линии устанавливают соленоидный вентиль, управляемый камерным термореле. При понижении температуры в какой-либо камере до заданного значения соленоидный вентиль прекращает подачу жидкого хладагента в эту камеру, а при повышении — возобновляет подачу. Когда заданная температура будет достигнута во всех камерах, с закрытием последнего соленоидного вентиля выключится и компрессор.

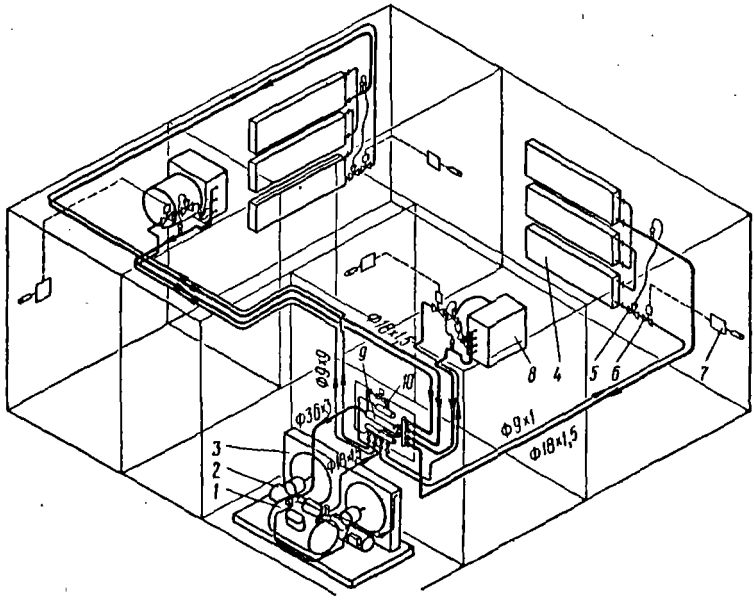

Рис. 6.3. Схема многотемпературной холодильной установки:

1 — компрессор; *2* — ресивер; *3* — конденсатор воздушный; *4* — испарительная батарея; *5* — терморегулирующий вентиль; *6* — соленоидный вентиль; *7* — регулятор температуры; *8* — воздухоохладитель; *9* — регенеративный теплообменник; *10* — фильтр-осушитель.

Схемы средних холодильных установок

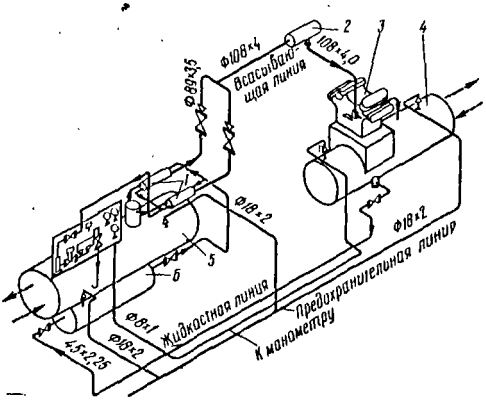

Рис. 6.4. Схема трубопроводов холодильной машины:

1 — теплообменник; *2* — фильтр; *3* — компрессор; *4* — конденсатор; *5* — испаритель; *6* — ресивер.

Средние холодильные установки, работающие на хладонах, используют для охлаждения промежуточного хладоносителя — рассола или воды.

На рис. 6.4 в качестве примера приведена схема холодильной машины ХМФУУ-80/1. Жидкий хладагент из конденсатора поступает в ресивер, затем проходит два параллельно включенных регенеративных теплообменника, где переохлаждается, и направляется к станции регулирования. На щитке станции установлены фильтр-осушитель, соленоидный вентиль и два параллельно включенных ТРВ. Чувствительные патроны ТРВ укреплены на выходе пара из

теплообменников. Установка двух параллельно работающих теплообменн и ТРВ вызвана тем, что один теплообменник или один ТРВ такой произв тельности будут иметь слишком большие размеры.

Пройдя ТРВ, хладон дросселируется и поступает в кожухотрубный исп тель. Холодные пары проходят регенеративный теплообменник, где перегреваю затем сжимаются в компрессоре и нагнетаются в конденсатор, где сжижаю

Конденсатор кожухотрубного типа охлаждается водой из оборотной систе

Заданная температура воды или рассола поддерживается двухпозицион включением и выключением компрессора от термореле, чувствительный па которого укреплен на выходе хладоносителя из испарителя.

Защита компрессора от пониженного и повышенного давления в холод ной системе осуществляется с помощью реле давления. Давление масла в комп соре контролируется с помощью реле контроля смазки. Защита испарител замерзания хладоносителя осуществляется термореле, датчик которого устано на выходе хладоносителя из испарителя.

Схемы крупных холодильных установок

Безнасосная автоматизированная схема. В бе сосной схеме холодильной установки (рис. 6.5) три компрессора одноступенча сжатия работают на одну испарительную систему.

Хладагент за счет разности давлений конденсации и кипения подается в боры непосредственного охлаждения *1* (пристенные и потолочные батареи воздухоохладители). Регулирование температуры воздуха в объекте и запо ние приборов охлаждения жидким хладагентом осуществляется двухпозиц ным регулятором, состоящим из комбинированного реле температуры *2* и с ноидного вентиля *3*. Жидкость подается в испарительную систему только в случае, когда температура воздуха в охлаждаемом объекте, измеряемая то метром сопротивления *4*, и перегрев пара на выходе из испарителя, измеря термометрами сопротивления *5* и *6*, достигнут верхнего заданного предела. С временно с открытием соленоидного вентиля *3* на трубопроводе подачи жид открывается соленоидный вентиль *7* на всасывающем коллекторе. Регулиро заполнения испарителей по перегреву пара обеспечивает безопасную работу прессоров.

Регулятор может состоять из раздельных реле: дифференциального реле пературы, измеряющего перегрев пара на всасывании, и реле температуры, ряющего температуру воздуха в камере, воздействующих на один исполни ный механизм — соленоидный вентиль (СВ), установленный на трубопр подачи жидкости в охлаждающие приборы.

Для регулирования заполнения аппаратов хладагентом можно прим пропорциональный регулятор перегрева — терморегулирующий вентиль, и этом случае необходимо наличие двухпозиционного регулятора температур духа, состоящего из реле температуры и СВ, поскольку ТРВ не обеспеч плотного закрытия клапана.

Для того чтобы исключить возможность попадания жидкого хладаге компрессор при неисправности соленоидного вентиля, в схему включают от тель жидкости *8*, соединенный с защитным ресивером *9*. На отделителе жид и защитном ресивере установлены полупроводниковые реле уровня, сиг

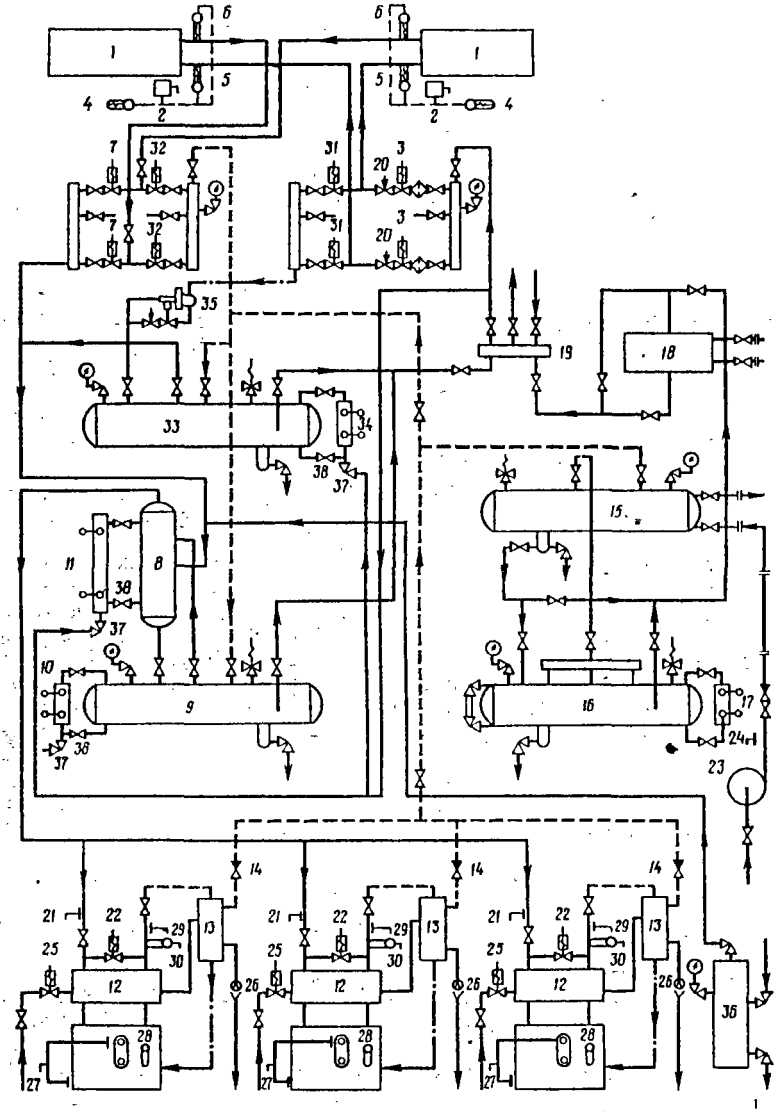

Рис. 6.5. Безнасосная автоматизированная схема холодильной установки.

зирующие о попадании жидкого хладагента в защитный ресивер *10* и отключающие компрессоры *11* при появлении жидкости в ОЖ.

При использовании других способов для регулирования заполнения испарителей не предотвращается попадание жидкости в защитный ресивер. Тогда в схему включают два защитных ресивера и предусматривают автоматическое переключение их при заполнении до определенного уровня и пережимание жидкого хладагента из заполненного ресивера к распределительному коллектору.

Перегретый пар через отделитель жидкости *8* отсасывается компрессорами *12*, сжимается и нагнетается через маслоотделители *13* и обратные демпферные клапаны *14*, установленные на каждом компрессоре, в конденсатор *15*, где конденсируется пар в результате теплообмена с водой. Маслоотделитель снабжен поплавковым регулятором уровня, обеспечивающим перепуск масла в картер компрессора. Из конденсатора жидкий хладагент сливается в линейный ресивер *16*, имеющий сигнализаторы максимального и минимального уровня жидкости *17*. Жидкий хладагент из линейного ресивера через переохладитель *18* (или минуя его, если переохлаждение в конденсаторе достаточное) подается к жидкостному распределительному коллектору *19*, откуда через соленоидные вентили *3* и ручные регулирующие вентили *20* (или другие дроссельные устройства) поступает в камерные приборы охлаждения *1*. Количество приборов охлаждения и размеры их для каждой камеры определяют расчетом. В схеме на рис. 6.5 условно показаны два прибора.

При изменении теплопритоков в камеры необходимо соответственно изменить холодопроизводительность компрессоров. В данной схеме компрессоры в определенной последовательности отключаются с помощью реле низкого давления *21* со смещенными пределами настройки для каждого компрессора. Можно применять и другие датчики, воздействующие на пусковые устройства компрессоров.

Разгрузка компрессоров при пуске обеспечивается соленоидными вентилями *22*, управляемыми реле времени. Пуск компрессора в данной схеме производится одновременно с включением насоса *23* подачи воды в конденсатор и охлаждающие рубашки компрессоров. Работа водяного насоса контролируется реле давления *24*. Соленоидный вентиль *25* на входе воды в охлаждающую рубашку компрессора открывается в момент пуска; контакты мембранного реле протока *26* на выходе воды из рубашки на время пуска блокированы. Если спустя некоторое время водяной насос не создает давления или проток воды через охлаждающие рубашки компрессоров не обеспечен, произойдет аварийное отключение компрессоров и включится звуковой сигнал. Электрическая схема автоматизации в данной книге не рассматривается.

В приведенной схеме каждый компрессор снабжен своим маслоотделителем с водяным охлаждением. Вода поступает в маслоотделитель после компрессора, поэтому реле протока устанавливают на сливе воды не из компрессора, а из маслоотделителя.

Автоматическую защиту компрессоров обеспечивают реле защиты:

от гидравлического удара — реле уровня *11*, установленные на отделителе жидкости (защита общая для всех компрессоров);

от нагрева цилиндров при отсутствии воды в охлаждающих рубашках компрессоров — реле протока *26*;

от нарушения режима смазки (работа масляного насоса) — реле контроля смазки *27*;

от повышения температуры движущихся частей — реле температуры *28*;
от повышения давления нагнетания — реле высокого давления *29*;
от повышения температуры нагнетания — реле температуры *30*.

Марки приборов и их характеристики определяют в зависимости от условий работы.

Для оттаивания слоя инея в приборы охлаждения подают горячие пары аммиака, отбираемые за маслоотделителем. Чтобы получить в процессе оттаивания пары с более высокой температурой, в схему можно включить специальный маслоотделитель.

Оттаивание можно производить в каждой камере в отдельности независимо от остальных охлаждающих приборов. Для этого переключают камеру с рабочего режима на режим оттаивания. Соленоидные вентили *3* на трубопроводе подачи жидкости и *7* на всасывающей линии закрываются, а соленоидные вентили *31* на линиях слива жидкости и *32* на линиях подачи горячего пара открываются. Сливается образовавшийся конденсат в дренажный ресивер *33*, на котором установлены сигнализаторы уровня *34*. На сливе установлен регулятор уровня высокого давления ПРУДВ *35*. После окончания оттаивания камера включается на рабочий режим. Хладагент отстаивается в дренажном ресивере, масло выпускается в маслосборатель *36*, а жидкий хладагент выжимается парами высокого давления в распределительный коллектор *19*.

В схеме можно предусмотреть автоматическое подключение и отключение дренажного ресивера.

На аппаратах и сосудах установлены предохранительные клапаны, манометры, указатели уровня.

Работоспособность реле уровня *10*, *11* и *34* на отделителе жидкости, защитном и дренажном ресиверах проверяют, подавая жидкий холодильный агент в коллектор через вентиль *37* при закрытом вентиле *38*.

Безнасосные схемы применяют как в одноступенчатых, так и в двухступенчатых установках.

Насосно-циркуляционная схема с совмещенным сливом и отсосом. В схеме двухступенчатого сжатия (рис. 6.6) для повышения безопасности работы применен разделительный сосуд, включенный на участке трубопровода до слива жидкости в циркуляционный ресивер. При использовании вертикальных циркуляционных ресиверов избыток жидкости может сливаться непосредственно в этот ресивер, а дополнительный отделитель жидкости в таком случае устанавливают на всасывающем трубопроводе выше допустимого уровня жидкости в ресивере.

Работает схема следующим образом.

Из циркуляционного ресивера *1* пар отсасывается винтовым компрессором ступени низкого давления (с.н.д.) *2*, сжимается до промежуточного давления и через трехсекционный маслоотделитель *3* нагнетается в промежуточный сосуд *4*, где охлаждается до состояния насыщения кипящим аммиаком, барботируя через него. На всасывании в винтовой компрессор и за маслоотделителем установлены обратные клапаны. Винтовой компрессор имеет обособленную масляную систему, включающую фильтры, маслоохладитель, подогреватель масла, соединенные трубопроводами.

Из промежуточного сосуда пар отсасывается компрессором ступени высокого давления (с.в.д.) *5*, сжимается до давления конденсации и через циклонный маслоотделитель *6* и обратный демпферный клапан *7* нагнетается в конденсатор *8*, где

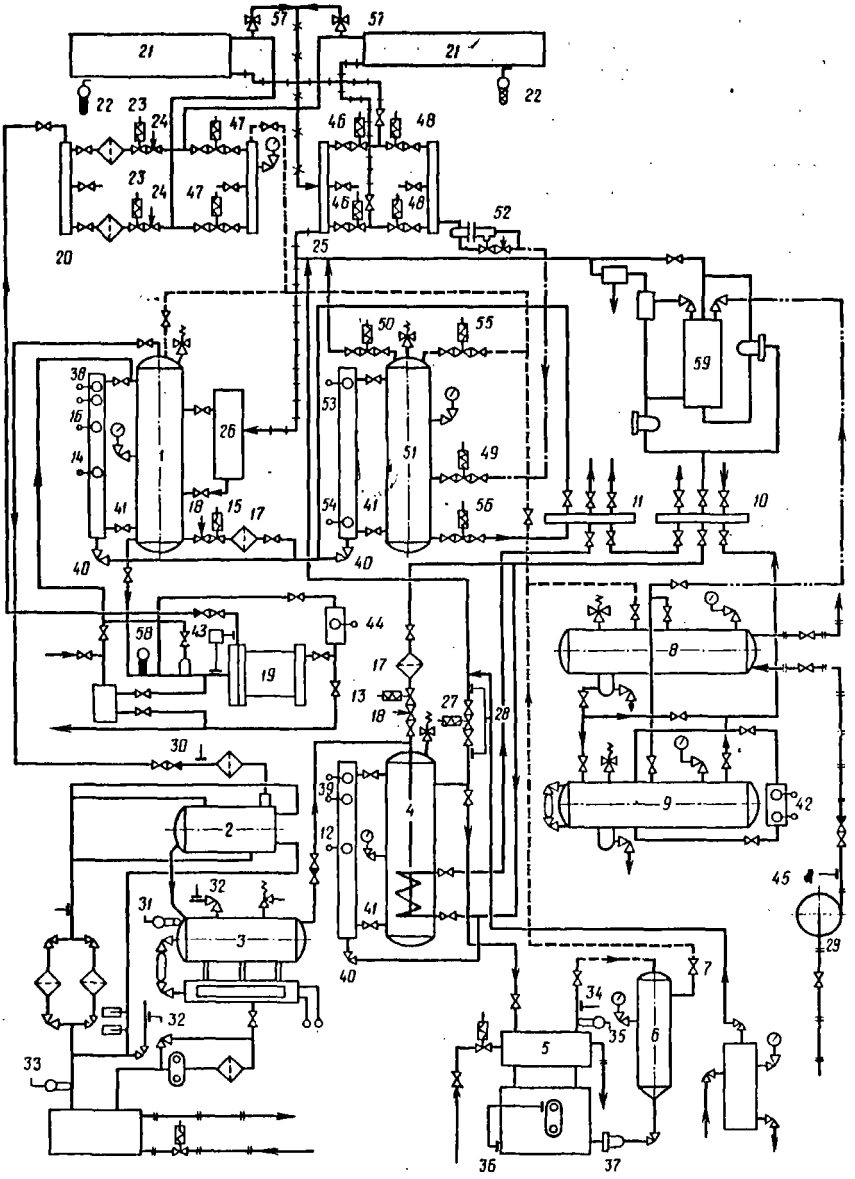

Рис. 6.6. Насосно-циркуляционная схема холодильной установки с совмещенным сливом и отсосом (с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения).

кижается при отводе от него тепла водой. В схеме не показан водяной переладитель, который можно включить при необходимости. Жидкий хладагент ивается в линейный ресивер *9*, а оттуда через распределительный коллектор) подается в приборы и аппараты одноступенчатых систем и в промежуточные суды двухступенчатых систем. На рис. 6.6 показана схема только двухступенгой холодильной машины, но следует иметь в виду, что конденсатор и ресивер дут общими для всей холодильной установки, в которой компрессоры работают различные испарительные системы.

В схемах двухступенчатого сжатия основная часть жидкости направляется я переохлаждения в змеевик промежуточного сосуда *4*, а часть жидкости — промежуточный сосуд для полного промежуточного охлаждения пара после н.д. и переохлаждения жидкости, проходящей по змеевику. Переохлажденя жидкость через распределительный коллектор *11* поступает в циркуляционй ресивер *1*. Уровень жидкости в промежуточном сосуде и циркуляционном сивере поддерживается двухпозиционными регуляторами уровня, состоящими полупроводникового реле уровня и соленоидного вентиля (*12* и *13* на промежучном сосуде, *14* и *15* на циркуляционном ресивере). Возможно применение и угих регуляторов уровня. На циркуляционном ресивере установлено сигнаизирующее реле уровня *16*.

Перед соленоидным вентилем расположен сетчатый фильтр *17*.

Дросселируется жидкость в регулирующем вентиле *18*, установленном за леноидным вентилем.

Из циркуляционного ресивера *1* насосом *19* жидкий хладагент через жидстный коллектор *20* подается в батареи и воздухоохладители *21*. В схеме покаы приборы с верхней подачей аммиака, но можно применять и нижнюю пода. Регулируется температура воздуха в камерах двухпозиционными регулятоми температуры, состоящими из термометров сопротивления *22*, подключенх к электронному мосту или машине АМУР, и соленоидных вентилей *23*. Для авильного распределения жидкости по приборам охлаждения должны быть едусмотрены специальные распределительные и дозирующие устройства (на еме показаны регулирующие вентили *24*). Избыток жидкости вместе с паром, разовавшимся при кипении, через коллектор *25* сливается в разделительный суд *26*, а через него — в циркуляционный ресивер *1*. Жидкость повторно пользуется для подачи в испарительную систему, а пар отсасывается компресром *2*. Если в схеме применен горизонтальный циркуляционный ресивер, пар сасывается через отделитель жидкости, который устанавливают выше циркуционного ресивера.

Пуск компрессора в двухступенчатой установке, состоящей из отдельных комессоров низкого и высокого давления, должен осуществляться в определенй последовательности. В автоматизированных схемах ступень высокого давния может включаться и раньше ступени низкого давления, и позже нее на –7 с. Соответствующее включение обеспечивает реле времени.

В настоящее время предпочтение отдается схемам, в которых первой включется с.н.д.

В данной схеме применяется двухступенчатый агрегат АД130-7-4. В качестве упени высокого давления используется агрегат А110-1 с компрессором П110. от компрессор не имеет разгрузочного устройства.

Разгрузка ступени низкого давления производится при очередном выключении тановки сбрасыванием давления с промежуточного сосуда на отделитель жид-

кости через соленоидный вентиль *27*. Повторно пустить установку можно только в том случае, когда разность давлений в промежуточном сосуде и испарительной системе не более 0,1 МПа (1 ат). Эта разность давлений контролируется дифференциальным реле давлений *28*.

До включения компрессоров должен быть обязательно включен насос *29* подачи воды в конденсатор. Одновременно с включением насоса открывается подача воды в охлаждающие рубашки компрессоров.

Защита компрессора с.н.д. от понижения давления всасывания осуществляется реле низкого давления *30*, от повышения температуры нагнетания — реле температуры *31*, от изменения давления в масляной системе — реле контроля смазки *32*, от недопустимого снижения температуры масла — реле температуры *33*.

Защита компрессора с. в. д. от повышения давления нагнетания осуществляется реле высокого давления *34*, от повышения температуры нагнетания — реле температуры *35*, от нарушения работы масляного насоса — реле контроля смазки *36*. В схеме предусмотрен автоматический перепуск масла из маслоотделителя в картер компрессора через поплавковый регулятор *37*. Приборы защиты от гидравлического удара (общей для всех компрессоров данной системы) устанавливают на вертикальном циркуляционном ресивере или отделителе жидкости (реле уровня *38*) и на промежуточном сосуде (реле уровня *39*). По действующим правилам техники безопасности защита от гидравлического удара дублируется, т. е. устанавливают два реле, выполняющих одну и ту же функцию. Работоспособность защитных реле уровня периодически проверяют, подавая жидкий хладагент в коллектор через вентиль *40* при закрытом вентиле *41*.

В схемах, работающих на низкие температуры кипения (давление кипения ниже атмосферного), возможен подсос воздуха через неплотности.

Для выпуска воздуха из системы в схеме предусмотрен автоматический воздухоотделитель *59* (АВ-4 системы ВНИХИ).

Работа аммиачного насоса *19* контролируется дифференциальным реле давления *43* и реле уровня *44*.

Работа водяного насоса *29*, подающего воду на конденсатор, контролируется реле давления *45*.

Оттаивание слоя инея с приборов охлаждения производится горячими парами аммиака в сочетании с другими методами (для воздухоохладителей используются также орошение горячей водой, рассолом или незамерзающими жидкостями, электроподогрев).

Для снятия слоя инея необходимо переключить камеры с рабочего режима на режим оттаивания. На приведенной схеме соленоидные вентили на линии подачи жидкости *23* и на линии совмещенного слива и отсоса *46* закрываются, а соленоидные вентили *47* на линии подачи горячего пара и *48* и *49* на линии слива конденсата открываются. Одновременно открывается соленоидный вентиль *50* на линии отсоса паров из дренажного ресивера *51*. Слив конденсата в дренажный ресивер регулируется двухпозиционным поплавковым регулятором уровня высокого давления ПРУДВ *52*, за которым установлен ручной регулирующий вентиль. На дренажном ресивере установлены реле уровня *53* и *54*. При достижении верхнего предельного уровня реле уровня *53* выдает сигнал на закрытие соленоидных вентилей *49* и *50* и открытие соленоидных вентилей *55* и *56*. Выжимание жидкости из дренажного ресивера в распределительный коллектор производится давлением пара, подаваемого через соленоидный вентиль *55*. Когда уровень жидкости в

дренажном ресивере понизится, реле уровня *54* выдаст сигнал на переключение соленоидных вентилей *49*, *50*, *55* и *56*.

Можно использовать насос для подачи жидкого аммиака из циркуляционного ресивера в испарительную систему.

В схеме предусмотрены предохранительные клапаны *57* для перепуска хладагента из приборов охлаждения в циркуляционный ресивер в случае повышения в них давления. Предохранительные клапаны *57* устанавливают в схемах, в которых на линиях отсоса есть соленоидные вентили.

На сосудах и аппаратах расположены необходимые контрольно-измерительные приборы и предохранительные клапаны.

Пуск компрессоров производится по сигналу реле температуры *58*, установленному на всасывающем патрубке аммиачного насоса *19*. Количество установленных реле зависит от принятой системы регулирования.

Если схема с совмещенным сливом и отсосом используется в одноступенчатых установках, то из схемы исключаются компрессор с.н.д. и промежуточный сосуд, а всасывание пара из вертикального циркуляционного ресивера или отделителя жидкости производится одноступенчатым компрессором. Распределение жидкости по циркуляционным ресиверам испарительных систем одноступенчатых установок производится с коллектора *10*.

Автоматический воздухоотделитель в схемах, работающих на высоких температурах кипения, не включается.

Электрическая схема автоматизации в данной книге не рассматривается. Рекомендуется изучить электрические схемы по учебнику: В. И. Канторович «Основы автоматизации холодильных установок», 1976 г.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК С РАССОЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Рассольные схемы включают в себя следующие элементы: рассольные испарители и насосы; рассольные батареи, специальные баки для приготовления рассола; устройства для оттаивания батарей в камерах; арматуру и рассольные трубопроводы.

Рассольная система охлаждения камер может быть открытой или закрытой.

Основными недостатками открытой системы (с испарителем открытого типа) является уменьшение концентрации рассола вследствие попадания в него влаги из воздуха и повышенная коррозия трубопроводов и арматуры, вызванная поглощением рассолом кислорода из воздуха. Кроме того, в открытой системе непрерывно затрачивается дополнительная мощность на подъем рассола в вертикальных участках трубопроводов. Поэтому, как правило, применяют закрытую циркуляционную систему с испарителями кожухотрубного типа.

При небольшом количестве камер применяют схему, по которой к каждой камере прокладывают два самостоятельных трубопровода: подающий и обратный (рис. 6.7).

При монтаже по такой схеме расходуется больше трубопроводов, но зато появляется возможность оттаивать батареи в одной из камер горячим рассолом, не прекращая охлаждения в остальных камерах.

Применение такой схемы для овощехранилищ, а также для отдельных камер в продовольственных складах и базах, для цехов и предприятий заквашивания и

засолки позволяет поддерживать в них плюсовую температуру, подавая туда рассол, нагретый до 30—40° С. До этой же температуры нагревают рассол, поступающий в камеры для оттаивания инея с батарей.

Для переключения камер с режима охлаждения на режим нагревания или оттаивания в пределах машинного отделения устанавливают подающую и обратную гребенки с задвижками и соленоидными клапанами.

При большом количестве камер можно применить туже схему, однако при этом камеру разбивают на несколько групп, каждая из которых имеет самостоятельную подающую и обратную гребенки. В этом случае гребенки могут быть установлены вблизи каждой группы потребителей, например на каждом этаже здания, где расположены камеры.

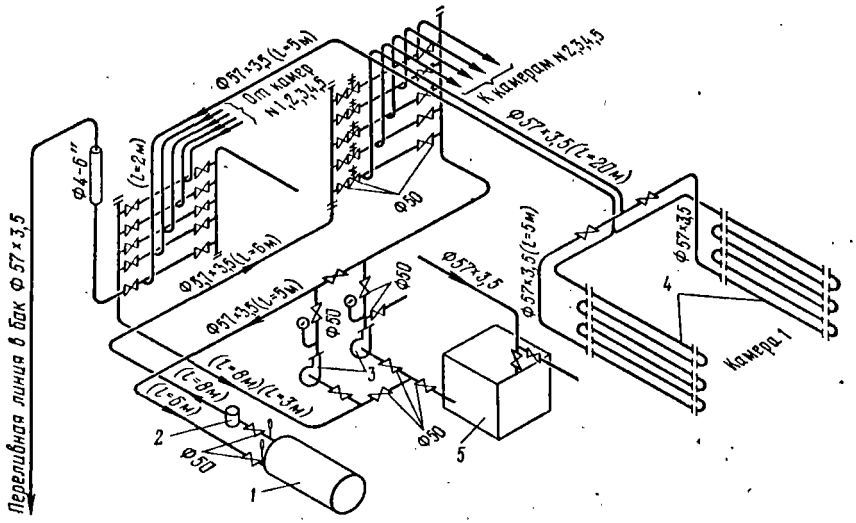

Рис. 6.7. Двухтрубная схема рассольных трубопроводов с закрытой циркуляцией рассола:

1 — испаритель; *2* — рассольный фильтр; *3* — центробежные насосы; *4* — рассольные батареи; *5* — бак для разведения рассола.

В закрытых рассольных системах в верхней точке устанавливают расширительный бак, предназначенный для компенсации температурных изменений рассола. В случае понижения температуры рассола соответственно понижается уровень в расширительном баке, при этом уменьшение объема рассола не сказывается на работе системы. Чтобы бак не переполнялся при повышении температуры рассола, устанавливают стабилизатор уровня — переливную трубу, выведенную в машинное отделение.

Объем расширительного бака $V_{р.б}$ (в м³) определяют по формуле

$$V_{р.б} = V\beta\Delta t, \qquad (6.1)$$

де V — объем рассольной системы, м³;
β — коэффициент объемного расширения теплоносителя (принимать 0,0006 °С⁻¹);
Δt — максимально возможное изменение температуры теплоносителя в условиях эксплуатации, °С.

Необходимо также предусмотреть установку воздушных кранников в верхних очках батарей, а также сливных вентилей и заглушек.

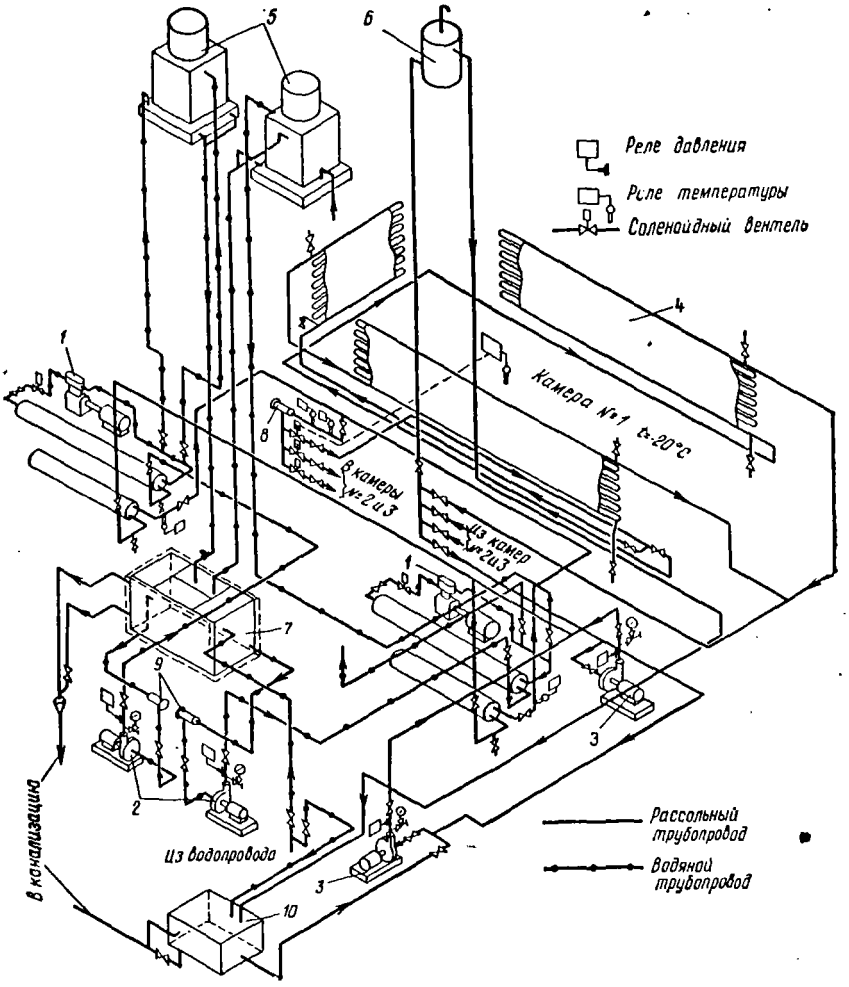

Рис. 6.8. Схема рассольных трубопроводов:

В тех случаях, когда нет необходимости в обогреве отдельных камер, можно применить упрощенную схему. По этой схеме в машинном отделении устанавливают единую гребенку, от которой в каждую камеру прокладывают отдельную подающую линию. Все обратные линии после камер объединяются в общую обратную линию, присоединяемую к всасывающей стороне насоса. Применение этой схемы позволяет сэкономить значительное количество труб и задвижек. Однако при необходимости оттаивания инея в одной из камер подачу рассола в остальные камеры приходится временно прекращать.

При разработке курсовых и дипломных проектов целесообразно на одном листе совмещать схему рассольных и водяных трубопроводов, как это показано, например, на рис. 6.8. По этой схеме рассол охлаждается с помощью двух холодильных машин *1* и поступает в общий напорный трубопровод, откуда через фильтр *8* направляется в подающую гребенку. На этой гребенке установлены соленоидные вентили по числу охлаждаемых камер, управляемые камерными реле температуры. При повышении температуры в камере выше заданной соленоидный вентиль открывается и пропускает рассол в камеру, а при достижении требуемой температуры закрывается и прекращает подачу рассола. Проходя через камерные приборы (в данном случае пристенные батареи *4*), рассол нагревается и поступает к обратной гребенке, а оттуда — к двум рассольным насосам *3*, присоединенным параллельно. Такая схема присоединения позволяет работать каждым насосом отдельно или одновременно двумя насосами. Для контроля за работой насосов к их нагнетательным патрубкам присоединены манометры и реле давления, отключающие установку, если насос не развивает необходимого напора.

Из насосов рассол нагнетается в общий трубопровод, откуда поступает для охлаждения в испарители холодильных машин.

Заданная температура рассола (например, —30° С) поддерживается двухпозиционным пуском и остановкой компрессоров от двух реле температуры, датчики которых установлены на входе в подающую гребенку. В целях предохранения испарителей от размораживания на выходе рассола из испарителей установлены реле температуры, выключающие компрессор при понижении температуры рассола на 5° С ниже рабочей температуры (например, при —35° С).

