

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

На правах рукописи

**ЛЮДНИЦКИЙ КОНСТАНТИН ВЛАДИМИРОВИЧ**

УДК 536.248.2: 532.529.5

**УСОВЕРШЕНТВОВАНИЕ СОЛНЕЧНЫХ  
МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ  
СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ НА ОСНОВЕ  
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕГО АБСОРБЦИОННОГО ЦИКЛА**

Специальность

05.05.14 - Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы  
кондиционирования

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
Дорошенко Александр Викторович  
доктор технических наук, профессор

Экземпляр диссертации  
идентичен по содержанию  
с другими экземплярами



Ученый секретарь  
специализированного ученого  
совета д.т.н., профессор

Милованов В.И.

Одесса 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

|   | стр. |
|---|------|
| СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....   | 7    |
| ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.....  | 10   |
| ВВЕДЕНИЕ.....   | 15   |
| <b>РАЗДЕЛ 1.</b> Аналитический обзор по теме работы. Солнечные системы жизнеобеспечения.....  | 19   |
| <b>1.1</b> Солнечные многофункциональные системы (осушения воздуха), тепло - хладоснабжения, кондиционирование воздуха.....   | 19   |
| <b>1.1.1.</b> Солнечная энергетика. Перспективы практического использования....   | 19   |
| <b>1.1.2.</b> Солнечные системы теплоснабжения и кондиционирования воздуха.....   | 22   |
| <b>1.1.3.</b> Солнечные абсорбционные системы с прямой и непрямой регенерацией абсорбента.....  | 27   |
| <b>1.2.</b> Современные типы испарительных охладителей газов и жидкостей; требования к ним.....   | 37   |
| <b>1.2.1.</b> Испарительные воздухо - и водоохладители (градирни) прямого типа (Direct evaporative cooler DECg, Cooling Tower CTW) .....  | 37   |
| <b>1.2.2.</b> Испарительные воздухоохладители непрямой типа (Indirect evaporative cooler IECg).....   | 38   |
| <b>1.2.3.</b> Испарительные охладители комбинированного типа (Combined type of Indirect and Direct evaporative cooler, IEC-DEC, IEC-CTW) и многоступенчатые охладители газов и жидкостей (Multistage type of indirect evaporative cooler, IEC <sub>mst</sub> )..... | 41   |
| <b>1.2.4.</b> Испарительные низкотемпературные (со сниженным пределом охлаждения) охладители (chiller Ch-Rw).....   | 44   |
| <b>1.3.</b> Основные выводы и задачи исследования.....  | 46   |
| <b>1.3.1.</b> Основные выводы.....  | 46   |
| <b>1.3.2.</b> Основные задачи исследования.....   | 52   |

|   |            |
|---|------------|
| <b>РАЗДЕЛ 2. Идеология развития многофункциональных систем тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха. Разработка новых принципиальных решений.....</b>   | <b>53</b>  |
| <b>2.1. Идеология развития солнечных абсорбционных многофункциональных систем.....</b>  | <b>53</b>  |
| <b>2.1.1. Многофункциональные энергетические системы МЭС на основе солнечных теплоиспользующих абсорбционных циклов.....</b>  | <b>54</b>  |
| <b>2.1.2. Принципиальные схемные решения для тепломассообменных аппаратов солнечных осушительно-испарительных систем.....</b>   | <b>58</b>  |
| <b>2.2. Разработка принципиальных схемных решений солнечных теплоиспользующих систем.....</b>   | <b>67</b>  |
| <b>2.2.1. Солнечные системы кондиционирования воздуха ССКВ. Основные разработанные варианты многоступенчатых солнечных систем.....</b>  | <b>67</b>  |
| <b>2.2.2. Солнечные холодильные системы СХС. Основные разработанные варианты многоступенчатых солнечных систем (каскадных охладителей)...</b>   | <b>68</b>  |
| <b>2.2.3. Солнечные многоступенчатые каскадные холодильные и кондиционирующие системы. Основные разработанные варианты.....</b>   | <b>77</b>  |
| <b>2.3. Разработка принципиальных схемных решений основных ступеней (блоков, каскадов) солнечных холодильных систем. Предварительный анализ возможностей.....</b>                                       | <b>82</b>  |
| <b>2.3.1. Варианты разработанных солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ. Анализ возможностей.....</b>  | <b>82</b>  |
| <b>2.3.2. Варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС. Предварительный анализ возможностей.....</b>   | <b>90</b>  |
| <b>2.4. Варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением в вариантах АБРио и АБРио-R.....</b> | <b>106</b> |
| <b>2.4.1. Базовая концепция создания солнечных многофункциональных систем на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением.....</b>   | <b>106</b> |

|   |     |
|---|-----|
| <b>2.4.2</b> Анализ возможностей солнечных систем ССКВ и СХС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Р.....  | 114 |
| <b>2.5.</b> Полимерный солнечный коллектор СК/П на основе моноблоковых многоканальных структур (раздел).....  | 126 |
| <b>2.5.1.</b> Основные идеи создания и совершенствования полимерных солнечных коллекторов СК/П.....   | 126 |
| <b>2.5.2.</b> Теоретическая часть. Анализ суммарных тепловых потерь.....  | 128 |
| <b>2.5.3.</b> Анализ экспериментальных результатов.....   | 134 |
| <b>2.6.</b> Выводы по второму разделу.....  | 137 |
| <b>РАЗДЕЛ 3.</b> Разработка тепломассообменной аппаратуры для осушительного и охладительного контуров солнечных абсорбционных систем.....   | 141 |
| <b>3.1.</b> Идеология создания компактной ТМА для осушительного и охладительного контуров солнечных систем.....   | 141 |
| <b>3.1.1.</b> Основные требования к компоновке и насадкам ТМА солнечных систем.....   | 142 |
| <b>3.1.2.</b> Перспективы использования полимерных материалов в конструкции пленочных ТМА.....  | 144 |
| <b>3.1.3.</b> Основные принципы построения насадочных модулей ТМА солнечных систем. Типы и геометрия насадочных поверхностей ТМА осушительного и охладительного контуров солнечных систем.....                                | 147 |
| <b>3.2.</b> Тепломассообменные аппараты осушительного и охладительного контуров солнечных систем.....   | 151 |
| <b>3.2.1.</b> Тепломассообменные аппараты осушительного и охладительного контуров солнечных систем с прямым непосредственным контактом газа и жидкости.....   | 151 |
| <b>3.2.2.</b> Тепломассообменные аппараты осушительного и охладительного контуров солнечных систем с непрямым контактом газа и жидкости (воздухоохладители НИО и абсорберы с внутренним испарительным охлаждением АБРио)..... | 153 |
| <b>3.3.</b> Разработка многофункциональных солнечных систем .....   | 170 |

|  |            |
|--|------------|
| <b>3.4. Выводы по третьему разделу.....</b>  | <b>176</b> |
| <b>РАЗДЕЛ 4. Теоретическое и экспериментальное изучение процессов гидроаэродинамики и совместного тепломассообмена в аппаратах солнечных систем.....</b> | <b>184</b> |
| <b>4.1. Разработка испарительных охладителей со сниженным пределом охлаждения для охладительного контура солнечных систем.....</b>                       | <b>184</b> |
| <b>4.1.1. Испарительные воздухоохладители НИОг. Основные принципиальные решения.....</b>   | <b>184</b> |
| <b>4.1.2. Испарительные водоохладители НИОж. Основные принципиальные решения.....</b>  | <b>185</b> |
| <b>4.2. К теории процесса испарительного охлаждения сред в испарительных охладителях прямого и непрямого типа.....</b>                                   | <b>189</b> |
| <b>4.2.1. Процессы совместного тепломассообмена в испарительных охладителях прямого типа.....</b>  | <b>189</b> |
| <b>4.2.2. Процессы совместного тепломассообмена в испарительных воздухоохладителях непрямого типа НИО.....</b>   | <b>200</b> |
| <b>4.3. Моделирование процессов совместного тепломассообмена в испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг.....</b>                              | <b>206</b> |
| <b>4.4. Экспериментальное исследование испарительных охладителей прямого и непрямого типа.....</b>   | <b>217</b> |
| <b>4.4.1. Экспериментальное оборудование.....</b>  | <b>217</b> |
| <b>4.4.2. Экспериментальные результаты. Гидроаэродинамика, задержка жидкости.....</b>  | <b>220</b> |
| <b>4.5. Эффективность процессов в испарительных охладителях.....</b>   | <b>226</b> |
| <b>4.5.1. Испарительное охлаждение воды в водоохладителе ГРД.....</b>  | <b>226</b> |
| <b>4.5.2. Анализ полученных результатов (испарительные водоохладители прямого типа ГРД) .....</b>  | <b>230</b> |
| <b>4.5.3. Эффективность процессов при испарительном охлаждении в воздухоохладителе непрямого типа НИОг.....</b>  | <b>232</b> |

|   |     |
|---|-----|
| <b>4.5.4.</b> Анализ полученных результатов (испарительные воздухоохладители<br>непрямого типа НИОг) .....  | 236 |
| <b>4.6.</b> Выводы по четвертому разделу.....   | 237 |
| <b>РАЗДЕЛ 5.</b> Инженерные аспекты. Разработка солнечных систем, анализ<br>возможностей и эко-энергетических характеристик.....  | 243 |
| <b>5.1.</b> Основные варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС<br>и систем кондиционирования воздуха ССКВ.....  | 243 |
| <b>5.1.1.</b> Автономные испарительные охладители сред и одноступенчатые<br>варианты разработанных солнечных систем.....  | 243 |
| <b>5.1.2.</b> Многоступенчатые варианты разработанных солнечных систем.....   | 243 |
| <b>5.1.3.</b> Варианты разработанных солнечных систем на основе абсорбера с<br>внутренним испарительным охлаждением.....  | 244 |
| <b>5.2.</b> Разработанные солнечные многофункциональные системы тепло-<br>хладоснабжения и кондиционирования воздуха.....   | 245 |
| <b>5.2.1.</b> Инженерные разработки солнечных систем.....   | 249 |
| <b>5.2.2.</b> Рабочие вещества (абсорбенты) – основные требования, выбор<br>растворов и их теплофизические свойства.....  | 249 |
| <b>5.3.</b> Анализ возможностей разработанных солнечных систем.....   | 263 |
| <b>5.3.1.</b> Двухступенчатая ССКВ.....   | 273 |
| <b>5.3.2.</b> Двухступенчатая солнечная холодильная система СХС.....  | 273 |
| <b>5.3.3.</b> Анализ полученных результатов.....  | 282 |
| <b>5.4.</b> Разработка концепции «Полный жизненный цикл, ПЖЦ – Life Cycle<br>Assessment, LCA», как метода анализа новых решений и выбора<br>перспективных направлений развития альтернативных систем..... | 292 |
| <b>5.4.1.</b> Базовые понятия и определения. Методология ПЖЦ (LCA) – анализ<br>полного жизненного цикла объекта.....  | 300 |
| <b>5.5.</b> Выводы по пятому разделу.....   | 315 |
| <b>ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ.....</b>   | 318 |
| <b>ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ.....</b>  | 321 |

## СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ:

- $A$  – поверхность обмена,  $\text{м}^2$ ;  
 $f (F)$  – поверхность сечения, площадь поверхности,  $\text{м}^2$ ;  
 $\eta$  – коэффициент полезного действия;  
 $\text{COP}$  – коэффициент полезного действия (coefficient of performance);  
 $N$  – мощность, Вт;  
 $E$  – эффективность;  
 $G$  – массовый расход, кг/с;  
 $w$  – скорость, м/с;  
 $h$  – энтальпия, Дж/кг;  
 $H, L, B$  – высота, длина и ширина, м;  
 $d$  – диаметр, м;  $d_3$  – эквивалентный диаметр канала, м;  
 $\beta$  – угол, угол наклона, град;  
 $l = G_{\text{г}}/G_{\text{ж}}$  – соотношение расходов потоков газа и жидкости: воздуха к воде (ГРД), воздуха к раствору (АБР, ДБР);  
 $n$  – число листов в насадке теплообменного аппарата,  
 $p$  – полное давление, парциальное давление, Па;  
 $\Delta p$  – перепад давления на рассматриваемом участке, Па;  
 $Q$  – количество тепла, Вт;  
 $q$  – плотность теплового потока,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $R$  – термическое сопротивление;  
 $J$  – интенсивность солнечной радиации  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $t, T$  – температура, °С. К;  
 $U$  – коэффициент тепловых потерь;  
 $k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;;  
 $\beta$  – коэффициент массоотдачи,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \text{с})$ ;  
 $\delta$  – толщина жидкостной пленки, мм; толщина стенки, мм;  
 $c_p$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг К);

$r$  – скрытая теплота парообразования при испарении, Дж/кг;

$\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м К);

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\sigma$  – поверхностное натяжение;

$\mu$  – динамическая вязкость, Па с;

$x$  – влагосодержание (г влаги/кг сухого воздуха);

$\varphi$  – относительная влажность (%);

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\tau$  – время, с;

$\xi$  – концентрация абсорбента в растворе (%); коэффициент гидравлического сопротивления;

*Общепотребительные безразмерные комплексы и индексы:*

$Nu$ ,  $Sh$ ,  $Pr$ ,  $Sc$ ,  $Re$ ,  $Le$  – числа Нуссельта, Шервуда (Нуссельта диффузионного), Прандтля, Рейнольдса, Льюиса, соответственно.

$i$ ,  $k$  – узловые (характерные) точки на координатах  $x$  и  $z$ ;

ст – стенка;

г, ж – газ, жидкость (ж – вода);

пл – пленка;

ид – идеальный;

из – изоляция;

$m$ ,  $p$  – температура воздуха по мокрому термометру и температура точки росы;

нв, вб – свежий (наружный) и выбрасываемый в среду воздушные потоки;

$s$  – раствор абсорбента (сл, кр – слабый и крепкий раствор);

опт (opt) – оптимальный.

Знаки над символами: — осреднение величины.

***Аббревиатуры:***

ВИЭ - возобновляемые источники энергии; ГРД – градирня, испарительный охладитель воды; АБР – абсорбер-осушитель; ДБР – десорбер-регенератор абсорбента; БТА - бак-теплоаккумулятор; ГС - гелиосистема (солнечная система); ПИО - испарительный воздухоохладитель прямого типа; ПМ - полимерные материалы; ПП - прозрачное покрытие; РН - регулярная насадка; СК - солнечный коллектор (СК/Р, СК/П – основные типы коллекторов); ССГВ - солнечная система горячего водоснабжения; ССТП – солнечная система теплоснабжения; ССКВ - солнечные системы кондиционирования воздуха; СХС – солнечные холодильные системы; ТМА - тепломассообменный аппарат; Т/О – теплообменник; УФИ - ультрафиолетовое излучение

*Остальные обозначения имеются в тексте по месту появления.*

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Взаимосвязанные проблемы энергетики и экологии диктуют новые требования к современным холодильным системам, в первую очередь, снижения энергозатрат и антропогенного воздействия на среду обитания. Аналитический обзор отечественных и зарубежных научных исследований и инженерных разработок последних лет показал рост интереса к возможностям испарительных методов охлаждения сред и к созданию осушительно-испарительных холодильных систем (СХС) и систем кондиционирования воздуха (ССКВ) на основе открытого теплоиспользующего абсорбционного цикла и испарительных воздухо- и водоохладителей непрямого типа, что позволяет снять климатические ограничения применимости испарительных методов и улучшить их энергетические и экологические показатели.

**Связь работы с научными программами, планами, темами.** Диссертационная работа выполнялась в соответствии с законодательными актами: Постанови Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94р. що затвердила “Закон України про енергосбереження”, Постанови Кабінету Міністрів України №148 від 5.02.97 р. “Про комплексну державну програму енергосбереження України”, Постанови Кабінету Міністрів України №583 від 14.04.99 р. “Про Міжвідомчу комісію із забезпечення виконання Рамкової Конвенції ООН про зміну клімату”, Галузевої науково-технічної програми сталого розвитку побутової техніки в Україні на 2006-2011 роки (наказ Мінпромполітики України від 03 03 2006р. № 85).

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является совершенствование многофункциональных солнечных систем: осушения воздуха, тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха на основе осушительно-испарительных методов и солнечной энергии для поддержания непрерывности цикла. Решались следующие задачи: – разработка схемных решений для одно- и многоступенчатых солнечных холодильных и

кондиционирующих систем с непрямой регенерацией абсорбента на основе разработанных универсальных блоков ТМА [(ДБР ↔ АБР → НИОг)] и [(ДБР ↔ АБР → НИОж)]; – создание унифицированной теплообменной аппаратуры ТМА пленочного типа (абсорбера-осушителя, десорбера-регенератора, испарительных охладителей непрямого типа НИОг и ГРД); – моделирование процессов теплообмена в основных ТМА с учетом особенностей пленочных течений в ТМА осушительного и охладительного контуров и проведение экспериментального исследования испарительных охладителей сред; – получение зависимостей и рекомендаций, обеспечивающих расчет и конструирование солнечных систем и их основных элементов; выполнение сравнительного эко-энергетического анализа традиционных и альтернативных решений холодильных систем.

**Объектом исследования** являются многофункциональные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха с использованием солнечной энергии для регенерации абсорбента.

**Предметом** исследования является процессы аэрогидродинамики и теплообмена в основных элементах осушительного и охладительного контуров солнечных систем и анализ принципиальных возможностей солнечных абсорбционных систем. **Методы исследования:** теоретическое изучение и экспериментальные исследования на натуральных образцах теплообменных аппаратов ТМА пленочного типа, – испарительных охладителей сред непрямого типа, абсорберов и десорберов.