Расширительный бак *6* присоединен к обратной гребенке, а переливная труба от него идет к рассольному баку *10*, который используется также для разведения рассола.

Для охлаждения конденсаторов холодильных машин предусмотрена система оборотного водоснабжения с вентиляторными градирнями.

В данной схеме предусмотрена самостоятельная работа каждой холодильной машины со своей градирней, однако применяют также и такие схемы, по которым все градирни присоединяют к общей оборотной системе.

Вода, охлажденная в градирне *5*, стекает в теплонзолированный сборный бак *7*, откуда через фильтр *9* забирается насосом *2* и поступает в конденсатор холодильной машины. Небольшая часть воды дополнительно подается после конденсатора в компрессор для его охлаждения. Нагретая в конденсаторе и компрессоре вода под остаточным давлением поступает в градирню, охлаждается и самотеком сливается в сборный бак.

Во избежание замерзания воды в зимнее время схемой предусмотрена возможность подачи воды в этот период не к форсункам, а непосредственно в бак градирни.

ГЛАВА 7

РОЕКТИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

РАСЧЕТ ВОДЯНЫХ И РАССОЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Площадь поперечного сечения трубы можно определить по формуле

$$f_{тр} = \frac{V_ж}{w_ж}, \qquad (7.1)$$

е $f_{тр}$ — площадь поперечного сечения трубы, м²,
$V_ж$ — количество жидкости, протекающей по трубе, м³/с;
$w_ж$ — расчетное значение скорости движения жидкости, м/с.

Из формулы (7.1) можно получить внутренний диаметр трубы

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4V_ж}{\pi w}} = 1{,}13\sqrt{\frac{V_ж}{w}}, \qquad (7.2)$$

е $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м.

Скорость принимают по табл. 7.1. При этом меньшие значения относятся к рубам с $d_у \leqslant 50$ мм, а бóльшие с $d_у > 50$ мм. Для труб диаметром больше 100 мм абличные значения скорости можно увеличить на 25—30%.

Таблица 7.1

Жидкость	Скорость, м/с	
	сторона всасывания	сторона нагнетания
Рассол	0,40—0,80	0,70—1,20
Вода	0,50—1,00	0,80—1,30

Таблица 7.2

Условный проход $D_у$ стальной трубы, мм	Наружный диаметр $D_н$, мм	Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	Толщина стенки, мм	Площадь поперечного сечения $10^3 \cdot f_{тр}$, м²	Масса 1 м, кг
10	17,0	12,6	2,2	0,125	0,8
15	21,3	15,7	2,8	0,193	1,28
20	26,8	21,2	2,8	0,362	1,66
25	33,5	27,1	3,2	0,576	2,39
32	42,3	35,9	3,2	1,11	3,09
40	48,0	41,0	3,5	1,32	3,84
50	60,0	53,0	3,5	2,21	4,88
70	75,5	63,5	4,0	3,16	7,05
80	88,5	80,5	4,0	5,08	8,34
90	101,3	93,3	4,0	6,85	9,60
100	114,0	105,0	4,5	8,65	12,15
125	140,0	131,0	4,5	13,45	15,04
150	165,0	156,0	4,5	19,10	17,81

После этого выбирают трубу, у которой $d_{вн}$ примерно равен величине, полученной расчетом. Сортамент стальных водогазопроводных труб приведен в табл. 7.2

Основные размеры арматуры, используемой для установки на водяных и рассольных линиях, приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Арматура	Условное обозначение	Условный проход	Диаметр резьбы, дюймы	Размеры		Масса, кг
				длина L	высота H	
Вентиль запорный, муфтовый	15кч8р	15	1/2	90	120	0,8
		20	3/4	100	132	1,1
		25	1	120	154	1,8
		32	1 1/4	140	167	2,9
		40	1 1/2	170	190	4,2
		50	2	200	210	6,5
То же	15кч9р	25	—	120	154	3,6
		32	—	140	166	5,7
		40	—	170	190	7,7
		50	—	200	210	10,8
Задвижка параллельная с выдвижным шпинделем	30ч6бр	50	—	180	350	18,4
		80	—	210	483	32,5
		100	—	230	517	41,5
		125	—	255	630	60,0
		150	—	280	715	73,0
		200	—	330	897	125,0
Задвижка параллельная с выдвижным шпинделем с электроприводом	30ч906бр	100	—	230	660	74,0
		125	—	255	742	90,0
		150	—	280	800	110,0
		200	—	330	1010	184,0
		250	—	450	1145	300,0
		300	—	500	1290	312,0
Клапан обратный подъемный фланцевый[1]	16кч9бр	25	—	160	85	6,0
		32	—	180	88	7,0
		40	—	200	105	9,6
		50	—	230	105	11,7
		70	—	290	132	20,3
		80	—	310	132	23,5

[1] Этот клапан устанавливают на горизонтальных участках.

РАСЧЕТ ХЛАДОНОВЫХ И АММИАЧНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Диаметр хладоновых и аммиачных трубопроводов определяют по формуле (7.2). Расчетные скорости приведены в табл. 7.4. При проектировании хладоновых трубопроводов основное внимание следует уделять мероприятиям по возврату масла в компрессор. Для подъема масла в вертикальных участках скорость потока паров хладона должна быть не менее 8—10 м/с, на горизонтальных участках — не менее 6 м/с.

Таблица 7.4

Наименование линий	Хладагент	Расчетная скорость, м/с
асывающая в компрессор	R-12, R-22	8—12
	Аммиак	10—20
агнетательная	R-12, R-22	10—18
	Аммиак	12—25
идкостная	R-12, R-22	1—1,25
ивная от конденсатора к ресиверу	Аммиак	0,5—0,7

Сортамент стальных бесшовных труб, применяемых для аммиачных и хладоновых установок, приведен в табл. 7.5, а сортамент медных труб — в табл. 7.6.

Таблица 7.5

Условный проход стальной трубы D_y, мм	Наружный диаметр $D_н$, мм	Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	Толщина стенки, мм	Площадь поперечного сечения $f_{тр}$, 10^{3}·м²	Масса 1 м, кг
8	12	8	2	0,05	0,49
10	14	10	2	0,08	0,59
15	18	14	2	0,15	0,79
20	22	18	2	0,26	0,99
25	32	27,5	2,25	0,60	1,65
32	38	33,5	2,25	0,88	1,98
40	45	40,5	2,25	1,28	2,73
50	57	50	3,5	1,96	4,62
70	76	69	3,5	3,74	6,26
80	89	82	3,5	5,28	7,38
100	108	100	4,0	7,85	10,26
125	133	125	4,0	12,3	12,73
150	159	150	4,5	17,7	17,15
200	219	207	6,0	33,7	31,59

Таблица 7.6

Условный проход медной трубы D_y, мм	Наружный диаметр $D_н$, мм	Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	Толщина стенки, мм	Площадь поперечного сечения, 10^{3}·м²	Масса 1 м, кг
6	9	7	1,0	0,0385	0,224
8	10	8	1,0	0,0505	0,252
10	12	10	1,0	0,0785	0,307
14	16	14	1,0	0,154	0,412
16	18	16	1,0	0,201	0,475
20	24	21	1,5	0,346	0,943
25	28	25	1,5	0,491	1,111
32	36	32	2,0	0,805	1,900
40	45	40	2,5	1,25	2,969
50	55	50	2,5	3,85	5,065

РАЗВОДКА И КРЕПЛЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Разводка трубопроводов холодильных установок может быть верхней и нижней. При верхней разводке трубопроводы крепят к стенам или подвешивают к перекрытию. Такая разводка предпочтительней, поскольку при ней трубы более доступны для изоляции, осмотра и периодического ремонта.

Если аппаратное отделение расположено в подвале, то трубопроводы обычно прокладывают под потолком подвала и крепят их к перекрытию.

Однако в крупных холодильных установках с большими и тяжелыми трубопроводами удобнее прокладывать их в специальных каналах, перекрываемых сверху бетонными плитами или рифленым железом (нижняя разводка). Недостаток нижней разводки — удорожание строительства и некоторые неудобства при производстве изоляционных и ремонтных работ.

Крупные аммиачные и хладоновые трубопроводы прокладывают в проходных вентилируемых каналах. Рассольные и водяные крупные трубопроводы можно прокладывать в непроходных каналах.

При укладке холодных изолированных труб на кронштейны, опоры или подвески между последними и трубой устанавливают деревянные прокладки, которые препятствуют охлаждению металлических частей опор и конденсации на них влаги из воздуха.

Максимальное расстояние между опорами; для неизолированных труб 4 м, а для изолированных 2 м.

ПОДБОР НАСОСА ДЛЯ ВОДЫ ИЛИ РАССОЛА

Циркуляция воды или рассола в системе осуществляется центробежными насосами типа К (консольные), технические характеристики которых приведены в табл. 7.7.

Таблица 7.7

Марка центробежного насоса	Диаметр рабочего колеса, мм	Производительность		Полный напор, кПа	к. п. д., %	Мощность на валу насоса, кВт
		м³/ч	л/с			
1,5К-8/19б(1,5К-6б)	105	9,4	2,6	116	49	0,6
1,5К-8/19а(1,5К-6а)	115	10,0	2,8	140	51	0,9
1,5К-8/19(1,5К-6)	128	10,8	3,0	174	55	1,0
2К-20/18б(2К-9б)	106	16,6	4,6	120	60	0,8
2К-20/18а(2К-9а)	118	18,0	5,0	140	65	1,1
2К-20/18(2К-9)	128	19,8	5,5	180	68	1,6
2К-20/30б(2К-6б)	132	19,8	5,5	200	65	1,8
2К-20/30а(2К-6а)	148	22,4	6,2	250	66	2,5
2К-20/30(2К-6)	162	23,4	6,5	285	64	2,8
3К-45/30а(3К-9а)	143	39,6	11,0	210	70	3,1
3К-45/30(3К-9)	168	50,4	14,0	280	72	5,5
4К-90/20а(4К-18а	136	65,0	18,0	185	78	4,5
4К-90/20(4К-18)	148	83,0	23,0	220	81	6,3

Примечание. Для указанных насосов допустимая вакуумметрическая высота всасывания 60 кПа (6 м вод. ст.); допустимый подпор 0,2 МПа (2 кгс/см²); частота вращения вала 48,4 с⁻¹ (2900 об/мин).

Выбирают насос либо по его графической характеристике, либо по табл. 7.7. Характеристика представляет собой график зависимости напора, мощности и п.д. насоса от его производительности при определенной частоте вращения насоса.

В качестве примера на рис. 7.1 приведена характеристика для насосов 5 К-8/19 и 2К-20/18.

Для того чтобы выбрать марку насоса, нужно знать две величины; производительность насоса и требуемый напор.

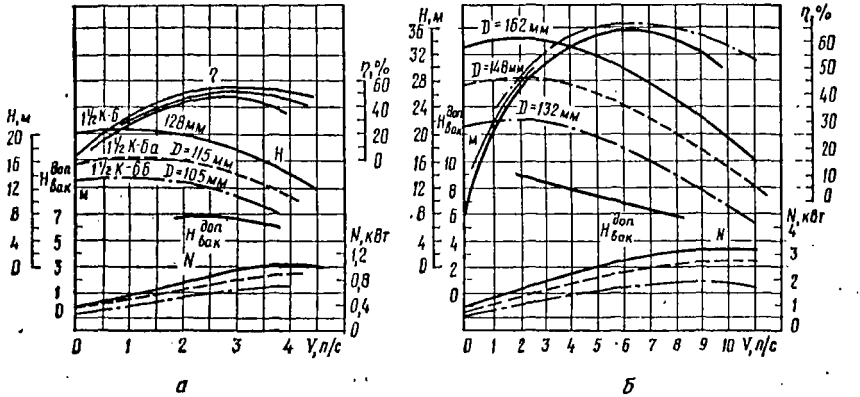

Рис. 7.1. Характеристика центробежных насосов:
а — 1,5 К-8/19(1½ К-6); *б* — 2К-20/18 (2К-6) при частоте вращения n=2900 об/мин.

Производительность насоса. Производительность насоса для рассола определяют по формуле

$$V = \frac{Q_0}{\rho_р c_р (t_{р_2} - t_{р_1})}, \qquad (7.3)$$

где V — производительность насоса, м³/с;
$\rho_р$ — плотность рассола, кг/м³;
$c_р$ — удельная теплоемкость рассола, кДж/(кг·К);
$t_{р_2}$ и $t_{р_1}$ — температуры рассола на выходе и входе в испаритель, °С;
Q_0 — холодопроизводительность установки, если циркуляция рассола в системе производится только одним насосом, кВт.

Производительность насоса в оборотной системе для охлаждения конденсаторов определяют по формуле (5.51).

Для увеличения надежности работы системы часто ставят резервные рассольные и водяные насосы той же марки, что и основные. Резервные насосы включают в схему параллельно основным, а на трубопроводах устанавливают запорную арматуру для переключения насосов.

Напор насоса. В разомкнутой системе (например, в оборотной системе с градирней) напор насоса, расположенного выше уровня всасываемой жидкости, должен

равияться сумме геометрических высот всасывания $H_{г.в}$ и нагнетания $H_{г.н}$, сложенной с суммой потерь напоров на пути всасывания и нагнетания $h_в$ и $h_н$:

$$H = H_{г.в} + H_{г.н} + h_в + h_н. \quad (7.4)$$

Если же насос установлен «под заливом», т. е. ниже уровня всасываемой жидкости, то

$$H = H_{г.н} - H_{г.в} + h_в + h_н. \quad (7.4а)$$

Для нормальной работы форсунок в градирне вода должна подаваться к ним с некоторым избыточным напором $h_ф = (0{,}5 \div 0{,}8)\ 10^5$ Н/м². В этом случае к правой части уравнений (7.4) и (7.4а) следует прибавить $h_ф$.

В замкнутой циркулярной сети напор насоса должен быть равен сумме гидравлических потерь сети или немного превышать ее:

$$H = h_в + h_н. \quad (7.4б)$$

Если замкнутая система состоит из нескольких параллельных колец, то при подборе насоса напор принимают равным сумме гидравлических потерь в кольце, обладающем наибольшим сопротивлением. Значение $h_в$ и $h_н$ во всех случаях определяют по уравнению (7.8).

Потребляемая мощность. Эту величину определяют по формуле

$$N = \frac{VH}{\eta \cdot 1000}, \quad (7.5)$$

где N — потребляемая мощность, кВт;
V — объемный расход жидкости, м³/с;
H — полное сопротивление, Па;
η — к. п. д. насоса; для крупных насосов $\eta = 0{,}8 \div 0{,}9$, для малых $\eta = 0{,}6 \div 0{,}7$.

Если насосы соединены с электродвигателем посредством муфты, мощность двигателя определяют по формуле

$$N_{дв} = KN, \quad (7.6)$$

где K — коэффициент запаса мощности электродвигателя; при мощности, равной до 2 кВт $K = 1{,}50$; от 2 до 5 кВт $K = 1{,}5 \div 1{,}25$; от 5 до 50 кВт $K = 1{,}25 \div 1{,}15$.

ПОДБОР АММИАЧНОГО НАСОСА

В насосно-циркуляционных схемах холодильных установок для перекачивания жидкого аммиака применяют герметичные электронасосы, техническая характеристика которых приведена в табл. 7.8.

Насос устанавливают как можно ближе к циркуляционному ресиверу. Чтобы не произошло вскипания жидкости, необходимо иметь избыточное давление на входе в насос по отношению к давлению в циркуляционном ресивере (подпор). В соответствии с рекомендациями ВНИХИ величина подпора на всасывании насоса (без учета сопротивления всасывающего трубопровода) должна составлять:

для насоса ЦНГ-70М — не менее 1,5 м ст. жидкого аммиака в диапазоне производительности от 3 до 12 м³/ч и при температуре аммиака от 0 до —40°С;

Таблица 7.8

Показатели	Аммиачные электронасосы			
	1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1)	1,5ХГ-6×2-2,8-2 (ЦНГ-70М-2)	1,5ХГ-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3)	2ХГ-5-4,5-2 (ЦНГ-68)
Производительность, м³/ч	5,5—12	5,5—12	5,5—12	12—28
Напор, м ст. жидкого аммиака	19—15	38—28	55—45	48—41
Число ступеней	1	2	3	1
Частота вращения, с⁻¹	49,5	49,5	49,5	49,5
Мощность, кВт	2,8	2,8	2,8	5,5

для насоса ЦНГ-68 — не менее 1,5 м ст. жидкости при производительности 20 м³/ч и при температуре аммиака от 0 до —40° С. При производительности 20 до 28 м³/ч подпор 1,5 м допустим только для температуры аммиака выше 20° С. При более низких температурах подпор на всасывании должен быть увеличен до 3,5 м ст. жидкого аммиака.

Для создания подпора ось всасывающего патрубка насоса должна быть ниже минимально возможного уровня в циркуляционном ресивере на величину

$$h = h_{подп} + h_{пот}, \qquad (7.7)$$

где $h_{подп}$ — необходимый подпор на всасывании;

$h_{пот}$ — сумма потерь на трение в трубопроводе и в местных сопротивлениях.

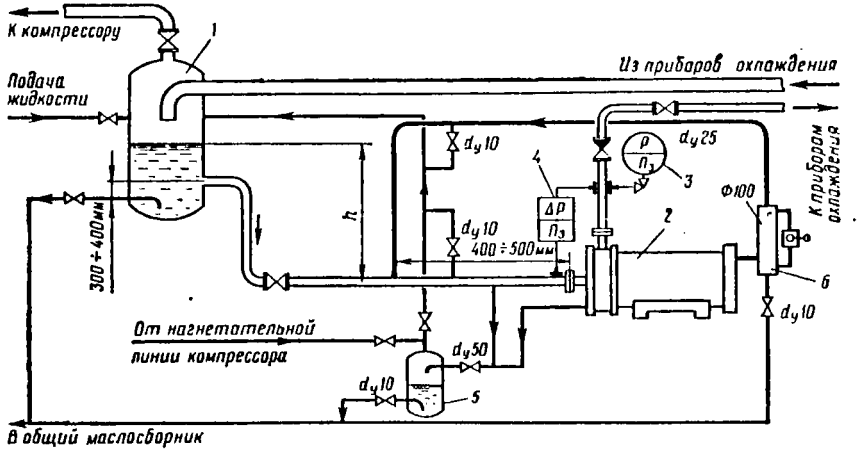

Рис. 7.2. Схема присоединения герметичного электронасоса к циркуляционному ресиверу

1 — циркуляционный ресивер; 2 — электронасос; 3 — манометр; 4 — реле контроля смазки; 5 — маслосборник; 6 — колонка ПРУ.

Чтобы величина $\Delta h_{пот}$ была минимальной, всасывающий трубопровод делают большего диаметра (скорость аммиака не более 0,5 м/с) и возможно короче. Для уменьшения величины местных сопротивлений количество вентилей и поворотов на трубопроводе должно быть минимальным.

Схема присоединения насоса к циркуляционному ресиверу приведена на рис. 7.2. Насос снабжают отдельным маслосборником, устанавливаемым ниже всасывающего трубопровода.

Смазка и охлаждение насоса производится жидким аммиаком, который проходит внутри насоса и по трубопроводу d_y 25 отводится от задней крышки обратно во всасывающую линию.

Чтобы гарантировать наличие жидкости в полости электронасоса, на выходе жидкости из задней крышки установлен поплавковый регулятор уровня (ПРУ), отключающий насос при понижении уровня жидкого аммиака в колонке. Кроме того, для предотвращения выхода насоса из строя установлено реле контроля смазки (РКС), отрегулированное на разность давлений, равную 0,8 от развиваемого напора, и контролирующее наличие разности давления между нагнетательным и всасывающим трубопроводами.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

При движении по системе рассол (равно, как и любая другая жидкость или воздух) преодолевает сопротивление двух видов; трение по длине трубы $h_{тр}$ и местные сопротивления $h_{м.с}$ (повороты, задвижки, перемена сечения трубопровода, ответвления и пр.):

$$h_{пот} = h_{тр} + h_{м.с}. \tag{7.8}$$

Падение давления, вызванное трением в трубах, определяют по формуле

$$h_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l_{тр}}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \tag{7.9}$$

где $h_{тр}$ — падение давления, Па.
$\lambda_{тр}$ — коэффициент сопротивления трубы (безразмерная величина);
$l_{тр}$ — длина прямолинейного участка трубопровода, м;
ρ — плотность жидкости, кг/м³.
w — скорость движения жидкости, м/с
$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м.

Значение коэффициента сопротивления трению зависит от степени шероховатости стенок трубы и от режима течения (ламинарный или турбулентный). При расчетах обычно принимают, что трубы гидравлически гладкие. О характере течения судят по величине числа Re (число Рейнольдса)

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_{вн} \rho}{\mu}, \tag{7.10}$$

где μ — динамическая зависимость жидкости, Па·с.

Если $Re < 2320$, то режим течения ламинарный. В этом случае коэффициент трения определяют по формуле (закон Паузейля)

$$\lambda_{тр} = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{7.11}$$

При $Re > 2320$ течение из ламинарного переходит в турбулентное. Для этого режима

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1{,}82 \lg Re - 1{,}64)^2}. \quad (7.12)$$

Падение давления в местных сопротивлениях определяют по формуле

$$h_{м.с} = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.13)$$

где $h_{м.с}$ — падение давления, Па;
ξ — коэффициент местного сопротивления.

Значения коэффициента местного сопротивления приведены ниже.

Вход из резервуара в трубу без расширения	0,5
Приемный клапан	
без сетки	2—3
с сеткой (фильтр)	5—8
Обратный клапан	2,0
Колено или отвод под углом 90°	0,5—0,6
Переход	
суживающийся	0,1
расширяющийся	0,25
Тройник под углом 90° в направлении ответвления	1,5
Вентиль	5
Задвижка параллельная	0,5
Калач (отвод под углом 180°)	1,0
Кожухотрубный многоходовой испаритель или конденсатор	8—10

Пример. Подобрать насос для закрытой рассольной системы (см. рис. 6.7). Суммарная нагрузка на установку $Q = 18\,000$ Вт, теплоприток в камеру № 1 $Q = 6000$ Вт.

Длины и диаметры трубопроводов указаны на схеме.

Температура замерзания рассола —25°С, подогрев рассола в батареях $\Delta t_р = t_{р_2} - t_{р_1} = 2$°С.

1. По формуле (7.3) определяем производительность насоса

$$V = \frac{Q}{\rho_р c_р (t_{р_2} - t_{р_1})} = \frac{18000}{1{,}22 \cdot 10^3 \cdot 2{,}93 \cdot 10^3 \cdot 2} = 2{,}51 \cdot 10^{-3}\ м^3/с = 2{,}51\ л/с.$$

Значения $\rho_р$ и $c_р$ взяты из табл. 4.1.

Это количество рассола циркулирует на участке от обратного коллектора до напорного.

2. Определяем количество рассола, циркулирующего через камеру № 1,

$$V = \frac{6000}{1{,}22 \cdot 10^3 \cdot 2{,}93 \cdot 10^3 \cdot 2} = 0{,}84 \cdot 10^{-3}\ м^3/с = 0{,}84\ л/с.$$

3. Определяем падение давления на участке напорный коллектор — камера № 1 — обратный коллектор.

Скорость рассола в трубах определяем по формуле

$$w = \frac{V}{f_{тр}} = \frac{0{,}84 \cdot 10^{-3}}{1{,}96 \cdot 10^{-3}} = 0{,}43\ м/с.$$

Площадь сечения $f_{тр}$ взята из табл. 7.5 для трубы диаметром 57 × 3,5.

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{0{,}43 \cdot 0{,}05 \cdot 1{,}22 \cdot 10^3}{94{,}8 \cdot 10^{-4}} = 2770.$$

Таким образом, режим течения турбулентный.

Для этого режима коэффициент трения определяем по формуле (7.12)

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^2} = \frac{1}{(1{,}82 \lg 2770 - 1{,}64)^2} = \frac{1}{4{,}63^2} = 0{,}047.$$

Падение давления, вызванное трением в трубах, определяем по формуле (7.9)

$$h_{тр} = 0{,}047 \cdot \frac{2 + 5 + 20 + 5 + 6 \cdot 4{,}5 + 5 + 20}{0{,}05} \cdot \frac{1{,}22 \cdot 10^3 \cdot 0{,}43^2}{2} = 8{,}9 \text{ кПа}.$$

Падение давления в местных сопротивлениях при движении рассола через одну батарею (10 колен под углом 90°, 2 тройника, 3 задвижки, 5 калачей)

$$h_{м.с} = \frac{\rho w^2}{2} \sum \xi = \frac{1{,}22 \cdot 10^3 \cdot 0{,}43^2}{2} (10 \cdot 0{,}5 + 2 \cdot 1{,}5 + 3 \cdot 0{,}5 + 5 \cdot 1) =$$

$$= 0{,}113 \cdot 10^3 \cdot 14{,}5 = 1{,}64 \text{ кПа}.$$

4. Определяем падение давления на участке обратный коллектор — испаритель — напорный коллектор.

Скорость рассола

$$w = \frac{2{,}51 \cdot 10^{-3}}{1{,}96 \cdot 10^{-3}} = 1{,}28 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{1{,}28 \cdot 0{,}05 \cdot 1{,}22 \cdot 10^3}{94{,}8 \cdot 10^{-4}} = 8210.$$

Коэффициент трения

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}82 \cdot 3{,}94 - 1{,}64)^2} = 0{,}033.$$

$$h_{тр} = 0{,}033 \cdot \frac{8 + 3 + 3 + 5 + 6 + 8 + 6}{0{,}05} \cdot \frac{1{,}22 \cdot 10^3 \cdot 1{,}28^2}{2} = 0{,}033 \cdot 780 \cdot 1{,}0 \cdot 10^2 =$$

$$= 25{,}7 \cdot \text{ кПа}.$$

Местные сопротивления на этом участке (7 колен под углом 90°,3 задвижки, 1 испаритель

$$h_{м.с} = 1{,}0 \cdot 10^3 (7 \cdot 0{,}5 + 3 \cdot 0{,}5 + 1 \cdot 8) = 13 \text{ кПа}.$$

5. Напор насоса

$$H = \sum h = 8{,}9 + 1{,}64 + 25{,}7 + 13 = 49 \text{ кПа} = 4{,}9 \text{ вод. ст.}$$

6. По табл. 7.7 подбираем насос, производительность которого равна или несколько больше $V = 2{,}51$ *л/с, а напор* — не менее 49 кПа.

Этому требованию отвечает насос марки 1,5К- 8/19б (1,5К-6б).

РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Расчету воздуховодов предшествуют разбивка трассы и нанесение ее на пл помещения, а также вычерчивание схемы воздуховодов в аксонометрии. Пос этого на схеме проставляют количество воздуха, которое должно быть подано помещения или удалено из них. Сеть воздуховодов разбивают на участки. Учас ком называется отрезок сети, где количество перемещаемого воздуха и его ск

рость остаются неизменными. У каждого участка воздуховода проставляют его длину и порядковый номер, а также количество перемещаемого воздуха.

Площадь сечения воздуховода определяют по формуле

$$F = \frac{L}{v}, \tag{7.14}$$

где F — площадь сечения воздуховода, м²;
L — расход воздуха на данном участке, м³/с;
v — расчетное значение скорости, м/с.

При расчете участков приточных воздуховодов сначала задаются расчетной скоростью движения воздуха на выходе из воздухораспределительных устройств по табл. 7.9, а затем — в воздуховодах, постепенно увеличивая скорость по мере приближения к вентилятору.

Таблица 7.9

Расположение воздухораспределительных устройств по отношению к рабочей зоне	Перепад температур между приточным воздухом и воздухом помещений (для систем кондиционирования), °С	Скорость воздуха v, м/с
В рабочей зоне	3	0,5—0,75
То же	4	0,3—0,6
На высоте от 2 до 3 м	7	2—3
То же	10	1,5—2
На высоте свыше 3 м	10	3—4

При расчете вытяжных воздуховодов скорость воздуха на входе в вытяжные решетки принимают в пределах 5—7 м/с.

Если воздуховоды выполнены из листовой стали, скорость движения воздуха принимают до 8—10 м/с. В жилых и общественных зданиях воздуховоды часто выполняют из кирпича, бетона, шлакоалебастра и пр. Для этих воздуховодов скорость движения воздуха принимают в пределах 0,3—7 м/с.

После того как вычислена площадь сечения воздуховода, определяют его размеры в сечении. Если воздуховод круглый, то его диаметр d (в м) рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}13\sqrt{F}, \tag{7.15}$$

Если воздуховод прямоугольный, то задаются длиной внутренних сторон его сечения (шириной a и высотой b) таким образом, чтобы $ab = F$. Для каждого сечения прямоугольного воздуховода можно подобрать такой диаметр круглого воздуховода, что сопротивление движению воздуха в них будет одинаковым. Этот диаметр называется равновеликим, или эквивалентным.

Стандартизованные размеры прямоугольных воздуховодов и равновеликие диаметры приведены в табл. 7.10.

Таблица 7.10

b, мм	В числителе — площадь поперечного сечения (в м²), в знаменателе — равновеликий диаметр (в м)												
	a, мм												
	150	200	250	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1500
100	0,015 / 115	0,020 / 140											
150	0,022 / 150	0,030 / 165											
200		0,040 / 194	0,050 / 215	0,060 / 235	0,080 / 265								
250			0,062 / 235	0,075 / 265	0,100 / 320	0,125 / 320							
300				0,090 / 285	0,120 / 320	0,150 / 375	0,180 / 375						
400					0,160 / 375	0,200 / 440	0,240 / 495						
500						0,250 / 495	0,300 / 545	0,350 / 595					
600							0,360 / 595		0,480 / 600	0,600 / 775			
800									0,640 / 885	0,800 / 885	0,960 / 885		
1000										1,000 / 1025	1,200 / 1100	1,400 / 1200	
1200												1,080 / 1325	1,800 / 1325
1500													2,250 / 1540

ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА

Так же как и при подборе насосов, для подбора вентилятора необходимо знать производительность (расход воздуха) и напор. Напор (давление), развиваемый вентилятором, $H_в$ должен быть достаточным для преодоления суммы сопротивления во всасывающей и нагнетательной сети Σh и компенсации потери динамического давления при выходе воздуха из сети в атмосферу.

$$H_в = \sum h + \frac{\rho v^2_{вых}}{2}. \qquad (7.16$$

Сопротивление сети складывается из сопротивления трения $h_{тр}$ и местных сопротивлений $h_{м.с}$:

$$h = h_{тр} + h_{м.с}. \tag{7.17}$$

Потерю давления, вызванную сопротивлением трения, как и для систем трубопроводов, определяют по формуле (7.9). При этом для воздуховодов, выполненных из стали, коэффициент трения рассчитывают:
при $Re < 100\,000$ по формуле

$$\lambda = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}}; \tag{7.18}$$

при $Re > 100\,000$ по формуле

$$\lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{Re^{0{,}237}}. \tag{7.19}$$

Если воздуховоды выполнены из строительных материалов, шероховатость стенок у которых больше, чем у металлических воздуховодов, значения λ, полученные по формулам (7.18) и (7.19), умножают на коэффициент β, приведенный ниже.

Воздуховоды	
шлакоалебастровые	2,0
кирпичные	2,5
оштукатуренные по сетке	3,0

Потерю давления в местных сопротивлениях определяют по формуле (7.13). Значения коэффициента местного сопротивления ξ приведены ниже.

Шахта	
с зонтом вытяжная	1
приточная с жалюзийной решеткой	2,8
Вход в отверстие	
заподлицо со стеной	0,5
с закругленными краями	0,12
Вход и выход через жалюзийную решетку	
подвижную	
вход	1,4
выход	3,5
неподвижную	
вход	0,9
выход	2,7
Плавный поворот на 90°	0,5
Прямое колено под углом 90°	1,1
Два спаренных поворота на 45° каждый	0,4
Плавное сужение канала на диаметр	0,4
То же, в 2 раза меньший	0,2
Внезапное сужение канала	0,4
Внезапное расширение канала	0,8—1,0
Свободный выход из канала	1
Тройник под углом 90°	
при нагнетании	
основной проход	0
ответвление	1,6

при всасывании	
основной проход	0,7
ответвление	1
Тройник под углом 45°	
при нагнетании	
основной проход	0
ответвление	0,5
при всасывании	
основной проход	1
ответвление	0,7

Производительность вентиляционной установки определяют либо по требуемой кратности воздухообмена (т. е. сколько раз в единицу времени нужно сменить воздух в вентилируемом помещении), либо из условий удаления тепла и влаги из помещения (см. «Проектирование систем кондиционирования воздуха»).

После того как определены требуемые производительность и напор, необходимый размер (номер) вентилятора выбирают либо по его графическим характеристикам, либо по таблицам. Технические характеристики центробежных вентиляторов марки Ц4-70 с непосредственным приводом от электродвигателя приведены в табл. 7.12, осевых вентиляторов серии МЦ — в табл. 7.11. Мощность электродвигателя определяют, как и для насосов, по формулам (7.5) и (7.6).

Таблица 7.11

№ осевого вентилятора серии МЦ	Частота вращения		Производительность		Напор		к. п. д., %
	об/мин	1/с	м³/ч	м³/с	мм вод. ст.	Па	
4	1440	24	1800	0,50	6,0	59,0	37
6	960	16	1800	0,50	9,0	88,1	35
5	960	16	2700	0,75	5,2	51,0	45
6	960	16	2700	0,75	8,0	78,5	47
5	1440	24	2700	0,75	14,0	137	35
6	1440	24	2700	0,75	20,0	196	35
4	2700	45	2700	0,75	30,0	294	25
5	960	16	3600	1,00	3,6	35,3	55
6	960	16	3600	1,00	6,0	59,0	55
5	1440	24	3600	1,00	12,0	118	47
6	1440	24	3600	1,00	18,0	178	47
4	2700	45	3600	1,00	25,0	246	35
5	1440	24	5400	1,50	10,0	98,1	52
6	1440	24	5400	1,50	16,0	157	54
7	960	16	7200	2,00	10,0	98,1	50
7	1440	24	7200	2,00	25,0	246	30
7	960	16	11000	3,00	7,0	68,8	56
11	720	12	11000	3,00	12,0	118	35
7	1440	24	11000	3,00	25,0	246	40
8	960	16	14500	4,00	11,0	108	55
7	1440	24	14500	4,00	25,0	246	30
8	1440	24	14500	4,00	35,0	344	30
11	720	12	18000	5,00	12,0	118	50
10	960	16	18000	5,00	20,0	196	30
8	1440	24	18000	5,00	35,0	344	40

Таблица 7.12

центробежного вентилятора марки Ц4-70	Частота вращения		Производительность		Напор		к. п. д., %
	об/мин	1/с	м³/ч	м³/с	мм вод. ст.	Па	
$2^1/_2$	1440	24	540	0,15	22	218	75
$2^1/_2$	1440	24	900	0,25	17	167	75
4	960	16	900	0,25	25	246	65
3	1440	24	900	0,25	32	314	73
$2^1/_2$	2700	45	900	0,25	85	837	70
3	1440	24	1800	0,50	17	167	60
4	960	16	1800	0,50	24	236	78
5	960	16	1800	0,50	38	373	65
5	960	16	1800	0,50	38	373	65
4	1440	24	1800	0,50	58	568	72
4	960	16	2700	0,75	28	177	72
5	960	16	2700	0,75	38	373	73
4	1440	24	2700	0,75	50	491	78
5	960	16	3600	1,00	38	373	78
6	960	16	3600	1,00	52	510	65
5	960	16	5400	1,50	25	246	70
6	960	16	5400	1,50	55	540	75
6	1440	24	5400	1,50	110	1080	70
8	720	12	7200	2,00	55	540	72
7	960	16	7200	2,00	75	735	75
10	720	12	11000	3,00	80	785	60
8	960	16	11000	3,00	100	981	72
8	720	12	14500	4,00	45	442	76
10	720	12	14500	4,00	85	835	72
8	960	16	14500	4,00	100	981	72
8	720	12	18000	5,00	30	294	60
10	720	12	18000	5,00	80	785	75

ЧАСТЬ II

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ГЛАВА 8

ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СКВ

При проектировании систем кондиционирования воздуха (СКВ) приходится выполнять ряд аналитических и графо-аналитических расчетов изменения физического состояния воздуха, происходящего в результате различных видов его тепловлажностной обработки: нагревания, охлаждения, увлажнения и осушения.

Физическое состояние атмосферного воздуха, или, как его чаще называют, влажного воздуха, характеризуется рядом параметров: температурой по сухому термометру, относительной влажностью, влагосодержанием, барометрическим давлением, парциальным давлением водяных паров, энтальпией.

Однако для задания состояния влажного воздуха при определенном барометрическом давлении достаточно знать какие-либо два параметра, например t и $p_п$; t и φ; t и d. По двум известным параметрам можно вычислить и все остальные.

Если для определенного барометрического давления известны температура воздуха и парциальное давление водяных паров, остальные параметры могут быть вычислены по нижеследующим формулам:

$$d = 622 \frac{p_п}{B - p_п}; \tag{8.1}$$

$$\varphi = \frac{p_п}{p''_п}; \tag{8.2}$$

$$\psi = \frac{d}{d''} \approx \varphi \frac{p_п - p''_п}{B - p_п} \approx \varphi \frac{622 + d}{622 + d''}; \tag{8.3}$$

$$\rho = \rho_с + \rho_п = \rho_с \left(\frac{1 + d}{1 + 1{,}61\, d} \right); \tag{8.4}$$

$$i = i_с + i_п d = c_с t + (r_0 + c_п t)\, d \cdot 10^{-3} = 1{,}0t + (2500 + 1{,}89\, t)\, d \cdot 10^{-3} \approx t + 2{,}5d + 1{,}89 \cdot 10^{-3}\, td. \tag{8.5}$$

Здесь t — температура воздуха по сухому термометру, °С;
$p_п$ — парциальное давление водяных паров, Па;
$p_п''$ — парциальное давление водяных паров в насыщенном воздухе, Па; оно не зависит от барометрического давления и может быть найдено по таблицам влажного воздуха в функции от температуры;
φ — относительная влажность, безразмерная величина или в %;
d — влагосодержание, г водяных паров на 1 кг сухого воздуха;
d'' — влагосодержание насыщенного воздуха;
ψ — степень насыщения, безразмерная величина или в %;
ρ — плотность влажного воздуха, кг/м³;
$\rho_п$ — плотность водяных паров, кг/м³ (приведена в таблицах);
$\rho_с$ — плотность сухого воздуха, кг/м³ (приведена в таблицах);
i — удельная энтальпия влажного воздуха, кДж/кг;
$i_с$ — удельная энтальпия сухого воздуха, кДж/кг;
$i_п$ — удельная энтальпия водяных паров, кДж/кг.
$c_с$ — удельная теплоемкость сухого воздуха, равная 1 кДж/(кг·К);
$c_п$ — удельная теплоемкость водяных паров, равная 1,89 кДж/(кг·К);
r_0 — скрытая теплота испарения воды, равная 2500 кДж/кг при температуре 0°С.

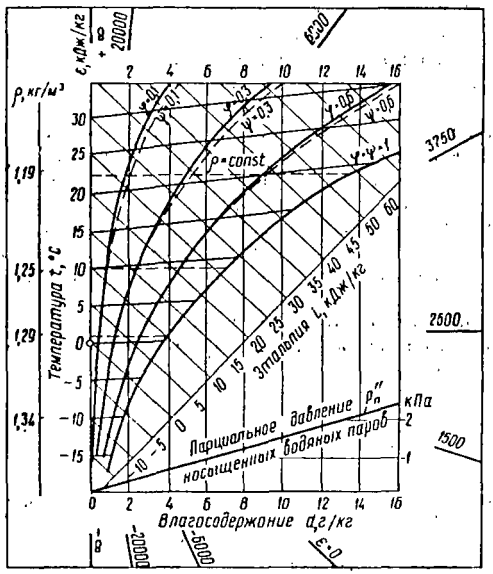

Рис. 8.1. Схема d—i-диаграммы влажного воздуха.

Однако расчет и анализ процессов обработки воздуха проще и нагляднее производить графо-аналитическим путем с помощью d—i-диаграммы влажного воздуха, на которой графически представлены указанные выше зависимости между основными параметрами воздуха.

Схема d—i-диаграммы влажного воздуха представлена на рис. 8.1. На диаграмме нанесена сетка вертикальных линий $d = \text{const}$ и линий $i = \text{const}$, проведенных под некоторым углом к линиям d. Обычно этот угол принимают равным 135°. Кривая $\varphi = 1$ и линия $i = 0$ делят диаграмму на три области: область ненасыщенного влажного воздуха, лежащую выше кривой $\varphi = 1$, область водяного тумана, лежащую ниже линии $\varphi = 1$, но выше линии $i = 0$, и область ледяного тумана, лежащую ниже кривой $\varphi = 1$ и ниже линии $i = 0$. В области ненасыщенного влажного воздуха нанесены линии постоянной относительной влажности: $\varphi = 0{,}1$; 0,2; ... Иногда на диаграмме нанесены линии постоянных значений степени насыщения $\psi = \text{const}$. Если эти линии не нанесены, то с погрешностью до 2—4% значения ψ можно брать равными значениям φ.

Линии $t = \text{const}$ на d—i-диаграмме представляют собой прямые линии, расходящиеся по мере увеличения влагосодержания.

Линии постоянной плотности влажного воздуха ρ представляют наклонные линии, более пологие, чем линии t.

В нижней части диаграммы приведена кривая парциальных давлений водяных паров $p_п$. Поскольку значение $p_п$ однозначно определяется соответствующим влагосодержанием воздуха, искомое значение $p_п$ можно найти в точке пересечения заданного значения d с указанной кривой.

Поскольку d, i и ρ зависят от барометрического давления, для каждого его значения должна быть своя d—i-диаграмма. Однако влияние барометрического давления не столь велико, поэтому для обычных расчетов кондиционирования пользуются диаграммами, построенными для давлений $B = 0{,}099$ МПа (745 мм рт. ст.) или $B = 0{,}101$ МПа (760 мм рт. ст.).

Состояние влажного воздуха в d—i-диаграмме характеризуется точкой, лежащей на пересечении соответствующих двух линий; $d = \text{const}$ и $i = \text{const}$, либо $d = \text{const}$ и $t = \text{const}$ и т. п. Нанеся эту точку, можно прочитать значения остальных параметров. Если точка лежит между линиями, образующими сетку диаграммы, значения параметров находят интерполированием.

На некоторых диаграммах нанесены линии постоянных значений температуры воздуха по мокрому термометру $t_м$. Эти линии практически параллельны линиям $i = \text{const}$. Поэтому, если линии $t_м$ не нанесены, для определения $t_м$ нужно из заданной точки состояния воздуха двигаться по линии, параллельной $i = const$, до ее пересечения с линией $\varphi = 1$. Температура насыщенного воздуха в точке пересечения и будет искомой температурой $t_м$.

Для нахождения температуры точки росы $t_{рос}$ нужно из заданной точки состояния воздуха двигаться вертикально вниз до пересечения с линией $\varphi = 1$. Температура насыщенного воздуха в точке пересечения является искомой температурой $t_{рос}$.

При тепловлажностной обработке воздуха, например добавлением тепла Q (в кВт) и влаги W (в кг/с), его состояние из точки d_1, i_1 перейдет в состояние d_2, i_2. Если при этом обрабатывается G (в кг/с) воздуха, то

$$i_2 = i_1 + \frac{Q}{G} + \frac{W}{G} i_w, \tag{8.6}$$

или

$$\Delta i = i_2 - i_1 = \frac{Q}{G} + \frac{W}{G} i_w. \tag{8.7}$$

Аналогично

$$\Delta d = d_2 - d_1 = \frac{W}{G}. \tag{8.8}$$

Разделив уравнение (8.7) на уравнение (8.8), получим

$$\frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{Q}{W} + i_w = \varepsilon. \tag{8.9}$$

Здесь i_1 и i_2, d_1 и d_2 — удельная энтальпия и влагосодержание воздуха в начале и конце процесса обработки;

i_w — удельная энтальпия воды или пара, используемых для увлажнения воздуха;

ε — тепловлажностное отношение, кДж/кг.

Выражение (8.9) есть уравнение прямой линии.

Таким образом, процесс изменения параметров воздуха в диаграмме изображается прямой линией, направление которой характеризуется значением тепловлажностного отношения.

Для удобства построения процессов изменения состояния воздуха на d—i-диаграмме нанесены значения ε от $-\infty$ до $+\infty$ в виде пучка лучей, исходящих из нулевой точки диаграммы ($i = 0$, $t = 0$, $d = 0$). Однако, чтобы эти лучи не мешали основным линиям, наносят только концы лучей на полях диаграммы. Чтобы выяснить направление процесса с тепловлажностным отношением ε, нужно на полях d—i-диаграммы найти конец луча с этим значением, соединить его с нулевой точкой диаграммы и провести из точки начального состояния воздуха d_1, i_1 линию, параллельную этому лучу-процессу.

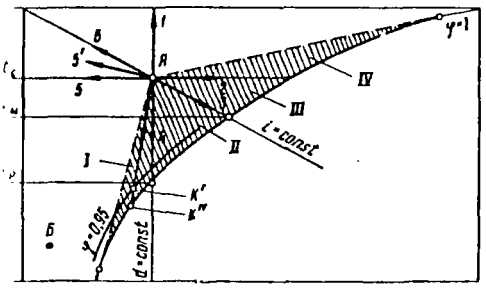

Рис. 8.2. Изменение состояния воздуха при различных видах его тепловлажностной обработки.

На рис. 8.2 нанесены линии возможного изменения состояния влажного воздуха в результате различных видов его тепловлажностной обработки. При нагревании или охлаждении воздуха без подвода или отвода влаги $W = 0$, а следовательно, $i_w = 0$. В этом случае $\varepsilon = +\infty$. При $\varepsilon = \infty$ («сухое» нагревание с помощью калориферов) процесс идет по линии $d = \text{const}$ вверх (линия 1). При «сухом» охлаждении $\varepsilon = -\infty$, т. е. процесс идет вниз по линии $d = \text{const}$ (линия 4).

Если воздух увлажняется паром или водой без одновременного нагревания, то $i = 0$ и уравнение (8.9) принимает вид

$$\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} = i_w. \qquad (8.10)$$

Таким образом, если увлажнение осуществляется насыщенным или перегретым паром, удельная энтальпия которого равна 2600—2900 кДж/кг, линия изменения состояния воздуха лишь немного отклоняется от линий $t = \text{const}$, для которых $\varepsilon \cong 2500$ кДж/кг. Этим отклонением можно пренебречь и считать, что при увлажнении воздуха паром температура в кондиционируемом помещении не изменяется, а процесс изменения состояния воздуха в d—i-диаграмме происходит по линии $t = \text{const}$ (линия 2). При увлажнении распыляемой водой, усваиваемой воздухом без остатка, $\varepsilon = i_w = 4{,}19t_w$. Поэтому при увлажнении водой с нулевой температурой процесс идет по линии с $\varepsilon = 0$, т. е. по линии $i = \text{const}$. Однако обычно $t_w = 15 \div 20$°С, и процесс идет под небольшим углом к линиям $i = \text{const}$. Это отклонение очень небольшое, и с достаточной точностью можно считать, что при увлажнении воздуха распыляемой водой с любой начальной температурой процесс увлажнения идет по линии $i = \text{const}$ (линия 3).

Линии 5 и 5′ — осушение воздуха путем орошения жидким сорбентом (например, водным раствором хлористого лития). Линия 6 — осушение воздуха путем его продувания через слой твердого сорбента (например, силикагеля).

Особый интерес представляет заштрихованная область, ограниченная касательными, проведенными из точки A к линии $\varphi = 1$. Это область возможного изменения состояния воздуха при орошении его водой с различной температурой. Изменение состояния воздуха по какой-нибудь линии AK в секторе I (одновременное охлаждение и осушение) достигается орошением его холодной водой с температурой ниже точки росы охлаждаемого воздуха. Этот же процесс может быть получен путем охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе, температура поверхности которого ниже точки росы охлаждаемого воздуха. При этом точка K'', на которую ориентирован процесс, лежит на пересечении линии $\varphi = 1$ с изотермой, соответствующей средней температуре наружной поверхности (при охлаждении в поверхностном воздухоохладителе), или температуре выходящей воды (при охлаждении с помощью оросительной камеры). Однако в реальных аппаратах невозможно довести воздух до полного насыщения, поэтому состояние воздуха на выходе из аппарата определяется точкой K', лежащей на пересечении линии AK'' с кривой $\varphi = 0{,}95$. Зная температуру в точке K'', можно определить начальную и конечную температуру воды, необходимые для осуществления процесса охлаждения воздуха (см. главу 15).

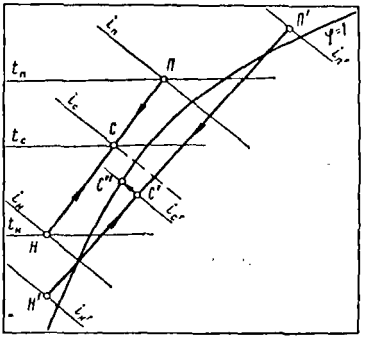

Рис. 8.3. Изображение процессов смешения воздуха в d—i-диаграмме.

Изменение состояния воздуха в пределах сектора II (одновременное охлаждение и увлажнение) достигается путем орошения его водой с температурой $t_{вд}$ выше температуры точки росы воздуха $t_р$, но ниже его температуры по мокрому термометру $t_м$.

При $t_{вд}$ выше $t_м$, но ниже $t_с$ энтальпия воздуха повышается, а температура его понижается (сектор III). При орошении воздуха горячей водой он одновременно нагревается и увлажняется (сектор IV).

Если воздух не может быть переведен из одного состояния в другое (например, из точки $Б$ в точку A на рис. 8.2) с помощью одного из указанных процессов, это можно осуществить путем сочетания нескольких видов обработки.

Одним из распространенных способов перевода воздуха из одного состояния в другое является смешение потоков воздуха с различными параметрами (например, наружного воздуха с рециркуляционным). Процесс смешения воздуха в d—i-диаграмме изображается прямой линией, соединяющей точки, характеризующие состояние смешиваемых потоков. Пусть, например, наружный воздух в количестве $L_н$ (в м³/с) с параметрами точки $Н$ смешивается с $L_п$ (в м³/с) рециркуляционного воздуха, поступающего с параметрами точки $П$ (рис. 8.3). Необходимо найти состояние смеси (точка С). Количество смешанного воздуха составит

$= L_{\text{п}} + L_{\text{н}}$. На d—i-диаграмму наносим точки H и $П$ и соединяем их прямой линией. Положение точки C на этой прямой определяют из соотношения

$$\frac{L}{L_{\text{н}}} = \frac{НП}{ПС}, \tag{8.11}$$

куда

$$ПС = \frac{L_{\text{н}}}{L} НП. \tag{8.12}$$

Для нахождения точки C измеряем масштабной линейкой длину отрезка $НП$ мм), а затем откладываем от точки $П$ длину отрезка $ПС$, вычисленную по фор-ле (8.12).

При смешивании может иметь место случай, когда точка смеси C' окажется бласти тумана. В этом случае воздух является насыщенным, а его состояние рактеризуется точкой, лежащей на пересечении линий $\varphi = 1$ и $i_{c'} = \text{const}$, е. точкой C''.

ГЛАВА 9

ЛБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Для большинства общественных зданий, в том числе для предприятий торгов-и общественного питания, принимают такие значения расчетных параметров, ее высокие значения которых в теплый период года наблюдаются в данной ме-ности менее 200 ч в году.

Расчетные параметры наружного воздуха (температура, относительная влаж-ть, энтальпия и др.) для некоторых городов СССР указаны в табл. 9.1. В гра-«зимние параметры» не приводятся значения относительной влажности ввиду йне незначительного влагосодержания воздуха при отрицательных темпера-ах. Для населенных пунктов, не указанных в табл. 9.1, расчетную темпера-у наружного воздуха $t_{\text{л}}$ (в °С) в теплый период можно определить по формуле

$$t_{\text{л}} = \frac{t_{\text{сл}} + t_{\text{макс}}}{2},$$

$t_{\text{сл}}$ — средняя летняя температура (температура наиболее жаркого месяца в 13 ч), °С;
$_{\text{акс}}$ — максимальная летняя температура в данной местности, °С.

Данные принимают по климатологическим справочникам.

Расчетную летнюю относительную влажность в этом случае определяют сле-щим образом. По климатическим данным находят среднюю относительную жность $\varphi_{\text{с,л}}$ воздуха в 13 ч самого жаркого месяца при $t_{\text{с.л}}$ и определяют ветствующее влагосодержание воздуха $d_{\text{с.л}}$. Далее по d—i-диаграмме влаж-о воздуха по известному $d_{\text{с,л}}$ на пересечении с температурой $t_{\text{л}}$ находят от-ительную влажность $\varphi_{\text{л}}$.

Таблица 9.1

Город	Географическая широта, ° с. ш.	Летние параметры					Зимние параметры				Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст.
		$t_д$, °С	$\varphi_д$, %	Скорость ветра, м/с	удельная энтальпия I кДж/кг	удельная энтальпия I ккал/кг	t, °С	Скорость ветра, м/с	удельная энтальпия I кДж/кг	удельная энтальпия I ккал/кг	
Алма-Ата	44	31,2	32	1,0	54,5	13,0	—27	1,9	—26,8	—6,4	700
Астрахань	48	33,0	39	3,6	64,5	15,4	—22	4,8	—21,0	—5,0	760
Ашхабад	36	39,0	22	2,4	62,8	15,0	—11	2,8	—7,9	—1,9	730
Баку	40	31,7	50	4,0	68,6	16,4	—4	8,4	8,4	0,2	760
Батуми	40	29,6	76	—	80,9	19,3	—1	—	5,4	1,3	760
Брест	52	27,0	52	3,3	56,6	13,5	—20	5,2	—19,0	—4,5	745
Вильнюс	56	26,1	50	1,0	53,2	12,7	—23	5,5	—22,1	—5,3	745
Винница	48	27,3	50	2,8	57,0	13,6	—21	3,6	—19,7	—4,7	730
Владивосток	44	28,1	55	4,7	61,6	14,7	—25	9,0	—24,3	—5,8	745
Волгоград	48	33,0	32	4,6	57,9	13,8	—22	8,5	—21,0	—5,0	745
Днепропетровск	48	31,0	37	1,0	57,4	13,7	—24	5,5	—23,0	—5,5	760
Донецк	48	31,8	34	1,0	58,2	14,0	—21	4,8	—24,2	—5,8	760
Душанбе	40	36,8	24	1,0	61,5	14,7	—14	2,8	—11,7	—2,8	685
Ереван	40	34,8	32	1,0	62,9	15,0	—19	2,5	—17,6	—4,2	685
Запорожье	48	31,2	38	3,5	58,6	14,0	—23	5,4	—22,2	—5,3	760
Киев	52	28,7	42	1,0	56,1	13,4	—21	4,3	—19,7	—4,7	745
Кишинев	48	30,2	44	3,6	59,5	14,2	—15	5,4	—13,0	—3,1	745
Краснодар	44	30,8	45	2,9	63,2	15,2	—19	3,7	—17,6	—4,2	730
Ленинград	60	24,8	57	1,0	54,1	12,3	—25	4,2	—24,3	—5,8	760
Львов	48	26,4	56	1,0	57,4	13,7	—19	6,4	—17,6	—4,2	730
Минск	52	25,9	51	3,8	53,6	12,8	—25	5,4	—24,3	—5,8	745
Москва	56	28,5	42	3,4	54,1	12,9	—25	4,9	—24,3	—5,8	745
Новороссийск	44	30,1	52	2,9	65,8	15,7	—13	7,6	—10,5	—2,5	760
Одесса	48	28,6	53	3,9	62,0	14,8	—18	8,5	—16,3	—3,9	760
Рига	56	24,3	55	1,0	51,1	12,2	—20	4,5	—18,8	—4,5	760
Самарканд	40	35,0	37	1,0	62,9	15,0	—13	2,7	—10,9	—2,6	685
Севастополь	44	29,4	52	4,3	64,5	15,4	—11	5,2	—8,4	—2,8	760
Симферополь	44	31,8	27	2,8	53,2	15,1	—16	6,0	—14,2	—3,4	730
Сочи	44	30,2	57	1,8	69,5	16	—3	6,5	2,1	0,5	760
Таллин	60	23,5	59	4,9	51,1	12,2	—21	7,7	—19,7	—4,7	760
Ташкент	40	35,7	29	1,2	62,9	15,0	—15	1,7	—13,4	—3,2	715
Тбилиси	40	34,7	32	1,0	62,9	15,0	—7	3,9	—3,8	—0,9	715
Ужгород	48	28,1	50	1,0	58,8	14,0	—18	3,6	—16,3	—3,9	745
Харьков	52	29,4	40	1,0	56,1	13,4	—23	5,0	—22,2	—5,3	745
Ялта	44	30,5	48	2,2	64,5	15,4	—6	4,4	—2,5	—0,6	760

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Под расчетными параметрами внутреннего воздуха понимают такие значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, которые должны поддерживаться в кондиционируемых помещениях либо по технологическим требованиям, либо из соображений комфорта.

В практике проектирования все параметры внутреннего воздуха принято счи-ать на уровне «рабочей зоны», в воздушном пространстве высотой 2—2,2 м над олом или площадкой, на которых находятся рабочие места.

Расчетные параметры внутреннего воздуха для технологического кондициони-ирования в зависимости от назначения помещения приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Помещения	Параметры воздуха	
	температура, °С	относительная влажность, %
ехи предприятий точного машиностроения	20	40—50
деления сушки колбас, камеры хранения копче-их изделий, цехи мясных полуфабрикатов на редприятиях общественного питания	12	70—80
амеры созревания сыров (в зависимости от их ида)	10—14	85—90

Скорость движения воздуха для всех помещений не более 0,4 м/с. При проектировании установок комфортного кондиционирования воздуха в жилых и общественных зданиях (залы кино, театров, магазинов, обеденные залы предприятий питания и т. п.) в качестве оптимальной расчетной температуры внутреннего воздуха для теплого периода года в средней полосе СССР принимают 22—25° С, а для южных районов — более высокую температуру, но не выше 28° С.

Для холодного периода года оптимальной температурой внутреннего воздуха является 20—22° С.

В качестве расчетной относительной влажности для всех периодов года принимают 60—30%, при этом большей расчетной температуре должна соответствовать меньшая относительная влажность.

Скорость движения воздуха должна быть не более 0,25 м/с.

ГЛАВА 10

РАСЧЕТ ТЕПЛО- И ВЛАГОПРИТОКОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПОДАВАЕМОГО ВОЗДУХА

ТЕПЛО-ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНС КОНДИЦИОНИРУЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯ

Расчетные параметры воздуха в кондиционируемых помещениях устанавливаются в результате притока и отвода тепла и влаги в этих помещениях.

Тепло, поступающее в помещение (со знаком +) или уходящее из него (со знаком —), подсчитывают по формуле

$$\sum Q = Q_л + Q_{об} + Q_{осв} \pm Q_м \pm Q_{огр} \pm Q_{рад} \pm Q_{инф}, \qquad (10.1)$$

е $Q_л$ — теплопритоки от людей;
$Q_{об}$ — теплопритоки от технологического оборудования;

2

$Q_{осв}$ — теплопритоки от осветительных приборов,
$Q_м$ — теплопритоки от обрабатываемых технологических материалов;
$Q_{огр}$ — теплопритоки через ограждающие конструкции;
$Q_{рад}$ — теплопритоки от солнечной радиации,
$Q_{инф}$ — теплопритоки от инфильтрации наружного воздуха.

Общее количество влаги, поступающее в помещение (со знаком +) либо поглощаемое в нем (со знаком —), подсчитывают по формуле

$$\sum W = W_л + W_{об} \pm W_м \pm W_{инф}, \qquad (10.2)$$

где $W_л$ — влагопритоки от людей;
$W_{об}$ — влагопритоки от технологического оборудования;
$W_м$ — влагопритоки от обрабатываемых материалов,
$W_{инф}$ — влагопритоки от инфильтрации наружного воздуха.

При расчете установки кондиционирования воздуха необходимо знать не только величину суммарных тепло- и влагопритоков, но и их отношение $\varepsilon_п$ (в кДж/кг). Эта величина называется тепловлажностным отношением.

$$\varepsilon_п = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W} + i_п. \qquad (10.3)$$

Ориентировочные значения тепловлажностного отношения для различных помещений приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Помещения	Тепловлажностное отношение $\varepsilon_п$	
	кДж/кг	ккал/кг
Квартиры, номера гостиниц	15000—17000	3500—4000
Предприятия торговли и общественного питания	8500—10000	2000—2500
Зрительные залы кино и театров	8500—10000	2000—2500
Разрубки, обвалки и жиловки мяса		
охлажденного	10000—13000	2500—3000
парного	5000—6500	1200—1600
Переработки мяса		
охлажденного	10000—13000	2500—3000
парного	6000—7000	1400—1700
Сушилки для колбас	1900—2100	450—650
Камеры созревания сыров	8500—13000	2000—3000

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПРИТОКОВ

Теплопритоки от людей. Количество тепла, выделяемого людьми, $Q_л$ (в Вт) подсчитывают по формуле

$$Q_л = q_{чел} n, \qquad (10.4)$$

где $q_{чел}$ — величина тепловыделения одним человеком в зависимости от температуры воздуха в помещении и рода выполняемой работы
n — число людей, одновременно находящихся в помещении (в торговых залах предприятий питания принимается равным числу посадочных мест).

Тепло- и влаговыделения от людей (на 1 человека) представлены в табл. 10.2.

Таблица 10.2

Род работы	В числителе тепловыделение $q_{чел}$ (в Вт), в знаменателе влаговыделение $w_{чел} \cdot 10^6$ (в кг/с)							
	Расчетные температуры воздуха в кондиционируемых помещениях, °С							
	10—12	14—16	17—19	20—22	23—25	26—28	30—32	35
Легкая работа сидя	105,0 / 9,16	86,0 / 11,9	79,0 / 14,7	72,0 / 17,7	68,0 / 19,4	49,0 / 27,0	35,0 / 32,2	11,6 / 32,2
Легкая физическая работа (кассиры, посетители столовых, магазинов и др.)	147,0 / 11,1	116,3 / 13,9	98,0 / 21,4	95,0 / 22,2	70,0 / 32,2	60,0 / 36,0	46,5 / 41,6	5,8 / 55,5
Работа средней тяжести (продавцы магазинов, официанты, уборщицы и т. п.)	157,0 / 20,8	130,0 / 32,0	140,0 / 34,7	112,0 / 39,0	80,0 / 51,5	70,0 / 55,5	46,5 / 69,5	5,8 / 79,0
Тяжелая работа (персонал горячих цехов, кухонь, рабочие обвалочных, разрубочных и жиловочных отделений)	198,0 / 37,0	158,0 / 52,7	163,0 / 51,4	130,0 / 64,5	89,0 / 80,5	64,0 / 90,5	35,0 / 101,0	8,2 / 94,5

Теплопритоки от оборудования. Количество тепла, выделяемого оборудованием, зависит от целого ряда причин: применяемого способа обогрева (газ или электричество), оснащенности данного предприятия оборудованием, режима работы предприятия, а также от мощности и режима работы каждой единицы технологического оборудования.

Для оборудования, обогреваемого природным газом, подсчет теплопритоков осложняется тем, что не все тепло, полученное при сгорании газа, выделяется в помещение. Часть его составляют потери тепла с уходящими газами:

$$Q_{топ} = Q_{пом} + Q_{ух}, \qquad (10.5)$$

где $Q_{топ}$ — тепло, выделяемое в топке при сгорании газа, кВт;
$Q_{пом}$ — тепло, выделяемое оборудованием в помещении (состоит из полезного тепла, расходуемого непосредственно на приготовление пищи, и из потерь тепла наружными ограждениями оборудования), кВт;
$Q_{ух}$ — потеря тепла с уходящими газами, кВт.

Количество тепла $Q_{об}^{газ}$ (в кВт), выделяемое газовым тепловым оборудованием, определяют по формуле

$$Q_{об}^{газ} = Q_{топ} K K_о K_и, \qquad (10.6)$$

где $Q_{топ} = BQ_н^р$ — количество тепла, выделяемого при сгорании газа, кВт;
B — количество (расход) газа, нм³/с;
$Q_р^н$ — теплотворная способность 1 нм³ газа, равная 35600 кДж/нм³;
K — коэффициент, учитывающий соотношение между $Q_{пом}$ и $Q_{ух}$; $K = 0,8$;
$K_о$ — коэффициент, учитывающий одновременность работы однотипного оборудования (для столовых $K_о = 0,8$, для ресторанов и кафе $K_о = 0,6$);

$K_и$ — коэффициент использования оборудования (выражает продолжительность непрерывной работы оборудования в течение смены в пересчете на 1 рабочий час), значение этого коэффициента приведено ниже.

Кипятильники, кофеварки, печи шашлычные, электротермостаты	0,9
Печи электрические	0,7
Плиты газовые, котлы электрические и газовые, посудомоечные машины	0,6
Сковороды, жаровни, фритюрницы	0,5
Мармиты, стойки, шкафы жарочные, пекарские и кондитерские	0,4
Механическое оборудование	0,2

Тепловыделения от единицы оборудования, обогреваемого паром, $q_{об}^{пар}$ можно принимать, по данным А.А. Гоголина, равными 1,3 кВт на 1 м² наружной неполированной поверхности, 0,49 кВт — полированной и 0,33 кВт — для поверхности, покрытой изоляцией.

Для оборудования с электрическим обогревом тепловыделения $Q_{об}^{эл}$ (в кВт) подсчитывают по формуле

$$Q_{об}^{эл} = \sum N_{эл.н} K_и K_о, \qquad (10.7)$$

где $\Sigma N_{эл.н}$ — суммарная мощность всех электронагревателей данного оборудования, кВт.

Тепло, выделяемое электродвигателями механического оборудования, $Q_{эл.дв}$ (в кВт) определяют по формуле

$$Q_{эл.\,дв} = \sum N_{эл.\,дв} K_и K_о, \qquad (10.8)$$

где $\Sigma N_{эл.дв}$ — суммарная мощность всех электродвигателей механического оборудования, кВт.

Для предприятий питания значения $K_и$ приведены выше. Для перерабатывающих цехов мясокомбинатов принимают $K_и = 0{,}65$ для оборудования машинных залов (волчки, кутера) и $K_и = 0{,}25$ для оборудования шприцовочной.

Для предприятий питания, оснащенных только электрическим тепловым оборудованием, значение $Q_{об.мех}$ можно принимать равным 10% от $Q_{об.теп}$.

Теплопритоки от электрического освещения $Q_{осв}$ (в кВт) определяют по формуле

$$Q_{осв} = N_{осв}, \qquad (10.9)$$

где $N_{осв}$ — установленная мощность осветительной аппаратуры, кВт.

При люминесцентном освещении светильники часто устанавливают в плоскости подвесного потолка. В этом случае в помещение поступает тепло в количестве 60% от тепла, подсчитанного по формуле (10.9).

Теплопритоки от материалов. Для мясоперерабатывающих цехов и цехов полуфабрикатов.

$$Q_м = mc(t_н - t_к), \qquad (10.10)$$

где $Q_м$ — количество тепла от обрабатываемых мясопродуктов, кВт;
m — масса обрабатываемых мясопродуктов, кг;
c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К) [для мяса $c = 2{,}72 \div 3{,}14$ кДж/(кг·К), для колбасы $c = 2{,}51$ кДж/(кг·К)];
$t_н$ и $t_и$ — начальная и конечная температура продукта, °С.

Начальная температура мяса зависит от того, в каком виде оно поступает в цех на переработку (охлажденное или парное).

Охлажденное мясо при переработке нагревается от 4 до 12° С; следовательно, но воспринимает часть выделенного в помещении тепла и в этом случае входит уравнение теплового баланса со знаком минус. Парное же мясо охлаждается с до 12° С и, следовательно, выделяет тепло в процессе его обработки. В этом слу-ае значение $Q_м$ будет положительным.

Для предприятий общественного питания объектами обработки являются го-ячие блюда, выпеченные изделия в кондитерских цехах, остывающая пища в еденных залах, а также мясопродукты, обрабатываемые в холодных цехах. Тепловыделения от остывающей пищи можно принять $Q_м = 17 \div 25$ Вт на ного посетителя.

Теплопритоки через ограждения. Теплопритоки через массивные ограждения ределяют так же, как и для холодильников (см. часть 1, главу 3). Поэтому здесь иведены только данные по теплопоступлениям через светопрозрачные ограждения.

Техническая характеристика витражей и стеклопакетов приведена в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Светопрозрачные ограждения	Число стекол	Расстояние между стеклами, мм	Коэффициент теплопередачи	
			Вт/(м²·К)	ккал/(м²·ч·°С)
ина				
с одинарным остеклением	1	—	6,70	5,75
со спаренным остеклением	2	70—100	2,68	2,30
с двойным раздельным остеклением	2	450—600	2,45	2,10
еклопакет с двойным остеклением	2	10	2,30	2,83
же	2	15	2,70	2,32
»	2	20	2,74	2,35
еклопакет с тройным остеклением	3	15—20	1,9	1,7
ина				
с одинарным остеклением	1	—	3,3	2,9
со спаренным остеклением	2	30—60	2,0	1,7
с двойным раздельным остеклением	2	75—100	1,9	1,6

Другим заполнителем световых проемов современных зданий являются пустотелые стеклянные блоки с герметично закрытой полостью. Теплотехнические характеристики и габаритные размеры блоков приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4

Блок	Габаритные размеры (длина × ширина × толщина)	Коэффициент теплопередачи	
		Вт/(м²·К)	ккал/(м²·ч·°С)
иокамерный	194×194×98	4,3	3,7
иокамерный	194×194×60	7,2	6,2
иокамерный	294×294×98	3,7	3,2
ухкамерный	194×194×98	3,2	2,7

Теплопритоки от солнечной радиации. Теплопритоки от солнечной радиации $Q_{рад}$ (в Вт) в кондиционируемое помещение складываются из теплопритоков через массивные ограждения зданий (стены, кровли, покрытия и т. п.) и теплопритоков через световые проемы (окна, витрины и т. п.), т. е.

$$Q_{рад} = Q_{рад}^{масс} + Q_{рад}^{свет}. \qquad (10.11)$$

Для кондиционируемых помещений $Q_{рад}^{масс}$ рассчитывают так же, как и для холодильников. Ниже рассматривается методика определения теплопритока от радиации только через световые проемы зданий. Величину этого теплопритока $Q_{рад}^{свет}$ (в Вт) подсчитывают отдельно для каждой стороны света по методу, предложенному П. Ю. Гамбургом;

$$Q_{рад}^{свет} = Q_{ок} F \tau, \qquad (10.12)$$

где $Q_{ок}$ — удельный теплоприток от солнечной радиации через окна с одинарным остеклением в деревянных рамах, Вт/м²;

F — площадь светового проема, м²;

τ — коэффициент затенения, учитывающий влияние затеняющего устройства на уменьшение количества теплопритока радиацией.