**Научная новизна** работы определяется следующими результатами:

1. Показано, что для создания солнечных холодильных (СХС) и кондиционирующих (ССКВ) систем перспективно использование теплоиспользующего абсорбционного цикла в одно- и многоступенчатых вариантах и разработаны схемные решения солнечных систем, обеспечивающих существенное расширение области практического использования методов испарительного охлаждения сред;

2. Впервые разработано многоступенчатое оформление солнечных систем на основе базовых осушительно-охладительных блоков [(ДБР ↔ АБР → НИОг)] и [(ДБР ↔ АБР → НИОж)] с использованием многоступенчатого десорбера-регенератора, в котором каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень осушения воздуха, с последовательным ростом концентрации крепкого раствора от ступени к ступени, что обеспечивает снижение уровня охлаждения в СХС и снятие климатических ограничений на использование ССКВ на основе открытого абсорбционного цикла;

3. Впервые в схемах ССКВ и СХС использована двухступенчатая технологическая градирня, обслуживающая соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2, при этом ГРДт1 работает на наружном воздухе, а ГРДт2 на части осушенного в АБР1 наружного и охлажденного в НИО1 основного воздушных потоков; разработан вариант солнечной системы СХС с охлаждением абсорбера частью охлажденной воды из продуктового контура НИОж, что обеспечивает устранение технологической градирни из схемы и снижение температурного уровня последующего испарительного охлаждения;

4. Разработан абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБРИо; решения ССКВ по формуле [НВ → (АБР1 → НИО1) → АБРИо-Рг → «воздух, прошедший термовлажностную обработку»] и СХС [НВ → (АБР1 → НИО1) → АБР/ИО-Рж → «охлажденная вода»] позволяют повысить эффективности процесса абсорбции, снизить температурный уровень последующего испарительного охлаждения и устранить из схемы отдельный испарительный охладитель второй ступени (НИО или ГРД), снизив, тем самым, габариты, вес и стоимость системы в целом;

5. Выполнено моделирование процессов теплообмена в испарительных воздухоохладителях непрямого типа НИО и НИО-Р; показано, что использование НИО со сниженным пределом охлаждения сред, как и построение на их основе абсорбционных осушительно-испарительных

солнечных систем, требует решения проблемы реконденсации, связанной с опасностью полного насыщения воздушного потока в пределах насадочной части аппаратов; выполнен анализ условий такой опасности и выработаны рекомендации по ее предотвращению;

6. Разработанная двухступенчатая ССКВ (формула основного блока [ДБР ↔ АБР → НИОг]) способна обеспечить получение комфортных параметров воздуха для любых климатических условий земного шара при значительном снижении энергозатрат; СХС [(формула ДБР ↔ АБР → НИОж)] может обеспечить охлаждение воды на уровне  $t_{\text{ж}}^2 = 6-10^0\text{C}$  и, таким образом, значительно расширить возможность практического использования методов испарительного охлаждения сред в ряде пищевых, химических и других технологий с существенной экономией энергии

**Обоснованность и достоверность научных положений и результатов** подтверждаются результатами экспериментально-расчетных исследований и хорошим качественным и количественным согласованием полученных результатов.

**Практическое значение полученных результатов** состоит в разработке рекомендаций по расчету и конструированию солнечных систем СХС и ССКВ и их основных элементов; материалы диссертации переданы ТОВ «Вент-Сервис» для промышленной реализации и используются в учебном процессе на кафедрах ОНАПТ в курсах лекций и практических занятий по нетрадиционной энергетике в 2014-2016 годах.

**Личный вклад соискателя.** Соискателем разработаны схемные решения солнечных многоступенчатых систем СХС и ССКВ, испарительных воздухо - и водоохладителей (НИОг и ГРД) и ТМА осушительного контура; проведен цикл экспериментально-расчетных исследований; выполнен анализ и обобщение полученных результатов.

**Апробация результатов диссертации** проводилась: на научно-техн.конф. «Енергія. Бізнес. Комфорт», Солнечные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения на основе многоступенчатых теплообменных

аппаратов. – 2014. – С. 9-12; на XV Всеукраїнській науково - технічній конференції молодих учених та студентів «Еколого - Енергетичні проблеми сучасності» (ОНАХТ. 2015р.);

**Публикации.** Основные научные и прикладные результаты автора представлены в 11 публикациях в научно-технических журналах (четыре публикации в журнале Молдавской академии наук), и были представлены в 3 докладах на международных и научно-практических конференциях.

**Объем и структура диссертации.** Диссертация состоит из вступления, пяти разделов, выводов и списка использованных источников; она содержит 179 страниц текста, 143 страниц с рисунками и таблицами, и списка литературы из 143 наименования.

## ВВЕДЕНИЕ

### СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ДИНАМИКА ПРАКТИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

При сохранении существующих темпов роста потребления энергии через несколько поколений наши потомки могут столкнуться с кризисом такого масштаба, который будет иметь катастрофические последствия для всего населения Земли, считает академик Ж. Алферов [143]. По прогнозам Международного энергетического агентства, в первые тридцать лет XXI века потребление энергии практически удвоится, и его ежегодный прирост составит 1,5%. Энергетические потребности человечества ограничены природными ресурсами, которые стремительно истощаются. По оценкам специалистов, нефть будет близка к исчерпанию через 40-50 лет, газ – через 60-70, уголь – через 300-400 лет. Запасов дешевого урана для производства энергии на тепловых нейтронах хватит еще на 120 лет. Оптимистичнее всего выглядит ситуация с ядерной энергетикой на быстрых нейтронах. Здесь ресурс оценивается в полторы тысячи лет. Именно по этой причине человечество сегодня уделяет всё большее внимание развитию альтернативной энергетики. Актуальность этой задачи обуславливается и необходимостью изъятия части поступающей на Землю солнечной энергии, чтобы не допустить перегрева планеты. Ряд российских ученых, как, например, профессор физфака МГУ Эдуард Боос, полагают, что растущее увеличение сброса тепла электростанциями, всеми видами транспортных средств, промышленными объектами, ведет к перегреву земной поверхности. Эта угроза требует адекватных мер по изъятию излишнего тепла посредством широкого внедрения гелиосистем. Так, например, в одном из своих выступлений в бундестаге, министр по охране окружающей среды отметил, что, благодаря использованию альтернативных источников энергии, было

предотвращено попадание 50 млн. тонн углекислого газа в окружающую среду.

При использовании возобновляемых источников решается проблема ограниченности ресурсов энергии. В табл. 1.1 приведены значения потенциальной энергии таких источников (в триллионах тонн условного топлива в год). Ресурсы любого из этих источников энергии достаточны для удовлетворения потребностей человечества в настоящем и будущем. Их повсеместное использование позволит решать и проблемы экологии. Какой именно источник энергии найдет наибольшее применение, покажет будущее, но проанализировать предпосылки можно уже сегодня.

**Табл. 1.1.** Потенциальная энергия возобновляемых и не возобновляемых источников

| Вид источника       | Потенциальная энергия, трлн. тонн/год |
|---------------------|---------------------------------------|
| Солнечная энергия   | 131                                   |
| Ветровая энергия    | 2                                     |
| Гидроэнергия        | 7                                     |
| Энергия биомассы    | 0,1                                   |
| Уголь               | 11                                    |
| Уран                | 8                                     |
| Мировое потребление | 0,01                                  |

Сравним основные возобновляемые источники энергии по ряду показателей. В табл. 1.2 приведены удельные мощности разных типов электростанций (с учетом площадей, занимаемых сооружениями и зданиями). При расчетах принималось, что все земли имеют одинаковую стоимость. Для тепловых и атомных станций дополнительно учитывались территории, занятые под добычу угля и руды. Площади для производства строительных и конструкционных материалов не учитывались – они приблизительно одинаковы для всех типов станций. Ожидается уменьшение удельной мощности атомных станций за счет увеличения территорий,

занятых под захоронение отходов. Для солнечных станций (особенно фотоэлектрических) этот показатель должен увеличиваться за счет увеличения КПД преобразователей солнечной энергии и большего использования возможности размещения их на крышах зданий.

**Таблица 1.2.** Удельные мощности разных типов электростанций

| Тип электростанции | Удельная мощность, МВт/км <sup>2</sup> |
|--------------------|--|
| Солнечные станции  | 50...100                               |
| Ветровые станции   | до 15                                  |
| Гидростанции       | до 10                                  |
| Энергия биомассы   | до 5                                   |
| Тепловые станции   | до 30                                  |
| Атомные станции    | 60...120                               |

Из таблицы видно, что лучшую энергетическую отдачу имеют солнечные станции (в перспективе ожидается, что это значение улучшится). В такой ситуации у человечества единственный выход – преобразование солнечной энергии, которое не нарушает экологию и тепловое равновесие нашей планеты в целом, либо имеет значительно более щадящие природу показатели. Основные положения Киотского протокола [121] и сформулированные для Европейского союза рекомендации по развитию экологически устойчивой энергетики заставляют по-новому рассматривать накопленный мировой опыт в использовании возобновляемых источников энергии (ВИЭ).

Основу энергетики Украины составляют атомные станции, гидроэлектростанции и энергетика на основе ископаемых видов топлив. Наметившийся устойчивый рост промышленного производства неминуемо повлечет увеличение потребления энергоресурсов. Для успешного решения задач энергоснабжения в Украине, наряду с другими нетрадиционными источниками, следует изучить возможности применения солнечной энергии. Интерес к нетрадиционным ВИЭ вызван отрицательными тенденциями

развития традиционной энергетики, обусловленными, в основном, двумя факторами – быстрым истощением природных ресурсов и загрязнением окружающей среды. По данным ООН [50, 59, 120], уже в 2083 – 2500 гг. предполагается истощение основного вида ископаемого топлива – залежей угля, а к середине 21 века – урана. В работе [50] рассмотрен сценарий использования ВИЭ в период до 2050г., исходя из существующих технологий и разработок. В период до 2020 г. предпочтение при производстве электроэнергии будет отдано ветроэнергетике ВЭУ, а доля ее производства с 570 ТВт ч/год в 2015 возрастет в энергобалансе до 50% в 2040 г. и до 65% к 2050 г. Здесь следует отметить сравнительно низкий ветропотенциал для всей территории Украины, кроме немногих существующих ветрокоридоров в Крыму и предгорьях Карпат. Европейский сценарий производства электроэнергии на базе парогазовых ЭС и ТЭС с использованием природного газа, биомассы и угля, а также установок на ВИЭ приведет к снижению выбросов CO<sub>2</sub> с 293 млн. т/год в 1999 г. до 276 млн. т/год к 2020 г. Последующее снижение выбросов CO<sub>2</sub> будет более существенным и составит в 2050 г. более 70 млн. т/год, т. е. около 25%. Интенсивность выбросов CO<sub>2</sub> будет равна 0.125 кг/(кВт ч). В области теплоснабжения сейчас 88% тепла производится с использованием газа, мазута, биомассы и электроэнергии, а 12% за счет ТЭС; к 2050 г. потребление газа, мазута и биомассы сократится на 32%, а местное производство тепла за счет солнечных установок увеличится на 23%. К возобновляемым источникам энергии (ВИЭ) относят ветровую энергетiku, биоэнергетику (энергия, получаемая из отходов животноводства и растениеводства, а также энергия из органических отходов жизнедеятельности человека), энергия Мирового океана, малая гидроэнергетика, энергия горячих подземных вод, солнечная энергетика.

Для Украины основным и наиболее перспективным альтернативным источником энергии является солнечная энергия.

## РАЗДЕЛ 1

### **АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ПО ТЕМЕ РАБОТЫ. СОЛНЕЧНЫЕ СИСТЕМЫ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ.**

#### **1.1. Солнечные многофункциональные системы (осушения воздуха), тепло - хладоснабжения, кондиционирование воздуха**

##### **1.1.1. Солнечная энергетика. Перспективы практического использования**

Основные положения Киотского протокола [121] и сформулированные для Европейского союза рекомендации по развитию экологически устойчивой энергетики заставляют по-новому рассматривать накопленный мировой опыт в использовании возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Наметившийся устойчивый рост промышленного производства неминуемо повлечет увеличение потребления энергоресурсов. Для успешного решения задач энергоснабжения в Украине, наряду с другими нетрадиционными источниками, следует изучить возможности применения солнечной энергии. Интерес к нетрадиционным ВИЭ вызван отрицательными тенденциями развития традиционной энергетики, обусловленными, в основном, двумя факторами – быстрым истощением природных ресурсов и загрязнением окружающей среды. По данным ООН [50, 120], уже в 2083 – 2500 гг. предполагается истощение основного вида ископаемого топлива – залежей угля, а к середине 21 века – урана.

#### **Современное состояние и требования к новому поколению холодильных и кондиционирующих систем.**

По данным ЕС на долю холодильной техники и систем кондиционирования воздуха в среднем приходится до 25-30% всего энергопотребления, что определяет суммарный вклад холодильной отрасли в проблему глобального потепления. Для Украины, с учетом солнечного потенциала (уровня солнечной радиации и количества солнечных дней в

году), одним из приоритетных направлений развития альтернативной энергетики является солнечная энергетика. Развитие солнечной энергетики идет в направлениях: преобразование солнечной энергии в тепловую энергию в солнечных системах горячего водоснабжения (ССГВ) и охлаждения (СХС); преобразование солнечной энергии в электрическую (фотовольтажные преобразователи); создание на основе солнечной энергии комбинированных (когенерационных) систем тепло - холода и энергообеспечения, рационально интегрирующих возможности традиционной и альтернативной энергетики; создание на основе солнечной энергии систем охлаждения и кондиционирования воздуха СХС и ССКВ. Усугубляющиеся взаимосвязанные проблемы энергетики и экологии выдвигают новые требования к аппаратуре холодильных систем и систем комфортного и технологического кондиционирования воздуха СКВ, в первую очередь, снижения энергозатрат и антропогенного воздействия на среду обитания. К наиболее перспективному и долгосрочному решению в этом направлении относится создание альтернативных систем на основе нетрадиционных источников энергии, в первую очередь, солнечной энергии, и испарительных методов охлаждения сред.

Испарительное охлаждение эффективно в условиях сухого и жаркого климата (при влагосодержании наружного воздуха  $x_r < 12,5 \text{ г/кг}$ ). Практическое использование испарительных методов в холодильной технике и СКВ, являясь оптимальной интеграцией методов естественного и искусственного охлаждения сред, требует решения нескольких принципиальных вопросов: расширения климатической области использования самих методов испарительного охлаждения сред; повышения компактности и снижения энергопотребления теплообменных аппаратов (затраты на транспорт теплоносителей), входящих в такие альтернативные системы. Наиболее перспективно включение испарительных охладителей в состав солнечных осушительно-испарительных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха на основе теплоиспользующего

сорбционного цикла. Для создания солнечных холодильных и кондиционирующих систем перспективно использование сорбционного цикла, заключающегося в предварительном осушении воздуха и последующем его использовании для испарительного охлаждения сред (осушительно-испарительный охладитель). Наиболее перспективен открытый сорбционный цикл, основанный на использовании жидких и твердых сорбентов и возможности использования солнечной энергии (полностью, или в качестве долевого теплового источника) для обеспечения регенерации сорбента. Предпочтительной областью практического использования таких альтернативных систем, является солнечное кондиционирование воздуха, что обусловлено известной корреляцией между инсоляцией и требуемым уровнем охлаждения (комплексом термовлажностных параметров воздуха для ССКВ) и сравнительно невысокими температурами регенерации сорбента.

К основным проблемам развития осушительно-испарительных систем, требующим решения для перспективного выхода на коммерческий рынок, следует отнести: подбор рабочих тел (композитов), обеспечивающих высокую поглощательную способность, при минимальном неблагоприятном воздействии на конструктивные материалы; создание эффективного нагревательного контура для регенерации сорбента, что связано, в первую очередь, с разработкой эффективных солнечных коллекторов, способных обеспечить требуемый температурный уровень регенерации сорбента; снижение энергозатрат на транспорт теплоносителей (воздушных потоков, воды, раствора сорбента), что может быть достигнуто уменьшением общего числа теплообменных аппаратов в схеме путем совмещения в каждом из них нескольких процессов. Развитие осушительно-испарительных систем позволяет снять климатические ограничения применимости испарительных методов охлаждения и существенно улучшить энергетические и экологические показатели солнечных систем кондиционирования воздуха (ССКВ) и солнечных холодильных систем (СХС), в целом.

### **1.1.2. Солнечные системы теплоснабжения и кондиционирования воздуха**

**Многофункциональные сорбционные системы с солнечной регенерацией сорбента.** Для создания солнечных холодильных и кондиционирующих систем перспективно использование сорбционного цикла (рис. 1.1 – 1.6), заключающегося в предварительном осушении воздуха и последующем его использовании для испарительного охлаждения сред (осушительно-испарительный охладитель). Наиболее перспективен открытый сорбционный цикл, основанный на использовании жидких или твердых сорбентов и возможности использования солнечной энергии для обеспечения регенерации сорбента, то есть для поддержания непрерывности цикла; предпочтительной областью практического использования таких альтернативных систем, является солнечное кондиционирование воздуха, что обусловлено известной корреляцией между инсоляцией и требуемым уровнем охлаждения (комплексом термовлажностных параметров воздуха для ССКВ) и сравнительно невысокими температурами регенерации абсорбента. Количество работ, посвященных изучению возможностей открытого сорбционного цикла применительно к задачам охлаждения и кондиционирования воздуха многочисленно и непрерывно возрастает. Это обусловлено поиском принципиально новых решений в связи со стремительно усугубляющимися взаимосвязанными проблемами энергетики и экологии.