Значения коэффициента τ приведены ниже.

Козырьки	0,95
Маркизы	0,75
Жалюзи, побелка остекления, штора наружная	0,70
Штора	
внутренняя при открытом окне	0,65
между переплетами	0,50
внутренняя при закрытом окне	0,40

Затеняющие устройства могут значительно уменьшить количество тепла, поступающего в кондиционируемое помещение за счет солнечной радиации, в результате чего снижаются капитальные затраты на устройство системы кондиционирования воздуха и расходы по ее эксплуатации.

Значения $Q_{ок}$ даны в табл. 10.5.

Таблица 10.5

Географическая широта,	Поток тепла от солнечной радиации (в Вт/м²) по периодам года и сторонам света							
	июнь (теплый период года)					декабрь (холодный период года)		
	С	СВ, СЗ	В, З	ЮВ, ЮЗ	Ю	В, З	ЮВ, ЮЗ	Ю
36	58	165	315	200	270	230	350	350
40	58	165	315	220	245	220	350	350
44	58	165	315	270	300	210	350	360
48	58	165	325	270	300	185	340	360
52	70	165	325	290	300	165	315	350
56	82	165	340	300	300	140	280	315
60	93	150	340	325	340	105	210	245
64	105	140	340	340	340	70	115	130

Примечания: 1. Приведенные в таблице величины следует умножить на поправочный эффициент: для окон с двойным остеклением и деревянными рамами — 0,62; для окон с ойным остеклением и витрин в металлических переплетах — 0,7; для окон с одинарным ос-клением и витрин в металлических переплетах — 1,25.

2. Теплопритоки через остекленные поверхности, ориентированные на север, в курсовых оектах можно не учитывать.

Теплопритоки от солнечной радиации подсчитывают для каждого кондициони-руемого помещения и сводят в таблицу, форма которой приведена ниже.

. помещения	Стороны света	Тип остекления	Площадь светового проема, м²	Теплоприток (по табл. 10.5)	Коэффициент затенения, τ	$Q_{рад}^{свет}$, Вт

За расчетную величину принимают максимальный теплоприток в данном по-щении.

К полученному расчетом $Q_{рад}^{свет}$ добавляют количество тепла, поступающее рез облучаемые массивные ограждения, и получают окончательную величину плопритоков от солнечной радиации.

Теплопритоки от инфильтрации и вентиляционного воздуха. Инфильтрацией зывается проникновение наружного воздуха внутрь здания через неплотности наружных ограждениях и через щели в окнах, а также при открывании дверей. днако в кондиционируемые помещения обычно подают воздуха больше, чем уда-ют из них. В результате в помещениях создается избыточное давление (подпор), репятствующее проникновению воздуха с инфильтрацией. Поэтому в кур-овых и дипломных проектах теплоприток от инфильтрации можно принимать авным нулю.

Если в кондиционируемое помещение подается вентиляционный воздух от от-льной приточной установки без предварительной тепловлажностной обработки о, он приносит с собой тепло и влагу точно так же, как воздух, проникающий с нфильтрацией.

В этом случае теплоприток от вентиляционного воздуха (в кВт) подсчитыва-г по формуле

$$Q_{вент} = L_{вент}\,\rho\,(i_н - i_п), \qquad (10.13)$$

е $L_{вент}$ — количество вентиляционного воздуха, м³/с;
ρ — плотность воздуха, кг/м³;
$i_н$, $i_п$ — удельная энтальпия наружного воздуха и воздуха в помещении, кДж/кг.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Определяя суммарную тепловую нагрузку на систему кондиционирования воз-уха по формуле (10.1), необходимо учитывать одновременность теплопритоков различных источников. Так, теплопритоки от солнечной радиации в дневное ремя могут не совпадать по времени с теплопритоками от освещения вечером.

В этом случае определяют величину обеих нагрузок, но в расчет принимают только одну из них — бо́льшую. Поскольку отдельные составляющие теплового баланса в различные периоды года входят как со знаком плюс, так и со знаком минус, тепловой баланс кондиционируемого помещения составляют как для летнего, так и для зимнего периодов года.

Форма сводной расчетной таблицы тепло- и влагопритоков приведена ниже.

Помещения	Размер (длина, ширина, высота)	Теплопритоки ΣQ, кВт									Влагопритоки ΣW, кг/с					Примечание
		через наружные ограждения	от людей	от теплового оборудования	от электродвигателей механического оборудования	от электрического освещения	от технологических материалов и полуфабрикатов	от солнечной радиации	от инфильтрации	итого	от людей	от оборудования	от пищи	от инфильтрации	итого	

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛАГОПРИТОКОВ

Влагопритоки от людей. Количество влаги, выделяемой людьми, $W_л$ (в кг/с) подсчитывают по формуле

$$W_л = w_{чел} n, \qquad (10.14)$$

где $w_{чел}$ — влаговыделение одного человека, кг/с;
n — число людей в помещении.

Влаговыделения в зависимости от температуры воздуха в помещении и рода выполняемой работы приведены в табл. 10.2.

Влагопритоки от материалов. На предприятиях питания основными источниками влагопритоков являются остывающая пища, открытые поверхности кастрюль и т. п. Количество влагопритоков от пищи можно ориентировочно принимать $w_м = 20 \cdot 10^{-8}$ кг/с на одно посадочное место. Влаговыделения от кастрюль указаны в табл. 10.6.

Таблица 10.6

Емкость оборудования	Площадь зеркала испарения, м²	Количество испаряющейся влаги $w_м \cdot 10^8$, кг/с
125	0,29	2,77
250	0,50	4,56
400	0,74	6,40

Для предприятий по переработке мяса количество влагопритоков можно принимать по удельной нагрузке на 1 м² пола. Так, для помещений по переработке парного мяса $w_м = (11 \div 17)10^{-8}$ кг/(м²·с), а для сушилок колбас $(30 \div 50)\ 10^{-8}$ кг/(м²·с).

Влагопритоки от инфильтрации. Влагоприток от инфильтрации через щели в окнах и другие неплотности принимаем равным нулю, поскольку в кондиционируемых помещениях поддерживают избыточное давление воздуха.

Влагоприток с вентиляционным воздухом, подаваемым в помещение без предварительной тепловлажностной обработки, определяют по формуле

$$W_{\text{вент}} = L_{\text{вент}}\,\rho\,(d_{\text{н}} - d_{\text{п}}), \qquad (10.15)$$

где $d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ — влагосодержание наружного воздуха и воздуха в помещении, кг/кг.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, ПОДАВАЕМОГО В ПОМЕЩЕНИЕ

Если в помещении с тепловыделениями ΣQ и влаговыделениями ΣW выключить установку кондиционирования воздуха, то его параметры будут изменяться. Так, в теплый период года температура, влажность и энтальпия воздуха начнут увеличиваться и он из состояния, характеризуемого точкой $П$ на d—i-диаграмме влажного воздуха, перейдет в состояние $П_1$ (пунктирная линия на рис. 10.1). Процесс этого изменения в d—i-диаграмме изображается прямой линией, проходящей через точку $П$ под углом, соответствующим величине тепловлажностного отношения $\varepsilon_{\text{п}}$ по уравнению (10.3). Значения $\varepsilon_{\text{п}}$ нанесены в d—i-диаграмме в виде пучка прямых, сходящихся в точке $i = 0$; $d = 0$.

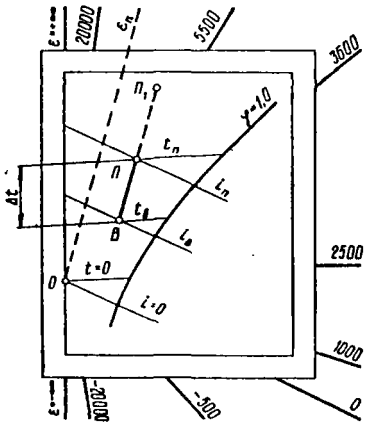

Рис. 10.1. Изображение процесса изменения параметров воздуха в кондиционируемом помещении в d—i-диаграмме влажного воздуха.

Чтобы температура и влажность воздуха в помещении не изменялись (т. е. чтобы положение точки $П$ было неизменным), в помещение необходимо подать воздух с такими параметрами (точка $В$), чтобы после смешения с воздухом, состояние которого характеризуется точкой $П_1$, в помещении вновь установились заданные параметры (точка $П$). В летнее время для этого подают более холодный и более сухой воздух, а зимой — более теплый и влажный. Точка $В$ должна лежать на той же прямой с наклоном, соответствующим $\varepsilon_{\text{п}}$ (летом — ниже точки $П$, а зимой — выше нее), так как только при этом условии после смешения воздуха с состояниями $В$ и $П_1$ можно получить воздух с состоянием $П$.

Положение точки $В$ на линии с наклоном, соответствующим $\varepsilon_{\text{п}}$, определяется допустимой разностью (перепадом) температур Δt приточного воздуха и воздуха в помещении (расстояние между точками $В$ и $П$). Перепад температур выбирают, исходя из принятого способа распределения воздуха, а также в зависимости от высоты помещения.

Для торговых залов предприятий общественного питания $\Delta t = 4 \div 10°$ С. Для производственных помещений при подаче воздуха в рабочую зону $\Delta t = 6 \div 9°$ С, а при подаче воздуха под потолком допустимая разность температур может быть увеличена до 12—14° С (меньшие значения соответствуют помещениям с высотой до 3 м).

Количество воздуха, которое необходимо подавать в кондиционируемое помещение, определяют обычно из условия удаления теплопритоков:

$$L = \frac{\Sigma Q}{\rho c_p \Delta t}, \qquad (10.16)$$

где L — количество воздуха, подаваемого в помещение, м³/с;
ρ — плотность воздуха при $t = t_п$, кг/м³;
c_p — удельная теплоемкость воздуха при $t = t_п$, кДж/кг;
Δt — допустимая разность температур, °С.

ГЛАВА 11

ВЫБОР СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системой кондиционирования воздуха (СКВ) называют комплекс технических средств для поддержания в помещениях заданных параметров воздуха.

Параметры внутреннего воздуха (температура, влажность, концентрация вредных газов) изменяются в результате нарушения теплового, влажностного и газового балансов помещения. В летнее время в помещение поступают избыточное тепло и влага, поэтому для поддержания заданных параметров воздуха их нужно удалять из помещения. Обычно это осуществляется путем подачи в помещение более холодного и более сухого (с меньшим влагосодержанием) воздуха. Если параметры наружного воздуха соответствуют этим требованиям, то задача решается путем устройства системы общеобменной приточно-вытяжной вентиляции. Если же требуемые параметры не могут быть обеспечены средствами вентиляции, применяют устройства для дополнительного охлаждения и осушения воздуха. В зимнее время, наоборот, имеют место потери тепла и влаги через ограждающие конструкции зданий, поэтому воздух необходимо дополнительно нагревать и увлажнять. Уменьшение концентрации вредных газов достигается путем подачи в помещение чистого наружного воздуха (общеобменной вентиляцией).

Основным элементом СКВ является кондиционер — аппарат для тепловлажностной обработки воздуха. Кроме того, СКВ включает в себя устройства для подачи обработанного воздуха в помещение, для забора наружного воздуха, воздуховоды, трубопроводы, арматуру, приборы автоматики.

В зависимости от объема и назначения помещения СКВ могут быть разной сложности. В простейшем случае они могут включать в себя только некоторые из перечисленных элементов.

В зависимости от назначения СКВ подразделяются на комфортные и технологические.

Комфортные СКВ служат для поддержания в кондиционируемых помещениях метеорологических условий (температуры, относительной влажности, скорости движения и чистоты воздуха), необходимых для хорошего самочувствия людей. К ним относятся СКВ для жилых и общественных зданий, кино, театров, ресторанов и т. п.

Технологические СКВ служат для поддержания метеорологических и иных условий, необходимых для осуществления каких-либо технологических процессов. К ним относятся СКВ для цехов предприятий точного машиностроения, для камер созревания сыров, сушки коблас, цехов переработки мяса и т. п. Однако при

проектировании технологических СКВ для помещений, где находятся люди, необходимо также учитывать санитарно-гигиенические требования.

В зависимости от расположения кондиционеров по отношению к кондиционируемым помещениям СКВ подразделяются на *местные*, в которых обработка воздуха производится децентрализованно с помощью аппаратов, размещаемых в самом кондиционируемом помещении, и *центральные*, в которых воздух обрабатывается централизованно и подается в кондиционируемое помещение или группу помещений по системе воздуховодов.

В обоих случаях кондиционеры могут быть *автономными*, в которых устройства для получения тепла и холода встроены в кондиционер, и *неавтономными*, к которым тепло- и хладоноситель подводятся от центральных источников.

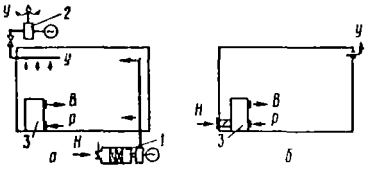

Рис. 11.1. Местная система кондиционирования воздуха:

а — для помещения, оборудованного системой вентиляции; *б* — при вентиляции с помощью кондиционера; *1* — приточная вентиляционная установка; *2* — вытяжная вентиляционная установка; *3* — местный кондиционер; *Р* — рециркуляционный воздух; *Н* — наружный воздух; *В* — воздух, подаваемый вентилятором кондиционера (приточный воздух); *У* — воздух, удаляемый из помещения через щели или вентилятором.

Кроме того, в обоих случаях кондиционеры могут быть *агрегированными*, т. е. смонтированными по определенной схеме на заводе-изготовителе, и *сборными*, монтируемыми на месте из отдельных элементов в соответствии с проектом.

Имеются также смешанные СКВ, например местно-центральные, в которых обработка внутреннего воздуха осуществляется в местных вентиляторных или эжекционных агрегатах, а вентиляционный воздух обрабатывается в центральном кондиционере и по воздуховодам подводится к каждому помещению. Кроме того, к каждому агрегату от центральных станций подводится хладоноситель (холодная вода) и теплоноситель (горячая вода).

Если воздух от кондиционера к кондиционируемому помещению подается по одному воздуховоду, то СКВ называется *одноканальной*. При подаче воздуха от одного кондиционера по двум воздуховодам СКВ называется *двухканальной*.

В зависимости от давления, создаваемого вентилятором кондиционера, СКВ могут быть низкого давления (до 10 МПа), среднего (от 10 до 30 МПа) и высокого (более 30 МПа).

Выбор СКВ зависит от очень многих факторов; климатических особенностей местности, требуемых внутренних параметров, объема и расположения кондиционируемых помещений, строительных конструкций здания и т. д. В конечном итоге выбор СКВ для каждого конкретного случая нужно делать на основании технико-экономического сопоставления различных вариантов, однако ряд общих рекомендаций можно сделать на основании накопленного опыта проектирования.

Для кондиционирования воздуха в отдельных небольших помещениях, кабинетах, залах заседений, обеденных залах столовых, кафе площадью до 200 м^2 наиболее целесообразно применить местную СКВ с использованием автономных оконных и шкафных кондиционеров. Однако при этом следует учитывать уровень шума, создаваемого этими кондиционерами, и собственный уровень шума в кондиционируемом помещении. Если последний достаточно высок, что имеет место в столо-

вых, магазинах и пр., кондиционер можно располагать внутри кондиционируемого помещения. В противном случае создание местной СКВ становится нежелательным, и кондиционер выносят в подсобное помещение.

Если кондиционируемое помещение оборудовано системой общеобменной вентиляции, кондиционер может работать только на рециркуляционном воздухе (рис. 11.1, *а*).

Однако в большинстве случаев наружный воздух подается непосредственно к кондиционеру (рис. 11.1, *б*), поскольку это позволяет работать с переменным количеством наружного воздуха в переходные периоды года и осуществлять различные схемы обработки воздуха.

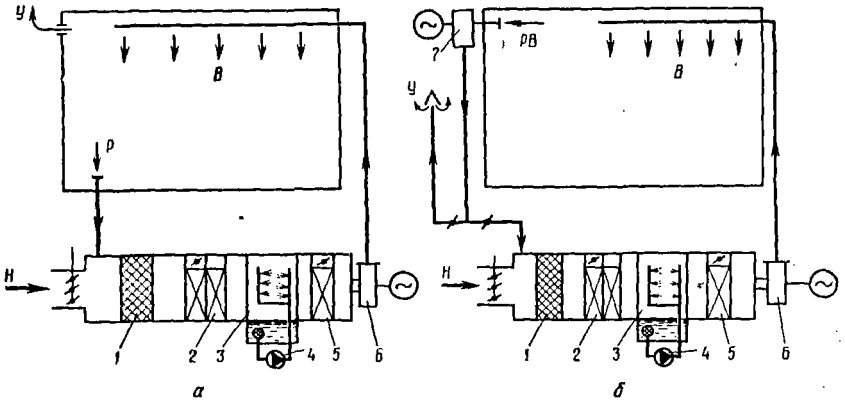

Рис. 11.2. Центральная одноканальная система кондиционирования воздуха:
а — одновентиляторная; *б* — двухвентиляторная; *1* — воздушный фильтр; *2* — секция первого подогрева; *3* — промывная камера; *4* — насосная установка; *5* — секция второго подогрева; *6* — приточный вентилятор; *7* — рециркуляционно-вытяжной вентилятор.

Для кондиционирования воздуха в больших промышленных и общественных зданиях в отечественной практике наибольшее распространение получили одноканальные центральные СКВ низкого и среднего давления (рис. 11.2). В этих системах обычно применяют сборные секционные кондиционеры производительностью по воздуху 30—240 тыс. м³/ч, размещаемые в подвалах и подсобных помещениях, вблизи обслуживаемых ими помещений. Поскольку скорость воздуха в системах низкого давления сравнительно невелика (6—10 м/с в магистралях и 3—6 м/с в ответвлениях), сечение воздуховодов получается большим. Поэтому такие системы применяют в тех промышленных и общественных зданиях, где имеется достаточно места для прокладки больших воздуховодов.

Основное преимущество этих СКВ состоит в сравнительно небольших расходах на электроэнергию, затрачиваемую на перемещение воздуха, а также в простоте конструкции воздуховодов, воздуховыпускных и регулирующих устройств.

Если расстояние от кондиционера до помещения небольшое (10—15 м), то применяют одновентиляторную СКВ, в которой воздух на рециркуляцию забирается

приточным вентилятором (рис. 11.2, *а*). При разветвленной и длинной сети рециркуляционных воздуховодов рекомендуется применять двухвентиляторные СКВ, более экономичные, надежные в работе и более удобные для регулирования (рис. 11.2, *б*).

В тех случаях, когда прокладка воздуховодов большого сечения невозможна, для уменьшения их сечения следует увеличивать скорость движения воздуха (до 20—30 м/с в магистралях), а это приводит к значительным потерям напора и вызывает необходимость в установке вентиляторов высокого давления. СКВ высокого давления дороже СКВ низкого давления как по капитальным, так и по эксплуатационным затратам. Однако их применение в жилых многокомнатных зданиях компенсируется экономией дорогостоящей площади. Поскольку в больших помещениях, а тем более в каждом из многих помещений источники тепло- и влаговыделений распределены неравномерно, точное поддержание температуры и влажности во всем кондиционируемом объеме возможно только при условии деления его на отдельные зоны (зонирования) с установкой самостоятельных устройств для регулирования параметров воздуха в каждой зоне. Простейшим видом зонирования является установка отдельных центральных кондиционеров на каждую зону. При этом зоной может быть часть объема большого цеха (рис. 11.3, *а*) либо каждый этаж многоэтажного здания. В зданиях с большой площадью остекления, где существенное значение имеет нагрузка от солнечной радиации, которая зависит от ориентации стен по странам света, часто применяют пять зональных систем: четыре системы для помещений, примыкающих к каждой из наружных стен, и одна — для внутренних помещений (рис. 11.3, *б*).

Если количество кондиционируемых зон или помещений небольшое, то вместо установки отдельных кондиционеров на каждую зону может работать один общий кондиционер с дополнительными устройствами для регулирования параметров в каждой зоне. В качестве таких устройств можно использовать зональные нагреватели и охладители (рис. 11.3, *в*), заслонки для изменения количества воздуха, подаваемого в зону (рис. 11.3, *г*), зональные рециркуляционные вентиляторные установки, в которые в свою очередь могут быть встроены дополнительные нагреватели и охладители (зональные доводчики). Обычно зональные доводчики устанавливают в непосредственной близости от кондиционируемых помещений. Если это невозможно, их размещают рядом с центральным кондиционером и соединяют с каждым помещением отдельным воздуховодом.

В системах с зональными нагревателями и охладителями весь воздух обрабатывается в центральной установке до промежуточных параметров, а затем дополнительно нагревается или охлаждается в зональных теплообменных аппаратах. Поскольку эти промежуточные параметры не могут быть оптимальными для всех зон, указанный метод не всегда является экономичным. Хорошие результаты достигаются при кондиционировании воздуха в зонах, значительно отличающихся по своим размерам (нагрузкам). В этом случае воздух в основном кондиционере обрабатывают до параметров, необходимых для основной зоны, а для остальных зон устанавливают дополнительные нагреватели или охладители.

Преимуществами указанных систем являются точное поддержание температуры в каждой зоне и стабильное воздухораспределение в связи с постоянной производительностью по воздуху.

Отличительной особенностью СКВ, изображенной на рис. 11.3, *г*, является переменное количество воздуха, в том числе наружного, проходящего через кон-

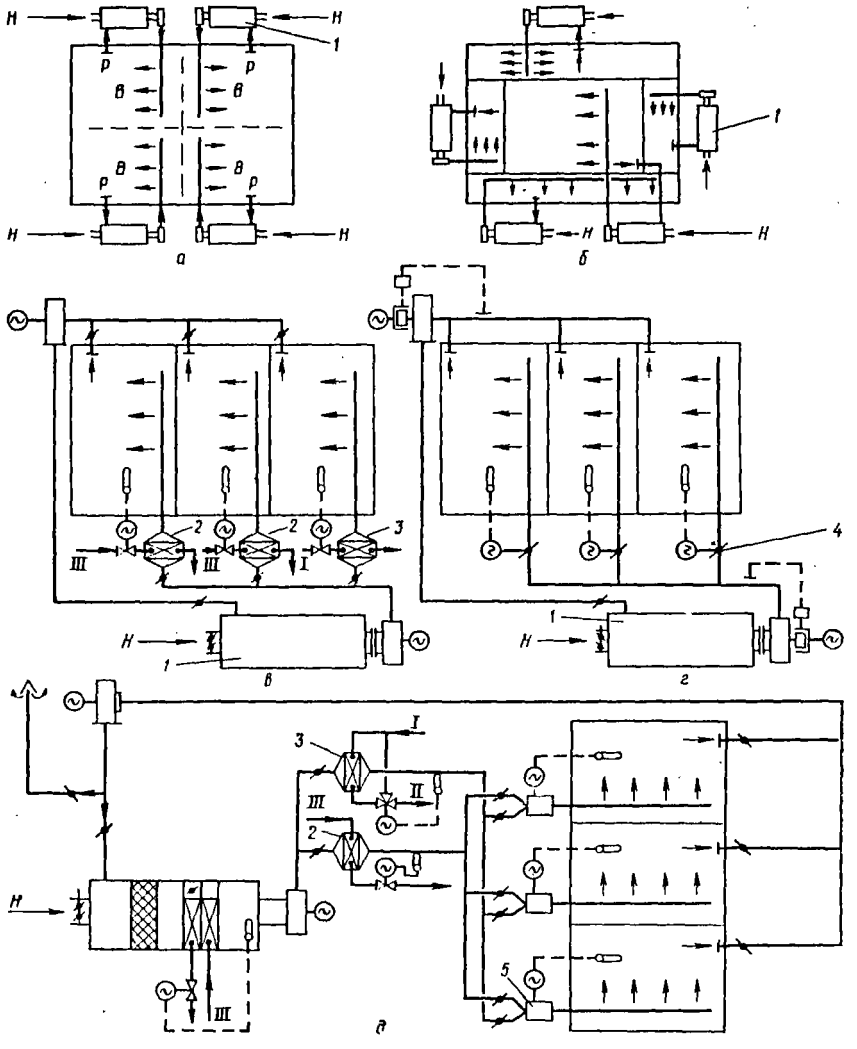

Рис. 11.3. Схемы зонирования систем кондиционирования воздуха:

а — для больших производственных помещений; *б* — для жилых зданий с большой площадью остекления; *в* — для многокомнатных зданий при качественном регулировании параметров; *г* — для многокомнатных зданий при количественном регулировании параметров; *д* — двухканальная система для многокомнатных зданий; *1* — зональный кондиционер; *2* — дополнительный нагреватель; *3* — дополнительный охладитель; *4* — регулируемый воздушный клапан; *5* — двухканальный смесительный клапан; *I* — холодная вода из холодильной станции; *II* — отепленная вода в холодильную станцию; *III* — теплоноситель — горячая вода.

диционер. При малых теплопритоках в кондиционируемое помещение количество приточного воздуха тоже станет небольшим, в связи с чем количество подаваемого наружного воздуха может стать меньше санитарного минимума (20 м³/ч на одного человека). Другой недостаток заключается во влиянии, которое оказывает изменение количества воздуха, подаваемого в одно помещение, на подачу воздуха в другие помещения. Чтобы свести это влияние к минимуму, предусматривают устройства для поддержания постоянного статического давления воздуха в магистральном воздуховоде.

С этой же целью применяют системы с высоким давлением воздуха в магистралях, что влечет за собой повышение требований к воздуховодам и воздуховыпускным устройствам.

К преимуществам систем с переменным количеством воздуха (или как их еще называют, систем с количественным регулированием) относятся их большая экономичность по сравнению с системами с зональными нагревателями и сравнительно меньшая сложность из-за отсутствия необходимости в разводке тепло- и хладоносителя по помещениям.

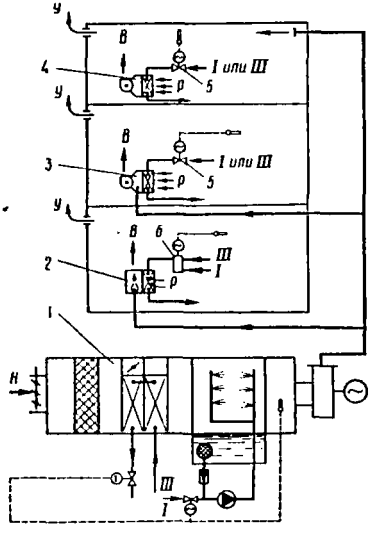

Рис. 11.4. Местно-центральная система кондиционирования воздуха:

1 — центральный кондиционер наружного воздуха; *2* — эжекционный агрегат-доводчик; *3* и *4* — вентиляторные агрегаты-доводчики.

5 — проходной клапан; *6* — смесительный клапан.

Одним из эффективных способов индивидуального регулирования температуры воздуха в каждом помещении является устройство двухканальной СКВ (рис. 11.3, *д*), в которой от центрального кондиционера прокладывают два канала. В одном канале устанавливают дополнительный охладитель, а в другом — дополнительный нагреватель, поэтому по одному каналу подается холодный воздух, а по другому — теплый. В летний период может быть включен только доохладитель. В непосредственной близости от каждого кондиционируемого помещения или отдельной зоны устанавливают местный смеситель, изменяющий по сигналу терморегулятора соотношение между холодным и теплым воздухом, поступающим из каналов к данному помещению. К недостаткам системы относятся трудиость прокладки двух магистральных воздуховодов, необходимость их теплоизоляции и сложность конструкции смесителей. Как и в других системах с количественным регулированием воздуха, более стабильная работа двухканальных СКВ достигается путем применения системы высокого давления. Однако даже при переходе к высоким давлениям и скоростям воздуха в воздуховодах их сечение и количество остается значительным. Поэтому для многоэтажных и многокомнатных зданий в настоящее время наибольшее распространение получили местно-центральные системы с доводчиками вентиляторного или эжекционного типа, устанавливаемыми в каждом помещении (рис. 11.4).

ГЛАВА 12

СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Обработка воздуха в кондиционере сводится к такой последовательности его охлаждения, осушения, увлажнения и нагревания, в результате которой воздух приобретает параметры, с которыми он должен подаваться в кондиционируемое помещение (точка B на рис. 10.1).

Анализ и выбор необходимой схемы обработки воздуха в кондиционере обычно выполняют с помощью d—i-диаграммы влажного воздуха, на которую сначала наносят расчетные точки наружного, внутреннего и приточного воздуха (точки H, $П$ и B). Затем по правилу построения процессов смешения находят точку C. После этого необходимо решить, каким из способов обработки воздух из состояния C перевести в состояние B, т. е. в состояние, с которым воздух должен подаваться в кондиционируемое помещение. Как это ясно из предыдущего, в зависимости от взаимного расположения точек B и C параметры точки B могут быть получены различной комбинацией процессов тепловлажностной обработки воздуха. При этом предпочтение нужно отдать такой схеме, по которой эти параметры достигаются наиболее простым и экономичным путем. Поскольку обычно СКВ рассчитывают для двух крайних периодов года (летнего и зимнего), то и схему обработки воздуха выбирают отдельно для каждого из этих периодов. В установках круглогодичного кондиционирования воздуха предусматривают возможность работы по обеим схемам с автоматическим или ручным переключением с одной схемы на другую.

Рассмотрим этот вопрос применительно к одноканальным системам низкого и среднего давления, которые чаще всего используют в отечественной практике кондиционирования воздуха.

По схеме летнего кондиционирования (рис. 12.1) обработка воздуха осуществляется следующим образом. В помещениях с очень большими влаговыделениями (малыми значениями $\varepsilon_п$) можно сначала осушить воздух с помощью сорбента (например, силикагеля) до влагосодержания точки B, т. е. получить воздух с состоянием C_1, а затем с помощью поверхностного воздухоохладителя охладить по линии $d = \text{const}$ до состояния B. Однако установки для осушения воздуха сорбентами громоздки и сложны в эксплуатации. Поэтому такая схема обработки воздуха применяется в основном в специальных установках для получения очень сухого воздуха.

В помещениях с малыми влаговыделениями (например, жилые помещения) и сравнительно небольшим относительным количеством подмешиваемого наружного воздуха точка B может располагаться вблизи точки K_1. В этом случае воздух с состоянием C охлаждается и осушается с помощью поверхностного воздухоохладителя и с состоянием K_1 подается в помещение. Именно по такой схеме работает большинство автономных кондиционеров.

Если воздух с состоянием K_1 не может быть сразу подан в помещение (это бывает, например, если воздух слишком холодный или наклон линии $\varepsilon_п$ достаточно большой), воздух после охлаждения и осушения необходимо подогреть. Это можно сделать двумя способами. По первому, наиболее широко применяемому способу охлажденный воздух дополнительно нагревается с помощью калорифера. По этой схеме (рис. 12.1, *а* и *в*) смесь воздуха в количестве $L = L_п + L_н$ с состоянием C очищается в фильтре и поступает в воздухоохладитель, где охлажда-

тся и осушается до состояния K_1. После этого воздух подогревается в калорифере до состояния K и подается приточным вентилятором в помещение. Проходя через вентилятор и воздуховоды, воздух подогревается еще на 1—2°С. Таким образом состояние приточного воздуха доводится до точки B. При построении процесса обработки воздуха необходимо иметь в виду, что точка K_1 должна лежать на линии $\varphi = 0{,}95$ и в то же время на той же линии $d = const$, что и точка B.

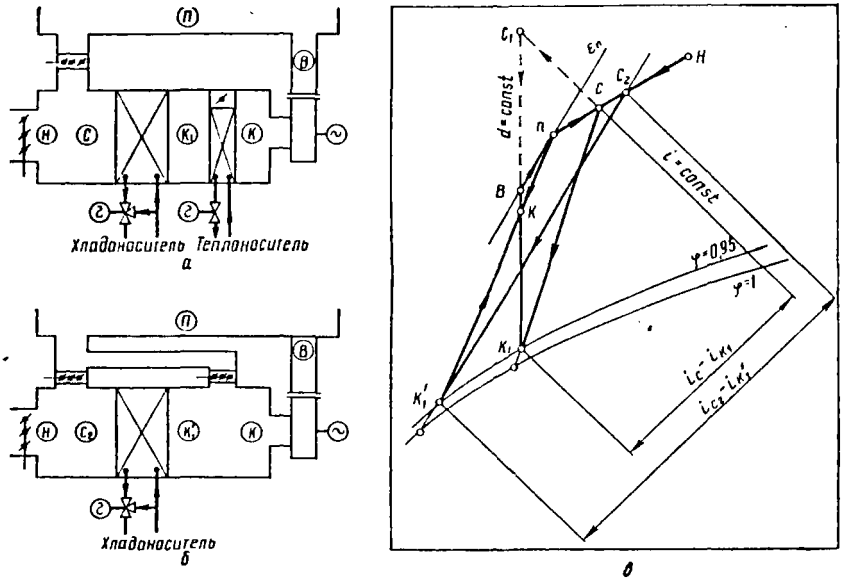

Рис. 12.1. Процессы обработки воздуха в кондиционере в летний период: *а* и *б* — принципиальные схемы; *в* — построение процесса в *d*—*i*-диаграмме.

Преимущество данной схемы заключается в возможности точного регулирования температуры воздуха в помещении, а ее недостаток — в необходимости подогревать воздух с помощью калорифера даже в летнее время.

Нагрузку на воздухоохладитель Q_0 (в кВт) определяют по формуле

$$Q_0 = L\rho\,(i_C - i_{K_1}). \qquad (12.1)$$

Нагрузку на калорифер Q (в кВт) определяют по формуле

$$Q = L\rho\,(i_K - i_{K_1}), \qquad (12.2)$$

где i_C, i_K и i_{K_1} — удельные энтальпии воздуха в соответствующих точках, кДж/кг;
ρ — плотность влажного воздуха, кг/м³.

Из рис. 12.1 и формулы (12.1) следует, что чем больше наружного воздуха подмешивается к рециркуляционному, тем ближе точка C перемещается к точке H, а следовательно, тем больше разность энтальпий $i_C - i_K$, и тем больше нагрузка на воздухоохладитель. Поэтому в жаркое время количество наружного воздуха нужно ограничивать санитарным минимумом (20 м³/ч на одного человека).

По второму способу (рис. 12.1, *б* и *в*) только часть рециркуляционного воздуха с состоянием $П$ смешивают с наружным воздухом (точка C_2) и охлаждают до состояния K'_1. Остальной рециркуляционный воздух проходит мимо воздухоохладителя и смешивается с охлажденным воздухом, подогревая его до необходимой температуры (точка K). Это так называемая схема кондиционирования воздуха с байпасом. Соотношение количества воздуха, проходящего через воздухоохладитель и байпас, находят по правилу смешения:

$$\frac{L_б}{L_{охл}} = \frac{K'_1K}{ПK},$$

где $L_б$ и $L_{охл}$ — количество воздуха, проходящего через байпас и через воздухоохладитель, м³/с;

K'_1K и $ПK$ — длины отрезков в диаграмме $d - I$, мм.

Преимущество этой схемы состоит в том, что не требуется посторонних источников для подогрева воздуха и, следовательно, в ее экономичности. Недостаток заключается в трудности точного поддержания параметров точки B путем количественного регулирования воздуха створчатыми клапанами. Кроме того, как это видно из рис. 12.1, в схеме с байпасом воздух нужно охлаждать более глубоко, чем в схеме с подогревом калорифером (до точки K'_1, а не до K_1), что не всегда возможно.

На практике часто применяют комбинацию из обоих способов.

По схеме зимнего кондиционирования воздух нагревают в калорифере и увлажняют в оросительной камере рециркулирующей водой (адиабатическое увлажнение). Возможно также увлажнение паром. Здесь также имеются разнообразные варианты. В помещениях с большими внутренними тепло- и влаговыделениями может оказаться, что зимой, так же как и летом, воздух требуется охлаждать и осушать. Однако при наличии холодного наружного воздуха становится возможным обойтись без холодильных машин.

В этом случае (рис. 12.2, *а*, *б*) наружный воздух нагревают в калориферах I подогрева от состояния H до H', затем смешивают с частью рециркуляционного воздуха из помещения (I рециркуляция) и получают воздух с состоянием C_1.

Тот же результат можно получить, если наружный и рециркуляционный воздух сначала смешать в такой пропорции, чтобы точка, характеризующая состояние смеси C_2, находилась на той же линии $d = \text{const}$, что и точка C_1, затем смесь нагреть в калориферах до состояния C_1.

Смесь с состоянием C_1 адиабатически увлажняют в оросительной камере до состояния K_1, после чего вновь смешивают с остальной частью рециркуляционного воздуха (II рециркуляция), в результате чего получают воздух с состоянием K, который подогревается в вентиляторе и с состоянием B подается в помещение.

Преимущество схемы со второй рециркуляцией заключается в том, что используются только калориферы I подогрева. Однако при необходимости точного поддержания температуры, как и при летнем кондиционировании, применяют

одогрев воздуха после оросительной камеры в калориферах II подогрева. В ом случае смесь с состоянием C нагревают до состояния C_2, адиабатически лажняют до состояния K_2, после чего нагревают в калориферах II подогрева состояния K.

В большинстве помещений зимой внутренние тепло- и влаговыделения не мо- г компенсировать тепло- и влагопотери. Поэтому воздух необходимо допол- тельно нагревать и увлажнять. В этом случае (рис. 12.2, *в* и *г*) наружный

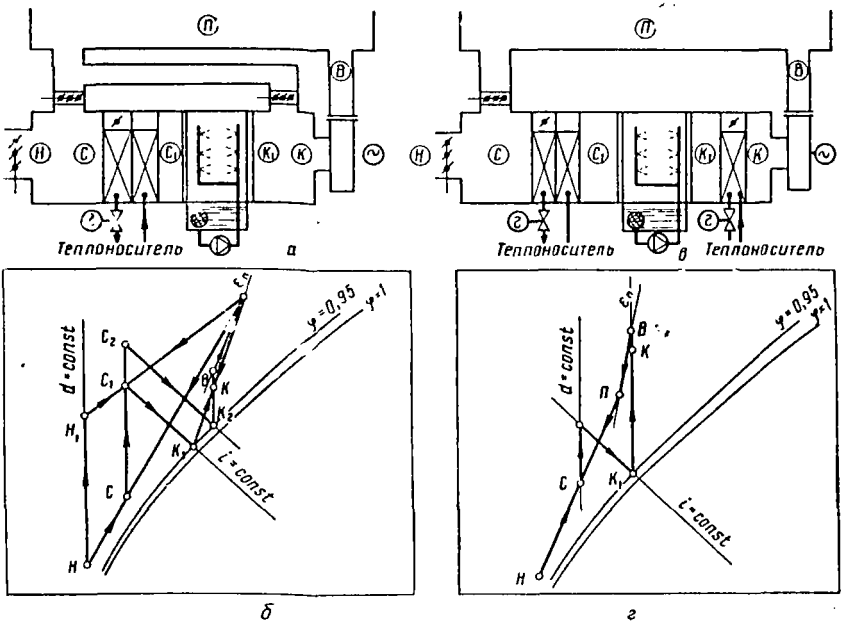

Рис. 12.2. Процессы обработки воздуха в кондиционере в зимний период: *а* и *б* — принципиальные схемы; *в* и *г* — построение процесса в *d* — *i*-диаграмме.

здух смешивают с рециркуляционным, затем смесь нагревают в калориферах рвого подогрева от состояния C до C_1, адиабатически увлажняют до состояния и нагревают в калориферах II подогрева до состояния точки K.

Расход тепла в калориферах I подогрева

$$Q_I = L\rho\,(t_c - t_{c_1}). \qquad (12.3)$$

Расход тепла в калориферах II подогрева

$$Q_{II} = L\rho\,(t_к - t_{к_1}). \qquad (12.4)$$

В качестве теплоносителя в калориферах I подогрева используют горячую оду с температурой 130—70°С, а в калориферах II подогрева — горячую воду температурой 70—40°С.

ГЛАВА 13

ОСОБЕННОСТИ СКВ ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЙ МЯСНОЙ И МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ

Предприятия мясной и молочной промышленности. В соответствии с требованиями технологии на этих предприятиях необходимо поддерживать оптимальные условия воздушной среды (см. табл. 9.2).

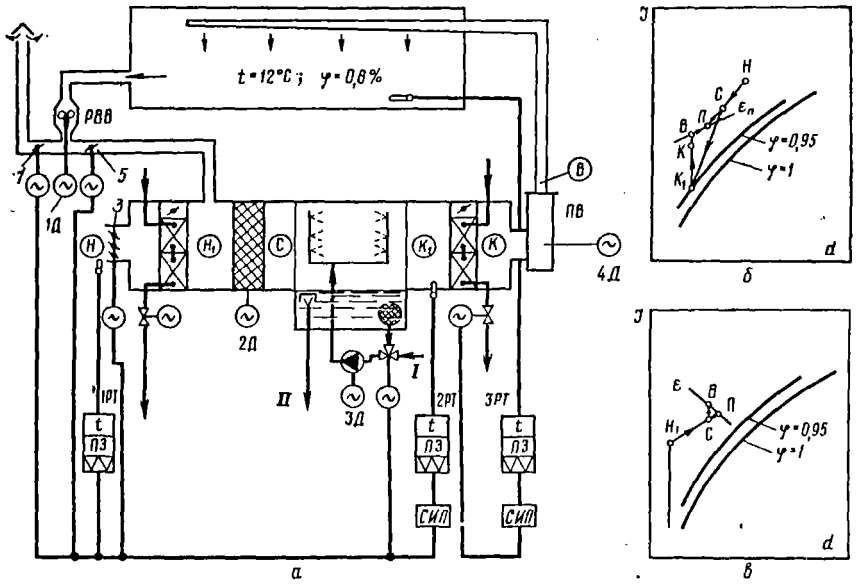

Рис. 13.1. Схема круглогодичной СКВ с частичной рециркуляцией и вторым подогревом (*а*) и изображение процесса в *d*—*i*-диаграмме в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах работы.

На предприятиях мясной промышленности кондиционированием воздуха пользуются в цехах созревания и посола мяса, изготовления фарша, отделениях копчения, сушки и остывания колбасных изделий, цехах производства технических фабрикатов и медицинских препаратов.

При кондиционировании воздуха в помещениях мясоперерабатывающих и колбасных цехов необходимо учитывать следующие особенности:

1) сравнительно низкая температура воздуха, для достижения которой требуется низкая температура охлаждающей поверхности;

2) сравнительно малые значения тепловлажностного отношения ($\varepsilon_п$ = = 6500 кДж/кг), что обусловливает необходимость применения в летнее время II подогрева.

Для указанных помещений применяют схему кондиционирования воздуха с частичной рециркуляцией и вторым подогревом. Перепад температур между приточным воздухом и воздухом в помещении принимают $\Delta t = 2 \div 4$°С. Принципиальная схема круглогодичной установки приведена на рис. 13.1, *а*. В летний период, когда температура наружного воздуха выше 12°С, по сигналу терморегулятора *1PT* заслонки *1*, *3* и *5* открываются таким образом, чтобы наружный воздух подавался в минимальном количестве. Рециркуляционный воздух забирается из машинного помещения рециркуляционно-вытяжным вентилятором *РВВ* и подается в смесительную камеру. Там он смешивается с наружным воздухом и с состоянием *С* (см. рис. 13.1, *б*) поступает в форсуночный воздухоохладитель, где охлаждается и осушается до состояния $К_1$, нагревается в калорифере *II* подогрева до состояния *К* и подается приточным вентилятором кондиционера *ПВ* в помещение. Температура, соответствующая точке $К_1$, поддерживается с помощью терморегулятора точки росы *2PT*, воздействующего в летний период на трехходовой клапан, который в необходимой пропорции смешивает холодную и рециркуляционную воду, изменяя тем самым температуру воды перед форсунками. Заданная температура в помещении поддерживается терморегулятором *3PT*, который воздействует на исполнительный механизм клапана и тем самым изменяет количество горячей воды, проходящей через калорифер второго подогрева. При температуре наружного воздуха от 12 до 5°С по сигналу терморегулятора *1PT* заслонки *1* и *3* открываются полностью, а заслонка *5* закрывается. В этот период установка работает на наружном воздухе без рециркуляции, что позволяет экономить затраты на искусственное охлаждение воздуха с помощью холодильной машины. При температуре наружного воздуха ниже 5°С терморегулятор *1PT* переключает установку на работу по зимнему режиму. При этом терморегулятор *2PT* воздействует на исполнительные приводы заслонок *1*, *3*, и *5*, открывая их таким образом, чтобы поддерживалась необходимая температура точки росы воздуха после его адиабатического увлажнения в форсуночной камере. Трехходовой смесительный клапан открыт так, что через него проходит только вода из поддона. Калорифер второго подогрева работает так же, как и в летнем режиме.

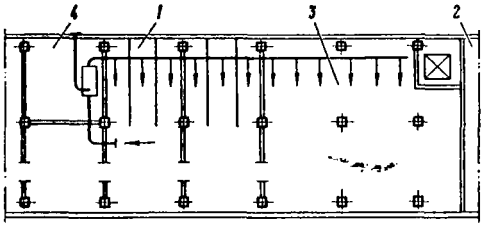

Рис. 13.2. Планировка цеха сушки колбас: *1* — сырьевой цех (12°С); *2* — моечная (20°С); *3* — сушильная камера (12°С); *4* — машинное отделение (20°С).

Пример. Запроектировать установку кондиционирования воздуха для камер сушки колбас. Исходные данные: производительность 0,417 кг/с (1500 кг/ч), температура поступающего продукта 40°С, количество рабочих 20. Планировка камер приведена на рис. 13.2. Сетка колонн 6 × 6 м, площадь камер 320 м², высота 3,5 м. Коэффициент теплопередачи ограждений: наружных стен 0,7 Вт/(м²·К), перекрытий 0,6 Вт/(м²·К), внутренних перегородок 0,9 Вт/(м²·К). Температура вышележащих помещений 20°С, нижележащих 12°С.

Расчет производим только для летнего режима. Расчетные параметры наружного воздуха $t = 28$°С, $\varphi = 40\%$ (для г. Москвы).

По табл. 9.2 принимаем расчетные параметры внутреннего воздуха $t = 12°C$, $\varphi = 55\%$.

Определяем тепло- и влагопритоки в кондиционируемые помещения. Теплоприток от людей по формуле (10.4)

$$Q_л = 198 \cdot 20 = 3960 \text{ Вт} = 3{,}96 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от оборудования $Q_{об} = 0$, так как в помещениях никакого тепловыделяющего оборудования нет.

Теплоприток от освещения в камерах сушки очень мал и им можно пренебречь.

Теплопритоки от технологических материалов по формуле (10.10)

$$Q_м = \frac{1500}{3600} \cdot 2{,}51\,(40 - 12) = 29{,}2 \text{ кВт}.$$

Теплоприток через строительные ограждения:

Перекрытия	$0{,}6 \cdot 320(20-12) = 1535$ Вт
Пол	0 Вт (так как $\Delta t = 0$)
Перегородки	$0{,}9 \cdot 84(20-12) = 604$ Вт
Наружную стену	$0{,}7 \cdot 95(28-12) = 1060$ Вт
Итого	3199 Вт = 3,2 кВт

Теплоприток от солнечной радиации через наружную стену

$$Q_{рад} = 0{,}7 \cdot 95 \cdot 5 = 333 \text{ Вт} = 0{,}33 \text{ кВт}.$$

Теплоприток от инфильтрации при открывании дверей

$$Q_{инф} = 0.$$

Общее количество тепла, поступающее в помещение, по формуле (10.1)

$$\sum Q = 3{,}96 + 29{,}2 + 3{,}2 + 0{,}33 = 36{,}7 \text{ кВт}.$$

Общее количество влагопритоков определяем по формуле (10.2)

Влагопритоки от людей

$$W_л = 37 \cdot 10^{-6} \cdot 20 = 740 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}.$$

Влагопритоки от оборудования $W_{об} = 0$.

Влагопритоки от материалов (колбас)

$$W_м = w_м F_{пол} = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 320 = 12800 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}.$$

Влагопритоки с инфильтрацией $W_{инф} = 0$.

Общий влагоприток в помещении

$$\sum W = 740 \cdot 10^{-6} + 12800 \cdot 10^{-6} = 13540 \cdot 10^{-6} \text{ кг/с}.$$

Тепловлажностное отношение в помещении

$$\varepsilon_п = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W} = \frac{36{,}7 \cdot 10^6}{13540} = 2700 \text{ кДж/кг}.$$

Изображаем процесс обработки воздуха в диаграмме d—t. Для этого наносим на диаграмме точку $П$, соответствующую внутренним параметрам внутреннего воздуха ($t = 12°C$, $\varphi = 0{,}75$), и точку $Н$, соответствующую расчетным параметрам наружного воздуха ($t = 28°C$, $\varphi = 0{,}40$). Через точку $П$ проводим линию с наклоном $\varepsilon_п$ (см. рис. 13.1,б). Задаваясь разностью температур воздуха в помещении и приточного воздуха $\Delta t = 2°C$ и пренебрегая подогревом воздуха в вентиляторе, находим температуру приточного воздуха

$$t_в = t_к - 2 = 12 - 2 = 10°C.$$

На пересечении изотерм $t=10^{\circ}$С с линией процесса в помещении лежит точка B, соответствующая параметрам приточного воздуха. Двигаясь из точки B вертикально вниз до пересечения с линией $\varphi=0{,}95$, находим точку K_1.

Количество подаваемого воздуха рассчитываем по формуле (10.16)

$$L_{в}=\frac{36{,}7}{1{,}29\cdot 2}=14{,}2\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Количество наружного воздуха принимаем из расчета $5{,}55\cdot 10^{-3}$ м^3/с на одного человека. Таким образом,

$$L_{н}=20\cdot 5{,}5\cdot 10^{-3}=0{,}111\ \text{м}^3/\text{с};$$

$$\frac{L_{н}}{L_{в}}=\frac{0{,}111}{14{,}2}=0{,}008.$$

Соединяем точки $П$ и $Н$ и на линии $ПН$ находим точку $С$, которая в данном случае близка к точке $П$. Параметры воздуха в основных точках процесса сводим в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Точки	t, °С	φ	d, г/кг	i, кДж/кг
$Н$	28,0	0,40	10,7	55,5
$П$	12,0	0,75	6,6	28,8
$С$	12,0	0,75	6,6	28,8
$В$	10,0	0,25	2,5	15,5
$К_1$	—6,6	0,95	2,0	0,5

Нагрузка на воздухоохладитель

$$Q_{0}=14{,}2\cdot 1{,}29\,(28{,}8-0{,}5)=518\ \text{кВт}.$$

Нагрузка на калориферы II подогрева

$$Q_{II}=14{,}2\cdot 1{,}29\,(15{,}5-0{,}5)=275\ \text{кВт}.$$

На предприятиях молочной промышленности воздух кондиционируется в цехах переработки молока и созревания молочных продуктов, а также в камерах созревания и хранения сыров. В камерах созревания сыров имеют место большие влаговыделения $(0{,}004\div 0{,}006)\ 10^{-6}$ кг/(кг·с). В результате биохимических процессов, происходящих при созревании сыров, выделяется тепло в количестве 0,12—0,14 Вт/кг. Тепловлажностное отношение в летнее время составляет 3400—5000 кДж/кг. Кондиционер должен обеспечивать кратность циркуляции 8—12 объемов в час в зависимости от вида сыра и загруженности камеры. В летнее время воздух в камере необходимо охлаждать и осушать, а в зимнее — нагревать и увлажнять. Поэтому для кондиционирования воздуха в камерах созревания сыров применяют технологические кондиционеры, оснащенные устройствами для осуществления всех этих процессов.

Предприятия торговли и общественного питания. Кондиционирование воздуха на этих предприятиях необходимо для создания хорошего самочувствия людей. В связи с большими теплопритоками, вызываемыми скоплением людей, большой площадью остекления, тепловыделениями от оборудования, становится необ-

ходимым применение устройств для охлаждения воздуха. Однако в большинстве предприятий торговли основным средством для удаления теплоизбытков является система вентиляции.

На предприятиях общественного питания с числом посадочных мест не более 200 предусматривают устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха в зимнее время.

Самостоятельные общеобменные и вытяжные системы проектируют для торговых залов и прилегающих к ним помещений, а также кухонь, моечных, кондитерских цехов, вспомогательных и административных помещений, камер пищевых отходов, душевых и уборных.

Для удаления вредных выделений в местах, где это происходит (над кухонными плитами, варочными котлами, кондитерскими печами и мойками), предусматривают устройство местных отсосов, укрытий, завес, зонтов, кольцевых воздуховодов.

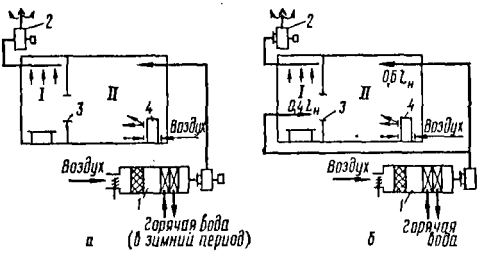

Рис. 13.3. Схема кондиционирования воздуха для небольших предприятий питания и торговли:

а, б — схемы воздухообмена; *I* — кухня; *II* — торговый зал; *1* — приточная система; *2* — вытяжная система; *3* — раздаточный проем; *4* — автономный кондиционер.

Приточные системы кухонь и торговых залов предприятий питания с числом посадочных мест не более 100 допускается объединять в одну систему. По этой схеме (рис. 13.3, *а*) в кухне отсутствует организованный приток, а воздух удаляется через местные отсосы или общеобменной вытяжкой. Удаляемый из кухни воздух компенсируется воздухом из торгового зала. Задачу охлаждения и осушения воздуха в летний период выполняет автономный кондиционер, установленный в торговом зале либо вне его. В последнем случае вместо решеток для входа и выхода воздуха устанавливают воздуховоды.

Недостаток организации воздухообмена по схеме, приведенной на рис. 13.3, *а*, заключается в том, что ассимиляционная способность воздуха, поступающего на кухню, значительно (на 60—70%) снижена тепло- и влаговыделениями от пищи и людей в торговом зале. Кроме того, в раздаточных проемах, через которые сообщаются кухонный блок и торговый зал, наблюдается повышенная скорость воздуха (0,5 м/с и более).

Для предприятий питания с числом посадочных мест от 150 до 200 воздухообмен организуется по схеме, приведенной на рис. 13.3, *б*, предусматривающей дополнительную подачу приточного воздуха непосредственно в кухонный блок. Это позволяет более полно ассимилировать тепло- и влаговыделения в производственных помещениях и добиться в раздаточном проеме нормативных скоростей воздуха, перетекающего из обеденного зала в кухню (порядка 0,1—0,2 м/с). Функции охлаждения и осушения воздуха выполняет автономный кондиционер, устанавливаемый в торговом зале.

На крупных предприятиях питания с числом посадочных мест более 200 применяют, как правило, центральные одноканальные СКВ низкого и среднего давления. В целях экономии тепла и холода следует применять рециркуляцию воздуха из торгового зала. Однако при больших количествах наружного воздуха, по-

даваемого для целей вентиляции и компенсации местных отсосов, количество воздуха, забираемого на рециркуляцию, может остаться небольшим. В этом случае с целью упрощения системы воздуховодов иногда проектируют прямоточные СКВ, работающие только на наружном воздухе. Схема такой установки приведена на рис. 13.4.

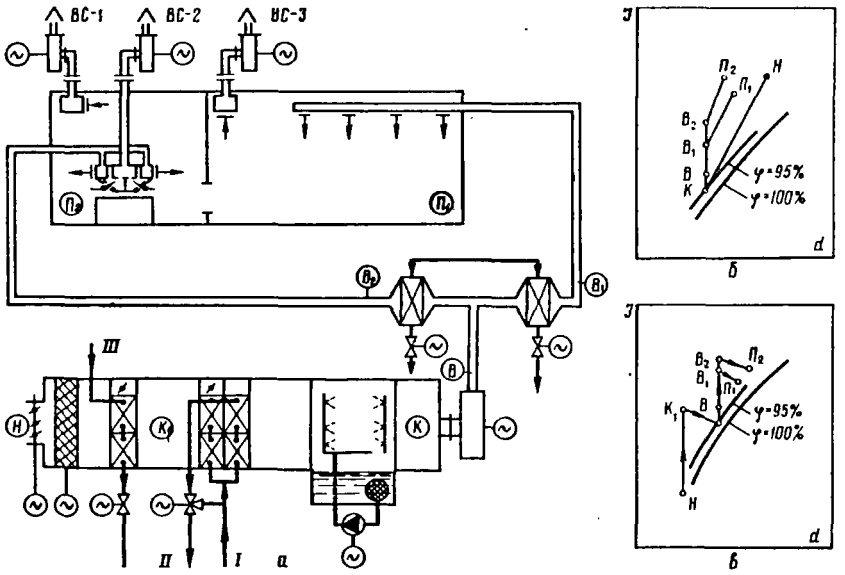

Рис. 13.4. Схема прямоточной системы кондиционирования воздуха низкого давления (*а*) и изображение процесса в *d*—*i*-диаграмме в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах работ.

Пример. Запроектировать установку кондиционирования воздуха для работы в летнее время в торговом зале столовой на 100 посадочных мест. Планировка приведена на рис. 13.5.

Исходные данные для проектирования.

1. Столовая расположена в г. Москве.

2. Здание одноэтажное, без подвала, со стенами из навесных керамзитобетонных панелей толщиной 320 мм. Заполнение световых проемов — витрины с двойным остеклением в деревянных рамах. Кровля плоская толщиной 200 мм с утеплением из минераловатных плит.

3. В столовой установлено тепловое оборудование с электронагревателями, суммарная мощность которых $\Sigma N = 50$ кВт.

4. Столовая работает по принципу самообслуживания, число посадочных мест — 100. Обслуживающий персонал — 40 человек — находится вне торгового зала, из них 10 человек — на кухне.

5. Торговый зал и кухня освещаются люминесцентными лампами. В торговом зале установлены 24 светильника мощностью 2 × 40 Вт каждый, в производственных помещениях — 30 светильников мощностью 2 × 40 Вт каждый.

6. Артезианская вода отсутствует. Для охлаждения конденсаторов холодильных машин используют водопроводную воду.

7. Теплоноситель — горячая вода с $t_{гор} = 130°C$ и $t_{обр} = 70°C$.

Для предприятий питания заданного типа предусматривается кондиционирование воздуха автономными кондиционерами только для торгового зала (см. схему на рис. 13.3,*а*).

Согласно табл. 9.2 выбираем расчетные параметры внутреннего воздуха для теплого периода года в торговом зале $t_п = 25°C$, $\varphi_п = 0,5$.

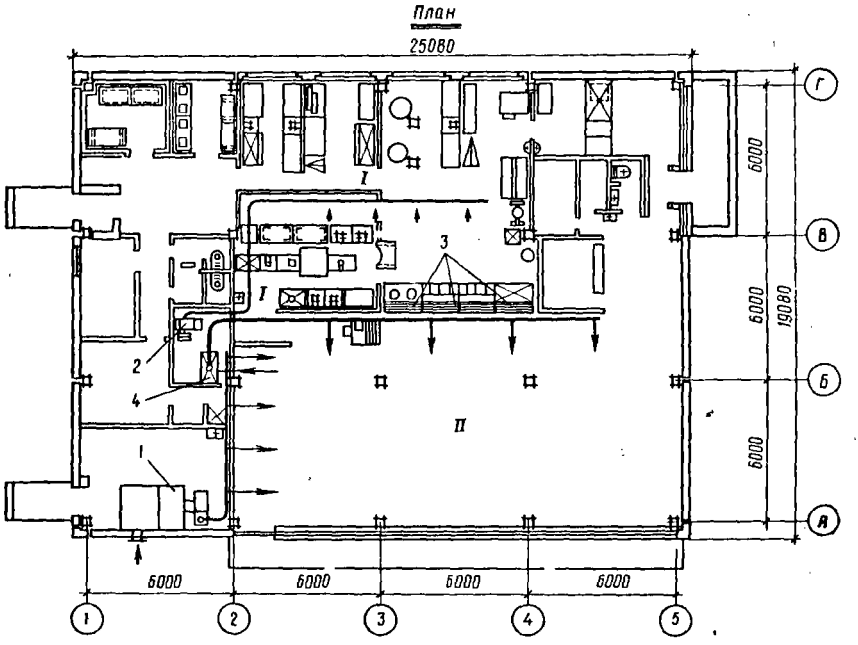

Рис. 13.5. План установки кондиционирования воздуха в столовой на 100 посадочных мест:

I — кухня; *II* — торговый зал; *1* — приточная система; *2* — вытяжная система; *3* — раздаточный проем; *4* — автономный кондиционер.

Согласно табл. 9.1 принимаем расчетные параметры наружного воздуха для г. Москвы для теплого периода года:

$$t_н = 28,5°C, \quad \varphi_н = 0,4, \quad I_н = 54,1 \text{ кДж/кг}.$$

Теплопритоки от людей определяем по формуле (10.4)

$$70 \cdot 100 = 7000 \text{ Вт} = 7,0 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки от освещения рассчитываем по формуле (10.9)

$$24 \cdot 80 = 1920 \text{ Вт} = 1,92 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки от пищи (по укрупненным показателям)

$$17,0 \cdot 100 = 1700 \text{ Вт} = 1,70 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки через наружные ограждения сведены в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Ограждения	K, Вт/(м²·К)	F, м²	Δt, °С	$Q_{огр}$, Вт
Восточная стена	2,1	36	3,5	265
Внутренние стены	3,0	81	4,0	970
Кровля	2,3	162	3,5	1300
Витрина	2,7	38	3,5	360
				$\Sigma Q_{огр} =$ $= 2895$ Вт$=$ $= 2{,}9$ кВт

Для расчета тепла от солнечной радиации через массивные ограждения избыточную ность температур принимаем по табл. 13.2. Для стены, ориентированной на восток, $t_c = 6$°С, для плоской кровли $\Delta t_c = 17{,}7$° С.

$$Q_{рад}^{масс} = 2{,}1 \cdot 36 \cdot 6 + 2{,}3 \cdot 162 \cdot 17{,}7 = 455 + 6600 = 7055 \text{ Вт}.$$

Теплоприток от солнечной радиации через светопрозрачные ограждения (витрина) подитываем по формуле (10.12) , при этом принимаем $\tau = 0{,}4$:

$$Q_{рад}^{свет} = 300 \cdot 0{,}62 \cdot 38 \cdot 0{,}4 = 2830 \text{ Вт} = 2{,}83 \text{ кВт};$$

$$Q_{рад} = 7055 + 2830 = 9885 \text{ Вт} = 9{,}9 \text{ кВт}.$$

Поскольку $Q_{рад} > Q_{осв}$, то в формулу (10.1) включаем только $Q_{рад}$.

Считая, что в кондиционируемом помещении должно быть избыточное давление воздуха одпор), теплоприток от инфильтрации через щели $Q_{инф} = 0$.

Полный теплоприток в торговый зал

$$\sum Q = 7{,}0 + 1{,}7 + 2{,}9 + 9{,}9 = 21{,}5 \text{ кВт}.$$

Влагопритоки от людей

$$W_л = 32{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot 100 = 0{,}0032 \text{ кг/с}.$$

Влагопритоки от пищи

$$W_м = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 100 = 0{,}002 \text{ кг/с}.$$

Полный влагоприток в помещение составит

$$\sum W = 0{,}0032 + 0{,}0020 = 0{,}0052 \text{ кг/с}.$$

В соответствии с принятой схемой организации воздухообмена количество наружного здуха $L_{вент}$, подаваемого в помещение, равно (или на 10% больше — для создания подра) количеству воздуха, удаляемого в кухне системой вытяжной вентиляции, $L_{выт}$. Для ределения $L_{выт}$ необходимо знать величину полного теплопритока в кухню.

Теплопритоки от людей

$$Q_л = 64 \cdot 10 = 640 \text{ Вт} = 0{,}64 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки от оборудования

$$Q_{об} = 50 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}5 = 20{,}0 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки от электродвигателей механического оборудования

$$Q_{эл.\ дв} = 0{,}1\, Q_{об} = 0{,}1 \cdot 20{,}0 = 2{,}0 \text{ кВт}.$$

Теплопритоки через наружные ограждения (принимаем в расчет только теплопоступления через кровлю)

$$Q_{огр} = 2{,}3 \cdot 108 \cdot 17{,}7 = 4400 \text{ Вт} = 4{,}4 \text{ кВт}.$$

Полный теплоприток в кухню составит

$$\sum Q = 0{,}64 + 20{,}0 + 2{,}0 + 4{,}4 = 27{,}04 \text{ кВт}.$$

Принимая для кухни $\Delta t = t_{ух} - t_{пр} = 10°C$, определяем количество воздуха, удаляемого вытяжкой,

$$L_{выт} = \frac{27{,}04}{1{,}29 \cdot 1{,}0 \cdot 10} = 2{,}1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

С учетом подпора производительность приточной вентиляционной системы

$$L_{вент} = 1{,}1 \cdot 2{,}1 = 2{,}3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Построение процесса в d—t-диаграмме производим следующим образом. Тепловлажностное отношение

$$\varepsilon_п = \frac{\Sigma Q + Q_{вент}}{\Sigma W + W_{вент}},$$

где $Q_{вент}$ и $W_{вент}$ — тепло и влага, вносимые с воздухом от вентиляционной установки,

$$Q_{вент} = L_{вент}\rho(t_н - t_п) = 2{,}3 \cdot 1{,}29(54{,}1 - 50{,}3) = 14{,}2 \text{ кВт}.$$

$$W_{вент} = L_{вент}\rho(d_н - d_п) = 2{,}3 \cdot 1{,}29 \cdot \frac{9{,}7 - 10{,}0}{1000} = -0{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

$$\varepsilon_п = \frac{21{,}5 + 11{,}3}{5{,}2 \cdot 10^{-3} - 0{,}9 \cdot 10^{-3}} = \frac{32{,}8}{4{,}3 \cdot 10^{-3}} = 7600 \text{ кДж/кг}.$$

На d—t-диаграмме влажного воздуха наносим точку $П$ с параметрами воздуха в помещении ($t_п = 25°C$, $\varphi_п = 0{,}5$, $i_п = 50{,}3$ кДж/кг). Из этой точки проводим луч процесса, параллельный линии тепловлажностного отношения $\varepsilon_п$, и, задаваясь перепадом температур воздуха $\Delta t = 7°C$, находим параметры воздуха на выходе из кондиционера (точка $В$): $t_В = 15°C$, $i_В = 35{,}5$ кДж/кг.

После этого выбираем кондиционер. Количество воздуха, обрабатываемое в кондиционере, определяем по формуле

$$L_к = \frac{\Sigma Q + Q_{вент}}{\rho c_p \Delta t} = \frac{32{,}8}{1 \cdot 10 \cdot 1{,}29} = 2{,}54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Холодопроизводительность кондиционера [см. формулу (12.1)]

$$Q_0 = 2{,}54 \cdot 1{,}29 \cdot 14{,}8 = 48{,}5 \text{ кВт}.$$

По Q_0 и $L_п$ из таблицы (см. главу 14) подбираем ближайший по характеристике автономный кондиционер. Этим требованиям отвечает кондиционер марки КС-50.

ГЛАВА 14

РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

АГРЕГИРОВАННЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Для поддержания заданной температуры в небольших общественных и производственных помещениях домодедовский завод «Кондиционер» выпускает агрегированные автономные кондиционеры КА-6А, КВ1-17, КС-50, а для охлаждения электронно-вычислительных машин — кондиционер КТА-1-25-ЭВМ-01.

Технические характеристики вышеперечисленных кондиционеров приведены в табл. 14.1.

Таблица 14.1

Показатели автономных кондиционеров	КТА-1-25-ЭВМ-01	КА-6А	КВ1-17	КС-35	КС-50
Холодопроизводительность при $t_к = 35$ °С и $t_0 = 2 \div 4$ °С					
кВт	29,0	8,7	11,11	40,6	58,0
Мкал/ч	25	7,5	4	35	50
Теплопроизводительность					
кВт	13,4	—	—	10,9	17,4
Мкал/ч	11,5	—	—	9,4	15
Пронзводительность по воздуху ($L_к$)					
м³/с	1,75	0,47	1,95	1,95	2,78
м³/ч	6300	1700	7000	7000	10000
Свободный напор					
Па	294	—	294	147	147
мм вод. ст.	30	—	30	15	15
Потребляемая мощность, кВт	15	3,2	8,5	16,8	22,8
Габаритные размеры, мм					
длина	1200	950	1200	1580	1980
высота	1960	1400	1800	1840	1990
глубина	850	510	500	1040	1130
Масса, кг	1160	330	540	1500	200

Для поддержания тепловлажностного режима в камерах созревания сыра сыродельных заводов, а также в других помещениях с аналогичным тепловлажностным режимом применяют рассольные технологические кондиционеры КТР-7 и КТР-13, аммиачный технологический кондиционер КТА-16А и автономный хладоновый технологический кондиционер ХМ1-20.

Кондиционеры КТР-7, КТР-13 и КТА-12А присоединяют к рассольным и аммиачным трубопроводам холодильника, а кондиционер ХМ1-20 имеет встроенную холодильную машину.

Технические характеристики технологических кондиционеров приведены в табл. 14.2.

Таблица 14.2

Показатели технологических кондиционеров	КТР-7	КТР-13	КТА-16А	ХМ1-20
Производительность по воздуху				
м³/с	1,95	2,61	4,44	2,50
м³/ч	7000	13000	16000	9000
Холодопроизводительность, кВт	21,4	43,0	52,2	27,0
Теплопроизводительность, кВт	45,2	81,0	69,6	46,0
Напор, развиваемый вентилятором, Па	689	931	931	1100
Установочная мощность, кВт				
вентилитора	2,8	7,0	7,0	2,8
насоса	1,3	2,8	—	—
Хладоноситель	Рассол		Аммиак	Хладон-12
Габаритные размеры, мм				
длина	1906	2550	2670	1700
высотв	1100	1740	1673	1200
глубина	1100	1690	2050	1920
Масса, кг	1000	2000	2000	1400

Подбирают агрегированные кондиционеры по их производительности по воздуху, теплу и холоду, указываемой в технической характеристике кондиционера.

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Сборные центральные кондиционеры собирают из унифицированного оборудования, предназначенного для нагрева, охлаждения, увлажнения, осушения, смешения, очистки кондиционируемого воздуха в соответствии с заданной технологической схемой.