Идея солнечного охлаждения и кондиционирования воздуха известна в практическом использовании начиная с 90-х годов XIX века. Разнообразные варианты подобных систем создавались в СССР в 60-е годы на основе раствора хлористого лития. Солнечный охладитель, использующий раствор LiBr был реализован в Брисбене (Brisbane), Австралия (Australia), в 1958 году. Позднее (1966) там же, в Куинсланде (Queensland), был реализован солнечный дом с солнечным охладителем. В США в 1976 году было установлено около пятисот солнечных кондиционеров воздуха, причем,

приблизительно 75 – 80% времени в году они работали на солнечной энергии, а в остальное время на электроэнергии или на жидком топливе [42, 50]. Такое рациональное использование традиционного и альтернативного источников энергии является наиболее перспективным, обеспечивая, наряду с существенным замещением традиционного источника энергии в пределах года, и компенсацию естественных колебаний солнечной активности. Ряд конференций, проведенных под эгидой Международного института холода IIR/IF, например 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IF, Sydney, 1999 и 21<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IF, Washington, D.C., 2003 и др.) уделяли значительное внимание этой проблеме. Одним из первых совместных проектов Международного Энергетического Агентства (IEA, The International Energy Agency), была программа солнечного нагрева и охлаждения, существующая с 1977 года. Последнее десятилетие отмечено особой активностью в этом направлении в Японии [38, 39, 67, 81, 82]. Одной из наиболее значительных национальных программ по возобновляемым источникам энергии является Японский Солнечный проект, который финансируется японским министерством международной торговли и индустрии (MITI) посредством организации развития новой энергии. Американский департамент энергии (DOE) поддерживает солнечное охлаждение на широкой основе. Уделяется внимание разработке коллекторов, сорбционных систем закрытого и открытого типов. В 1996 году на конференции, посвященной адсорбционным тепловым насосам в Монреале, Канада, было представлено более чем 110 работ, и часть из них касались темы использования солнечной энергии (открытая адсорбционная система с использованием цеолита). В ЕС последние годы отмечены активизацией интереса к солнечной холодильной проблематике. В работе «Воздушное кондиционирование с использованием солнца и низкопотенциального тепла» ('Solar-assisted Air Conditioning of Buildings using Low-grade Heat'), представленной в 1995 году в Фрайбурге, более чем 50 участников, в основном также из Германии, обсудили 17 различных работ:

5 исследований были посвящены открытым системам и 5 – закрытым. Крупная конференция, посвященная солнечным энергетическим системам, «EuroSun 96», проходила во Фрайбурге, Германия, в 1996 году. В работе «Использование солнечной энергии для воздушного кондиционирования» ('Solar Energy for Building Air Conditioning'), представленной в 1994 году в Дрездене, 50 участников, в основном из Германии, обсудили ряд различных работ по темам открытых и закрытых сорбционных систем. «Мюнхенский съезд по солнечному охлаждению с использованием абсорбирующих охладителей» («Munich Discussion Meeting on Solar-assisted Cooling with Absorption Type chillers») проходил в 1995 году в Мюнхене, Германия. Было представлено 13 работ 38 участниками из 10 стран, среди которых были 4 работы, посвящённые развитию солнечных коллекторов, 3 работы - открытым охладительным системам, 5 работ посвящено закрытым системам. Международные эксперты по солнечному охлаждению с использованием сорбционных систем обсуждали фундаментальные вопросы солнечной проблемы для определения наиболее перспективных направлений. Один из номеров журнала Международного института холода в Париже МИХ (International Journal of Refrigeration 32, 2009) был полностью посвящен проблеме создания сорбционных систем ССКВ и СХС на основе сорбционного цикла. Это подчеркивает перспективность сорбционного направления в холодильной технике для мирового сообщества. МИХ рассматривает это направление как приоритетное в создании альтернативы традиционной парокомпрессионной технике. Интерес вызывают принципиальные возможности как открытых, так и закрытых сорбционных систем, реализуемых в одно – двух - и трехступенчатых вариантах, а также многочисленные комбинации подобных систем. Открытые сорбционные системы, работающие при исключительно малых градиентах температур и влажностей и, практически, при атмосферном давлении, обладают значительно большей гибкостью в работе, меньшим энергопотреблением и работоспособны при температурах греющего источника всего 60-120°C, что

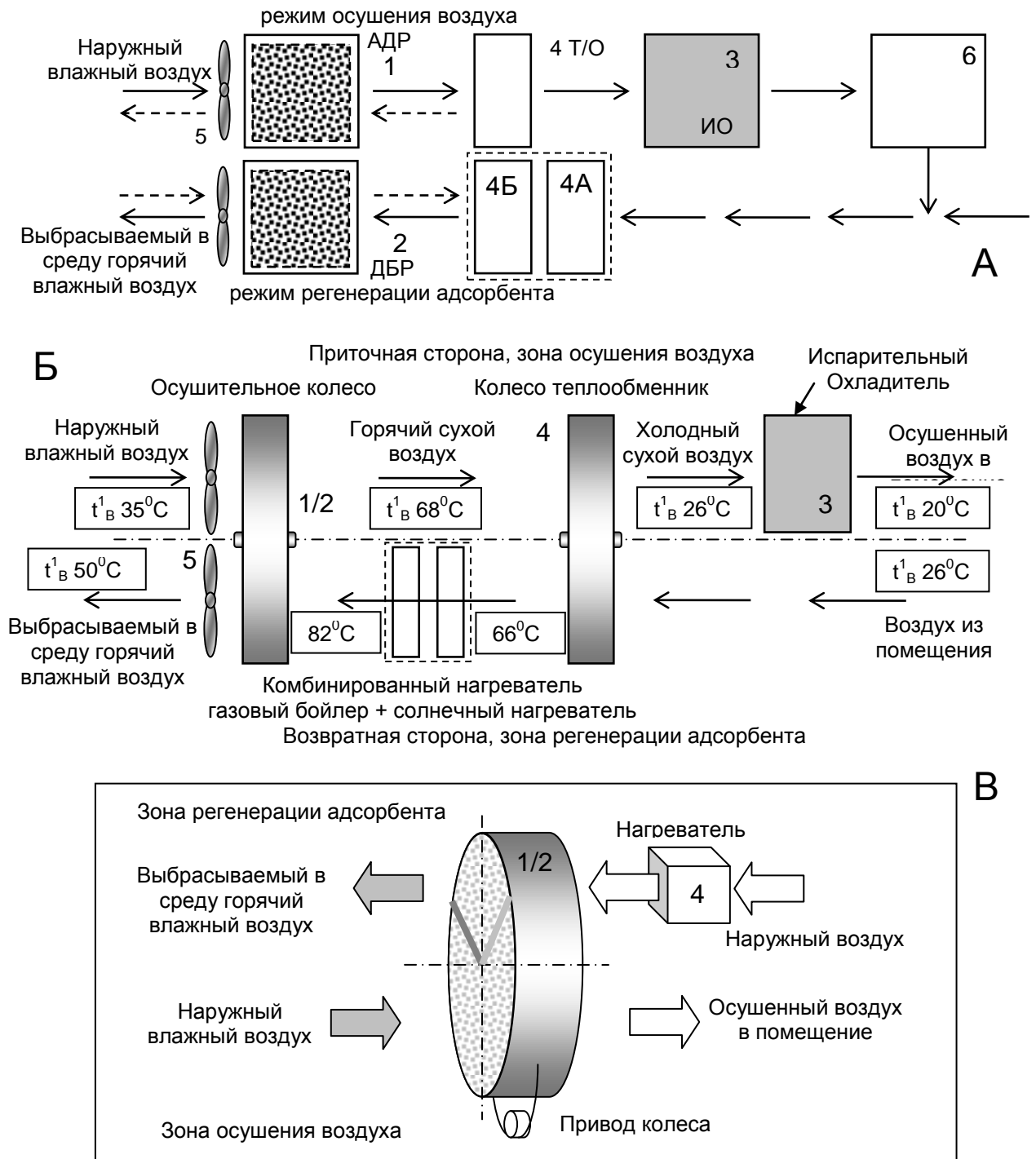
открывает возможности широкого использования солнечной энергии с применением наиболее доступных типов теплоприемников – плоских солнечных коллекторов СК.

**Солнечные адсорбционные системы.** Классической для открытых систем схемой является так называемый Пеннингтон-цикл (Pennington cycle), при котором свежий, поступающий в систему воздух, осушается в адсорбере (рис. 1.1) или абсорбере (рис. 1.2), затем охлаждается холодным и влажным воздушным потоком, покидающим помещение, далее охлаждается в процессе непосредственного (прямого) испарительного охлаждения в контакте с водой, и поступает в помещение. Воздух, поступающий из помещения, охлаждается в процессе испарительного охлаждения, обеспечивает в теплообменнике охлаждение свежего воздуха и далее, после дополнительного нагревания, обеспечивает процесс регенерации в десорбере. Существует множество вариантов этой достаточно простой и хорошо известной с начала прошлого века схемы. В качестве основных элементов подобные схемы, как правило, включают адсорбер или абсорбер (1), где осушается воздушный поток, испарительный охладитель (3) и десорбер прямого (солнечный регенератор СКг-ж), либо непрямого типов (2), где процессы осушения и регенерации адсорбента протекают в переключающихся аппаратах (рис. 1.1 А), либо в одном и том же аппарате, выполненном в виде «desiccant-wheel» – вращающегося с небольшой скоростью «осушительного колеса», то есть в виде барабана с насадкой из гранулированного адсорбента, (рис. 1.1Б), а также системы теплообменников, необходимость в которых обусловлена малыми температурными градиентами. В процессе осушения воздуха снижается его влагосодержание, а, следовательно, и величины пределов испарительного охлаждения – температур мокрого термометра и точки росы, что обеспечивает возможность последующего глубокого охлаждения в испарительном охладителе газа или жидкости. Как будет показано в работе, для ССКВ это означает принципиальную возможность обеспечения

комфортных термовлажностных параметров воздуха с использованием только методов испарительного охлаждения, не прибегая к парокомпрессионным охладителям. Применительно к ССКВ и СХС основные схемы могут быть вентиляционными и рециркуляционными (ventilation mode, VM; recirculation mode, RM), когда часть покидающего помещение воздушного потока используется, в той либо иной степени, для организации основного процесса кондиционирования воздуха, либо просто смешивается со свежим воздушным потоком, поступающим в помещение (см. например, рис. 1.6). Обычно количество воздуха, рециркулирующее в такой системе, составляет 10-20%. В адсорбционных системах используются твердые сорбенты (силикагель – silica gel, цеолиты – zeolites, гидриды – hydrides), соответствующие схемные решения приведены на рис. 1.1, А и Б, и жидкие сорбенты на основе растворов LiBr- H<sub>2</sub>O, LiCl-H<sub>2</sub>O и др. (соответствующие схемные решения приведены на рис. 1.2-1.6), причем количество и разнообразие рабочих сред, как адсорбентов, так и абсорбентов, непрерывно возрастает. Для организации непрерывного процесса в случае применения твердых сорбентов (solid sorption systems) используют либо переключающиеся адсорберы (рис. 1.1 А), либо вращающиеся с определенной малой скоростью барабаны (рис. 1.1 Б), секции которых заполнены гранулированным адсорбентом, при непрерывной и одновременной прокачке через различные секторы барабана осушаемого и регенерирующего (нагретого) потоков воздуха (рис. 1.1В), то есть оба этих процесса проходят одновременно в одном и том же аппарате. Адсорбер характеризуется малыми габаритами и высокой интенсивностью процесса поглощения влаги, но обладает большим сопротивлением движению теплоносителей и требует значительно более высоких температур регенерации, что сдерживает применение в таких схемах солнечной энергии для организации непрерывного процесса регенерации абсорбента и поддержания непрерывности цикла.

### 1.1.3. Солнечные абсорбционные системы с прямой и непрямой регенерацией абсорбента

Использование жидких сорбентов (liquid sorption systems) более предпочтительно, но важным является вопрос о влиянии рабочих веществ на основные характеристики микроклимата и устойчивость конструктивных материалов. Солнечная регенерация абсорбента в открытых системах может быть прямой, и протекать при непосредственном контакте воздушного потока и пленки абсорбента в воздушном солнечном коллекторе, то есть регенерация абсорбента здесь протекает при непосредственном воздействии солнечной радиации и воздушного потока (рис. 1.2, Б); и непрямой, что требует наличия отдельного регенератора-десорбера и солнечной нагревательной системы, или нагревателя комбинированного типа, обеспечивающего работу десорбера-регенератора. На рис. 1.3-1.6 приведены варианты схем альтернативных систем (в приложении к задаче кондиционирования воздуха ССКВ) на основе открытого абсорбционного цикла и непрямой солнечной регенерации абсорбента. Схемы включают две основные части: осушения воздуха и испарительного охлаждения. В осушительной части тепло, необходимое для регенерации абсорбента обеспечивается гелиосистемой с плоскими солнечными коллекторами. Такая солнечная нагревательная система включает, как правило, систему солнечных коллекторов (5), бак-аккумулятор и дополнительный греющий источник (рис. 1.2, А). В качестве основных элементов приведенные схемы включают абсорбер 1 (осушитель воздуха), десорбер 2, предназначенный для регенерации абсорбента; испарительный охладитель (3) и систему регенеративных теплообменников, необходимость в которых продиктована малыми располагаемыми температурными напорами. Воздушный поток А (свежий наружный воздух) при осушении в абсорбере 1 снижает влагосодержание  $x_r$  и температуру точки росы  $t_p$ , что обеспечивает значительный потенциал последующего охлаждения сред в испарительном охладителе.



**Рисунок 1.1.** Принцип построения осушительно-испарительного охладителя с использованием солнечной энергии для восстановления сорбента. Схема ССКВ с использованием твердых сорбентов (адсорбентов).

А – адсорбционный охладитель с переключающимися адсорберами; Б – адсорбционный охладитель с вращающимся адсорбером/десорбером и комбинированным источником нагрева регенерационного воздушного потока; В – Осушитель в виде барабана с насадкой из гранулированного адсорбента. Обозначения: 1 – адсорбер (адсорбер); 2 – десорбер; 3 – ИО; 4 – ; 5 – ; 6 – теплообменник; 7 – помещение; 8 – вентилятор.

На (рис. 1.2) представлен основной принцип построения осушительно-испарительного охладителя с использованием солнечной энергии для восстановления абсорбента. Поток наружного воздуха (или его смеси с частично рециркулирующим воздушным потоком, покидающим помещение) поступает в абсорбер-осушитель (1), где осушается в прямом контакте с пленкой водного раствора «крепкого» абсорбента состояния «М». Поскольку в процессе абсорбции выделяется тепло, требуется охлаждение абсорбера, для чего используется градирня технологического назначения (6). «Слабый» раствор абсорбента, состояния «N», после абсорбера поступает в десорбер (2), где восстанавливается его концентрация до первоначальной. В теплообменнике (7) «слабый» холодный и «крепкий» горячий растворы абсорбента обмениваются теплом.

Особый интерес для систем охлаждения и кондиционирования воздуха представляют схемные решения, где, в качестве испарительного охладителя используется «продуктовая» градирня. Воздух, осушенный в абсорбере и имеющий низкую температуру точки росы, поступает в градирню, где обеспечивается глубокое охлаждение воды, которая может использоваться в вентилируемых теплообменниках-охладителях, устанавливаемых непосредственно в кондиционируемых помещениях, либо холодильных камерах. На рис. 1.3 приведена типичная схема альтернативной системы СХС на основе открытого абсорбционного цикла и не прямой регенерации абсорбента по работе Hellmann and Grossmann [71-73]. Блок осушения воздуха (раствор абсорбента LiBr) включает помимо абсорбера 1 (осушителя) и десорбера 2 (регенератора абсорбента), теплообменник 5 на потоках горячего и крепкого раствора из десорбера и холодного и слабого раствора из абсорбера. В качестве охладителя используется испарительный охладитель непрямого типа для получения холодной воды 3 (по сути это испарительный охладитель непрямого типа НИОж). Абсорбер охлаждается водой от градирни (не показана на схеме), в десорбер подается тепло регенерационного потока. Наружный воздух последовательно проходит пять

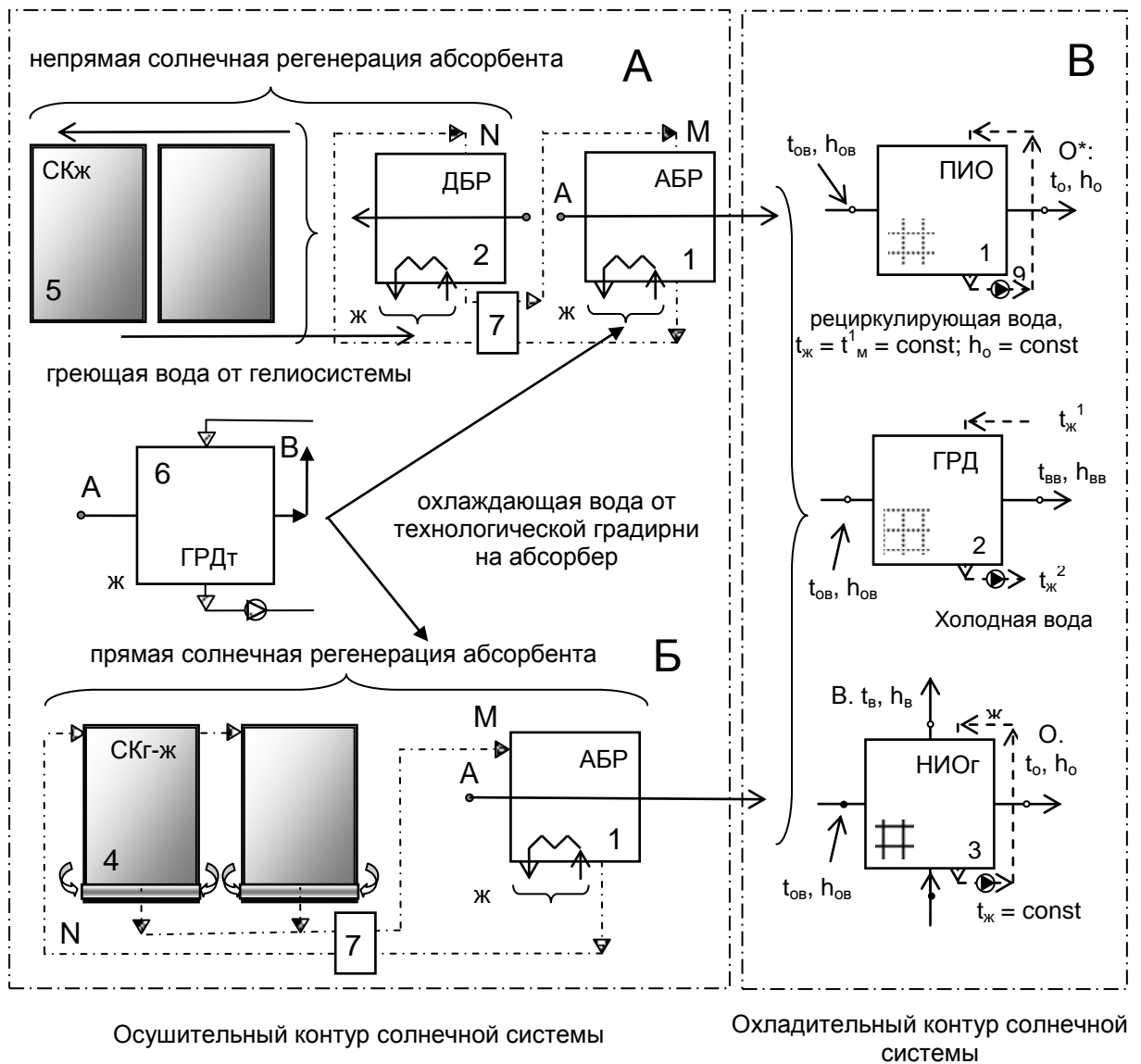
тепломассообменных аппаратов ТМА (абсорбер, НИО, десорбер и два промежуточных теплообменника воздух-воздух), что, учитывая трубчатый тип всех ТМА, входящих в систему, приводит к очень значительным затратам энергии на движение воздушного потока. Впрочем, авторы работы [75-78] ограничивались только термодинамическим анализом возможностей разрабатываемой СХС. На рис. 1.4 приведены расчетные зависимости холодопроизводительности СХС ( $Q_E$ ) и величины COP, в зависимости от самых значимых параметров работы системы: параметров наружного воздуха (Д и Е), температуры греющего источника (В), температурного уровня охлаждения абсорбера (А) и достигаемого уровня охлаждения – температуры охлаждаемой воды (Б). Расчетная мощность СХС составляла 21.6 кВт. Характерные параметры работы системы (показаны точками на графиках): температура наружного воздуха  $29.4^{\circ}\text{C}$ , относительная влажность 38.5% (влажностное содержание 10 г/кг); концентрация абсорбента на основе LiBr изменяется в абсорбере от 59.5 до 45.6% и восстанавливается в десорбере. Охлажденная вода (продукт работы СХС) имеет температуру  $t_2 = 7.2^{\circ}\text{C}$  и оказывается ниже температуры точки росы наружного воздуха ( $12^{\circ}\text{C}$ ). Отметим сравнительно низкое влажностное содержание воздуха на входе в систему, принятое авторами в расчетах, что вполне характерно для СХС и, как будет показано ниже, на основании наших данных, практически не играет ограничительной роли для СХС и ССКВ. Характер всех этих зависимостей вполне ожидаем, и интерес представляет только количественная его характеристика. Это резкое снижение  $Q_E$  и COP со снижением температуры охлаждения (Б) и снижением температуры греющего источника (В). К сожалению, этот анализ в рассматриваемой работе не сопряжен с анализом энергетических затрат на собственные нужды системы, В равной мере высокой окажется и энергетическая стоимость снижения температуры охлаждаемой воды  $t_{ж}$ . Малая чувствительность характеристик системы к расходу (скорости) циркулирующего в осушительном контуре абсорбента, позволяет строить схему с его частичной рециркуляцией через абсорбер, что

подтверждается и данными работы [108-111]. Следует обратить внимание на резкое снижение характеристик системы с ростом температуры и относительной влажности наружного воздуха, что вообще характерно для рассматриваемого цикла и, особенно, для варианта СХС. Данные на рис. 1.4 подтверждают принципиальную возможность использования солнечной энергии для поддержания непрерывности цикла СХС или ССКВ.

Осушительно-испарительный охладитель на основе открытого абсорбционного цикла (с непрямой регенерацией абсорбента) по работе [K. Gommed, G. Grossman (Technion, Izrael, Haifa). Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification/ Solar Energy 81 (2007) 64] представлен на рис. 1.5. Абсорбер обслуживается автономной градирней, поскольку в процессе поглощения влаги из наружного воздуха выделяется тепло, что, повышая температурный уровень абсорбции, снижает ее эффективность. На десорбере используется теплообменник на потоках выбрасываемого в среду воздушного потока, выносящего десорбированную влагу и поступающего в аппарат наружного воздуха.

Осушительно-испарительный охладитель на основе открытого абсорбционного цикла по работе [S. Biel, F. Steimle. Sorption Assisted Dehumidification and Evaporative Cooling. 20<sup>th</sup> Intern/ Congress of Refrigeration, IIR/IFR, Sydney, Vol. V, paper 081] представлен на рис. 1.6. В схеме используется градирня для охлаждения абсорбера-осушителя, а осушенный воздух, перед поступлением в испарительный охладитель прямого типа (3А) частично смешивается с наружным воздухом. Для охлаждения воздуха после абсорбера используется воздушный поток, покидающий кондиционируемое помещение, охлаждаемый предварительно в испарительном охладителе 3Б.

В конечном итоге, для создания солнечных систем ССКВ и СХС для климатических условий Украины, был выбран открытый абсорбционный цикл с непрямой солнечной регенерацией абсорбента и абсорбером-осушителем, охлаждаемым «технологической» градирней. В блоке испарительного охлаждения были использованы оба решения.



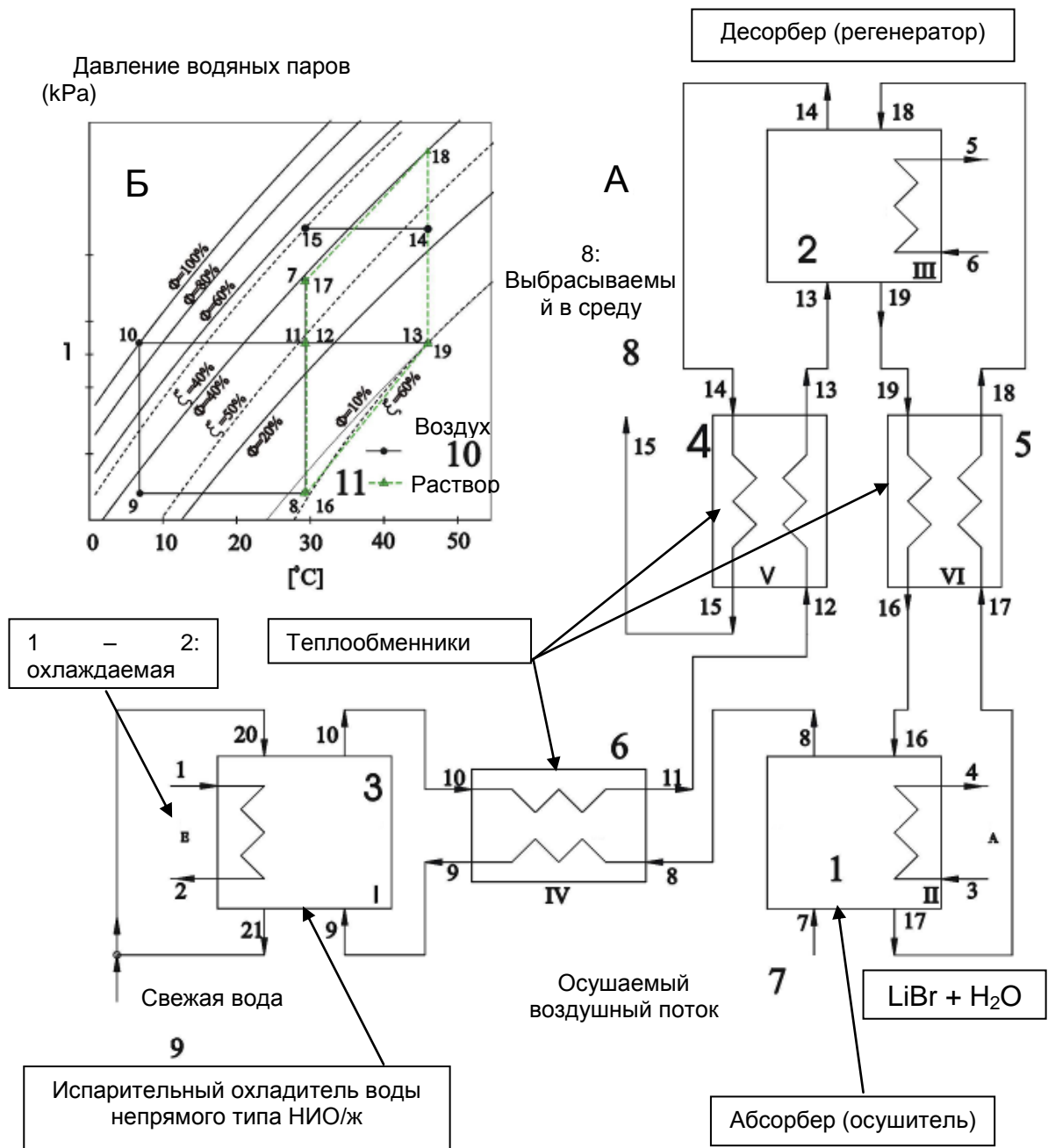
**Рисунок 1.2.** Принцип построения осушительно-испарительного охладителя (ССКВ) с использованием солнечной энергии для восстановления концентрации абсорбента.

А – абсорбционная система с *непрямой* регенерацией абсорбента;

Б – абсорбционная система с *прямой* (непосредственной) регенерацией абсорбента;

Обозначения: 1 – абсорбер; 2 – десорбер; 3 – испарительный охладитель среды (воды или воздуха); 4 – газо-жидкостной солнечный коллектор СКг-ж; 5 – плоский солнечный жидкостной коллектор СКж; 6 – градирня технологического назначения ГРДт; 7 – теплообменник на «слабом» и «крепком» растворах абсорбента; 8 – помещение

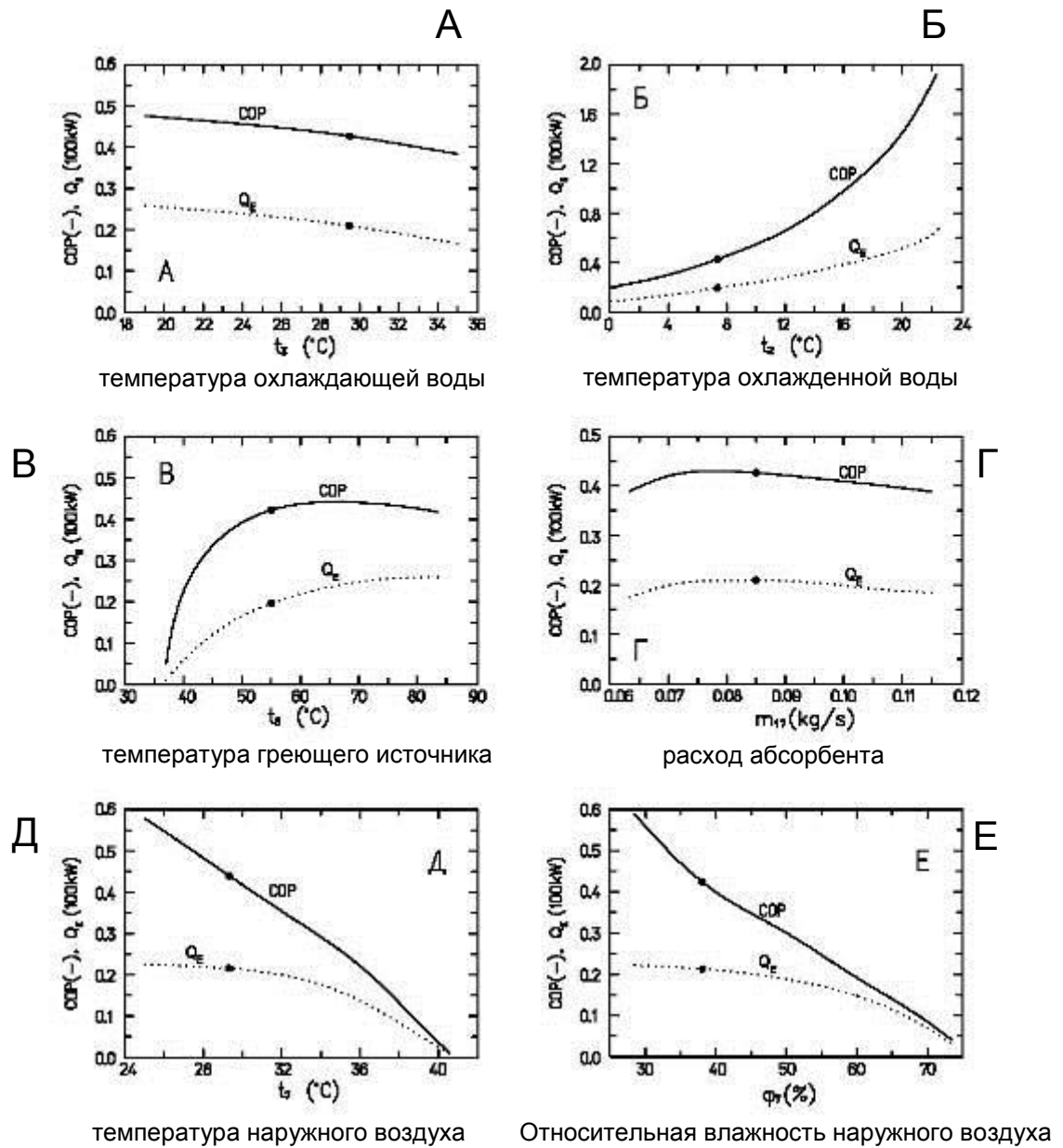
А – наружный воздух; М, N – абсорбент; ж – вода.



**Рисунок 1.3.** Принципиальная схема солнечной (альтернативной) холодильной системы СХС на основе открытого абсорбционного цикла [71-73].

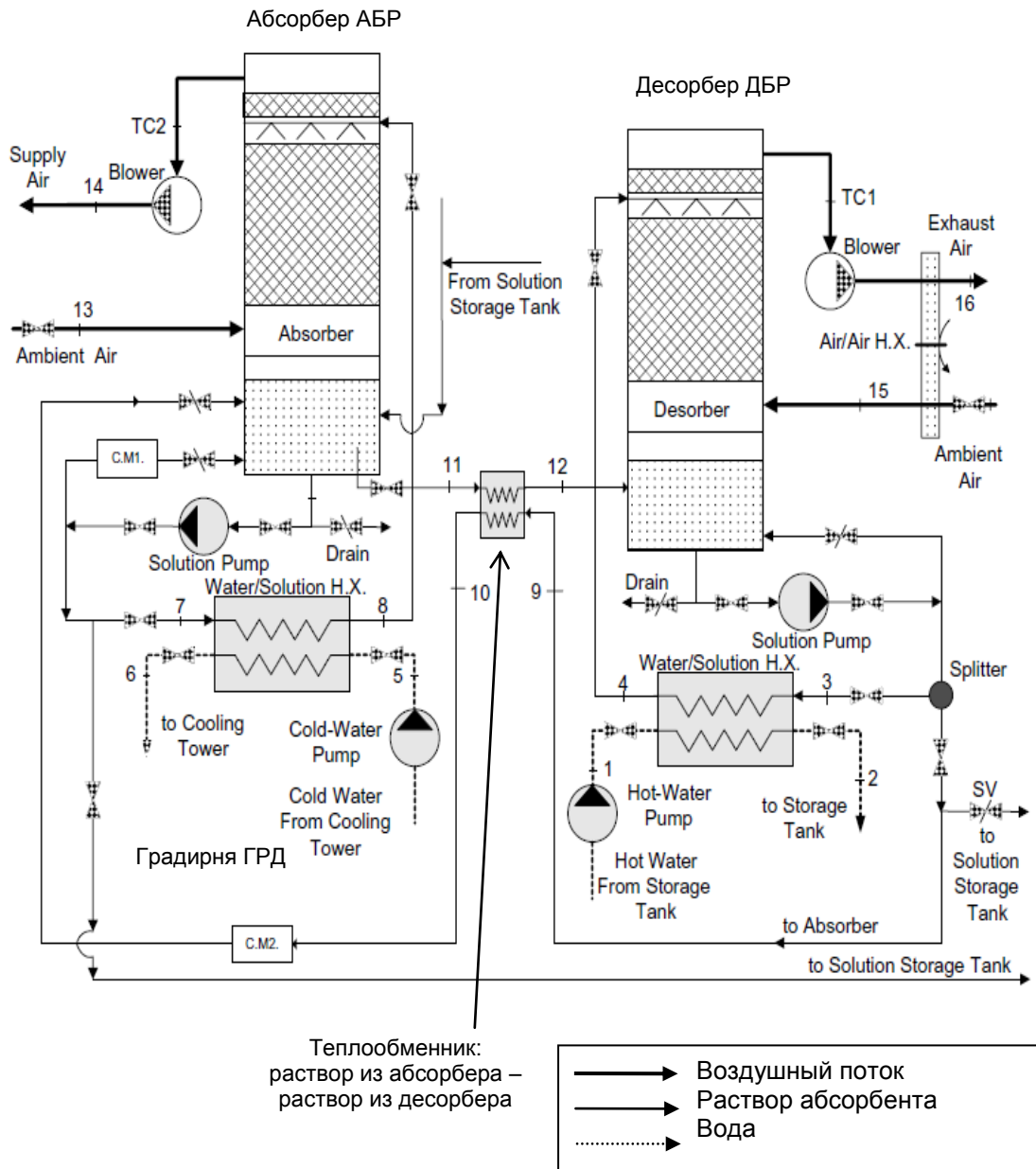
А – Принципиальная схема; В – Изображение рабочих процессов на совмещенной диаграмме рабочее тело (LiBr + H<sub>2</sub>O) – влажный воздух. 10 – процессы термовлажностной обработки воздуха; 11 – изменение состояния абсорбента.

Обозначения: 1 – абсорбер; 2 – десорбер; 3 – испарительный водоохладитель непрямого типа НИО/ж; 4, 5, 6 – теплообменники; 7 – осушаемый воздушный поток; 8 – выбрасываемый в среду поток воздуха; 9 – подпиточная вода.



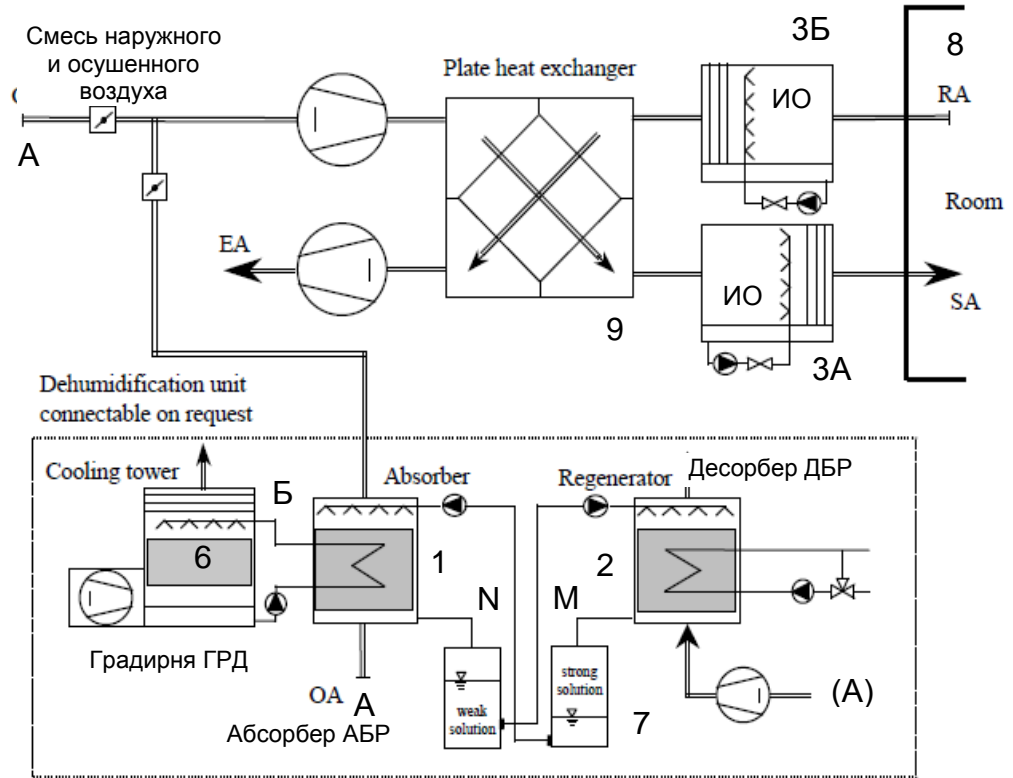
**Рисунок 1.4.** Зависимости (расчетные, по данным работы [78]) холодопроизводительности ( $Q_E$ ) и величины COP от:

- А – температуры охлаждающей воды;
- Б – температуры охлажденной воды;
- В – температуры греющего источника (регенерации);
- Г – от расхода абсорбента;
- Д – температуры наружного воздуха;
- Е – относительной влажности наружного воздуха



**Рисунок 1.5.** Осушительно-испарительный охладитель на основе открытого абсорбционного цикла (с непрямой регенерацией абсорбента) по работе [К. Gommed, G. Grossman (Technion, Izrael, Haifa). Experimental investigation of a liquid desiccant system for solar cooling and dehumidification/ Solar Energy 81 (2007) 62, 63, 64].