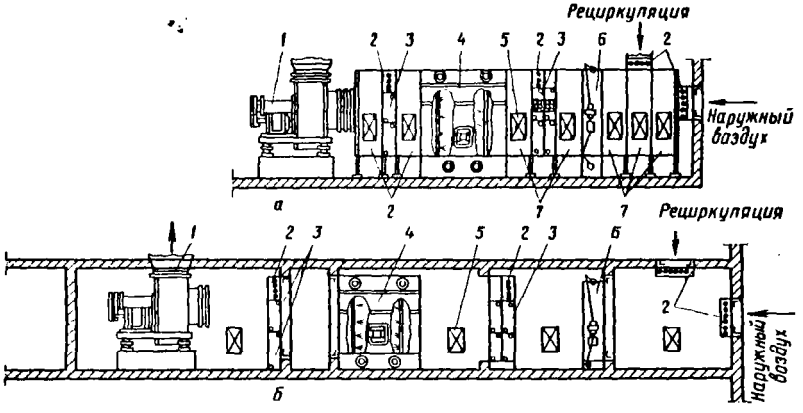

Рис. 14.1. Компоновка секций центрального кондиционера:
а — отдельно устанавливаемого; *б* — в строительных конструкциях; *1* — вентиляторная установка; *2* — воздушный клапан; *3* — воздухонагреватель; *4* — камера оросительная; *5* — дверка герметичная; *6* — фильтр воздушный; *7* — узлы корпуса кондиционера.

Оборудование, входящее в состав центрального кондиционера, подразделяется на основное (подогреватели, поверхностные воздухоохладители, оросительные камеры, фильтры, вентиляторные агрегаты, воздушные клапаны) и вспомогательное (камеры обслуживания, камеры выравнивания, присоединительные и переходные секции, рамы жесткости, опоры и пр.).

В зависимости от способа сборки различают кондиционеры, отдельно устанавливаемые и встроенные в строительные конструкции.

Отдельно устанавливаемые кондиционеры состоят из набора основного оборудования (основных секций), соединяемого между собой на месте монтажа вспомогательным оборудованием (вспомогательными секциями).

Одна из возможных компоновок отдельно устанавливаемого кондиционера показана на рис. 14.1, *а*. Кондиционеры в строительных конструкциях состоят из основного оборудования, соединенного в единую установку с использованием конструктивных элементов самого здания, где их размещают (рис. 14.1, *а*, *б*).

Харьковским заводом «Кондиционер» разработано и выпускается унифицированное оборудование центральных кондиционеров номинальной производительностью по воздуху 30, 40, 60, 80, 120, 160 и 250 тыс. м³/ч, которым присвоен индекс соответственно КТ-30, КТ-40, КТ-60 и т. д.

Воздухонагреватели и поверхностные воздухоохладители

Нагревается воздух в центральном кондиционере посредством ребристотрубных воздухонагревателей, состоящих из одного и нескольких однометровых и полуторараметровых базовых теплообменников (рис. 14.2). Эти же теплообменники могут быть использованы в качестве воздухоохладителей.

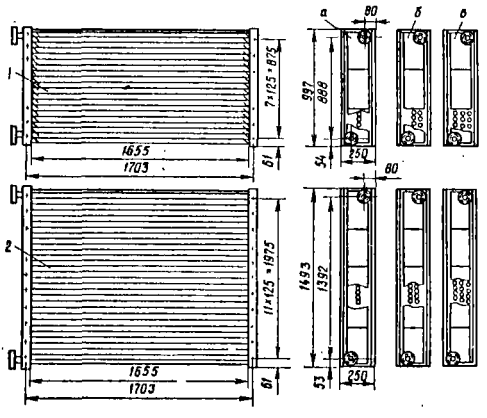

Рис. 14.2. Базовые теплообменники:
1 — метровый; *2* — полуторараметровый; *а* — однорядный; *б* — двухрядный; *в* — трехрядный.

Техническая характеристика воздухонагревателей приведена в табл. 14.3, а базовых теплообменников — в табл. 14.4.

В качестве теплоносителя используется горячая вода, а в качестве хладоносителя — холодная вода.

Для осуществления различных схем автоматического регулирования производительности воздухонагревателей (или охладителей) последние выпускают без обводного канала (рис. 14.3, *а*) и с обводным каналом или клапаном (рис. 14.3, *б*).

Количество нагревателей, необходимых для создания в кондиционерах ступени I и II подогрева, определяют по площади требуемой теплопередающей поверхности, которую подсчитывают по формуле

Таблица 14.3

Базовый теплообменник	Количество рядов	Индекс	Координаторы	Количество базовых теплообменников: однометровых	Количество базовых теплообменников: полуторометровых	Площадь теплопередающей поверхности, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Сопротивление по воздуху, Па	Размеры мм (см. рис 14.3): A	H	H_0	n	Масса, кг
Без обводного канала	1	03.1010.0	КТ-30	2	—	55,8	1,44	31	2051	2083	2003	60	318
	2	03.1020.0				111,6		50					500
	3	03.1030.0				167,4		60					682
	1	04.1010.0	КТ-40	1	1	68,9	1,83	60	2551	2583	2503	68	394
	2	04.1020.0				137,8		57					616
	3	04.1030.0				206,7		67					845
	1	06.1010.0	КТ-60	4	—	111,6	2,88	31	2051	2083	2003	88	630
	2	06.1020.0				223,2		50					994
	3	06.1030.0				334,8		60					1359
	1	08.1010.0	КТ-80	2	2	137,8	3,66	36	2551	2583	2503	96	744
	2	08.1020.0				275,6		57					1229
	3	08.1030.0				413,4		67					1687
С обводным каналом или клапаном	1	03.1110.0	КТ-30	—	1	41,6	1,09	50	1463	1540	1500	38	233
	2	03.1120.0				83,2		83					366
	3	03.1130.0				124,8		100					505
	1	04.1110.0	КТ-40	2	—	55,8	1,44	52	1963	2040	2000	46	302
	2	04.1120.0				111,6		83					485
	3	04.1130.0				167,4		100					666
	1	06.1110.0	КТ-60	—	2	83,2	2,18	52	1463	1540	1500	52	464
	2	06.1120.0				166,4		83					751
	3	06.1130.0				249,6		100					1009
	1	08.1110.0	КТ-80	4	—	111,6	2,88	52	1963	2040	2000	60	602
	2	08.1120.0				223,2		80					966
	3	08.1130.0				334,8		100					1331

$$F = \frac{Q}{k\left(\frac{t_{вд_1} + t_{вд_2}}{2} - \frac{t_{в_1} + t_{в_2}}{2}\right)}, \qquad (14.1)$$

где F — площадь теплопередающей поверхности, м²;

Q — расход тепла на нагрев воздуха, Вт;

$t_{вд_1}$ и $t_{вд_2}$ — температура поступающей и обратной воды, °С;

$t_{в_1}$ и $t_{в_2}$ — температура воздуха до и после теплообменников, °С;

k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Таблица 14.4

Базовый теплообменник	Число рядов	Площадь теплопередающей поверхности, м²	Число ходов	Число трубок в ходе	Живое сечение хода для воды, м²	Общее число трубок	Гидравлическое сопротивление (в Па) при скоростях, м/с		
							w=0,2	w=0,7	w=1,5
Однометровый	1	27,3	4	5	0,00127	23	10	90	400
				6	0,00152				
	2	54,6	4	10	0,00254	46	14	190	900
				12	0,00305				
	3	81,9	4	15	0,00381	69	16,5	250	120
				18	0,00457				
Полуторамет-ровый	1	41,6	6	5	0,00127	35	21	110	500
				6	0,00152				
	2	89,2	6	10	0,00254	70	15	200	960
				12	0,00305				
	3	124,4	6	15	0,00381	105	17	260	1300
				18	0,00457				

Значения коэффициента теплопередачи воздухонагревателей в зависимости от скорости воды и воздуха приведены в табл. 14.5.

Таблица 14.5

Скорость движения теплоносителя в трубках, м/с	Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)], при массовой скорости в живом сечении $\upsilon\rho$, кг/(м²·с)									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,2	16,5	18,4	20,0	21,4	22,6	23,8	25,0	26,0	27,2	28,0
	(14,2)	(15,8)	(17,2)	(18,4)	(19,4)	(20,4)	(21,4)	(22,4)	(23,4)	(24,2)
0,4	19,5	22,4	25,0	27,2	29,2	31,4	33,0	34,8	36,4	38,0
	(16,8)	(19,2)	(21,4)	(23,4)	(25,1)	(26,9)	(28,3)	(29,9)	(31,3)	(32,7)
0,6	21,8	25,0	27,8	30,2	32,6	35,0	37,2	39,0	41,5	43,0
	(18,7)	(21,4)	(23,8)	(26,0)	(28,0)	(30,0)	(32,0)	(33,5)	(35,5)	(37,0)
0,8	22,4	25,7	28,6	31,4	33,8	36,0	38,4	40,5	42,5	44,5
	(19,2)	(22,1)	(24,6)	(27,0)	(29,0)	(31,0)	(33,0)	(34,7)	(36,6)	(38,2)
1,0	23,0	26,5	29,6	32,6	35,0	37,4	39,7	42,0	44,0	46,0
	(19,7)	(22,8)	(25,4)	(28,0)	(30,0)	(32,1)	(34,1)	(36,0)	(37,8)	(39,4)

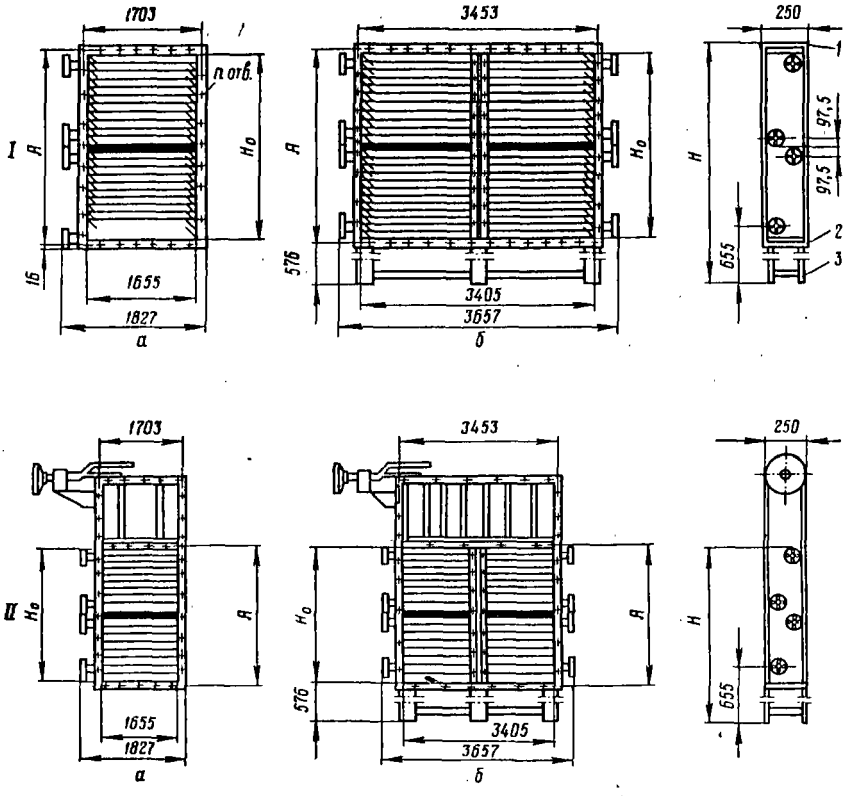

Рис. 14.3. Воздухоохладители:
I — без обводного канала; *II* — с обводным каналом; *1* — стенка верхняя; *2* — стенка нижняя; *3* — подставка; *а* — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60 и КТ-80.

Формулу (14.1) можно также использовать для определения необходимой площади теплопередающей поверхности у поверхностного воздухоохладителя. Если процесс охлаждения воздуха осуществляется без выпадения влаги («сухое» охлаждение по линии d= const), то коэффициент теплопередачи равен $0{,}9k$ по табл. 14.5.

При охлаждении воздуха с одновременным осушением на поверхности воздухоохладителя выпадает влага в виде росы. Расчет коэффициента теплопередачи поверхностного воздухоохладителя, работающего с влаговыпадением, весьма сложен. Для упрощения расчетов можно определять площадь поверхности воздухоохладителя по формуле (14.1), но при этом коэффициент теплопередачи принимать равным $(1{,}1 \div 1{,}3)\,k$, взятого по табл. 14.5.

Массовую скорость воздуха в воздухонагревателе $v\rho$ [в кг/ (м³ · К)] определяют по формуле

$$v\rho = \frac{L\rho}{f_ж}, \qquad (14.2)$$

где $f_ж$ — живое сечение для прохода воздуха, м².

Остальные обозначения приведены ранее.

Скорость движения воды $w_{вд}$ в трубках воздухонагревателя определяют по формуле

$$w_{вд} = \frac{Q}{\rho_{вд} f_т c_{вд} (t_{вд_1} - t_{вд_2})}, \qquad (14.3)$$

где $f_т$ — живое сечение одного хода для воды.

Удельную теплоемкость воды принимают равной 4,19 кДж/ (кг · К), а плотность — 958 кг/м³.

Сопротивление воздухонагревателей проходу воздуха приведено в табл. 14.6.

Таблица 14.6

Секции	Сопротивление проходу воздуха H (в Па) при массовой скорости воздуха в живом сечении, кг/(м²·с)									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Однорядные	11,6	19,5	29,0	40,2	53,2	67,5	83,5	101,0	120,0	140,4
Двухрядные	16,9	29,0	43,9	62,0	81,8	104,1	130,0	159,5	192,0	222,0
Трехрядные	24,2	41,2	62,3	87,8	116,0	148,0	148,5	226,0	272,0	314,0

Пример. Подобрать воздухонагреватель (секцию) II подогрева для центрального кондиционера производительностью 36 600 м³/ч (10,1 м³/с), $t_{в_1} = 15{,}5$°С, $t_{в_2} = 27{,}3$°С. Расход тепла в калорифере $Q = 141$ кВт (121,5 Мкал/ч).

Теплоноситель — горячая вода с температурой $t_{вд_1} = 130$°С; $t_{вд_2} = 70$°С.

Исходя из производительности кондиционера, принимаем к установке по табл. 14.3 двухрядную секцию 04.1020.0.

Живое сечение проходу воздуха $f_ж = 1{,}83$ м², живое сечение по теплоносителю $f_т = 0{,}00254$ м² при площади поверхности нагрева $F = 137{,}8$ м².

Производим проверочный расчет.

Массовая скорость воздуха

$$v\rho = \frac{10{,}1 \cdot 1{,}2}{1{,}83} = 6{,}62 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Скорость движения воды в трубах

$$w = \frac{141}{0{,}00254 \cdot 60 \cdot 958 \cdot 4{,}19} = 0{,}23 \text{ м/с}.$$

Далее по табл. 14.5 находим коэффициент теплопередачи $k = 22{,}0$ Вт/(м² · К) и определяем по формуле (14.1) требуемую площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{141\,000}{22{,}0\left(\frac{130+70}{2} - \frac{27{,}3+15{,}5}{2}\right)} = 81{,}5 \text{ м}^2.$$

Принятая к установке секция 04.1020.0 имеет поверхность нагрева площадью 137,8 м², т. е. запас составляет 70%.

Сопротивление принятой секции по воздуху H=74 Па (см. табл. 14.6).

Оросительные камеры

Оросительные камеры служат для охлаждения и осушения воздуха путем его непосредственного контакта с холодной водой, разбрызгиваемой в камере, или для адиабатического его увлажнения в зимнее время. Общий вид камеры приведен на рис. 14.4, а их техническая характеристика и основные габаритные размеры — в табл. 14.7.

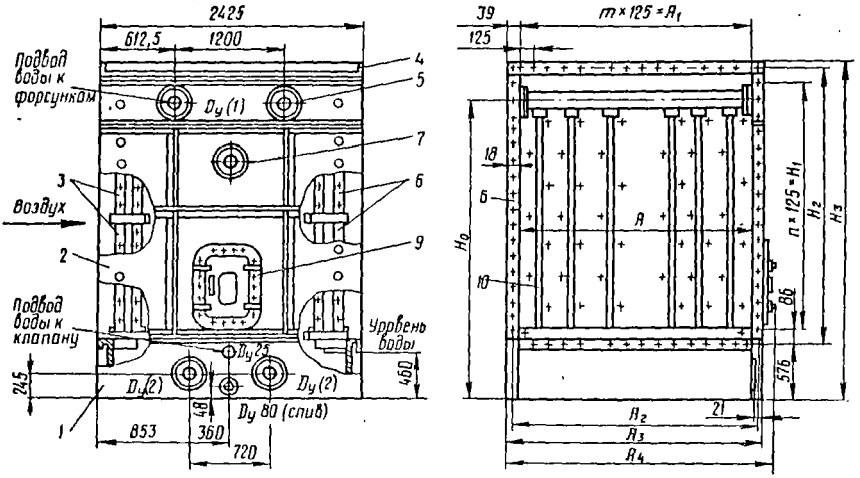

Рис. 14.4. Оросительная камера:

1 — бак; 2 — стенка передняя; 3 — пакеты воздухораспределителей; 4 — потолок; 5 — коллекторный ряд; 6 — стенка; 7 — светильник; 8 — пакеты каплеуловителей; 9 — дверка герметическая; 10 — стояк.

Разбрызгивание воды в камере осуществляется форсунками, установленными на водораспределительных коллекторах в два ряда по ходу воздуха. Плотность размещения форсунок в ряду может быть 18 и 24 шт. на 1 м² поперечного сечения оросительной камеры. Для разбрызгивания воды в форсунках сделаны выходные отверстия. Выпускаются форсунки с диаметром отверстия 3; 3,5; 4,5; 5,5 мм. Для осуществления процесса охлаждения и осушения воздуха применяют форсунки с диаметром 4 мм и более, создающие грубый распыл воды. При этом давление воды перед форсунками должно быть 0,10 — 0,15 МПа.

При адиабатическом увлажнении вода должна быть распылена более тонко. Для этого применяют форсунки диаметром 3 и 3,5 мм при давлении воды 0,20 — 0,25 МПа.

Таблица 14.7

Индекс оросительной камеры	Плотность форсунок, шт./м²	Марка кондиционера	Условные проходы, мм		Оросительная часть						Сопротивление по воздуху Н/м²	Масса, кг
					количество стояков		количество форсунок при плотности					
							18 шт./м²		24 шт./м²			
			D_y (1)	D_y (2)	в одном ряду	всего	один стояк	всего	один стояк	всего		
03.0010.0 03.0020.0	18 24	КТ-30	100	125	6	12	9	108	12	144	133	1534
04.0010.0 04.0020.0	18 24	КТ-40	100	125	6	12	12	144	16	192	165	1703
06.0010.0 06.0020.0	18 24	КТ-60	125	200	13	26	9	234	12	312	133	2643
08.0010.0 08.0020.0	18 24	КТ-80	125	200	13	26	12	312	16	416	165	3011

Продолжение

Индекс оросительной камеры	Плотность форсунок, шт./м²	Размеры, мм (см. рис 14.4)											
		A	A_1	A_2	A_3	A_4	H	H_1	H_2	H_3	H_4	m	n
03.0010.0 03.0020.0	18 24	1655	1625	1703	1739	1860	2003	1875	2051	2645	2475	13	15
04.0010.0 04.0020.0	18 24	1655	1625	1703	1739	1860	2503	2375	2551	3145	2975	13	19
06.0010.0 06.0020.0	18 24	3405	3375	3453	3489	3610	2003	1875	2051	2645	2475	27	15
08.0010.0 08.0020.0	18 24	3405	3375	3453	3489	3610	2503	2375	2551	3145	2975	27	19

Количество воды (в кг/с), разбрызгиваемое одной форсункой, приведено в табл. 14.8.

Таблица 14.8

Давление воды, МПа	Количество воды (10^3·кг/с), разбрызгиваемое одной форсункой при диаметре выходного отверстия, мм						Давление воды, МПа	Количество воды (10^3·кг/с), разбрызгиваемое одной форсункой при диаметре выходного отверстия, мм					
	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5		8,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
0,10	5,0	6,1	7,4	8,6	10,0	11,0	0,20	7,2	8,9	10,5	12,4	13,9	16,0
0,15	6,1	7,6	9,0	10,7	12,0	13,8	0,25	8,0	10,0	11,8	14,0	15,5	17,8

Вода, разбрызгиваемая в камере, сливается в поддон (бак) оросительной камеры, снабженной патрубками, через которые вода может быть отведена в систему охлаждения, или забирается насосом для повторного разбрызгивания (при адиабатическом увлажнении воздуха).

Масса разбрызгиваемой воды, приходящаяся на 1 кг обрабатываемого воздуха, называется коэффициентом орошения B. Для процессов адиабатического увлажнения $B=0{,}5\div1{,}0$, а для процессов охлаждения и осушения воздуха $B=1{,}5\div2$.

Важной характеристикой оросительной камеры является коэффициент эффективности η, который вычисляют по формуле

$$\eta = \frac{t_{в_1} - t_{в_2}}{t_{вд_1} - t_{вд_1}}. \qquad (14.4)$$

Из этой формулы можно определить температуру воды на выходе из камеры орошения

$$t_{вд_1} = \frac{t_{в_2} - (1-\eta)\, t_{в_1}}{\eta}. \qquad (14.4в)$$

Опытные значения коэффициентов орошения и эффективности, по данным А. А. Гоголина, приведены в табл. 14.9.

Таблица 14.9

Процесс в оросительной камере	Коэффициенты эффективности η при коэффициенте орошения B, кг воды/кг воздуха				
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
Охлаждения и осушения	0,60	0,87	0,94	0,96	0,97
Адиабатического увлажнения	0,82	0,94	0,95	0,96	0,97

При выполнении проектов приходится решать две задачи. При решении прямой задачи обычно заданы расход воздуха и его параметры на входе в оросительную камеру и на выходе из нее, а также начальная температура охлаждающей воды. Требуется определить количество воды, необходимое для разбрызгивания в камере, температуру воды на выходе из камеры, подобрать камеру и определить число форсунок. При решении обратной задачи известны расходы воздуха и воды, их начальные параметры, а также индекс камеры (число и диаметр форсунок). Требуется определить параметры воздуха и воды на выходе из камеры.

В том и другом случае следует пользоваться формулой (14.4) и табл. 14.9. Ход решения ясен из примеров, приведенных ниже.

Пример 1. Подобрать оросительную камеру для центрального кондиционера производительностью $L_ц = 29{,}5$ тыс. м³/ч (8,2 м³/с), определить число форсунок, потребное количество воды, ее начальную температуру и нагрузку на холодильную установку для охлаждения и осушения воздуха с начальными параметрами $t_{в_1} = 31{,}3°C$, $\varphi_{в_1} = 32\%$, $i_{в_1} = 56{,}1$ кДж/кг до состояния $t_{в_2} = 11°C$, $\varphi_{в_2} = 95\%$, $i_{в_2} = 30{,}6$ кДж/кг.

Задаемся коэффициентом орошения $B = 1{,}5$ кг воды/кг воздуха, при этом коэффициент эффективности оросительной камеры по табл. 14.9 будет равен $\eta = 0{,}94$.

Температуру воды на выходе из камеры орошения находим по формуле (14.4в)

$$t_{вд_2} = \frac{11 - (1 - 0{,}94)\,31{,}3}{0{,}94} = \frac{11 - 1{,}88}{0{,}94} = 9{,}7°C.$$

Расход охлаждающей воды

$$G_{вд} = BL_к \rho_{вд} = 1{,}5 \cdot 8{,}2 \cdot 1{,}3 = 16{,}0 \text{ кг/с}.$$

В соответствии с производительностью кондиционера по воздуху (29,5 тыс. м³/ч) по табл. 7 выбираем оросительную камеру к кондиционеру КТ-30. Эта камера может иметь 8 или 144 форсунки. В первом случае нагрузка на одну форсунку составит $\frac{16{,}0}{108} =$ $14{,}8 \cdot 10^{-2}$ кг/с, но из табл. 14.8 видно, что такое количество воды не может проходить же при диаметре выходного отверстия форсунки 5,5 мм и давлении 0,15 МПа. Во втором учае нагрузка на одну форсунку составит

$$\frac{16{,}0}{144} = 11{,}1 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}.$$

В соответствии с этой нагрузкой выбираем форсунки диаметром 5,0 мм. Давление воды ред форсунками 0,15.

Таким образом, к установке принимаем оросительную камеру с индексом 03.0020.0. Нагрузка на холодильную установку составит

$$Q_0 = L_к \rho_в (I_{в_1} - I_{в_2}) = 8{,}2 \cdot 1{,}3\,(56{,}1 - 30{,}6) = 272 \text{ кВт}.$$

Из теплового баланса

$$L_к \rho_в (I_{в_1} - I_{в_2}) = G_{вд} c_{вд} (t_{вд_2} - t_{вд_1})$$

ходим начальную температуру охлаждающей воды

$$t_{вд_1} = \frac{G_{вд} c_{вд} t_{вд_2} - Q_0}{G_{вд} c_{вд}} = \frac{16{,}0 \cdot 4{,}19 \cdot 9{,}7 - 272}{16 \cdot 4{,}19} = 5{,}6°C.$$

Кондиционер	Вентиляторная установка (вентагрегат)					Электродвигатель		
	тип, №	индекс для правого исполнения	напор, 10^{-2} Па	производительность, тыс м³/ч	частота вращения об/мин	тип	мощность кВт	частота вращения об/мин
Г-30	Ц4-76 № 12	03.4420.0	6	30	550	А02-61-6	10	975
		03.4430.0	8		630	А02-62-6	13	970
		03.4440.0	12		740	А02-71-6	17	980
Г-40		04.4420.0	6	40	610	А02-62-6	13	970
		04.4430.0	8		660	А02-71-6	17	970
		04.4440.0	12		765	А02-72-6	22	980
Т-60	Ц4-76 № 16	06.4420.0	6	60	120	А02-71-6	17	980
		06.4430.0	8		475	А02-72-6	22	980
		06.4440.0	12		555	А02-81-6	30	980
Т-80		08.4420.0	6	80	460	А02-72-6	22	980
		08.4430.0	8		510	А02-81-6	30	980
		08.4440.0	12		580	А02-82-6	40	980

Пример 2. Воздух в количестве 10 кг/с с начальными параметрами $t_{в_1} = 28{,}5°C$, $\varphi_{в_1} = 45\%$, $i_{в_1} = 57{,}4$ кДж/кг охлаждается посредством камеры орошения 04.0020.0. Диаметр выходного отверстия форсунок 4,0 мм. Воздух охлаждается водой в количестве 12,5 кг/с с начальной температурой $t_{вд_1} = 5{,}5°C$. Определить параметры воздуха и воды на выходе из оросительной камеры, а также нагрузку на холодильную установку.

Определяем коэффициент орошения $B = \frac{12{,}5}{10{,}0} = 1{,}25$ кг воды/кг воздуха.

По табл. 14.9 определяем коэффициент эффективности камеры. Принимаем $\eta = 0{,}95$.

Температуру воды на выходе из камеры находим методом последовательных приближений. Для этого зададимся подогревом воды в камере $\Delta t_{вд} = 6°C$. Тогда

$$t_{вд_2} = t_{в_1} + \Delta t_{вд} = 5{,}5 + 6 = 11{,}5°C.$$

Находим температуру воздуха на выходе из камеры

$$t_{в_2} = t_{в_1} - (t_{в_1} - t_{вд_2})\,\eta = 28{,}5 - (28{,}5 - 11{,}5) \cdot 0{,}95 = 12°C.$$

Чтобы найти энтальпию на выходе из камеры, строим процесс охлаждения воздуха в d—i-диаграмме. Для этого соединяем прямой линией точку с параметрами $t = 28{,}5°C$ и $\varphi = 45\%$ (начальное состояние воздуха) с точкой на линии $\varphi = 100\%$, которой соответствует температура, равная температуре воды на выходе из камеры.

Состояние воздуха, выходящего из камеры характеризуется точкой пересечения луча процесса охлаждения с изотермой $t_{в_2}$, т. е. соответствующей найденной ранее температуре воздуха на выходе из камеры. Для нашего примера по d—i-диаграмме находим $i_{в_2} = 31{,}9$ кДж/кг.

Количество тепла, переданного в камере (оно же равно нагрузке на холодильную установку), можно определить двояким путем: по подогреву воды или по охлаждению воздуха. Если мы в начале решения задачи правильно задались величиной подогрева $\Delta t_{вд}$, то оба результата должны быть одинаковыми:

Таблица 14.10

Масса, кг	Размеры, мм (см. рис. 5.13)											
	H	H_1	h	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1	B_2	B_3	B_4
1260 1280 1340 1280 1340 1370	1840	660	120	3290	1816	780	918	1765	926	505	1620	368
2346 2376 2493 2376 2501 2585	2424	875	200	4030	2211	1120	1333	2575	1230	645	2424	448

$$Q_0 = L_к \rho_в (t_{в_1} - t_{в_2}) = 10 \cdot 1{,}3\,(57{,}4 - 31{,}9) = 331 \text{ кВт};$$

$$Q_0 = G_{вд} c_{вд} (t_{вд_2} - t_{вд_1}) = 12{,}5 \cdot 4{,}19\,(11{,}5 - 5{,}5) = 315 \text{ кВт}.$$

Невязка составляет $\frac{331 - 315}{331} \cdot 100 = 4{,}8\%$, что находится в пределах точности расчета, поэтому пересчет можно не производить. При невязке больше 5% нужно задаться другим $\Delta t_{вд}$ и снова произвести расчет.

ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Предназначаются для перемещения обрабатываемого воздуха в системе кондиционирования и его подачи в помещения. Вентиляторные установки (рис. 14.5) состоят из вентилятора и электродвигателя, соединенных клиноременной или иной передачей и смонтированных на общей раме. Раму устанавливают на пружинных амортизаторах.

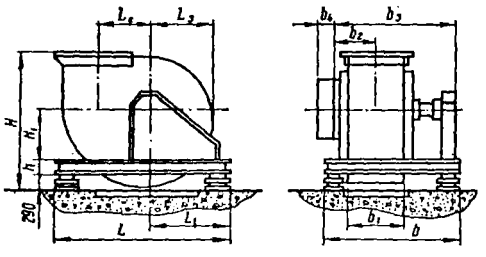

Рис. 14.5. Вентиляторная установка.

Технические характеристики вентиляторных установок приведены в табл. 14.10. Выбор вентиляторной установки соответствующей производительности производят по количеству перемещаемого воздуха и суммарному аэродинамическому сопротивлению всех секций центрального кондиционера и системы воздуховодов.

Как видно из табл. 14.10, вентилятор одной и той же производительности по воздуху комплектуют различными двигателями в зависимости от расчетного аэродинамического сопротивления системы.

ГЛАВА 15

ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для охлаждения и осушения воздуха в системе кондиционирования воздуха могут быть использованы естественные источники холода (лед, артезианская или грунтовая вода), холодильные машины, а также комбинации естественных источников холода с холодильными машинами.

Источник холода следует выбирать на основании изучения следующих факторов:

возможности получения требуемых параметров воздуха с помощью того или иного источника холода;

местных условий: наличия необходимых площадей для размещения холодильного оборудования, его дефицитности, возможности бурения скважины и качества получаемой воды, возможности размещения буитов льда и т. п.

Окончательный выбор производят на основании технико-экономического сравнения возможных вариантов.

Применение льда. В установках кондиционирования воздуха применение льда может оказаться целесообразным в районах с коротким жарким летом и холодной зимой. В кондиционерах, где лед непосредственно соприкасается с воздухом, лед должен быть изготовлен из воды питьевого качества. Лед, намороженный в естественных условиях, наиболее целесообразно использовать путем стаивания непосредственно в бунте по методу инж. В. А. Бобкова. Лед намораживают на железобетонной площадке в виде бунта и укрывают сверху слоем засыпной теплоизоляции (рис. 15.1). Холодная талая вода собирается в приямке,

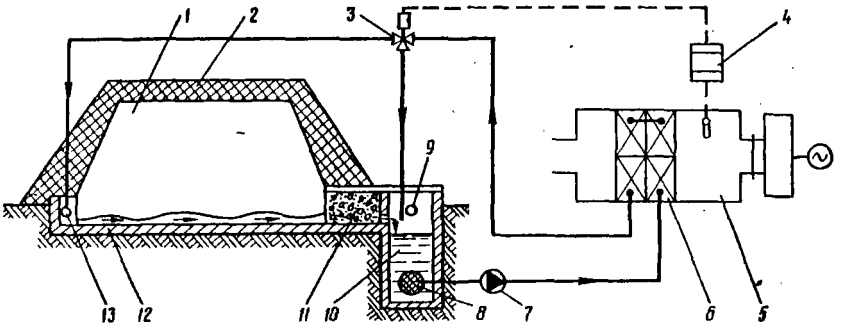

Рис. 15.1. Схема использования льда для СКВ:

1 — лед; *2* — насыпная изоляция; *3* — трехходовой клапан; *4* — регулятор температуры; *5* — кондиционер; *6* — поверхностный воздухоохладитель; *7* — центробежный насос; *8* — фильтр; *9* — перелив воды в канализацию; *10* — приямок талой воды; *11* — гравийный фильтр; *12* — площадка; *13* — коллектор отепленной воды.

откуда центробежным насосом направляется в поверхностный воздухоохладитель кондиционера.

Отепленная вода под остаточным напором возвращается к площадке, выходит через перфорированную трубу в нижнюю часть бунта и, протаивая ходы подо льдом, вместе с талой водой возвращается в приямок. Избыток воды переливается из приямка в канализацию.

Для очистки воды перед приямком установлен гравийный фильтр. Температура воды, подаваемой в кондиционер, регулируется с помощью трехходового вентиля, перепускающего часть воды непосредственно в приямок.

Основным недостатком систем с ледяным охлаждением является их громоздкость. Так, для установки кондиционирования воздуха, предназначенной для работы в течение 100 летних дней по 8 ч со средней производительностью 230 кВт (200 000 ккал/ч), требуется наморозить в течение зимы бунт объемом 2200 м^3, для размещения которого требуется площадка размером 20×60 м. Разместить такую площадку не всегда возможно как в связи с большой занимаемой площадью, так и по архитектурным соображениям. Поэтому такие установки применяют в основном для технологического кондиционирования воздуха, например, на молокозаводах.

Применение артезианской и грунтовой вод. Другим естественным источником холода, нашедшим значительно большее применение в СКВ, является артезианская и грунтовая вода.

Возможность использования артезианских и грунтовых вод для этих целей определяется водоносностью почвенных горизонтов, температурой воды, ее химическим и бактериальным составом, жесткостью и пр. Из перечисленных свойств температура воды является основным фактором при решении о пригодности артезианских и грунтовых вод для использования в СКВ, поскольку для осуществления заданного процесса охлаждения и осушения воздуха температура точки росы воздухоохладителя должна быть достаточно низкой. Поэтому артезианская вода должна быть тем холодней, чем более низкая температура должна поддерживаться в кондиционируемом помещении и чем большей является нагрузка на систему от влагопритоков. Например, для местности с расчетной температурой наружного воздуха 35°С и относительной влажностью 35—40% в жилых и общественных зданиях поддерживают температуру около 27°С при относительной влажности 50—55%. При обычных соотношениях тепло- и влагопритоков (нагрузок по явному и скрытому теплу) температура воздуха на выходе из воздухоохладителя должна быть около 15°С, что достигается применением воды с начальной температурой 11—12°С.