Обозначения по рис. 1.2, доп.: 9 – теплообменник.



**Рисунок 1.6.** Осушительно-испарительный охладитель на основе открытого абсорбционного цикла по работе [S. Biel, F. Steimle. Sorption Assisted Dehumidification and Evaporative Cooling. 20<sup>th</sup> Intern/ Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Vol. V, paper 081]. В схеме используется градирня для охлаждения абсорбера-осушителя.

Обозначения по рис. 1.2, доп.: 9 – теплообменник.

## **1.2. Современные типы испарительных охладителей газов и жидкостей; требования к ним**

### **1.2.1. Испарительные воздухо- и водоохладители (градирни) прямого типа**

**Испарительные воздухоохладители прямого типа (Direct evaporative cooler DECg).** Наибольшее распространение в холодильной технике и СКВ нашли методы прямого испарительного охлаждения. Эти процессы реализуются в испарительных охладителях различного типа: вентиляторных градирнях, испарительных охладителях и конденсаторах. Здесь воздух непосредственно контактирует с водой в аппаратах пленочного, капельно-пленочного и брызгального типов. Используют также барботажные аппараты, и аппараты с псевдооживленным слоем насадки [1-21, 52-58]. Для аппаратов прямого испарительного охлаждения воздуха ПИО (рис. 1.12А) наибольшую перспективу представляет использование пленочного типа контакта между водой и воздухом [14]. В этом случае насадка ТМА представляет собой эквидистантно расположенные листы пленконосителя, образующие систему отдельных вертикальных каналов, по стенкам которых стекает жидкостная пленка, а в середине, против - или поперечноточно ей движется воздушный поток. Раздельное течение этих потоков обеспечивает минимизацию энергозатрат на организацию движения теплоносителей и высокую компактность ТМА. Для повышения компактности и обеспечения развитой поверхности массопереноса в пленочных ТМА используют как плоские листы, так и различным образом профилированные листы (рис. 1.12В). Для роста интенсивности переноса используется регулярная шероховатость (РШ) поверхности насадочных листов. Последнее [13] позволяет создать оптимальный режим волнообразования на поверхности стекающей водяной пленки, причем сама волнообразная поверхность стекающей пленки служит, в свою очередь, своеобразной РШ для воздушного потока.

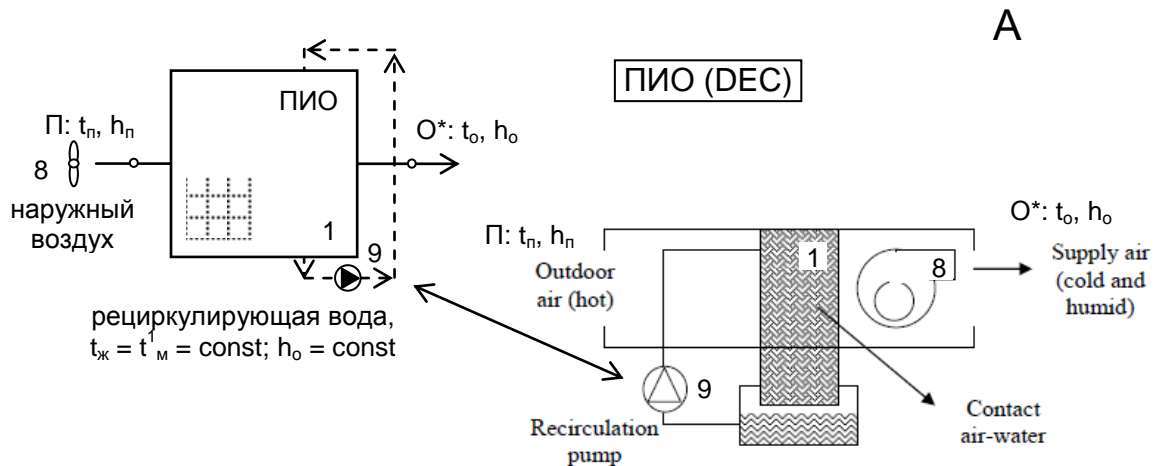
Процесс прямого испарительного охлаждения воздуха происходит при рециркулировании через насадку аппарата ПИО воды, температура которой становится равной температуре мокрого термометра входящего в ПИО воздуха (наружного воздуха), а изменение состояния воздушного потока происходит по изоэнтальпийной линии. Прямые испарительные охладители могут только ограничено использоваться в СКВ. Это связано с тем, что в процессе адиабатического охлаждения воздушного потока в ПИО воздух не только охлаждается, но сильно увлажняется, что в ряде случаев не позволяет включать ПИО в состав СКВ.

Схема течения потоков газа и жидкости и направления переноса тепла и массы в ПИО приведены на рис. 1.15А. Температура рециркулирующей воды сохраняется постоянной и равной температуре мокрого термометра воздушного потока на входе в аппарат. Воздух охлаждается и увлажняется, при этом сохраняется постоянной величина энтальпии воздуха (перераспределение тепла в «явной» и «скрытой» формах).

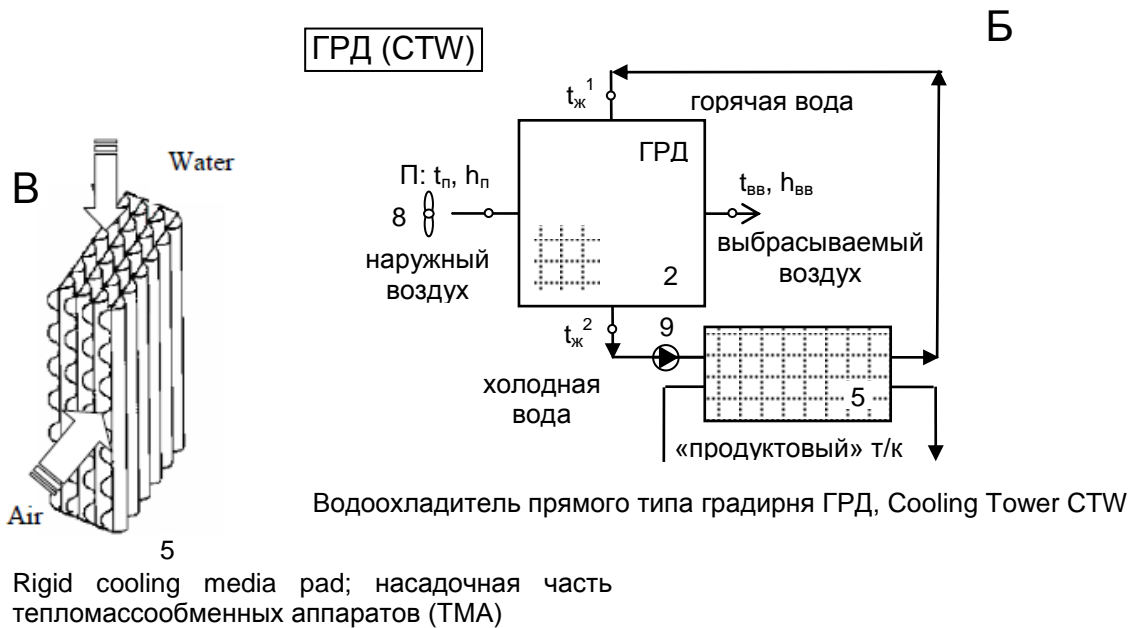
**Испарительные водоохладители (градирни) прямого типа ГРД (DECw, Cooling Tower CTW).** Принципиальная схема испарительного водоохладителя показана на рис. 1.12Б. Схема течения потоков газа и жидкости и направления переноса тепла и массы в градирне ГРД приведены на рис. 1.15Б. Пределом испарительного охлаждения воды является температура мокрого термометра воздушного потока на входе в аппарат. Этот предел зависит, как будет показано ниже (раздел 4), и от реального соотношения массовых расходов контактирующих потоков воды и воздуха в ГРД. Воздух, в зависимости от соотношения температур потоков на входе в аппарат, охлаждается (нагревается) и увлажняется.

### **1.2.2. Испарительные воздухоохладители непрямого типа (Indirect evaporative cooler IECg)**

В качестве испарительных охладителей, в автономном варианте, а также в схемах ССКВ и СХС, как правило, используются аппараты прямого



Воздухоохладитель прямого типа ПАО; Configuration of a Direct Evaporative Cooler (DEC)



**Рисунок 1.12.** Испарительные воздухо (ПАО, А) и водоохладитель – градирня (ГРД, Б) прямого типа (по работе [60: E. Gomez, F.C. Rey Martinez, A. Tejero Gonzalez. The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning. Intern. Journal of Energy and Environment. Vol. 1, Issue 1, 2010, pp. 69-96]). Принципиальные схемные решения и система обозначений автора.

Обозначения: 1 – ПАО; 2 – ГРД; 3 – НИОг; 5 – водо-водяной теплообменник; 6 – насадка ПАО и ГРД; 8 – вентилятор; 9 – водяной насос.

испарительного охлаждения. Но более перспективно использование здесь аппаратов непрямого испарительного типа НИО (рисунок 1.13) [59-61, 65-80, 92, 101, 105, 115, 116, 122, 133, 134, 136, 139, 141, 142]. Принцип действия НИО заключается в том, что полный воздушный поток ( $\Pi$ ), поступающий в непрямо испарительный охладитель, делится на два потока, основной ( $O$ ) и вспомогательный ( $B$ ), первый из которых охлаждается бесконтактно, то есть при неизменном влагосодержании, а второй находится в непосредственном контакте с водяной пленкой и обеспечивает ее испарительное охлаждение; охлажденная вода отводит тепло от основного воздушного потока. В этих аппаратах достигается бесконтактное охлаждение основного воздушного потока, то есть его охлаждение при неизменном влагосодержании, что благоприятно для систем кондиционирования воздуха. Принципиальные схемы НИО можно разделить на отдельные и совмещенные. Здесь схема НИО составлена из двух отдельных аппаратов, собственно испарительного охладителя (как правило, в отдельных схемах используют в качестве испарительного охладителя форсуночную камеру) и теплообменника. Раздельные НИО всегда более габаритны и имеют больший вес. Их чаще всего используют при больших производительностях СКВ (свыше 5000-10000 м<sup>3</sup>/ч). Вода охлаждается в форсуночных камерах; теплообменники обычно трубчатые, оребренные; используется многоступенчатое оформление охладителей.

Совмещенные схемы НИО выполняется в виде единого аппарата, рабочая часть которого разделена на систему «сухих» и «мокрых» каналов, которые чередуются в многоканальной насадке аппарата НИО (рис. 1.13В). В «мокрых» каналах организован процесс испарительного охлаждения, при взаимодействии воды и вспомогательного воздушного потока. Охлаждение основного потока происходит через разделительную стенку между «мокрыми» и «сухими» каналами. Здесь не требуется дополнительных трубопроводов для перекачки воды между аппаратами; решение компактно, менее материалоемко и энергоемко. В виду конструктивного усложнения

аппаратов, возникающей трудности в раздаче трех потоков, по совмещенной схеме обычно оформляется НИО сравнительно малой производительности по основному потоку (до 5000 м<sup>3</sup>/ч). Нарращивание производительности достигается на основе метода многоэлементного масштабирования. Особый интерес представляет вариант НИО регенеративного типа с разделением полного воздушного потока на основной и вспомогательный после охлаждения воздуха в «сухих» каналах НИО (рис. 1.13Б) [92, 105, 133, 134, 139]. Такая схема в принципе позволяет снизить предел охлаждения от температуры мокрого термометра до температуры точки росы наружного воздуха. Конечно, это приводит к росту удельных энергозатрат на организацию процесса в целом. Схема течения потоков газа и жидкости и направления переноса тепла и массы в НИО приведены на рис. 1.15Б. Температура рециркулирующей воды сохраняется постоянной и на несколько градусов превышает температуру мокрого термометра воздушного потока на входе в аппарат. «Основной» воздушный поток (О) охлаждается при неизменном влагосодержании; «вспомогательный» воздушный поток (В) охлаждается и увлажняется.

### **1.2.3. Испарительные охладители комбинированного типа (Combined type of Indirect and Direct evaporative cooler, IEC-DEC, IEC-STW) и многоступенчатые охладители газов и жидкостей (Multistage type of indirect evaporative cooler, IEC<sub>mst</sub>)**

Совместно с НИО дополнительно используют увлажнительную (доводочную) ступень ПИО, которая «включается» после НИО на основном воздушном потоке (рисунки 1.14А) по формуле НИО-ПИО (IEC-DEC). В этом варианте ее использования для предварительно охлажденного сухого воздушного потока не рождается проблема избыточной влаги в кондиционируемом помещении (системы СКВ). При небольшой степени повышения влажности потока она обеспечивает снижение уровня охлаждения и регулирование влажности продуктового воздушного потока.

Комбинированный испарительный охладитель может быть решен и по формуле НИО-ГРД (IES-STW), когда градирня включена на «основном» воздушном потоке после его «сухого» охлаждения в НИО. В обоих комбинированных решениях испарительные охладители прямого типа, ПИО или ГРД, установлены на воздушном потоке, прошедшем предварительное «сухое» охлаждение в НИО и имеющем сниженный предел испарительного охлаждения.

Снизить предел охлаждения позволяет и многоступенчатая схема оформления охладителя по формуле НИО-НИО-НИО, один из вариантов которой представлен на рисунке 1.14Б. В этом варианте расход «продуктового» основного воздушного потока снижается от ступени к ступени охлаждения, то есть возрастают и сопутствующие удельные энергозатраты на организацию движения теплоносителей. Теоретическим пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха. Оба решения ИО, как комбинированного, так и многоступенчатого типов, позволяют создать низкотемпературные испарительные охладители газов и жидкостей, как в автономном варианте, так и в составе солнечных осушительно-испарительных систем, холодильных (СКВ) или кондиционирования воздуха (ССКВ).

Важнейшим вопросом, определяющим будущее альтернативных солнечных систем, является создание высокоэффективной теплообменной аппаратуры (абсорбер, десорбер, испарительные охладители, теплообменники). Поскольку число таких аппаратов, входящих в состав систем достаточно велико, это требует значительных энергозатрат на организацию движения теплоносителей. С термодинамической точки зрения, учитывая малые движущие силы процессов, характерные для открытых абсорбционных систем, привлекательно увеличение количества теплообменных аппаратов в схемах, но это связано, конечно, с ростом энергопотребления и общих габаритов оборудования. К сожалению, в подавляющем числе работ этот вопрос практически не рассматривается, что,

по-видимому, связано с нынешним теоретически-экспериментальным уровнем разработок.

Интерес представляет возможность использования в качестве материала насадки ТМА различных полимерных материалов. Схема на рис. 1.15 (позиция А) (по работе австралийских исследователей [JOHN L. McNAB, PAUL McGREGOR/ 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646]) построена с учетом осушения воздуха, покидающего помещение и последующего его использования в качестве вспомогательного воздушного потока в испарительном охладителе непрямого типа для охлаждения «основного» воздушного потока, поступающего в обслуживаемое помещение и, в частичном виде, в смеси со свежим воздухом, для испарительного охлаждения абсорбера. Процесс испарительного охлаждения во внутренней полости (каналах) абсорбера осуществляется смесью воздушных потоков. Внутреннее испарительное охлаждение абсорбера позволяет приблизить процесс абсорбции к изотермическому и следовательно, повысить его эффективность. Это одновременно позволяет устранить из схемы вспомогательную градирню, охлаждающую абсорбер. Это очень привлекательное решение в целом, поскольку подаваемый в помещение воздух вообще не вступает в контакт с осушителем (абсорбентом), что важно по гигиеническим требованиям. В целях задач именно СКВ, можно в охладительном контуре системы охлаждать как воздух, так и воду, автономно подавая эти потоки в помещение. Работа ССКВ и СХС может быть организована как по вентиляционной, так и по рециркуляционной схемам. В этой работе предложен вариант испарительного охладителя на основе насадки из полимерных материалов (рис. 1.15Б). По такой же схеме организована и работа абсорбера-осушителя, причем в ИО циркулирует вода, а в абсорбере – раствор абсорбента. Возможность использования полимерных материалов в конструкции насадки теплообменного

аппарата пленочного типа авторы исследования пояснили тем, что термическое сопротивление жидкостных пленок на поверхности пленконосителей (воды в ИО и абсорбента в АБР) вполне сопоставимо с термическим сопротивлением тонкой полимерной стенки, разделяющей соседние чередующиеся каналы насадки теплообменных аппаратов (ТМА).

#### **1.2.4. Испарительные низкотемпературные (со сниженным пределом охлаждения) охладители (chiller Ch-Rw)**

Особый интерес представляет вариант низкотемпературного охладителя, представленный на рис. 1.17 по работе Y. Jiang, X. Xie. *Solar Energy* 84 (2010) 2041-2055. Аналогичные варианты охладителей испарительного типа предложены в работах [92, 95, 105, 134, 139]. Решение низкотемпературного водоохладителя по сути состоит из комбинации градирни ГРД (2) и водо-воздушного теплообменника (1), где происходит предварительное охлаждение наружного воздуха перед его поступлением в ГРД. Эффективность понижения предела охлаждения в таком охладителе определяется реальным соотношением охлажденных потоков «продуктовой» воды, направляемой потребителю и воды, поступающей на предварительное охлаждение воздуха в теплообменник.

На рис. 1.16 на H-T диаграмме влажного воздуха показано протекание процессов. Видно, что воздушный поток в ГРД изменяя свое состояние движется практически по равновесной кривой (процесс A-C), что представляется достаточно сомнительным с точки зрения эффективности, а процесс охлаждения воды (линия M-T) практически завершается температурой точки росы наружного воздуха. Это решение в ряде вариантов будет развито в нашем исследовании с анализом реальностей протекания процессов.

Для солнечных СХС и ССКВ с непрямой регенерацией абсорбента разрабатывались также основные элементы схемы осушительного контура:

абсорбер-осушитель и десорбер-регенератор. Для альтернативных солнечных систем перспективно использовать аппараты пленочного типа, обеспечивающие раздельное течение потоков газа и жидкости в многоканальной упорядоченной насадке таких аппаратов [13-14]. Дополнительные положительные качества позволяет получить поперечноточная схема взаимодействия потоков в аппаратах [141], поскольку для нее характерны небольшие аэродинамические сопротивления (раздел 3).

Для солнечных альтернативных систем существует необходимость создания компенсационного механизма, связанного с проблемой естественных колебаний солнечной активности. Для таких систем важно создание эффективных накопителей тепловой энергии. Перспективна здесь также разработка различных комбинированных систем, обеспечивающих возможность совместного использования, наряду с энергией солнца, газового или жидкостного бойлера [14], а также различных источников низкопотенциального тепла.

Достаточно неопределенной выглядит сегодня коммерческая ситуация с солнечными холодильными и кондиционирующими системами. Это определяется не только нынешним этапом разработок подобных новых систем, но стремительно меняющимися приоритетами и противоречивыми оценками ситуации в этой области. Солнечные альтернативные системы, как показывает имеющийся, пусть и весьма ограниченный, опыт их практического применения [62-64, 71-73], способны обеспечить двукратное снижение энергозатрат в сравнении с парокомпрессионными охладителями и значительно улучшить экологические показатели сравнительно с традиционной парокомпрессионной техникой (проблема глобального потепления, озонобезопасность), но им присущи и серьезные недостатки – значительные габариты, проблематичность только солнечной регенерации, опасность коррозионного воздействия на конструктивные материалы, необходимость в высокоэффективных аккумуляторах энергии. Но эти

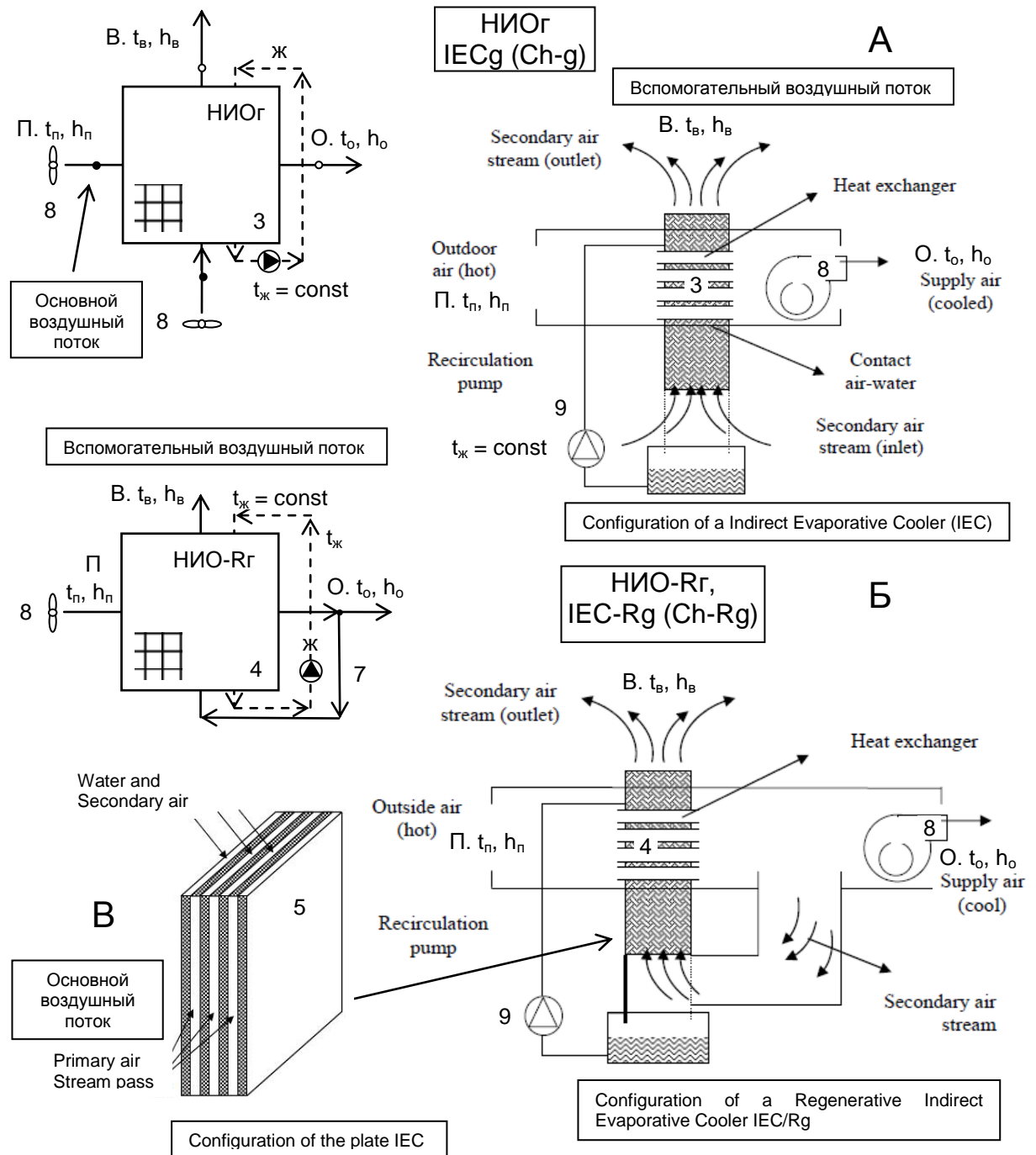
недостатки органически свойственны всем без исключения альтернативным источникам энергии и оценка перспектив в этой области должна базироваться, конечно, не на технико-экономическом сопоставлении с распространенными сегодня традиционными решениями, но исходя из долгосрочных перспективных интересов, где, учитывая наличные и непрерывно усугубляющиеся энерго-экологические проблемы. В этом смысле значение солнечных холодильных и кондиционирующих систем должно стать определяющим.

### **1.3. Основные выводы и задачи исследования**

#### **1.3.1. Основные выводы**

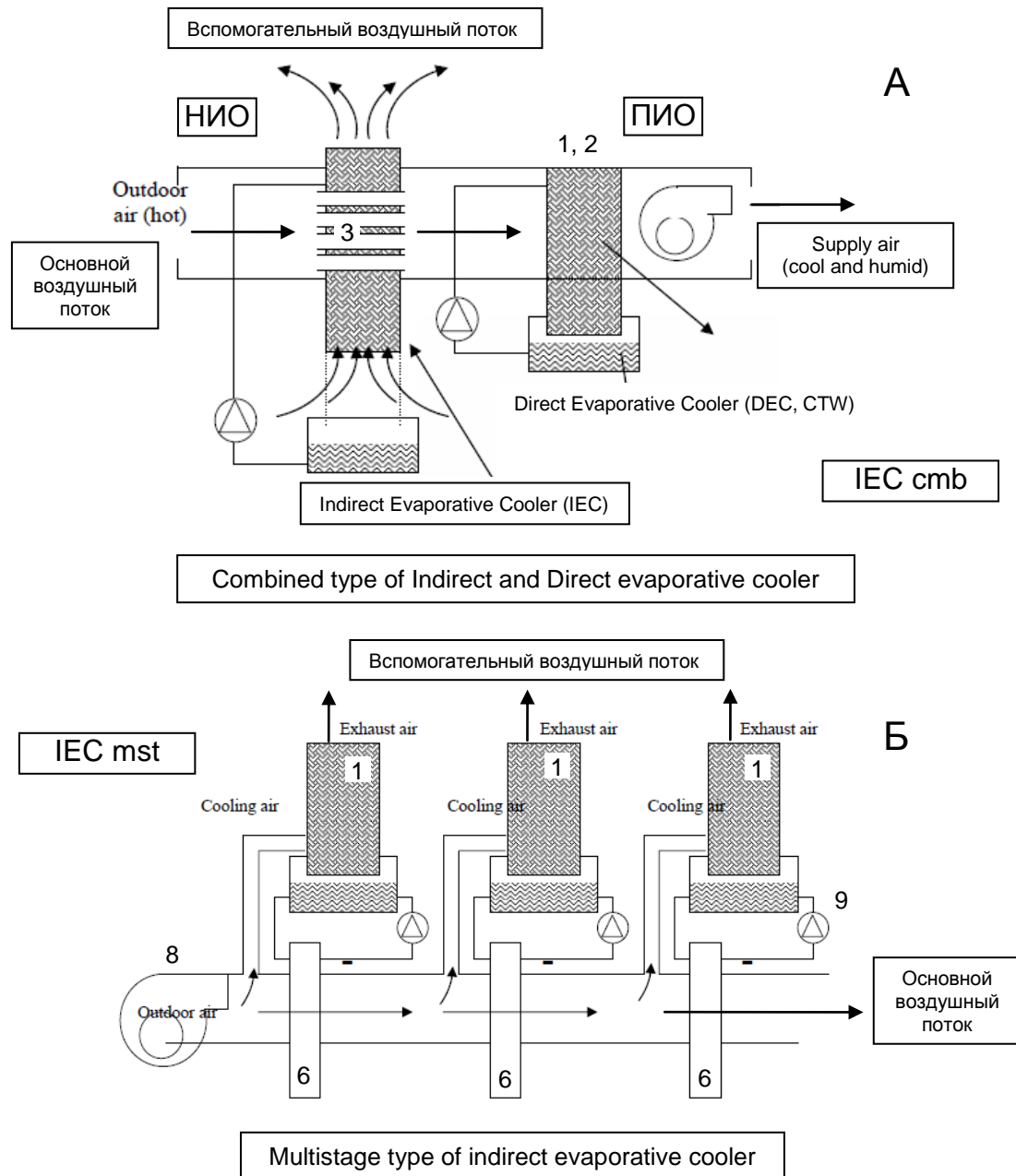
1. Усугубляющиеся взаимосвязанные проблемы энергетики и экологии выдвигают новые требования к системам комфортного и технологического кондиционирования воздуха и охлаждения сред. Это касается снижения энергозатрат и антропогенного воздействия на среду обитания. К наиболее перспективному решению в этом направлении относится создание альтернативных систем на основе нетрадиционных источников энергии, испарительных методов охлаждения и термовлажностной обработки рабочих сред.

2. Особый интерес представляет разработка высокоэффективных солнечных коллекторов СК и испарительных воздухо- и водоохладителей прямого и непрямого типа. Испарительное охлаждение эффективно в условиях сухого и жаркого климата (при  $x_r < 12-14\text{г/кг}$ ). Наиболее перспективно включение испарительных охладителей в состав солнечных абсорбционных систем (осушительно-испарительных систем), что позволяет снять климатические ограничения применимости испарительных методов охлаждения и существенно улучшить энергетические и экологические показатели альтернативных систем в целом.



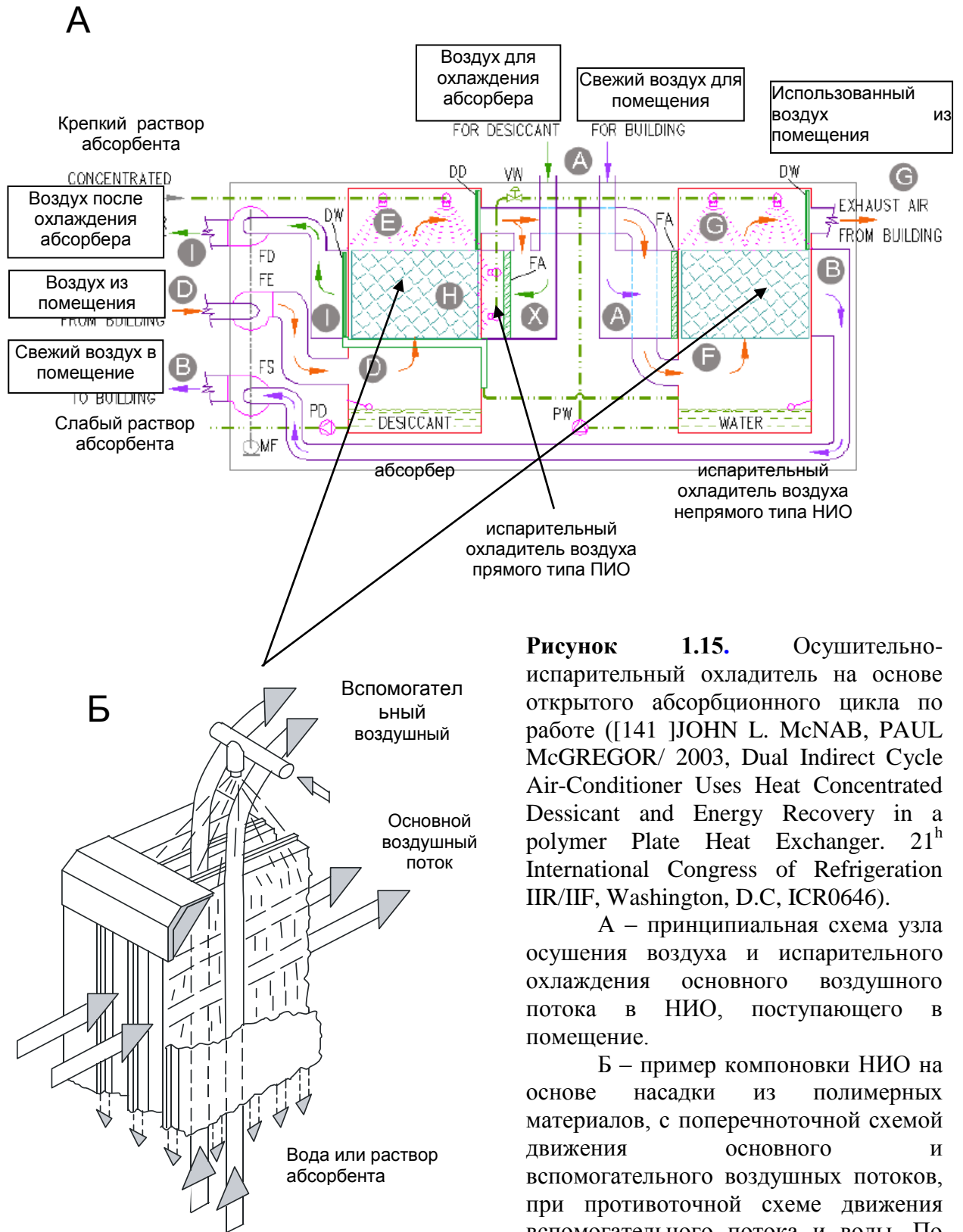
**Рисунок 1.13.** Испарительные воздухоохладители НИО (А) и регенеративный НИО/Р (regenerative Indirect Evaporative Cooler IEC/Rg) (Б) непрямого типа по работе ([142]: E. Gomez, F.C. Rey Martinez, A. Tejero Gonzalez. The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning. Intern. Journal of Energy and Environment. Vol. 1, Issue 1, 2010, pp. 69-96).

Обозначения по рис. 1.12, доп.: 3 – НИОг; 4 – НИО-Рг; 5 – насадка НИО; 8 – вентилятор; 9 – водяной насос.



**Рисунок 1.14.** Испарительные охладители комбинированного типа: воздухоохладитель на основном воздушном потоке из НИО (НИО – ПИО, IEC – DEC, А) и водоохладитель на основном воздушном потоке из НИО (НИО – ГРД, IEC – СТW); охладитель многоступенчатый (Б) по работе ([142]: E. Gomez, F.C. Rey Martinez, A. Tejero Gonzalez. The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning. Intern. Journal of Energy and Environment. Vol. 1, Issue 1, 2010, pp. 69-96).

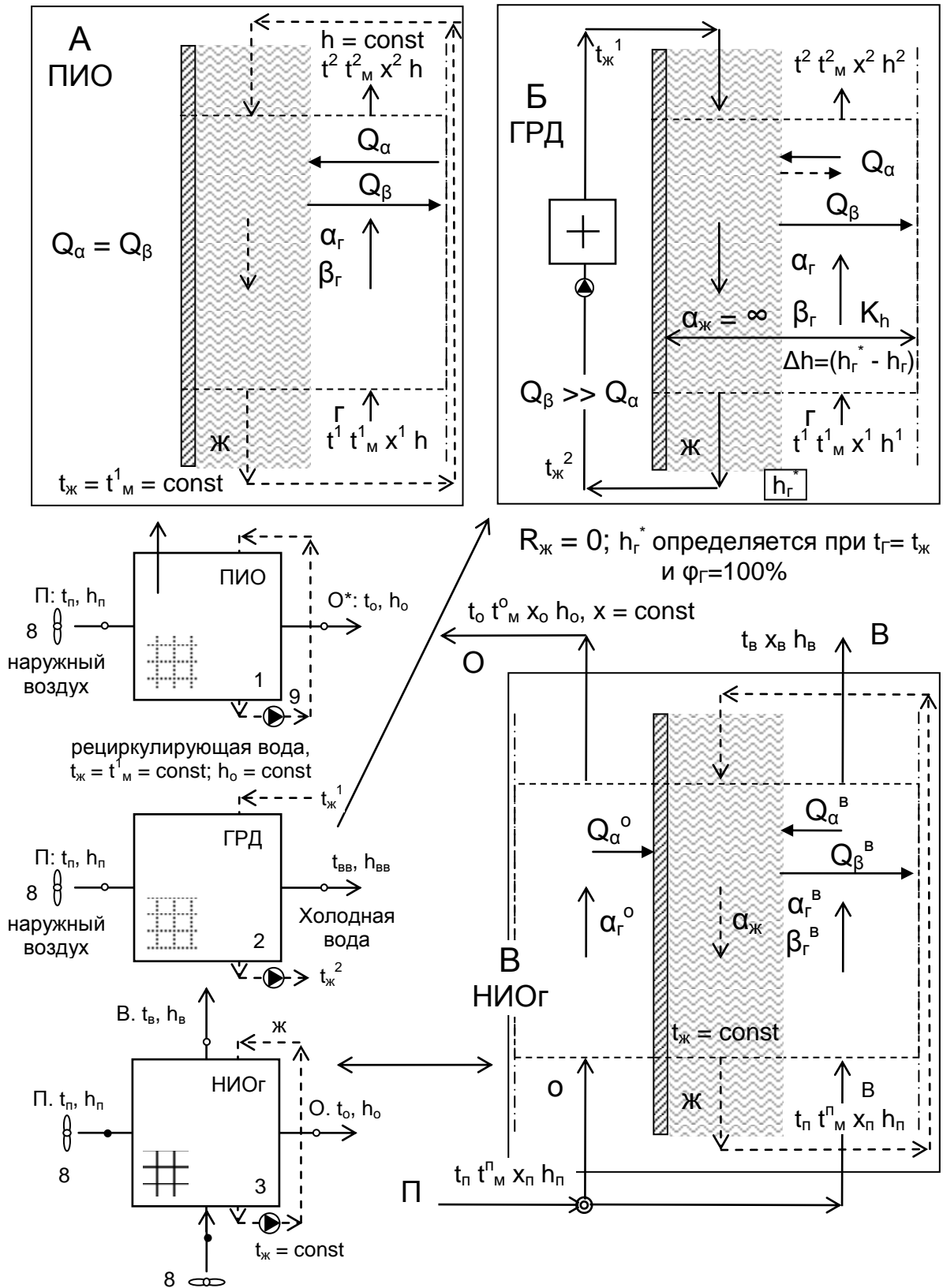
Обозначения по рис. 1.12, доп.: 1 – ПИО; 2 – ГРД; 3 – НИОг; 4 – НИОж; 5 – водо-водяной теплообменник; 6 – водо-воздушный теплообменник; 8 – вентилятор; 9 – водяной насос.