Если же расчетная температура наружного воздуха 27—28°С, относительная влажность 45—50%, то в зданиях этого типа поддерживают температуру 24°С при влажности 50—55%. Необходимая температура точки росы на выходе из воздухоохладителя должна быть снижена до 11—12°С. Для этих условий вода с начальной температурой 11—12°С, которую мы раньше считали пригодной, является слишком теплой. В этом случае необходима вода с температурой не выше 9°С. Даже незначительное повышение начальной температуры воды приведет к резкому ухудшению влажностного режима внутри помещения. Это относится главным образом к помещениям с высокой удельной нагрузкой по скрытому теплу (с большими влаговыделениями)—театрам, кино, залам заседаний, торговым залам ресторанов и т. п.

При использовании в качестве воздухоохладителя форсуночной камеры, где вода непосредственно контактирует с воздухом, артезианская вода должна быть питьевого качества. Высокое содержание в воде соединений железа недопустимо, так как в присутствии воздуха закись железа осаждается в большом количестве, что приводит к быстрому засорению распылительных форсунок и трубопроводов.

Необходимость применять воду только питьевого качества заставляет бурить глубокие скважины несмотря на то, что чем глубже скважина, тем она дороже и тем выше температура получаемой артезианской воды. Вторым недостатком схем с использованием артезианской воды в форсуночной камере является очень большой расход воды на каждый киловатт холодопроизводительности, так как подогрев воды в форсуночной оросительной камере не превышает 2,5°С. Так, для кинотеатра на 3000 посадочных мест, расположенного в центре Москвы, холодонагрузка составит примерно 1000 кВт, в связи с чем потребуется 300—350 м³/ч артезианской воды, а для этого нужно заложить 3 скважины на расстоянии 250—300 м друг от друга.

Очень высокая стоимость такой СКВ, а также техническая трудность размещения скважин очевидны. Удешевление системы может быть достигнуто только за счет меньшего потребления артезианской воды, а это в свою очередь возможно только за счет большого подогрева воды при прохождении через воздухоохла-

дитель. Поэтому наибольший эффект может быть достигнут в результате применения воздухоохладителей поверхностного типа, в которых вода может нагреваться на 8—10°С. Для этого теплообменник делают более глубоким, чем обычно. Поскольку в поверхностном воздухоохладителе нет непосредственного контакта воды и воздуха, то вода необязательно должна быть питьевого качества, лишь бы ее температура была достаточно низкой. Это позволяет использовать в СКВ грунтовые воды, залегающие на небольшой глубине, воды горных рек и т. п., химический и бактериальный состав которых не соответствует требованиям, предъявляемым к воде питьевого качества.

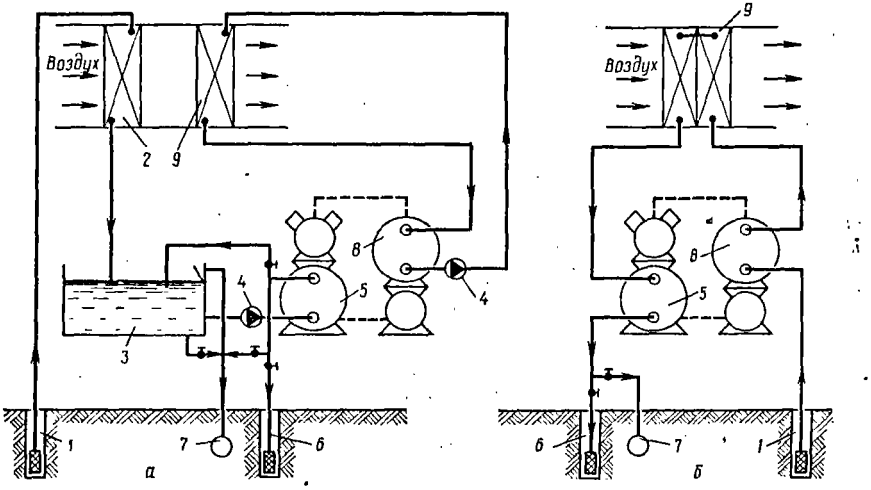

Рис. 15.2. Схемы использования артезианской воды в СКВ:

а — с предварительным охлаждением воздуха; *б* — с предварительным охлаждением артезианской воды; *1* — артезианская скважина; *2* — воздухоохладитель предварительного охлаждения; *3* — бак артезианской воды; *4* — центробежный насос; *5* — компрессорно-конденсаторный агрегат; *6* — диффузионная скважина; *7* — канализационный коллектор; *8* — испарительно-ресиверный агрегат; *9* — основной воздухоохладитель.

Так как в крупных СКВ обычно невозможно получить достаточное количество артезианской воды низкой температуры, чтобы полностью удовлетворить потребность в холоде, в практике кондиционирования воздуха широкое распространение получили комбинированные системы, где наряду с артезианской водой используются холодильные установки.

Эти системы можно подразделить на две основные группы: системы с предварительным охлаждением воздуха и системы с предварительным охлаждением артезианской воды.

В системах с предварительным охлаждением воздуха артезианская вода используется в воздухоохладителе первой ступени, а во второй ступени используется воздухоохладитель непосредственного охлаждения либо воздухоохладитель, питаемый искусственно охлажденной водой или рассолом (рис. 15.2, *а*). Эту

систему применяют в тех случаях, когда располагают небольшим количеством артезианской воды с достаточно низкой температурой. Артезианскую воду, нагретую в первой ступени охлаждения воздуха, целесообразно использовать еще раз, например для охлаждения конденсаторов холодильных машин, после чего она может быть сброшена в канализацию или обратно в грунт (в водоносный слой).

Для того чтобы как можно полнее использовать охлаждающую способность артезианской воды, после первой ступени охлаждения вода поступает не непосредственно в конденсатор, где может быть подогрета только на 4—5°С, а в промежуточный бак, куда также сливают основную часть отепленной воды после конденсатора. В результате смешения обоих потоков артезианская вода нагревается на 20—25°С, а конденсаторная вода охлаждается на 4—5°С, после чего смесь самостоятельным насосом направляется в конденсатор для его охлаждения.

Если в распоряжении имеется достаточно большое количество артезианской воды, но со сравнительно высокой температурой, следует применить схему с предварительным охлаждением артезианской воды (рис. 15.2, *б*).

Например, если на каком-нибудь объекте с расчетными климатическими параметрами Московской области (t=28°С; φ=40%) имеется достаточное количество артезианской воды с температурой 11°С, непригодной для прямого использования в кондиционере, ее можно использовать путем предварительного охлаждения на 4°С с помощью холодильных машин (при этом ее температура станет равной 7°С) с дальнейшим подогревом в поверхностном воздухоохладителе на 8°С, после чего артезианскую воду можно, как и в предыдущем случае, использовать для охлаждения конденсаторов. При этом применение схемы с баком конденсаторной воды уже не может уменьшить расход артезианской воды, поскольку он определяется потребностью в холодной воде для кондиционера. Поэтому артезианскую воду после кондиционера под остаточным давлением пропускают через конденсатор и сбрасывают в диффузионную скважину или в канализацию.

В указанной системе производительность холодильной станции не зависит от холодонагрузки на СКВ, а определяется только тем, на сколько градусов необходимо охладить артезианскую воду для должного осушения воздуха.

Артезианская вода, используемая в комбинированных схемах, не должна быть слишком жесткой, так как при жесткости выше 20 ед. происходит засорение трубок конденсаторов осаждающимися солями, что вызывает повышение температуры конденсации. Схема циркуляции артезианской воды по возможности должна быть замкнутой, без разрыва струи после кондиционеров и после конденсаторов холодильных машин. В случае применения сборных баков для холодной артезианской воды их емкость следует принимать из расчета автоматического включения насосов не более шести раз в час.

Применение холодильных машин. В качестве источника холода в СКВ применение холодильных машин может быть рекомендовано в следующих случаях:

при отсутствии естественных источников холода;

если система с естественными источниками холода в силу местных условий оказывается дороже системы с искусственным охлаждением;

если для СКВ требуется хладоноситель с более низкой температурой, чем от естественных источников холода.

В установках производительностью до 350 кВт (300 000 ккал/ч) рекомендуется применять систему с непосредственным охлаждением воздуха в воздухоохладителях поверхностного типа. По этой схеме каждый кондиционер работает со-

вместно с индивидуальным холодильным агрегатом (рис. 15.3). В качестве хладагента применяют только хладоны R-12, R-22 или R-502. При необходимости поддержания температуры охлаждаемого воздуха с большой точностью применяют компрессорно-конденсаторные агрегаты с автоматическим регулированием холодопроизводительности по температуре воздуха за воздухоохладителем.

Применение систем непосредственного охлаждения позволяет создавать компактные установки (при этом не требуются баки, насосы, водяные и рассольные трубопроводы).

При проектировании СКВ с непосредственным охлаждением необходимо соблюдать следующие требования:

каждый компрессорно-конденсаторный агрегат с воздухоохладителем или группой воздухоохладителей, присоединяемых к данному агрегату, должен представлять собой отдельную холодильную машину, не сообщающуюся с другими машинами;

компрессорно-конденсаторные агрегаты должны размещаться на расстоянии не более 10 м от воздухоохладителей;

в холодильной машине и аппаратуре, обслуживающих данное помещение, должно содержаться не более 0,5 кг хладона-12 или хладона-22 на 1 м^3.

Технические характеристики холодильных агрегатов для СКВ непосредственного охлаждения воздуха приведены в каталогах. Агрегаты АК-ФУ4О/1РЭ и АК-ФУУ80/1-РЭ имеют автоматическое регулирование холодопроизводительности.

Холодоснабжение нескольких удаленных друг от друга кондиционеров осуществляют с помощью промежуточного хладоносителя, охлаждаемого в центральных холодильных станциях.

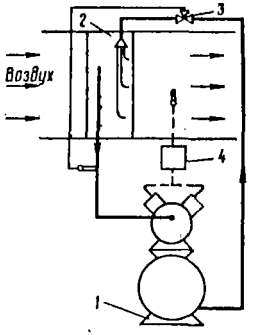

Рис. 15.3. Схема непосредственного охлаждения воздуха с помощью хладонового воздухоохладителя:

1 — компрессорно-конденсаторный агрегат; *2* — хладоновый воздухоохладитель; *3* — терморегулирующий вентиль; *4* — блок автоматического регулирования холодопроизводительности.

Вид промежуточного хладоносителя выбирают в зависимости от его температуры: при температуре 2°С и выше применяют воду, а при более низких температурах — различные рассолы (например, водные растворы хлористого натрия и хлористого кальция).

Для охлаждения промежуточного хладоносителя, используемого в СКВ, применяют любые типы холодильных машин — абсорбционные, эжекторные, компрессионные (с поршневыми и центробежными компрессорами).

Абсорбционные холодильные машины применяют при наличии вторичных энергоресурсов: отработанного пара давлением 0,07—0,1 МПа, горячей воды температурой 80°С и выше, получаемой в пищевом, химическом и металлургическом производствах. Из машин этого типа наиболее пригодны бромисто-литневые.

Эжекторные холодильные машины применяют также при наличии дешевого пара, однако для их работы требуется в 2—3 раза больше воды для охлаждения конденсатора и пара, чем для бромисто-литневых абсорбционных холодильных машин.

Указанные теплоиспользующие холодильные машины достаточно сложны по устройству и для расчетов, поэтому в курсовых и дипломных проектах их применять не рекомендуется.

Наибольшее распространение для охлаждения воды и рассола в СКВ нашли холодильные машины с поршневыми компрессорами, которые применяют для создания холодильных станций производительностью до 1,7 МВт (1,5 Гкал/ч), а также в тех случаях, когда компрессор должен работать при высокой степени сжатия или холодонагрузка резко меняется в широких пределах.

Аммиачные поршневые холодильные машины применяют только для СКВ производственных помещений. При этом холодильные станции обычно размещают в отдельно стоящих зданиях или специально выделенных помещениях, а систему холодоснабжения проектируют таким образом, чтобы вода, охлажденная в аммиачных испарителях, не имела прямого контакта с охлаждаемым воздухом. С целью уменьшения затрат аппараты аммиачных холодильных машин размещают на открытых площадках рядом с компрессорными отделениями.

Для холодоснабжения СКВ жилых и общественных зданий применяют только хладоновые холодильные машины.

Непосредственно в кондиционируемых помещениях устанавливают только машины, встроенные в автономные кондиционеры. В остальных случаях холодильное и вспомогательное оборудование располагают в отдельных помещениях. Холодильные станции производительностью до 700 кВт (600 000 ккал/ч) размещают в подсобных и подвальных помещениях, однако при этом над перекрытием не должно быть массового скопления людей. Холодильные станции производительностью более 700 кВт устанавливают в специальных пристройках к обслуживаемым зданиям или в подвальных и цокольных этажах, вынесенных из-под контура зданий.

Высота помещений для станций с машинами, работающими на хладонах, должна быть не менее 3,6 м. Проходы между щитом управления и выступающими частями машин — не менее 1,5 м, между выступающими частями рядом стоящих машин — не менее 1 м, между машинами (аппаратами) и стеной здания — не менее 0,8 м.

Холодопроизводительность станции $Q_{х.ст}$ (в кВт) определяют по формуле

$$Q_{х.ст} = K Q_{конд},$$

где $Q_{конд}$ — суммарная расчетная летняя нагрузка на СКВ;

K — коэффициент, учитывающий потери холода и подогрев воды в циркуляционных насосах; для установок производительностью до 60 кВт $K = 1,25$, от 60 до 140 кВт $K = 1,15$, свыше 140 кВт $K = 1,10$.

Общая потребность в холоде должна обеспечиваться не менее чем двумя холодильными машинами. Резервные машины устанавливают только в технологических СКВ при повышенных требованиях к бесперебойной работе системы.

Для охлаждения воды применяют комплексные водоохлаждающие машины, включающие в себя компрессор, конденсатор, испаритель, арматуру, электрооборудование и приборы автоматики. Основные характеристики этих машин приведены в главе 5. Холодопроизводительность малых машин (до 45 кВт) регулируется пуском и остановкой компрессора, а средних и крупных машин — отжимом всасывающих клапанов компрессора.

Температура воды, выходящей из кожухотрубных испарителей с кипением хладагента в межтрубном пространстве, во избежание замерзания воды в трубках не должна быть ниже 6°С. В испарителях с внутритрубным кипением можно получать более холодную воду с температурой до 2°С.

Схему снабжения кондиционеров холодной водой или рассолом выбирают в зависимости от типа воздухоохладителя (форсуночный или поверхностный), способа его присоединения к линиям хладоносителя, удаленности кондиционеров от холодильной станции и их расположения по этажам здания.

Присоединение форсуночной камеры с помощью индивидуального циркуляционного насоса и трехходового смесительного клапана к линии хладоносителя показано на рис. 15.4, *а*. Вода из поддона поступает к трехходовому клапану,

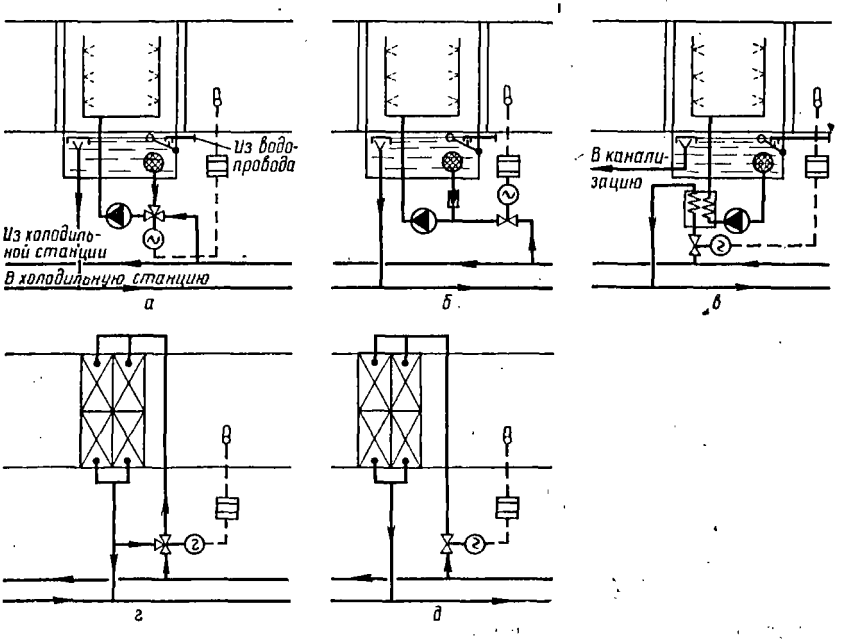

Рис. 15.4. Схемы присоединения воздухоохладителей к линиям холодоснабжения:
а — с помощью индивидуального насоса и трехходового смесительного клапана; *б* — с помощью индивидуального насоса и обратного клапана; *в* — с помощью индивидуального насоса и промежуточного теплообменника; *г* — непосредственное присоединение к линиям с помощью трехходового смесительного клапана; *д* — непосредственное присоединение к линиям с помощью пропорционального регулирующего клапана.

смешивается с холодной водой, поступающей из холодильной станции, и подается насосами к форсункам. Соотношение количества холодной и рециркуляционной воды изменяется с помощью терморегулятора, датчик которого установлен за форсуночной камерой. Недостатком схемы является неустойчивая работа смесительного клапана, вызванная тем, что смешиваемые потоки поступают в клапан под разным давлением. Поэтому в настоящее время широко применяется схема, показанная на рис. 15.4, б. Количество поступающей холодной воды регулируется проходным клапаном, а для предотвращения

попадания холодной воды в поддон на рециркуляционной линии установлен обратный клапан.

Характерной особенностью схем (см. рис. 15.4, *а* и *б*) является разрыв струи после форсунок и вследствие этого возврат отепленной воды в холодильную станцию по самотечным трубопроводам. Для сбора отепленной воды на станции устанавливают открытые баки, которые должны быть заглублены по отношению к уровню поддонов форсуночных камер.

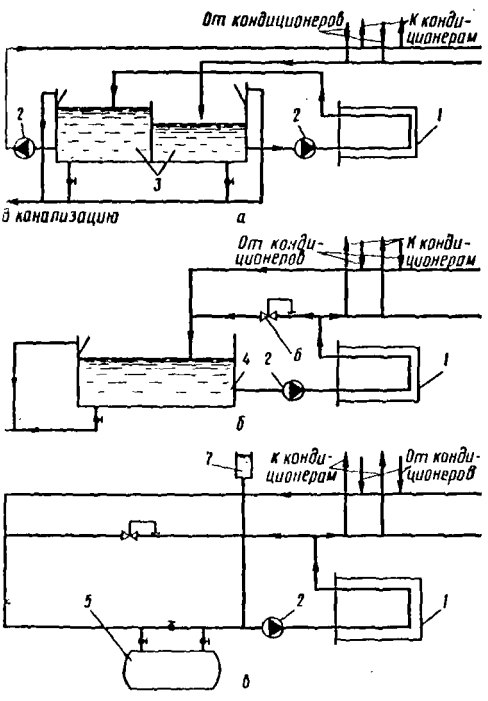

Рис. 15.5. Схемы циркуляции промежуточного холодоносителя в СКВ:

а — разомкнутая двухконтурная; *б* — разомкнутая одноконтурная; *в* — замкнутая одноконтурная; *1* — испаритель; *2* — центробежный насос; *3* — сдвоенный бак; *4* — бак-сборник; *5* — емкость-аккумулятор; *6* — клапан регулятора давления; *7* — расширительный бачок.

Применяют две схемы холодоснабжения по разомкнутой схеме циркуляции хладоносителя: одноконтурную и двухконтурную.

По двухконтурной схеме (рис. 15.5, *а*) на станции устанавливают бак с двумя отсеками — теплой и холодной воды. Иногда ставят два бака и соединяют их переливной трубой. Отепленная вода забирается насосом (или группой насосов) из отсека теплой воды, проходит через испаритель холодильной машины и сливается в бак холодной воды (I контур). Необходимая температура холодной воды достигается плавным или двухступенчатым регулированием производительности холодильной машины по сигналу терморегулятора, датчик которого устанавливают в холодном отсеке или в трубопроводе на выходе воды из испарителя. Холодная вода забирается вторым насосом (или группой насосов) из отсека холодной воды и подается в воздухоохладитель кондиционера, где нагревается и возвращается в теплый отсек (II контур). Преимущество этой схемы заключается в том, что работа холодильных машин не зависит от работы кондиционеров. Недостаток схемы — необходимость установки двух насосов (или двух групп насосов) для осуществления циркуляции воды в I и II контурах (кроме дополнительного насоса возле форсуночной камеры).

Чтобы уменьшить количество циркуляционных насосов, применяют разомкнутую одноконтурную систему (рис. 15.5, *б*). По этой схеме отепленная вода собирается в бак, из которого после охлаждения в испарителе насосом подается

к кондиционерам. Количество воды, проходящей через воздухоохладитель, как и в предыдущем случае, регулируется трехходовым смесительным или проходным регулирующим клапаном. При частичном уменьшении расхода холодной воды через кондиционеры ее давление в подающем трубопроводе повышается, в результате чего остальная часть воды через регулятор давления сбрасывается обратно в бак.

В связи с необходимостью прокладки самотечных линий большого диаметра разомкнутые системы сложны и дороги. Поэтому все более широко в СКВ применяют замкнутые системы холодоснабжения. При использовании в качестве воздухоохладителей форсуночных камер замкнутую систему холодоснабжения можно получить путем установки возле форсуночной камеры промежуточного водо-водяного теплообменника (рис. 15.4, *в*). Однако при этом температуру хладоносителя необходимо понизить на 4—5°С, что вызывает дополнительные энергетические затраты и не всегда возможно при использовании воды в качестве хладоносителя.

Поэтому наиболее радикальным способом упрощения системы холодоснабжения является применение замкнутой системы циркуляции с использованием поверхностных воздухоохладителей (рис. 15.5, *в*). Последние присоединяют по схемам 15.4, *г* и *д*. Напор насоса в такой системе расходуется только на преодоление гидравлических потерь. Если производительность холодильных машин регулируется пуском и остановкой компрессора, в систему необходимо включить закрытый бак-аккумулятор. При использовании схем с разомкнутой системой циркуляции эту роль играет холодный отсек бака. При использовании холодильных машин с регулируемой холодопроизводительностью схема холодоснабжения может быть упрощена за счет отказа от установки баков.

Объем закрытого бака-емкости, равно как и объем холодного отсека открытого бака $V_б$ (в м³), определяют по формуле

$$V_б = \frac{0{,}25\, Q_0 \tau_ц}{\rho c_р \Delta t},$$

здесь Q_0 — холодопроизводительность одной из установленных холодильных машин, кВт;
$\tau_ц$ — продолжительность холодильного цикла (время работы плюс время стоянки), с; для машин производительностью до 45 кВт $\tau_ц = 900$ с, до 186 кВт $\tau_ц = 1200$ с, более 186 кВт $\tau_ц = 1800$ с;
ρ — плотность хладоносителя, кг/м³;
$c_р$ — удельная теплоемкость хладоносителя, кДж/(кг·К);
Δt — диапазон изменения температуры хладоносителя, °С (обычно принимают Δt=2°С).

При выполнении курсовых и дипломных проектов схемы хладоносителя и хладагента (если каждая из них не слишком сложна) можно вычерчивать на одном листе.

ЧАСТЬ III

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЕКТА И ПРАВИЛА ЕГО ОФОРМЛЕНИЯ

ГЛАВА 16

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СЕБЕСТОИМОСТИ ЕДИНИЦЫ ХОЛОДА

ПЛАНОВАЯ КАЛЬКУЛЯЦИЯ

Основным экономическим расчетом в дипломном проекте является составление новой калькуляции единицы холода.

В некоторых случаях рассчитывают затраты на строительство холодильника, оборудование и его монтаж, а при реконструкции действующего предприятия — ные элементы затрат, позволяющие более точно определить экономическую ективность принятых решений (сроки окупаемости, технико-экономические азатели реконструируемого предприятия по сравнению с показателями до онструкции и т. д.).

Общий объем экономической части определяют конкретно по каждому проекту. четы должны подтвердить целесообразность принятых технических решений. По себестоимости единицы холода можно дать оценку холодильных устано- любой производительности и назначения.

В качестве единицы холода целесообразно принять 4187 кДж, что соответ- ует применяемой на действующих предприятиях 1000 ккал. Это позволит ростить сравнение принимаемых решений с экономическими показателями ствующих предприятий.

СТАТЬИ РАСХОДА

В дипломном проекте определяют цеховую себестоимость единицы холода. я вновь проектируемых предприятий она является плановой калькуляцией, еделяемой как сумма затрат по статьям, перечисленным в табл. 16.1.

На действующих предприятиях составляют отчетную калькуляцию по факти- ким затратам, сравнение которой с плановой позволяет установить экономию перерасход по отдельным статьям и наметить организационно-технические опрнятия по снижению себестоимости.

Определение количества выработанного холода. Затраты на производство ода при различных температурах кипения неравноценны, поэтому их следует осить к условной величине — приведенной выработке холода, которая опре- яется как сумма произведений выработки холода в рабочих условиях на еводной коэффициент. Величина переводного коэффициента в «стандартные» овия, по данным Гипрохолода, может быть принята в зависимости от рабочей пературы кипения:

Таблица 16.1

Статьи затрат	Единица измерения	Цена за единицу	Количество		Сумма	
			на единицу холода (норма)	на всю продукцию	на всю продукцию	на единицу холода
Электроэнергия силовая						
Вода производственная						
Сырье и основные материалы						
Заработная плата производственных рабочих						
Начисления на заработную плату						
Цеховые расходы						
Итого						
Цеховая себестоимость						

Температура кипения, °С	—40	—33	—30	—28	—12	—10
Коэффициент перевода $K_п$	2,9	2,0	1,8	1,5	0,85	0,76

Выработка холода в условных единицах в рабочих условиях

$$Q_{раб} = \frac{K Q_0 n}{4{,}187}, \qquad (16.1)$$

где K — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах (см. с. 71);
Q_0 — холодопроизводительность компрессора в рабочих условиях, кВт;
n — время работы компрессора, кс.

При расчете во внесистемных единицах

$$Q_{раб} = \frac{K Q_0 n}{1000}, \qquad (16.1а)$$

где Q_0 — измеряется в ккал/ч, а n — в часах.

Приведенная выработка холода по всему холодильнику определяется как сумма произведений выработки холода каждым компрессором в рабочих условиях на переводной коэффициент:

$$Q = \sum Q_{раб} K_п. \qquad (16.2)$$

На действующих предприятиях годовую выработку холода рассчитывают отдельно по статьям расхода: на погашение теплопритоков через ограждения Q_1, на холодильную обработку грузов Q_2 и на погашение теплопритоков при эксплуатации Q_4. Для этого нужно иметь некоторые данные, определить которые можно только в условиях эксплуатации (например, фактическую разность между средней наружной температурой воздуха и действительной температурой воздуха в охлаждаемом помещении).

Определение затрат на электроэнергию. По данной статье рассчитывают затраты на силовую электроэнергию для привода компрессоров, а также насосов и вентиляторов, установленных на основном холодильном оборудовании.

Для действующих предприятий норма расхода электроэнергии на выработку единицы холода устанавливается вышестоящей организацией с учетом специфических особенностей каждого холодильника.

Годовое потребление электроэнергии W (в кВт · ч) можно определить по формуле

$$W = \sum N_э K_с n, \qquad (16.3)$$

$N_э$ — номинальная мощность установленного электродвигателя, кВт;
$K_с$ — коэффициент спроса (для компрессоров и насосов принимать $K_с = 0{,}7$);
n — время работы компрессоров и насосов при соответствующих рабочих условиях, ч.

Время работы оборудования можно принять по табл. 16.2.

Таблица 16.2

Потребители электроэнергии	Время использования максимальной нагрузки		Потребители электроэнергии	Время использования максимальной нагрузки	
	кс	ч		кс	ч
прессоры	19440	5400	Насосы водяные	10800	3000
осы аммиачные	18000	5000	Вентиляторы	10800	3000

Цена на электроэнергию зависит от местных условий и должна приниматься действующим в районе строительства тарифам для промышленных предприятий. На холодильнике должна быть составлена калькуляция себестоимости 1кВт · ч. Средняя цена 1 кВт · ч — 1,4 — 2 коп.

Определение затрат на воду. Расход воды на охлаждение компрессоров и конденсаторов учитывается при использовании водопроводной воды. При наличии устройств для охлаждения оборотной воды учитывается только расход воды на восполнение потерь на охлаждающих устройствах, если вода добавляется из городской сети. Расход воды из артезианской скважины в учебных проектах можно не учитывать. На действующих предприятиях на артезианскую воду составляют отдельную калькуляцию.

Годовое потребление воды $G_{вд}$ (в м³/год) можно определить по формуле

$$G_{вд} = \frac{\Sigma g_{вд} Q_0 Z n}{4{,}187}, \qquad (16.4)$$

$g_{вд}$ — удельный расход воды, м³/условн. ед.;
Q_0 — холодопроизводительность компрессора в рабочих условиях при определенной температуре кипения, кВт;
Z — количество одновременно работающих компрессоров при данной температуре кипения;
n — время работы компрессоров в году, кс.

Если расчет ведется во внесистемных единицах, то формула для расчета $G_{вд}$ (в м³/год) принимает вид

$$G_{вд} = \frac{\Sigma g_{вд} Q_0 Z n}{1000}, \qquad (16.4а)$$

Q_0 — измеряется в ккал/ч, а n — в часах.

Ориентировочно удельные нормы расхода свежей воды (в м³) на условную единицу холода для различных водоохлаждающих устройств можно принять:

Градирни	
открытые капельные	0,02—0,04
вентиляторные	0,01—0,02
Испарительные конденсаторы	0,004—0,006

Расход воды на охлаждение компрессоров следует принимать по заводским данным, приведенным в паспортах компрессоров.

Цена на воду зависит от местных условий. Для г. Москвы цена 1 м³ водопроводной воды 10 коп. При определении расходов на воду учитывают также стоимость канализации, а при наличии очистных сооружений — амортизацию их. Для г. Москвы сброс 1 м³ воды в канализацию стоит 10 коп.

Определение затрат на пополнение системы хладагентом. Эти расходы находятся в прямой зависимости от установленной холодопроизводительности компрессоров. Их относят к статье «Сырье и основные материалы».

Норма расхода аммиака (в кг) на пополнение системы на 1 кВт установленной стандартной холодопроизводительности составляет в год: при непосредственном охлаждении 3,1 (3,7), при рассольном 1,8 (2,1).

В скобках указана норма расхода аммиака на 1000 ккал/ч.

Нормы расхода хладонов для крупных установок пока не установлены.

Количество аммиака, необходимое для пополнения системы в год, можно получить, умножив норму расхода на приведенную холодопроизводительность компрессоров.

Определение затрат на смазочные масла для холодильных машин. Обычно эти расходы относят к цеховым по статье «Содержание оборудования». Более правильным представляется учитывать их по статье «Сырье и материалы», так как потребное количество масла непосредственно связано с получением холода и находится в прямой зависимости от времени работы компрессоров.

Для уменьшения уноса масла из компрессора рекомендуется устанавливать после каждого компрессора маслоотделитель интенсивного действия с устройством для возврата масла в картер. Тем не менее полного отделения масла достичь не удается, и требуется добавление масла для возмещения потерь. На действующих установках проводятся мероприятия, позволяющие повторно использовать масло, что приводит к сокращению расходов на смазочные масла.

В учебных проектах можно принять, что масло, унесенное из компрессора, требует полной замены.

Годовую потребность в смазочном масле M (в кг в год) на восполнение уноса масла из компрессоров можно определить по формуле

$$M = \sum (g_м Z n) \frac{n}{n_1}, \qquad (16.5)$$

где $g_м$ — расход масла на один цилиндр, кг/ч;
Z — число цилиндров;
n — число часов работы компрессора в год;
n_1 — нормативное время, через которое масло должно сменяться, ч.

Унос масла принимают по характеристике компрессора. В учебных проектах унос масла (в кг/ч) можно принимать:

Для бескрейцкопфных компрессоров (на 1 цилиндр)	0,01—0,15
» винтового бустер-компрессора	0,12
» двухступенчатого агрегата АД90-3 с ротационным компрессором (на обе ступени)	0,3

Определение затрат на пополнение системы солью. Этот вид затрат, естествен-, учитывают только в системах рассольного охлаждения.

Норма расхода соли на пополнение системы установлена на 1 м² площади верхности испарителей и составляет для закрытой системы 27, а для открытой стемы 300 кг/(м² · год).

Заработная плата производственного персонала. К производственным рабочим носятся машинисты, помощники машинистов и слесари по ремонту оборудо-ния.

Заработную плату производственных рабочих рассчитывают по каждому раз-ду на планируемый период с учетом премии за выполнение основных показа-лей плана. Кроме того, должны быть учтены доплаты за работу в ночное время в праздничные дни.

Дополнительную заработную плату (оплата за непроработанное время) анируют в размере 7,5% от основной.

Рассчитанная для каждой категории производственных рабочих заработная ата суммируется.

Фонд заработной платы $З$ (в руб)

$$З = \frac{1{,}075 \sum T \tau n K}{100}, \qquad (16.6)$$

T — часовая тарифная ставка рабочего, коп.;
τ — число часов работы за планируемый (отчетный) период;
n — число рабочих, имеющих данный разряд;
K — коэффициент, учитывающий премии за выполнение плановых показателей; для рабочих-сдельщиков $K = 1{,}2 \div 1{,}25$; для рабочих-повременщиков $K = 1{,}1 \div 1{,}2$.

Начисления на заработную плату принимаются в размере 4,65% к основной дополнительной заработной плате.

Часовые тарифные ставки, действующие на холодильниках, приведены в бл. 16.3.

Таблица 16.3

Род работы и оплата	Ставки по разрядам, коп.					
	I	II	III	IV	V	VI
орячие, тяжелые работы с вредными условиями труда						
ата						
повременная	45,5	49,5	53,9	59,6	67,0	78,0
сдельная	48,7	53,0	57,6	63,7	71,7	83,5
Обычные условия						
ата						
повременная	40,4	44,0	47,9	53,0	59,6	69,3
сдельная	43,3	47,1	51,2	56,6	63,7	74,2

Нормативы численности персонала компрессорных цехов. На холодильниках емкостью 1000 т и более предусматривается должность начальника цеха.

Число сменных механиков определяют, исходя из конкретных условий для каждого предприятия в отдельности. Принимают 2 сменных механика при суммарной холодопроизводительности установленных компрессоров 1200—2000 кВт и 4 сменных механика при холодопроизводительности более 2000 кВт.

Численность машинистов и помощников машинистов зависит от степени автоматизации установки, количества обслуживаемых компрессоров и их суммарной холодопроизводительности (мощности). Ее можно принять по нормативам численности машинистов и помощников машинистов холодильных установок, рекомендованным Центральным бюро промышленных нормативов по труду при НИИтруда (табл. 16.4).

Таблица 16.4

Степень автоматизации холодильной установки	Количество компрессоров	Нормативы численности при суммарной холодопроизводительности, кВт			
		до 1744	1745—3489	3490—5234	4501 и более
Комплексная	1—2	3	4	—	—
	3—4	3	5	—	—
	5—8	4	5	7	8
	9—16	5	7	8	10
	17—32	—	9	11	12
Частичная	1—2	6	10	—	—
	3—4	7	10	—	—
	5—8	9	13	16	16
	9—16	13	16	20	23
	17—32	—	21	24	28

Примечания: 1. Если на предприятии имеется два или несколько компрессорных цехов, расположенных в разных зданиях, то численность машинистов определяют по каждому цеху отдельно.