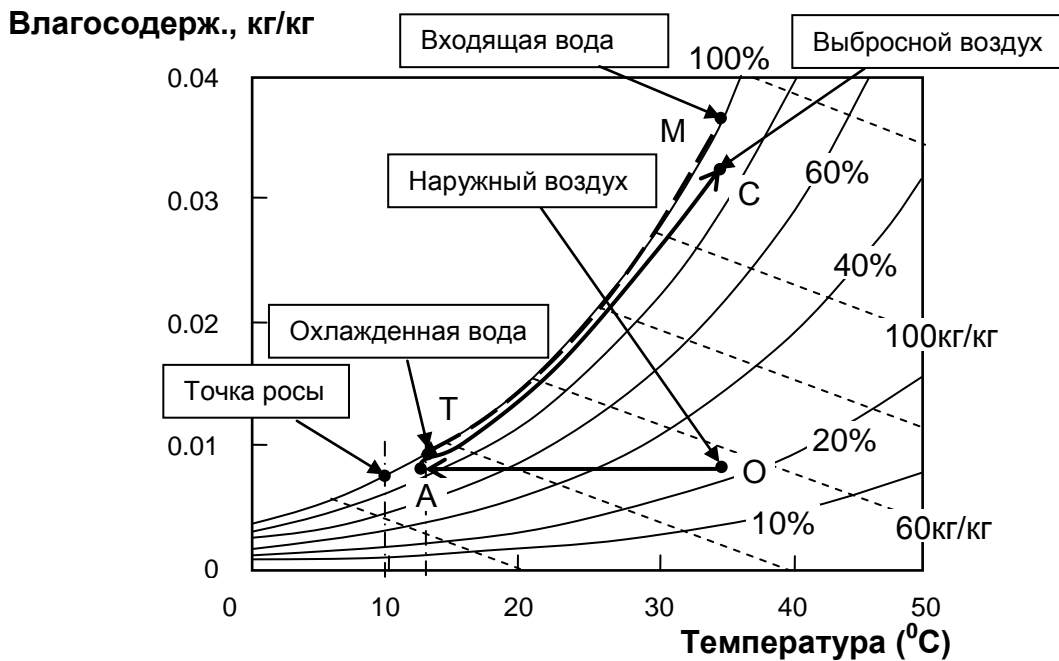
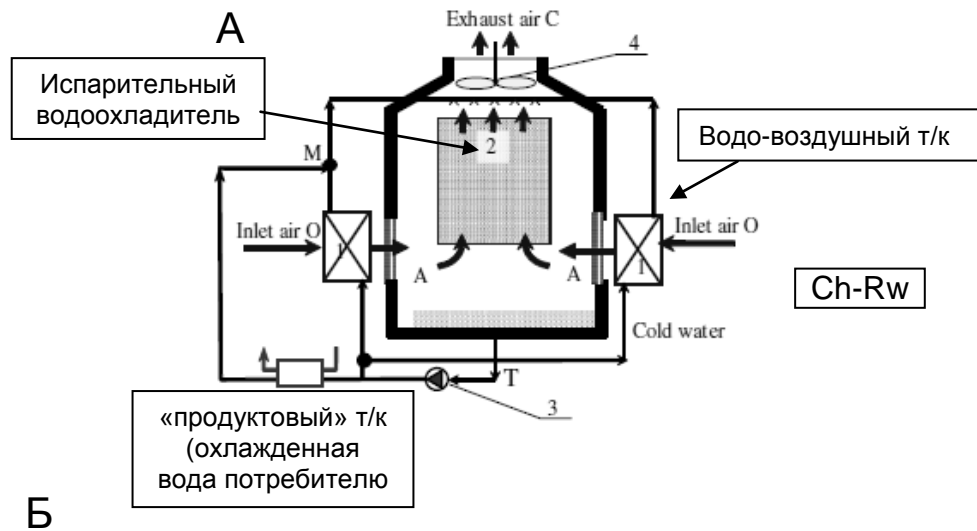
**Рисунок 1.15.** Осушительно-испарительный охладитель на основе открытого абсорбционного цикла по работе ([141] JOHN L. McNAB, PAUL McGREGOR/ 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21<sup>h</sup> International Congress of Refrigeration IIR/IF, Washington, D.C, ICR0646).

А – принципиальная схема узла осушения воздуха и испарительного охлаждения основного воздушного потока в НИО, поступающего в помещение.

Б – пример компоновки НИО на основе насадки из полимерных материалов, с поперечноточной схемой движения основного и вспомогательного воздушных потоков, при противоточной схеме движения вспомогательного потока и воды. По этой же принципиальной схеме организована и работа абсорбера-осушителя для солнечных систем: в НИО циркулирует вода; в абсорбере АБР – раствор абсорбента.



**Рисунок 1.16.** Испарительные воздухо- и водоохладители прямого типа ПИО (А) и ГРД (Б) и воздухоохладитель непрямого типа (В); – схемы течения потоков и процессы тепломассообмена (индексация и обозначения по разделу 3.1). Обозначения: 1 – ПИО; 2 – ГРД; 3 – НИОГ; 8 – вентилятор; 9 – водяной насос.



**Рисунок 1.17.** Принципиальная схема испарительного охладителя воды (градирни) непрямого типа (indirect evaporative chiller Ch-Rw) (по работе Y. Jiang, X. Xie. Solar Energy 84 (2010) 2041-2055).

Обозначения:

А – система НИО-Рж (Ch-Rw) на основе водо-воздушного теплообменника 1 и испарительного водоохладителя насадочного типа 2; 3 – водяной насос; 4 – вентилятор.

Б – процессы охлаждения на Н-Т диаграмме влажного воздуха: О-А – охлаждение наружного воздуха в теплообменнике 1; А-С – изменение состояния воздушного потока в насадке градирни; М-Т – процесс охлаждения воды в насадке испарительного охладителя 2.

3. Для создания альтернативных солнечных многофункциональных систем наиболее перспективен открытый абсорбционный цикл, основанный на использовании жидких сорбентов и солнечной энергии для регенерации раствора абсорбента. Особенно перспективны системы кондиционирования воздуха ССКВ, что обусловлено известной корреляцией между инсоляцией и требуемым уровнем охлаждения, а также сравнительно невысоким уровнем температуры регенерации абсорбента.

### **1.3.2. Основные задачи исследования**

К основным проблемам развития солнечных систем, требующих решения для выхода на коммерческий рынок, следует отнести:

1. Разработку новых схемных решений и совершенствование конструктивного оформления солнечных коллекторов и испарительных охладителей непрямого типа НИО; создание компактной теплообменной аппаратуры, унифицированной для всех основных элементов систем, и обеспечивающей минимизацию энергозатрат на организацию движения теплоносителей и высокую компактность оборудования; широкое использование в конструкции теплообменных аппаратов полимерных материалов;

2. Проведение комплексных теоретических и экспериментальных исследований и получение зависимостей и рекомендаций, обеспечивающих расчет и инженерное проектирование в области создания альтернативных систем;

3. Анализ принципиальных возможностей солнечных многофункциональных систем и энерго-экологическое обоснование выбора новых решений; создание комбинированных систем автономного теплохладоснабжения и кондиционирования воздуха, то есть систем жизнеобеспечения, отличающихся достаточной гибкостью и оперативностью в управлении.

## РАЗДЕЛ 2

### ИДЕОЛОГИЯ РАЗВИТИЯ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛО - ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА. РАЗРАБОТКА НОВЫХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ

#### 2.1. Идеология развития солнечных абсорбционных многофункциональных систем

Методы испарительного охлаждения сред хорошо известны. На их основе реализуются процессы охлаждения воды в градирнях, охлаждения воздуха в воздухоохладителях, процессы в испарительных конденсаторах [1-21, 52-58, 46, 51, 62-64, 71-71, 96-98, 126-129]. Работа таких охладителей основана на естественной неравновесности окружающей среды, проявляющейся в гигроскопической разности температур между «сухим» и «мокрым» термометрами наружного воздуха, причем температура воздуха по «мокрому» термометру является естественным пределом испарительного охлаждения сред. Этот процесс отличается малым потреблением энергии на его реализацию и сравнительной экологической чистотой применения. Практическое применение методов испарительного охлаждения сдерживается низкой эффективностью процесса при сравнительно высоком влагосодержании наружного воздуха.

В разделе 1 настоящей работы рассмотрены основные принципы построения осушительно-испарительных охладителей, основанных на использовании открытого абсорбционного цикла. Осушительно-испарительные системы разрабатываются в нескольких основных вариантах: с прямой и непрямой регенерацией абсорбента. На основании проведенного аналитического обзора и ранее выполненных в ОГАХ исследований абсорбционных систем [1-21] нами был выбран в качестве основного решения абсорбционный тип осушительно-испарительной системы с непрямой регенерацией абсорбента.

### **2.1.1. Многофункциональные энергетические системы МЭС на основе солнечных теплоиспользующих абсорбционных циклов**

Суть открытого абсорбционного цикла заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается в условиях непрерывного цикла, так что при этом резко возрастают потенциалы последующего испарительного охлаждения с использованием осушенного в абсорбере (АБР) воздуха, который затем поступает в испарительный охладитель (ИО), где может быть обеспечено глубокое охлаждение среды в солнечных холодильных системах (СХС), либо в альтернативных системах кондиционирования воздуха комфортного и технологического назначения (ССКВ) (здесь обеспечивается получение воздуха с требуемыми параметрами комфортности по температуре и относительной влажности). При этом процесс испарительного охлаждения может быть эффективен безотносительно параметров наружного воздуха (его относительной влажности и влагосодержания), то есть, использован повсеместно для решения указанных задач охлаждения сред и кондиционирования воздуха, не прибегая к искусственному холоду. Сравнительно с традиционными решениями, с применением парокомпрессионных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [10]. Ранее в ОГАХ были выполнены предварительные исследования солнечных альтернативных систем, работающих по схемам с прямой [14] и непрямой [19-20] регенерацией абсорбента.

Поддержание непрерывности осушительно-испарительного цикла обеспечивается в абсорбционных системах солнечной регенерацией абсорбента в десорбере-регенераторе (ДБР). Перспективность практического использования альтернативных солнечных осушительно-испарительных систем определяется их следующими достоинствами:

- Экологическая чистота (проблема глобального потепления, озонобезопасность и пр.); в работах [14], на основании методологии

«Полный жизненный цикл», были показаны высокие экологические преимущества осушительно-испарительных охладителей в сравнении с традиционными парокомпрессионными охладителями;

- Сравнительно низкие энергозатраты (примерно в два раза ниже по сравнению с парокомпрессионными охладителями по данным зарубежных исследований [14, 62-64] и в работах, выполненных в ОГАХ [14]);

- Возможность комплексного решения ряда задач жизнеобеспечения: горячего водоснабжения, отопления, охлаждения и кондиционирования (в частности, осушения воздуха) для жилых и производственных объектов, используя единую солнечную систему.

Однако этим системам присущи и серьезные недостатки, сдерживающие практическое развитие этого направления:

- Большие габариты, обусловленные низкими движущими силами (температурными и концентрационными напорами), что свойственно вообще любому типу альтернативного источника энергии;

- Этими же причинами обусловлено и большое количество теплообменных аппаратов, входящих в состав систем, что требует значительных энергозатрат на организацию движения теплоносителей (работа воздушных вентиляторов и жидкостных насосов) и повышает стоимость оборудования;

- Проблематичность использования только солнечной энергии для регенерации абсорбента для достижения требуемых температур охлаждения сред в СХС и параметров комфортности жилых помещений в ССКВ; в конечном итоге решение этой задачи требует снижения температурного уровня регенерации абсорбента;

К сожалению, в подавляющем числе опубликованных работ, вопросы взаимного согласования положительных и отрицательных сторон практического использования СХС и ССКВ не рассматриваются, что, по-видимому, связано с нынешним, теоретически – экспериментальным, уровнем разработок.

Основными направлениями для разрабатываемых систем, как показал опыт предыдущих исследований, являются:

- Разработка и сравнительная оценка различных схемных решений осушительно-испарительных систем с непрямой регенерацией абсорбента, в частности, использование многоступенчатых (каскадных) решений, обеспечивающих дальнейшее снижение достигаемого температурного уровня охлаждения сред;
- Создание нового поколения теплообменной аппаратуры ТМА для альтернативных систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов – полимерного солнечного жидкостного коллектора СКЖ и основных теплообменных аппаратов ТМА (абсорбер-осушитель АБР, десорбер-регенератор ДБР, испарительный охладитель воды или воздуха, ИО);
- Сравнительный анализ энерго-экологических показателей традиционных и новых систем солнечного тепло- и холодообеспечения на основе методики «Полный жизненный цикл, ПЖЦ» [89], включая разработку методологии ПЖЦ применительно к специфике решаемых задач и ее практическое применение в направлении выбора основных решений.

Основная концепция создания многофункциональных энергетических (солнечных) систем (МЭС) представлена на рис. 2.1 и 2.2 и включает следующие позиции:

1. Многофункциональные солнечные системы (МСС) основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор (АБР – ДБР) и охладительной части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (воздухоохладитель, или водоохладитель-градирня ГРД), или непрямого (НИО, НИО/Р) типов.

2. Варианты оформления МЭС с НИО и НИО/Р на выходе сориентированы на создание альтернативных систем кондиционирования

воздуха ССКВ (рис. 2.2А), варианты МЭС с водоохладителем ГРД – на создание холодильных систем различного назначения СХС (рис. 2.2Б);

3. Поддержание непрерывности цикла МЭС обеспечивает либо альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является либо солнечная система с солнечными коллекторами (рис. 2.2, позиция 11), либо электро- или газовый бойлер, а также любой наличный источник тепловых выбросов; оптимальным для устойчивой работы МЭС является рациональное, с учетом величины солнечной активности, ветронагрузки и др. аспектов, сочетание альтернативного и традиционного источников энергии;

4. В солнечной системе используются ранее разработанные в ОНАПТ плоские солнечные коллекторы с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть СКж, рис. 2.2, позиция 11) [14];

5. Охлаждение абсорбера-осушителя обеспечивает градирня технологического назначения;

6. Поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система ССГВ.

На рис. 2.2 представлены основные элементы МЭС, осушительного и охладительного контуров. Схемы включают осушительный блок в составе абсорбера-осушителя (1) и десорбера-регенератора (5), солнечную систему, в составе солнечных коллекторов СК (11), и бака-теплоаккумулятора БТА и градирню технологического назначения ГРДт, обслуживающую абсорбер, а также охладительный блок, в составе воздухоохладителей непрямого испарительного типа НИО (7) и водоохладителя-градирни ГРД.

Таким образом, основная формула сборки МЭС представляет собой варианты:

В режиме ССГВ: (ДБР ↔ АБР) – НИО;

В режиме СХС: (ДБР ↔ АБР) – ГРД.

Солнечная система обеспечивает реализацию процесса восстановления слабого раствора абсорбента, покидающего абсорбер-осушитель наружного воздуха, причем на линии горячего крепкого и холодного слабого растворов абсорбента установлен теплообменник (т/о). Холодные вспомогательные воздушные потоки, покидающие воздухоохладители НИО или НИО/Р в ССКВ, или водоохладитель-градирню ГРД в СХС могут использоваться для решения различных задач охлаждения в схеме, например, для предварительного охлаждения поступающего в абсорбер МЭС наружного воздуха (рис. 2.7-2.12), либо для охлаждения крепкого раствора абсорбента, поступающего в абсорбер (рис. 2.2, теплообменник 10).

Бак-теплоаккумулятор БТА, либо непосредственно десорбер ДБР могут включать дополнительный встроенный теплообменник (12) для компенсации колебаний солнечной активности и ветронагрузки в месте установки МЭС. Разработанная МЭС может функционировать, получая тепло на регенерацию абсорбента от любого наличного источника низкопотенциального тепла.