2. Для обслуживания одного компрессора с частичной автоматизацией норматив — 1 машинист в смену.

Численность слесарей по ремонту принимают в зависимости от количества компрессоров:

Количество компрессоров	Норматив численности слесарей
до 6	2
7—13	3
14—23	4
24—31	5
32 и более	6

Сведения по нормативам численности персонала, приведенные в данной главе, не могут служить основанием для изменения численности работающих на действующих предприятиях.

Цеховые расходы. На цеховые расходы составляют смету по основным статьям расхода, форма которой приведена в табл. 16.5.

Таблица 16.5

Статьи расхода	Единица измерения	Сумма	На единицу холода
ная плата цехового персонала			
ния на заработную плату 4,65%			
ация оборудования			
й ремонт			
труда			
ние вданий и оборудования			
алоценного и быстроизнашивающегося инвентаря			
расходы, не учтенные по другим статьям			
еховые расходы			

овой фонд заработной платы цехового персонала рассчитывают, исходя ячных окладов работников за 11 мес с надбавкой 7,5% на дополнительные л. Фонд заработной платы должен быть увеличен на размер премии за нение плана по всем показателям.

числения на заработную плату цехового персонала составляют 4,65%. ортизационные отчисления составляют от 8 до 11,5% от стоимости оборуя и монтажа. Цены на холодильное оборудование принимают по прейту № 23—02 Государственного комитета цен при Госплане СССР. Имеются ки на производство монтажных работ. Если цены на монтаж неизвестны, сть монтажных работ можно ориентировочно принять в размере 20% от сти оборудования. Кроме того, должны быть учтены расходы на упаковку спортирование оборудования в размере 7% от его стоимости.

$$A = (1{,}07\,Ц_{об} + Ц_{мон})\,m, \qquad (16.7)$$

- амортизационные отчисления, руб.;
- коэффициент, учитывающий расходы на упаковку и транспортирование оборудования;
- суммарная стоимость оборудования, руб.;
- стоимость монтажных работ, руб.;
- норма амортизационных отчислений ($m = 0{,}08 \div 0{,}115$).

сходы на текущий ремонт оборудования принимают до 50% от амортизаых отчислений. Расходы по охране труда принимают из расчета 30 руб. в одного работающего. Расходы на содержание зданий, сооружений, обоания принимают до 1,5% от стоимости основных фондов.

иентировочно стоимость 1 м³ здания с оборудованием составляет от 20 руб. для холодильников емкостью 1500 т и более, от 40 до 50 руб. — для ильников емкостью 300—600 т, от 55 до 80 руб. — для холодильников ью 12—125 т (относительная стоимость холодильника меньшей емкости стоимости более крупного холодильника).

оимость зданий с оборудованием может быть также определена по удельным альным затратам на 1 т емкости холодильника. Для многоэтажных холоников большой емкости их можно принять от 230 до 285 руб., для одноэтажолодильников емкостью 300—3000 т — 350—625 руб., емкостью 12—125 т — 1920 руб.

Расходы на износ малоценного и быстроизнашивающегося инвентаря должны составлять не более 10% от амортизационных отчислений.

На прочие расходы предусматривается до 0,5% от общей суммы цеховых расходов.

Цеховая себестоимость. Суммарный расход по каждой статье делится на выработку холода. Полученные расходы на единицу холода складываются и составляют себестоимость производства единицы холода.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ЕДИНИЦЫ ХОЛОДА ДЛЯ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В условиях эксплуатации себестоимость единицы холода на малых установках определяют редко, хотя наличие таких расчетов позволило бы критически оценить состояние дел.

В плановой калькуляции малых холодильных установок статьи расхода будут несколько отличаться от рассмотренных в предыдущем разделе, что вызвано спецификой обслуживания. Себестоимость единицы холода для таких установок определится как сумма расходов по статьям: электроэнергия, вода (если имеется конденсатор водяного охлаждения), техническое обслуживание и ремонт оборудования или комплексное обслуживание, амортизация, расходы на площадь, занимаемую агрегатами.

Выработку холода при коэффициенте рабочего времени 0,4 в условных единицах в год можно определить по формуле

$$Q = 3\,Q_0\,, \tag{16.8}$$

где Q_0 — холодопроизводительность агрегата, Вт.

Расходы на электроэнергию определяют так же, как для крупных установок, с учетом соответствующего коэффициента рабочего времени.

Расходы на воду можно определить по расчетному расходу воды, предполагая, что водоснабжение прямоточное, но при этом следует учесть уменьшение расхода воды в более холодный период.

Расходы на воду $P_{вд}$ (в коп.) можно определить по упрощенной формуле

$$P_{вд} = \frac{1{,}25\,Ц_{вд}}{\Delta t_{вд}}\,, \tag{16.9}$$

где $Ц_{вд}$ — цена на воду, коп.;
$\Delta t_{вд}$ — нагрев воды на конденсаторе, °С.

При выборе температурного перепада в конденсаторе следует учесть суммарный расход на электроэнергию и воду для определения наименьших затрат на производство холода.

Техническое обслуживание холодильных установок включает в себя технический уход, осмотр и малый ремонт.

В оптовых ценах на техническое обслуживание холодильных установок учтены затраты, связанные с заменой терморегулирующих вентилей, реле давления, магнитных пускателей, ремней, сильфонных сальников, а также на дозарядку системы хладагентом и маслом по установленным нормам.

Цены на средний ремонт оборудования не включают работ по демонтажу агрегатов для ремонта и монтажу оборудования после ремонта, которые оплачиваются по соответствующим расценкам.

Применение комплексного обслуживания оборудования приводит к упрощению расчетов, так как расходы на ремонт и обслуживание в этом случае относят к одной статье.

Оптовые цены на комплексное обслуживание учитывают стоимость капитального, среднего и малого ремонтов оборудования, стоимость демонтажа для ремонта и монтажа после ремонта, стоимость технического обслуживания оборудования, включая затраты, связанные с заменой ТРВ, РД, магнитных пускателей, ремней, на дозарядку системы холодильным агентом и маслом, стоимость капитального и среднего ремонтов электродвигателей, включая демонтаж для ремонта и монтаж после него.

Цены на техническое обслуживание, средний ремонт и комплексное обслуживание принимают, по данным местных комбинатов по обслуживанию холодильного оборудования, с учетом существующих надбавок и скидок для различных областей (оптовые цены для предприятий РСФСР утверждены приказами по Министерству торговли РСФСР № 79 от 29 апреля 1972 г. и № 371 от 9 ноября 1972 г.).

Амортизационные отчисления определяют по формуле (16.7).

Для холодильных установок предприятий торговли и общественного питания учитывают расходы на площадь, занимаемую агрегатами. Для этого необходимо знать цену 1 м² площади помещений. Данные о цене площади торговых предприятий должны быть получены от местных организаций. В учебных проектах ориентировочно можно принять цену 1 м² площади в надземных этажах 120 руб., в подвалах — 80 руб.

Норма амортизации на площадь для торговых организаций 4,3%.

ГЛАВА 17

ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Курсовой и дипломный проекты состоят из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка и чертежи должны быть выполнены в соответствии с действующими стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Графическую часть проекта выполняют на листах формата 24 ГОСТ 2.301 — 68. На каждом листе должна быть рамка на расстоянии 5 мм от края. Слева оставляют поле шириной 20 мм. В правом нижнем углу располагают основную надпись, размеры и номера граф которой приведены на рис. 17.1 (номера граф указаны в скобках). Основные надписи выполняют в соответствии с ГОСТ 2.104—68.

В графах основной надписи указывают:

в графе 1 — наименование изделия и наименование документа, если этому документу присвоен шифр (в курсовых и дипломных проектах в этой графе следует указать название разрабатываемой установки по теме проекта);

в графе 2 — обозначение документа (для более свободного размещения текста в учебных проектах в этой графе можно указать название чертежа);
в графе 6 — масштаб по ГОСТ 2.302—68;
в графе 7 — порядковый номер листа;
в графе 8 — общее количество листов документа;

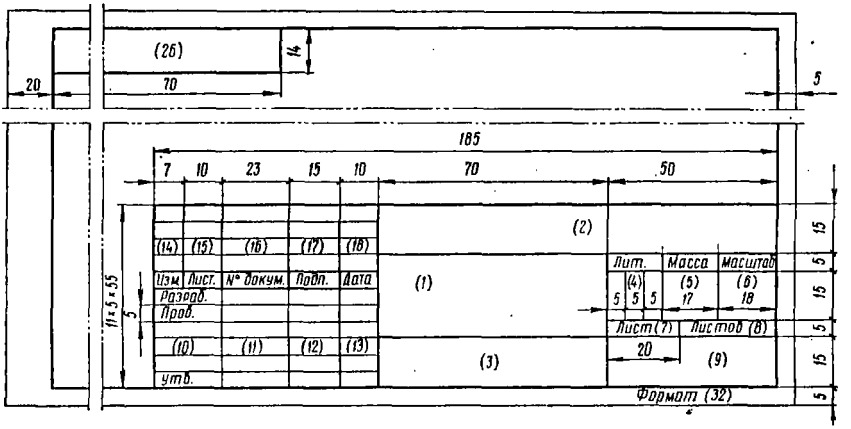

Рис. 17.1. Основная надпись на чертежах по ГОСТ 2.104—68.

в графе 9 — наименование техникума и шифр учащегося или номер учебной группы;
в графе 10 — характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ (в курсовом и дипломном проектах учащийся и руководители, консультировавшие учащегося по данному разделу проекта);
в графе 11 — фамилии лиц, подписавших документ;
в графе 12 — подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;
в графе 13 — дата подписания документа;
графы 3—5 и 14—18 в курсовых и дипломных проектах не заполняют.

В графе 1 тему курсового или дипломного проекта указывают в именительном падеже (например: «Холодильник распределительный емкостью 1500 т»), а в графе 2 — название чертежа также в именительном падеже (например: «Схема холодильной установки»).

Планы и разрезы холодильников и машинных отделений выполняют в масштабах 1 : 40, 1 : 50, 1 : 75, 1 : 100, 1 : 200 по ГОСТ 2.302—68. Масштаб указывают в графе 6 основной надписи. Если на чертеже имеются виды, выполненные в другом масштабе, то у каждого такого вида должен быть указан масштаб, относящийся к этому виду. В графе 6 основной надписи масштаб указывают по типу 1 : 100, в остальных случаях — по типу М1 : 10.

Общие требования по выполнению схем определяются ГОСТ 2.701—76 (виды и типы), ГОСТ 2.702—75 (правила выполнения электрических схем), ГОСТ 2.704—68 (правила выполнения гидравлических и пневматических схем).

Схемы выполняют без соблюдения масштаба. Элементы и устройства изображают в виде условных графических обозначений. На трубопроводах указывают направление движения среды. Трубопроводы различного назначения обозначают цифрами или линиями различного начертания с обязательной расшифровкой

х полях схемы. По действующему стандарту в холодильной установке трубо-роводы имеют следующие номера: 1 — вода, 11 — аммиак, 14 — масло, 18 — адоны. Для рассолов номер не определен, проектные организации обозна-ют трубопроводы для рассола номером 28 или буквой Р. Для того чтобы разли-ть трубопроводы, по которым движется хладагент различного состояния, около цифры помещают букву ж или г для обозначения соответственно жид-стного трубопровода или трубопровода, по которому движется газообразный ладагент. Можно применять и другие обозначения, например, для оттанва-льных трубопроводов, дренажных и др.

Элементы и устройства нумеруют по порядку, начиная с единицы, по на-равлению потока рабочей среды. Номера проставляют на полках линий — носок. Пронумерованные элементы записывают в перечень элементов в виде блицы, заполняемой сверху вниз. Перечень элементов располагают над ос-овной надписью, а при отсутствии места над ней — слева. В перечне элементов еются следующие графы (в скобках указаны размеры граф): первая графа — орядковый номер (20 мм), вторая графа — обозначение (50 мм), третья графа — аименование (70 мм), четвертая графа — количество (10 мм), пятая графа — римечание (остальное 35 мм).

На схемах допускается помещать различные техинческие данные, характер оторых определяется назначением схемы. Их указывают либо около графи-еских обозначений (справа или сверху от характеризуемого элемента), либо а свободном поле схемы. Около графических обозначений обычно указывают оминальное значение параметров элементов, а на полях — диаграммы, таблицы, екстовые указания.

Схемы холодильных установок можно выполнять как плоскими, так и аксо-ометрическими.

Сборочный и монтажный чертежи выполняют в масштабах 1 : 2, 1 : 2,5, 1 : 4, : 5, 1 : 10 по ГОСТ 2.302—68. Выполнение сборочных и монтажных чертежей олжно соответствовать ГОСТ 2.109—73.

Спецификацию в учебных проектах допускается размещать на соответствую-ем листе.

В курсовом проекте графическая часть состоит обычно из двух листов: на дном представляется план и разрезы холодильника или машинного отделения в зависимости от принятого в учебном заведении характера задания), на другом— хема холодильной установки. Как правило, выполняется принципиальная полная) схема холодильной установки, определяющая полный состав элементов связей между ними.

В дипломных проектах графическая часть включает 4—5 листов. Содержание рафической части определяется цикловой комиссией техникума по соответ-ствующей специализации. Не следует стремиться к увеличению объема гра-фической части: лучше обеспечить более глубокую проработку представляемого атериала.

Расчетно-пояснительную записку оформляют в соответствии с требованиями к выполнению текстовых документов по ГОСТ 2.105—68 и 2.106—68. Записка олжна быть написана аккуратно, чернилами на гладких листах писчей бумаги ормата 11 ГОСТ 2.301—68 (потребительский формат А4 ГОСТ 9327—60). Текст ишется на одной стороне листа. Каждый лист имеет рамку шириной 5 мм и с левой стороны поле для подшивки шириной 20 мм. При написании текста не-обходимо следить, чтобы слова не выходили за рамку.

На каждом листе должна быть основная надпись по ГОСТ 2.104—68. На первом листе расчетно-пояснительной записки надпись размером 185×40 мм состоит из граф 1, 2, 4, 7—18 (рис. 17.2, *а*). Для заполнения граф 4, 7 и 8 оставляется строка высотой 5 мм, а остальное место в правом нижнем углу (высотой 15 мм) занимает графа 9. В графе 7 указывают порядковый номер листа, а в графе 8 — общее количество листов в записке. Графы 4 и 14—18 не заполняют.

На последующих листах записки надпись размером 185×15 мм состоит из граф 2, 7, 14—18. Для графы 7 (номер листа) в правом углу графы 2 очерчивают место шириной 10 мм: в верхней строчке высотой 7 мм делают надпись «лист», а в нижней (8 мм) указывают соответствующий номер листа (рис. 17.2, *б*).

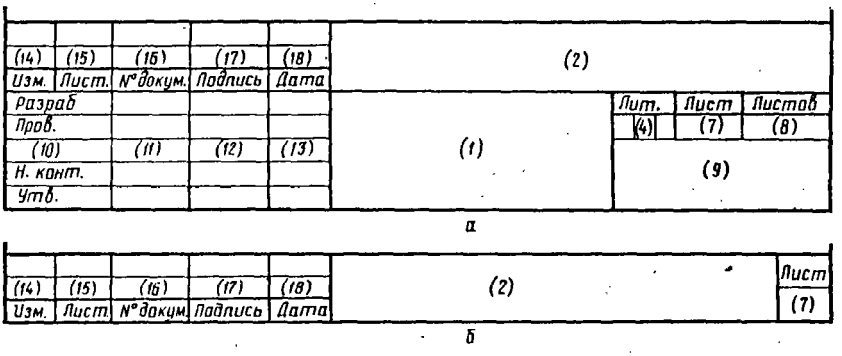

Рис. 17.2. Основная надпись для текстовых конструкторских документов:
а — для первого или заглавного листа; б — для последующих листов.

Расчетно-пояснительная записка должна иметь титульный лист. На титульном листе указывают наименование министерства, которому подчинен техникум, полное наименование техникума, тему дипломного проекта, наименование документа (расчетно-пояснительная записка к курсовому или дипломному проекту), фамилию, имя и отчество учащегося, фамилии и инициалы консультантов, год выполнения проекта.

Тема дипломного (или курсового) проекта должна совпадать с основной надписью на чертежах в графе 1.

Расчетно-пояснительную записку подписывает учащийся, выполнивший проект, и консультанты, как основной, так и по отдельным разделам проекта.

В расчетно-пояснительной записке должны быть произведены все необходимые расчеты, подтверждающие целесообразность принимаемых технических решений, даны описания схем, оборудования, средств автоматизации, выполнены экономические расчеты.

В начале записки целесообразно привести оглавление, указывающее наличие отдельных разделов и последовательность их изложения. В оглавлении следует обозначить номера листов, на которых начинается раздел.

В расчетно-пояснительных записках проектов холодильников различного назначения может быть принят такой порядок расположения разделов:

1. Введение. Экономические предпосылки.

2. Выбор расчетных параметров.
3. Краткое описание строительных конструкций.
4. Определение площадей камер и выбор планировки.
5. Расчет толщины теплоизоляционного слоя.
6. Тепловой расчет камер холодильника.
7. Выбор и обоснование системы охлаждения.
8. Расчет и подбор основного и вспомогательного оборудования.
9. Выбор средств автоматизации и основные характеристики принятых автоматических приборов.
10. Описание схемы холодильной установки.
11. Описание конструкции оборудования, принятого в проекте (подробно описывается конструкция какой-либо машины, аппарата или прибора по заданию консультанта, но обязательно из числа примененных в проекте).
12. Порядок выполнения монтажных работ по заданию для одного из видов оборудования, примененного в проекте.
13. Основные положения по технике безопасности применительно к выполняемому проекту.
14. Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных работ.
15. Определение себестоимости единицы холода.
16. Список использованной литературы.

Этот порядок не является обязательным. Отдельные разделы в расчетно-пояснительной записке могут отсутствовать или, наоборот, могут быть введены новые разделы; при необходимости некоторые разделы могут быть совмещены.

Каждый раздел расчетно-пояснительной записки начинается с новой страницы под соответствующим порядковым номером, указанным в оглавлении. Заголовки делают крупным шрифтом и подчеркивают.

В начале раздела дают краткое описание выполняемой в нем работы, приводятся необходимые для расчета формулы. Все величины, входящие в формулу, поясняют, и приводится их размерность. В дальнейшем формулы не повторяются, а только делается ссылка на них. Желательно многократно повторяющиеся расчеты сводить в таблицы для экономии места и времени. Формы некоторых таблиц даны в соответствующих разделах, но это не исключает возможности усовершенствования приведенных таблиц и составления новых.

Для пояснения отдельных расчетов в записке выполняют схемы и рисунки.

Все величины, принятые в расчетах, должны иметь ссылку на источник, по которому они приняты.

Особое внимание необходимо обратить на применение в расчетах одной системы единиц, чтобы исключить ошибки. Поэтому рекомендуется размерности всех величин указывать столько раз, сколько они встречаются в расчетах.

Очень серьезно следует отнестись к составлению списка использованной литературы, в котором должны быть указаны все книги, из которых заимствованы хотя бы одна величина или понятие.

В первую очередь указываются программные документы Коммунистической партии Советского Союза и Советского правительства, затем все использованные книги по специальности, по механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ, охране труда, экономике.

Составляют список использованной литературы с указанием фамилий всех авторов, полного названия книги, издательства и года издания.

В тексте расчетно-пояснительной записки название книги не повторяют, а величину, принятую по книге, указывают следующим образом:

индикаторный к.п.д. компрессора

$$\eta_i = 0{,}8\ [3],\ \textit{табл.}\ 20,\ \text{с. } 117.$$

При выполнении расчетно-пояснительной записки необходимо добиваться четкости и ясности изложения. Все последующие разделы записки должны быть связаны с предыдущими. Итоговые данные расчета должны быть выделены и подчеркнуты.

Нельзя делать в записке сокращений, кроме общепринятых, так как это затрудняет чтение и понимание текста.

Общий объем расчетно-пояснительной записки к дипломному проекту не должен превышать 80 с.

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту должна содержать 40—50 с.

Продолжение

Температура t, °С	Давление абсолютное, МПа	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная энтропия	
		жидкости v', л/кг	пара v'', м³/кг	жидкости i', кДж/(кг·К)	пара i'', кДж/(кг·К)	жидкости s', кДж/(кг·К)	пара s'', кДж/(кг·К)
—32	0,092	0,67	0,173	370	537	3,89	4,58
—30	0,101	0,67	0,160	372	538	3,89	4,58
—28	0,110	0,67	0,147	374	539	3,90	4,57
—26	0,119	0,67	0,137	375	540	3,91	4,57
—24	0,129	0,68	0,127	378	541	3,92	4,57
—22	0,140	0,68	0,117	380	542	3,92	4,57
—20	0,151	0,69	0,109	381	543	3,93	4,57
—18	0,163	0,69	0,102	383	544	3,94	4,57
—16	0,176	0,69	0,095	385	544	3,94	4,57
—14	0,190	0,69	0,088	387	546	3,95	4,56
—12	0,204	0,70	0,082	389	547	3,96	4,56
—10	0,220	0,70	0,077	391	548	3,97	4,56
—8	0,236	0,70	0,072	392	548	3,97	4,56
—6	0,253	0,71	0,067	394	549	3,98	4,56
—4	0,271	0,71	0,063	396	550	3,99	4,56
—2	0,289	0,71	0,059	398	551	3,99	4,56
0	0,309	0,72	0,056	400	552	4,00	4,56
2	0,33	0,72	0,052	402	553	4,01	4,56
4	0,35	0,72	0,049	404	554	4,01	4,56
6	0,37	0,73	0,046	406	555	4,02	4,55
8	0,40	0,73	0,044	408	556	4,03	4,55
10	0,42	0,73	0,041	410	556	4,03	4,55
12	0,45	0,74	0,039	411	557	4,04	4,55
14	0,48	0,74	0,037	413	558	4,05	4,55
16	0,51	0,75	0,035	415	559	4,05	4,55
18	0,54	0,75	0,033	417	560	4,06	4,55
20	0,57	0,75	0,031	419	561	4,07	4,55
22	0,60	0,76	0,298	421	562	4,07	4,55
24	0,63	0,76	0,288	423	562	4,08	4,55
26	0,67	0,77	0,026	425	563	4,09	4,55
28	0,70	0,77	0,025	427	564	4,09	4,55
30	0,74	0,77	0,024	429	565	4,10	4,55
32	0,78	0,78	0,023	431	565	4,11	4,55
34	0,82	0,78	0,021	433	566	4,11	4,55
36	0,87	0,79	0,020	435	567	4,12	4,55
38	0,91	0,79	0,019	437	568	4,13	4,55
40	0,96	0,80	0,018	439	568	4,13	4,55
42	1,00	0,80	0,018	441	569	4,13	4,54
44	1,06	0,81	0,017	443	570	4,14	4,54
46	1,11	0,81	0,016	445	571	4,15	4,54
48	1,16	0,82	0,015	447	571	4,16	4,54
50	1,21	0,83	0,014	449	572	4,16	4,54

Приложение 3

Таблица параметров насыщенных паров хладона-22 (по данным ВНИХИ)

Температура t, °С	Давление абсолютное, МПа	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная энтропия	
		жидкости v', л/кг	пара v'', м³/кг	жидкости i', кДж/(кг·К)	пара i'', кДж/(кг·К)	жидкости s', кДж/(кг·К)	пара s'', кДж/(кг·К)
—60	0,010	0,68	0,54	332	578	3,72	4,87
—58	0,042	0,69	0,483	335	579	3,73	4,87
—56	0,047	0,69	0,436	337	580	3,74	4,86
—54	0,052	0,69	0,394	339	581	3,75	4,86
—52	0,058	0,69	0,356	341	582	3,76	4,85
—50	0,065	0,70	0,323	343	583	3,77	4,84
—48	0,071	0,70	0,294	345	584	3,78	4,84
—46	0,079	0,70	0,268	347	585	3,79	4,83
—44	0,087	0,70	0,244	350	586	3,80	4,83
—42	0,096	0,71	0,223	352	586	3,81	4,82
—40	0,105	0,71	0,205	354	587	3,82	4,82
—38	0,116	0,71	0,188	356	588	3,82	4,82
—36	0,127	0,71	0,172	358	589	3,84	4,81
—34	0,138	0,73	0,159	361	590	3,85	4,81
—32	0,151	0,72	0,146	363	591	3,86	4,80
—30	0,164	0,72	0,135	365	592	3,87	4,80
—28	0,179	0,73	0,125	367	593	3,88	4,79
—26	0,194	0,73	0,115	370	594	3,88	4,79
—24	0,210	0,73	0,107	372	594	3,89	4,79
—22	0,228	0,74	0,099	374	595	3,90	4,78
—20	0,246	0,74	0,092	376	596	3,91	4,78
—18	0,265	0,74	0,085	379	597	3,92	4,78
—16	0,286	0,75	0,080	381	598	3,93	4,77
—14	0,308	0,75	0,075	384	599	3,94	4,77
—12	0,331	0,75	0,070	386	600	3,95	4,77
—10	0,356	0,76	0,065	388	600	3,96	4,76
—8	0,381	0,76	0,061	391	601	3,97	4,76
—6	0,408	0,77	0,057	393	602	3,974	4,756
—4	0,437	0,77	0,053	395	603	3,983	4,753
—2	0,467	0,77	0,050	398	603	3,991	4,750
0	0,499	0,78	0,047	400	604	1,000	4,748
2	0,532	0,78	0,044	402	605	4,009	4,745
4	0,567	0,79	0,041	405	606	4,017	4,742
6	0,603	0,79	0,039	407	606	4,026	4,739
8	0,641	0,79	0,037	410	607	4,034	4,737
10	0,681	0,80	0,035	412	608	4,043	4,734
12	0,723	0,80	0,033	414	608	4,051	4,731
14	0,767	0,81	0,031	417	609	4,059	4,729
16	0,812	0,81	0,030	419	610	4,068	4,726
18	0,860	0,82	0,027	422	610	4,076	4,724
20	0,910	0,82	0,026	424	611	4,084	4,721
22	0,961	0,83	0,025	427	612	4,093	4,719
24	1,015	0,83	0,023	429	612	4,100	4,716
26	1,071	0,84	0,022	432	613	4,109	4,714

Продолжение

Температура t, °С	Давление абсолютное, МПа	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная энтропия	
		жидкости v', л/кг	пара v'', м³/кг	жидкости i', кДж/(кг·К)	пара i'', кДж/(кг·К)	жидкости s', кДж/(кг·К)	пара s'', кДж/(кг·К)
28	1,130	0,85	0,022	434	613	4,117	4,712
30	1,190	0,85	0,020	437	614	4,126	4,707
32	1,253	0,86	0,019	439	614	4,134	4,707
34	1,319	0,86	0,018	442	615	4,142	4,704
36	1,387	0,87	0,017	444	615	4,150	4,702
38	1,457	0,87	0,016	447	615	4,158	4,699
40	1,530	0,88	0,015	450	616	4,166	4,697
42	1,606	0,89	0,014	452	616	4,174	4,694
44	1,685	0,90	0,014	455	616	4,183	4,692
46	1,766	0,91	0,013	457	617	4,191	4,689
48	1,851	0,91	0,012	460	617	4,199	4,687
50	1,938	0,92	0,012	463	617	4,207	4,684

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Аршанский С. Н., Матвеев В. И., Синкевич Э. Я. Холодил сооружения рыбной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1973. — 3

Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в мышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1975 — 269 с.

Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности.—М.: шевая промышленность, 1966. 240с.

Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и обще ного питания. — М.: Госторгиздат, 1962. — 118 с.

Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Справочник по малым холодил машинам и установкам. — М.: Пищевая промышленность, 1968. — 319 с.

Канторовнч В. И. Основы автоматизации холодильных установок. — М. щевая промышленность, 1976. — 277 с.

Кондрашова Н. Г., Лашутина Н. Г. Холодильно-компрессорные ны и установки. — М.: Высшая школа, 1973. — 384 с.

Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: А ностроение, 1970. — 672 с.

Мальгина Е. В., Мальгин Ю. В. Холодильные машины и установки. - Пищевая промышленность, 1973. — 608 с.

Проектирование холодильников /[Ю. С. Крылов, П. И. Пирог, В. В. В винч, А. И. Дементьев, А. В. Карпов]. — М.: Пищевая промышленность, 1972. — 3

Теплообменные аппараты холодильных установок/[Г. Н. Данилова, С. И данов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова]. — Л.: Машиностроение, 1973. — 328 с.

Цинман И. М., Яньюк В. Я. Холодильники для фруктов. — М.: Пищева мышленность, 1969. — 202 с.

Шерешевский И. А. Конструирование промышленных зданий и сооруж —Л.: Стройиздат, 1976. — 151 с.

Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. — М.: Пищевая промышлен 1977. — 367 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

ЧАСТЬ I

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Глава 1. Исходные данные для проектирования холодильных установок 5
Расчетные параметры наружного воздуха 5
Расчетная температура воды для охлаждения конденсаторов 5
Расчетная температура грунта 6
Режимы холодильной обработки продуктов 7
Расчетная разность температур для внутренних ограждений 9
Глава 2. Объемно-планировочные решения и строительная часть холодильников
Общие сведения 10
Типы холодильников 10
Нормы загрузки 15
Способы укладки грузов. Механизация погрузочно-разгрузочных работ . . 18
Определение числа и размеров камер 22
Распределительные и производственные холодильники 22
Предприятия торговли и общественного питания 28
Выбор планировки 30
Требования к планировке 30
Типовые планировки холодильников различного назначения 32
Требования к машинным и аппаратным отделениям 38
Строительно-изоляционные конструкции холодильников 40
Фундаменты и колонны 42
Стены и перегородки 43
Покрытия холодильников 45
Полы 45
Двери. Воздушные завесы 47
Расчет изоляции 48
Выбор тепло- и пароизоляционных материалов 48
Определение толщины изоляционного слоя 52
Примеры расчетов толщины изоляционного слоя 54
Глава 3. Расчет теплопритоков в камеры холодильника 58
Теплопритоки через ограждения 59
Теплопритоки от грузов при холодильной обработке 62
Теплопритоки при вентиляции помещений 65
Эксплуатационные теплопритоки 65
Теплопритоки от фруктов при «дыхании» 67
Сводная таблица теплопритоков 68
Определение нагрузки на камерное оборудование и компрессор 69
Примеры расчетов 71
Глава 4. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки 74
Способы охлаждения 74
Размещение камерного оборудования и систем воздухораспределения 77
Интенсификация замораживания продуктов. Скороморозильные аппараты . . . 78
Системы охлаждения и схемы холодильных установок 79

Безнасосные схемы непосредственного охлаждения 80
Холодильные установки, работающие на хладонах 80
Холодильные установки, работающие на аммиаке 81
Насосно-циркуляционные схемы непосредственного охлаждения 82
Схемы с промежуточным хладоносителем (рассольные схемы) 85
Глава 5. Расчет и подбор оборудования 86
Выбор расчетного рабочего режима 86
Построение цикла холодильной машины и определение параметров хладагента . . 89
Построение цикла одноступенчатой холодильной машины 89
Построение цикла двухступенчатого сжатия 92
Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины и подбор компрессоров.
Характеристики компрессоров 95
Тепловой расчет холодильной машины двухступенчатого сжатия и подбор компрессоров.
Характеристики компрессоров 102
Расчет и подбор теплообменных аппаратов 108
Конденсаторы 108
Испарители рассольные 115
Камерное оборудование 118
Переохладители 120
Подбор вспомогательного оборудования 12
Ресиверы 12
Отделители жидкости 13
Промежуточные сосуды 13
Маслоотделители 13
Маслосборники 13
Обратные клапаны 13
Подбор холодильных машин и агрегатов с одноступенчатым компрессором . . . 13
Подбор малых холодильных машин 13
Поверочный расчет холодильной установки 14
Подбор средних и крупных холодильных машин и агрегатов 1
Проектирование систем оборотного водоснабжения 1
Выбор градирни 1
Определение площади брызгального бассейна 1
Глава 6. Технологические схемы холодильных установок 1
Технологические схемы холодильных установок непосредственного охлаждения . 1
Схемы малых холодильных установок 1
Схемы средних холодильных установок 1
Схемы крупных холодильных установок 1
Технологические схемы холодильных установок с рассольным охлаждением . . 1
Глава 7. Проектирование устройств для перемещения жидкостей и газов . . . 1
Расчет водяных и рассольных трубопроводов 1
Расчет хладоновых и аммиачных трубопроводов 1
Разводка и крепление трубопроводов 1
Подбор насоса для воды или рассола 1
Подбор аммиачного насоса 1
Определение гидравлического сопротивления трубопроводов 1
Расчет воздуховодов 1
Подбор вентилятора 1

ЧАСТЬ II

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Глава 8. Графо-аналитические расчеты при проектировании СКВ 1
Глава 9. Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха 1
Расчетные параметры наружного воздуха 1
Расчетные параметры внутреннего воздуха 1
Глава 10. Расчет тепло- и влагопритоков и определение количества подаваемого воздуха 1
Тепло-влажностный баланс кондиционируемого помещения 1
Определение теплопритоков 1
Определение суммарной тепловой нагрузки 1

Определение влагопритоков 199
Выбор параметров и количества воздуха, подаваемого в помещение 200
Глава 11. Выбор системы кондиционирования воздуха 201
Глава 12. Схемы обработки воздуха 207
Глава 13. Особенности СКВ для предприятий мясной и молочной промышленности и общественного питания 211
Глава 14. Расчет и подбор оборудования систем кондиционирования воздуха . . 220
Агрегированные кондиционеры 220
Центральные кондиционеры 221
Воздухонагреватели и поверхностные воздухоохладители 222
Оросительные камеры 227
Вентиляторные установки 232
Глава 15. Источники холода и холодоснабжение систем кондиционирования воздуха 232

ЧАСТЬ III

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЕКТА И ПРАВИЛА ЕГО ОФОРМЛЕНИЯ

Глава 16. Определение себестоимости единицы холода 242
Плановая калькуляция 242
Статьи расхода 242
Особенности определения себестоимости единицы холода для малых холодильных установок 249
Глава 17. Оформление расчетно-пояснительной записки и графической части . . 250

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. Таблица параметров насыщенных паров аммиака (параметры даны с округлением) 256
Приложение 2. Таблица параметров насыщенных паров хладона-12 (по данным ВНИХИ) 257
Приложение 3. Таблица параметров насыщенных паров хладона-22 (по данным ВНИХИ) 259

Список рекомендуемой литературы 261

ГАБРИЭЛЬ ЗАЛЬМАНОВИЧ СВЕРДЛОВ
БОРИС КОНСТАНТИНОВИЧ ЯВНЕЛЬ

КУРСОВОЕ И ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Редактор Г. А. Гусева
Художник Р. Р. Вейлерт
Художественный редактор Е. К. Селикова
Технический редактор Г. Г. Хацкевич
Корректоры Е. А. Постникова, Н. П. Багма
ИБ № 315

Сдано в набор 1.03.78. Подписано в печать 28.04.78. Т—09706. Формат 70×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 16,5+1,7 вкладка=18,2 печ. л. Усл. п. л. 21,3. Уч. изд. л. 22,87. Тираж 40 000 экз. Заказ 198. Цена 90 коп.
Издательство «Пищевая промышленность».
113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12.

Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.