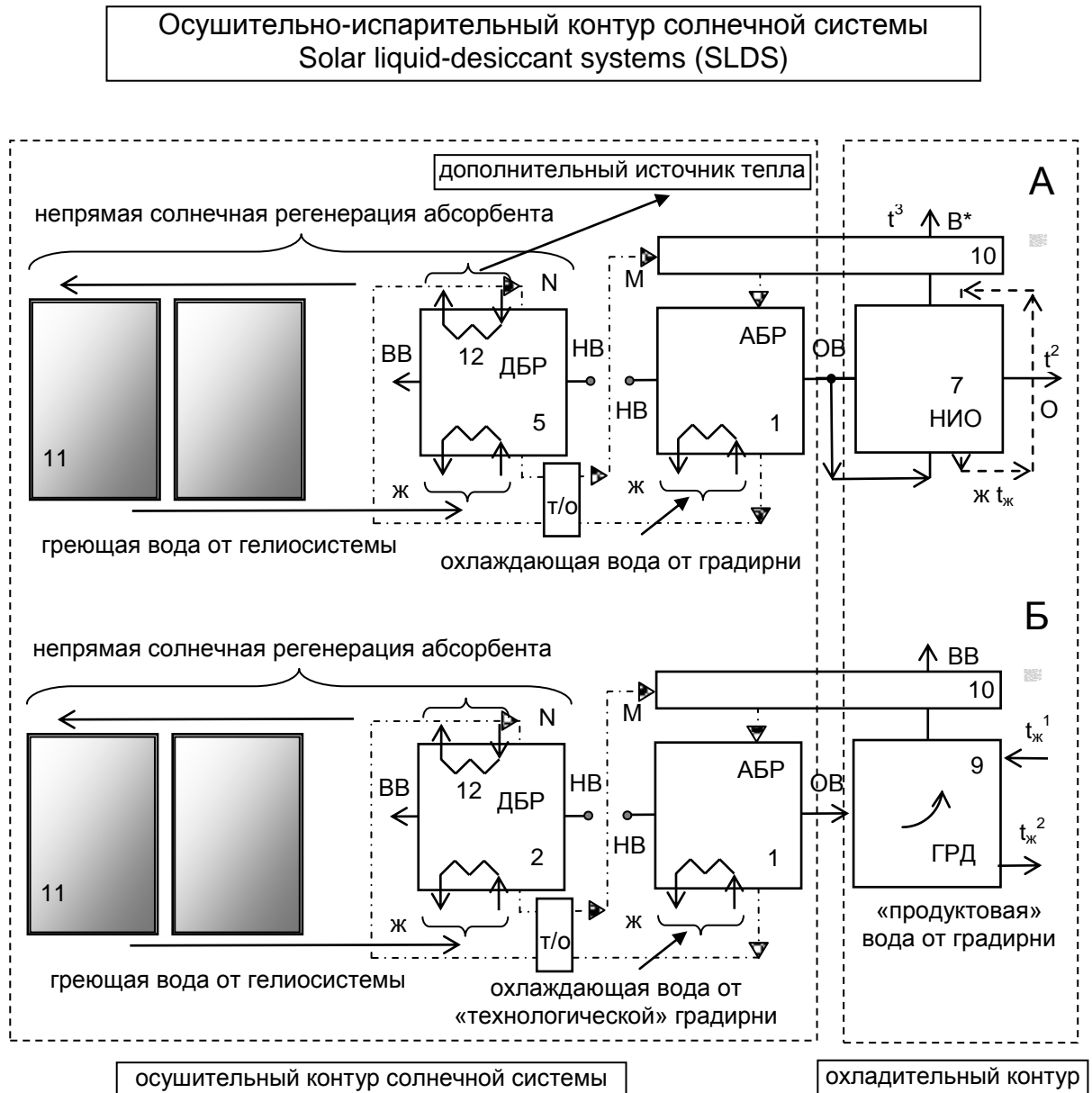
### **2.1.2. Принципиальные схемные решения для тепломассообменных аппаратов солнечных осушительно-испарительных систем**

Солнечная система состоит из осушительного и охладительного контуров. Система кондиционирования воздуха ССГВ решается по основной формуле: (ДБР ↔ АБР) – НИО; холодильная система СХС по формуле: (ДБР ↔ АБР) – ГРД. Все ТМА обоих контуров унифицированы. Это аппараты пленочного типа, основанные на использовании в качестве насадки из полимерных материалов (тепломассообменная поверхность) многоканальных моно блоковых структур с вертикальными, эквидистантно расположенными, каналами регулярного характера (см раздел 3 настоящей работы). Выбор структуры насадки, конфигурации каналов и структуры поверхности основан на ранее выполненных в ОГАХ исследованиях [14-21, 52-58].

### **Основная концепция создания многофункциональных энергетических систем МЭС:**

1. Многофункциональные солнечные системы МЭС основаны на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоят из осушительной части (абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор) и охлаждающей части (испарительных охладителей газов и жидкостей прямого (ГРД), или непрямого типов (НИО));
2. Поддержание непрерывности цикла МЭС обеспечивает либо альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является либо солнечная система, либо электро- или газовый бойлер, а также любой наличный источник тепловых выбросов; оптимальным для устойчивой работы МЭС является рациональное сочетание альтернативного и традиционного источников энергии;
3. Требуемый температурный уровень десорбции обеспечивает солнечная система, в составе которой используются плоские солнечные коллекторы как с металлическими, так и с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть) [14];
4. Охлаждение абсорбера-осушителя обеспечивает градирня технологического назначения ГРДт, причем используются, в качестве основных решений, следующие варианты (рис. 2.4):  
 А – абсорбер с внешним (вынесенным) теплообменником; Б – абсорбер с внутренним теплообменником; В – абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБР/ио; Г – АБР/ио с использованием в качестве вспомогательного воздушного потока части осушенного в абсорбере воздуха
5. Поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система, основные одно- и двухступенчатые варианты десорберов ДБР приведены на рис. 2.5.
6. Для создания солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ используется, как правило, один из вариантов воздухоохладителя непрямого типа НИО; для создания солнечных холодильных систем СХС водоохладитель ГРД

**Рисунок. 2.1.** Концепция создания многофункциональных солнечных систем.



**Рисунок 2.2.** К оформлению принципиальной схемы солнечной многофункциональной абсорбционной системы МЭС; А (ССКВ) и Б (СХС) – основные варианты солнечных систем.

Обозначения: 1-4 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 5-6 – десорбер-регенератор ДБР; 7-8 – варианты испарительного воздухоохлаждателя непрямого типа НИО, НИО/R; 9 – градирня ГРД; 10 – теплообменник; 11 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента; 12 – дополнительный греющий источник.

НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – воздух, прошедший термовлажностную обработку в НИО; В – «вспомогательный» воздушный поток; ВВ – выбрасываемый в среду воздух; N, M – крепкий и слабый растворы абсорбента.

### **ТМА осушительного контура солнечных систем.**

Осушительная часть солнечной системы включает абсорбер-осушитель АБР и десорбер-регенератор (восстановитель концентрации абсорбента) ДБР. Работа десорбера (требуемый температурный уровень регенерации абсорбента) обеспечивается солнечной системой горячего водоснабжения ССГВ, состоящей из системы солнечных жидкостных коллекторов СКж и бака-теплоаккумулятора БА; работа абсорбера (охлаждение, поскольку при поглощении из воздушного потока водяных паров выделяется тепло, разогревающее абсорбер и снижающее эффективность реализуемого процесса) обеспечивается градирней технологического назначения ГРДт.

Схемы разработанных абсорберов приведены на рис. 2.3Г и 2.4. Абсорбер может выполняться с вынесенным теплообменником (рис. 2.4А) и с теплообменником, размещаемым непосредственно в объеме насадочного слоя (рис. 2.4Б) аппарата. Особый интерес представляет впервые разработанный абсорбер с внутренним испарительным охлаждением (АБР/ИО, рис. 2.4В и Г). Конструкция его насадочной части аналогична НИО (см. рис. 2.26 - 2.29), то есть имеет чередующиеся каналы, причем в соседних каналах одновременно реализуются процессы: осушения воздуха (НВ – ОВ, в непосредственном контакте с пленкой абсорбента, М – N) и испарительного охлаждения рециркулирующей воды (вспомогательный воздушный поток В – ж), так что охлажденная вода через стенку канала отводит тепло от пленки абсорбента, стекающей с другой стороны стенки (см. рис. 2.26-2.29). Абсорбер АБРио позволяет устранить из схемы солнечной системы технологическую градирню ГРДт, уменьшить массу и габариты ТМА и снизить общий уровень энергозатрат. Разделение воздушного потока, поступающего в АБРио может происходить на входе в аппарат (рис. 2.4В и на выходе из аппарата; в последнем случае (АБРио-Р) в «охлаждающие» каналы абсорбера поступает предварительно охлажденный воздушный поток, имеющий значительно больший потенциал испарительного охлаждения (сниженное значение температуры мокрого термометра –

естественного предела ИО). Ниже (раздел 2.4) мы вернемся к этому перспективному решению.

Схемы разработанных десорберов приведены на рис. 2.3Д и 2.5.

Как и абсорбер, десорбер ДБР может выполняться с вынесенным теплообменником и с теплообменником, размещаемым непосредственно в объеме насадочного слоя (рис. 2.5). Он может оформляться как многоступенчатый, с последовательным прохождением через каждую ступень регенерации (рис. 2.5Б); при этом соответствующие ступени солнечной системы десорбер-абсорбер связаны между собою (см., например, рис. 2.8 и 2.9), так что концентрация абсорбента повышается от ступени к ступени. Установка теплообменника на выбросном регенерационном воздушном потоке в десорбере (рис. 2.5В) может снизить требуемую суммарную площадь солнечных коллекторов СКж, обслуживающей узел регенерации в системе СХС и ССГВ.

**ТМА охладительного контура солнечных систем.**

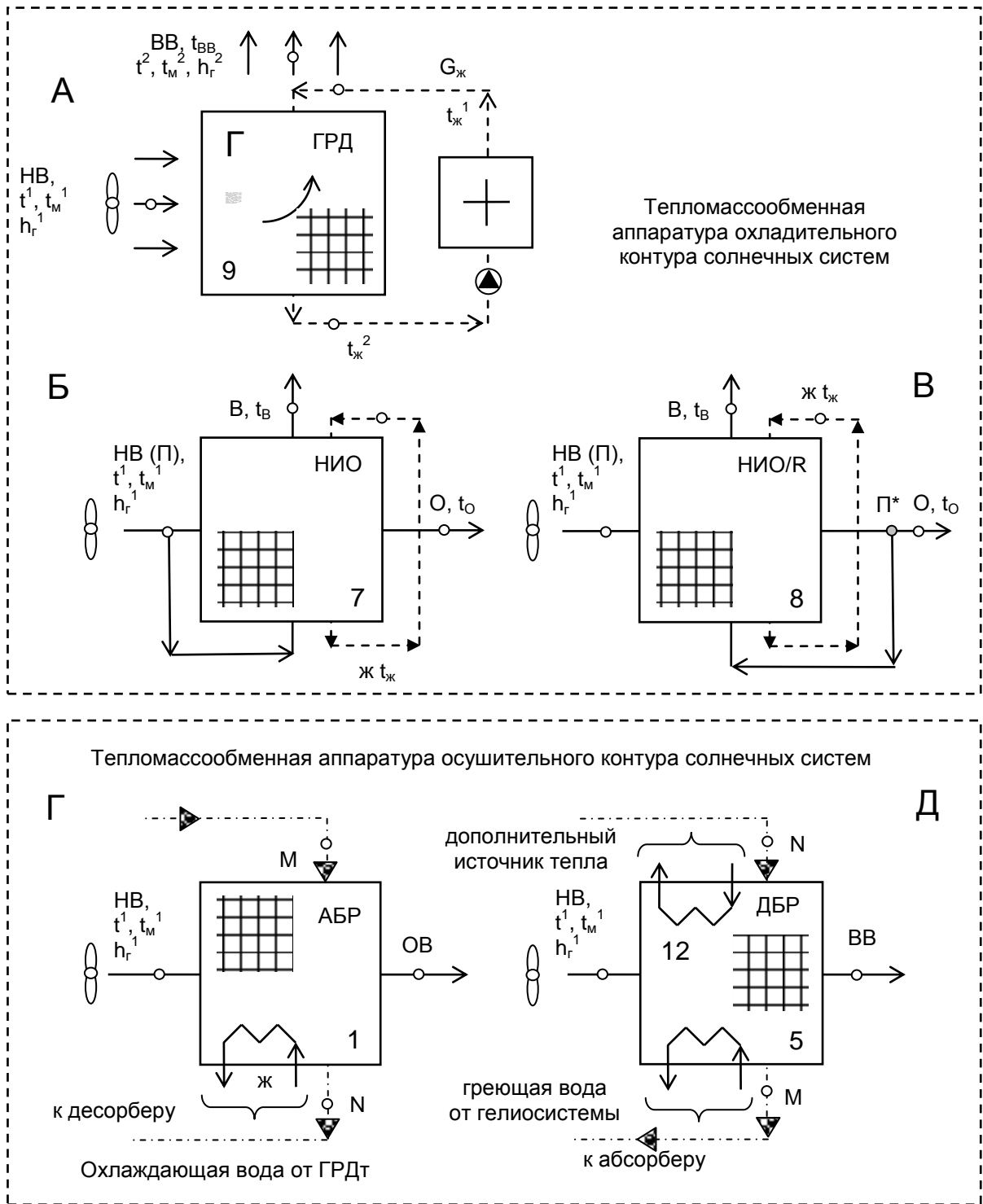
**Солнечная система ССГВ, решаемая по формуле: (ДБР ↔ АБР) – НИО.**

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИО (рис. 2.3Б и В), получившем наибольшее распространение в последние годы [1-21, 59-61, 65, 80, 122, 136, 141, 142], воздушный поток, поступающий на охлаждение делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток (О). Этот «продуктовый» поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха ССКВ. Вспомогательный воздушный поток «В» выносит все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше

температуры мокрого термометра поступающего в НИО воздуха, осушенного в соответствующей ступени абсорбера АБР, см. рис. 2.2А). Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Испарительные воздухоохладители могут быть обычного (НИО, рис. 2.3Б) и регенеративного типов (НИО/Р, рис. 2.3В) [13, 14, 133, 134, 139], отличаясь местом разделения воздушного потока, поступающего в охладитель. Во втором случае обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего охлаждение в «сухой» части охладителя и пределом охлаждения здесь, в принципе, является температура точки росы наружного воздуха. Такая схема предпочтительна для глубокого охлаждения сред, но характеризуется и более высоким уровнем энергозатрат. Обстоятельному изучению возможностей охладителя регенеративного типа НИО/Р посвящены исследования Maisotsenko V. и др. [105, 133, 134, 139].

#### **Солнечная система СХС, решаемая по формуле: $(ДБР \leftrightarrow АБР) - ГРД$ .**

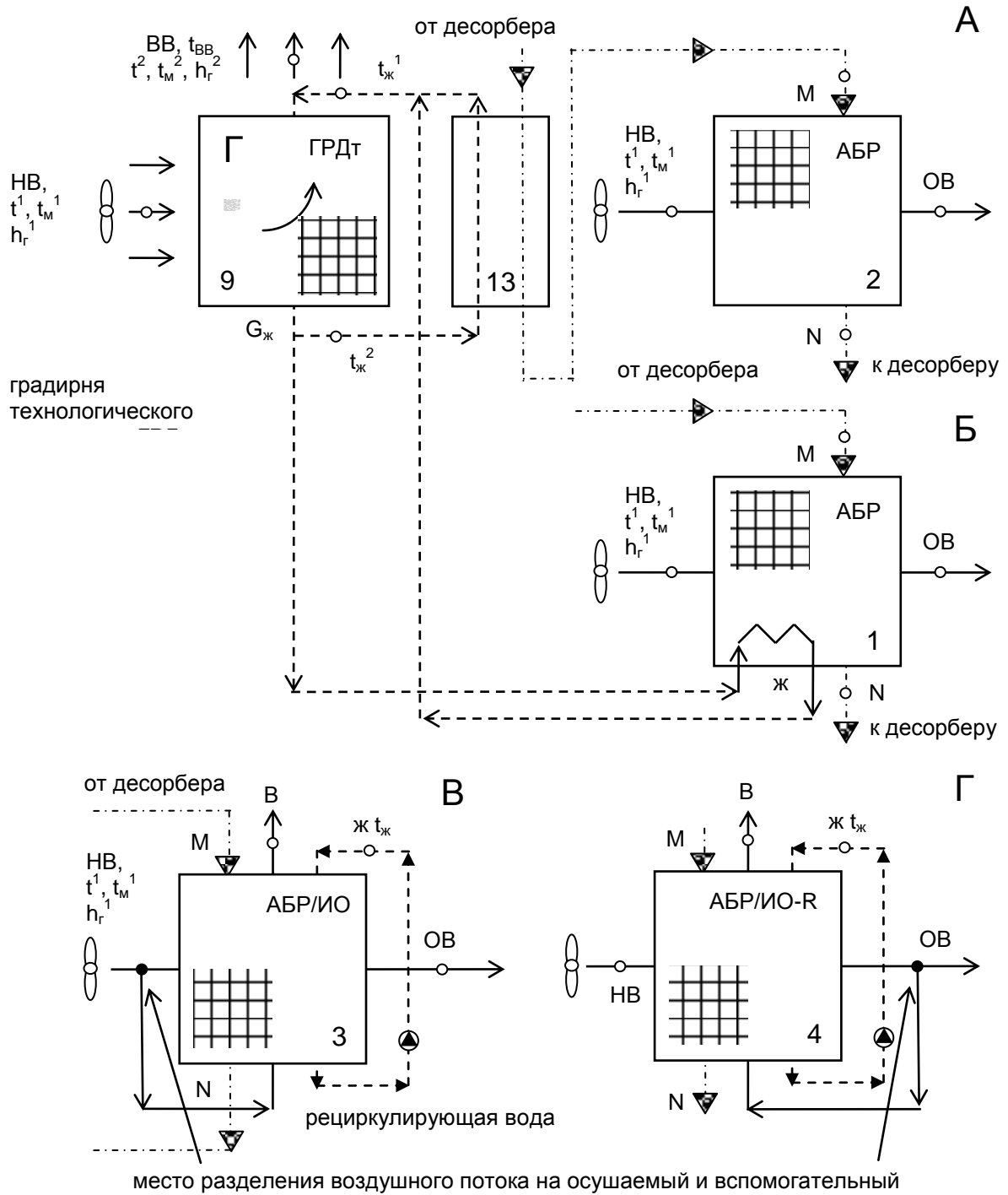
В качестве испарительного водоохладителя (градирни ГРД) в схеме может использоваться градирня ГРД (рис. 2.3А), что обеспечивает получение «захоленной» воды и может служить основой для создания как альтернативных холодильных систем СХС, так и систем кондиционирования воздуха ССКВ с подачей холодной воды в помещение на вентилируемые водо-воздушные теплообменники (fan-coil). Воздух, покидающий градирню, работающую на низком температурном уровне, может также использоваться для охлаждения крепкого раствора, поступающего из десорббера-регенератора (рис. 2.2Б), либо для предварительного охлаждения наружного воздуха.



**Рисунок 2.3.** Теплообменная аппаратура охладительного и осушительного контуров солнечных систем ССКВ и СХС.

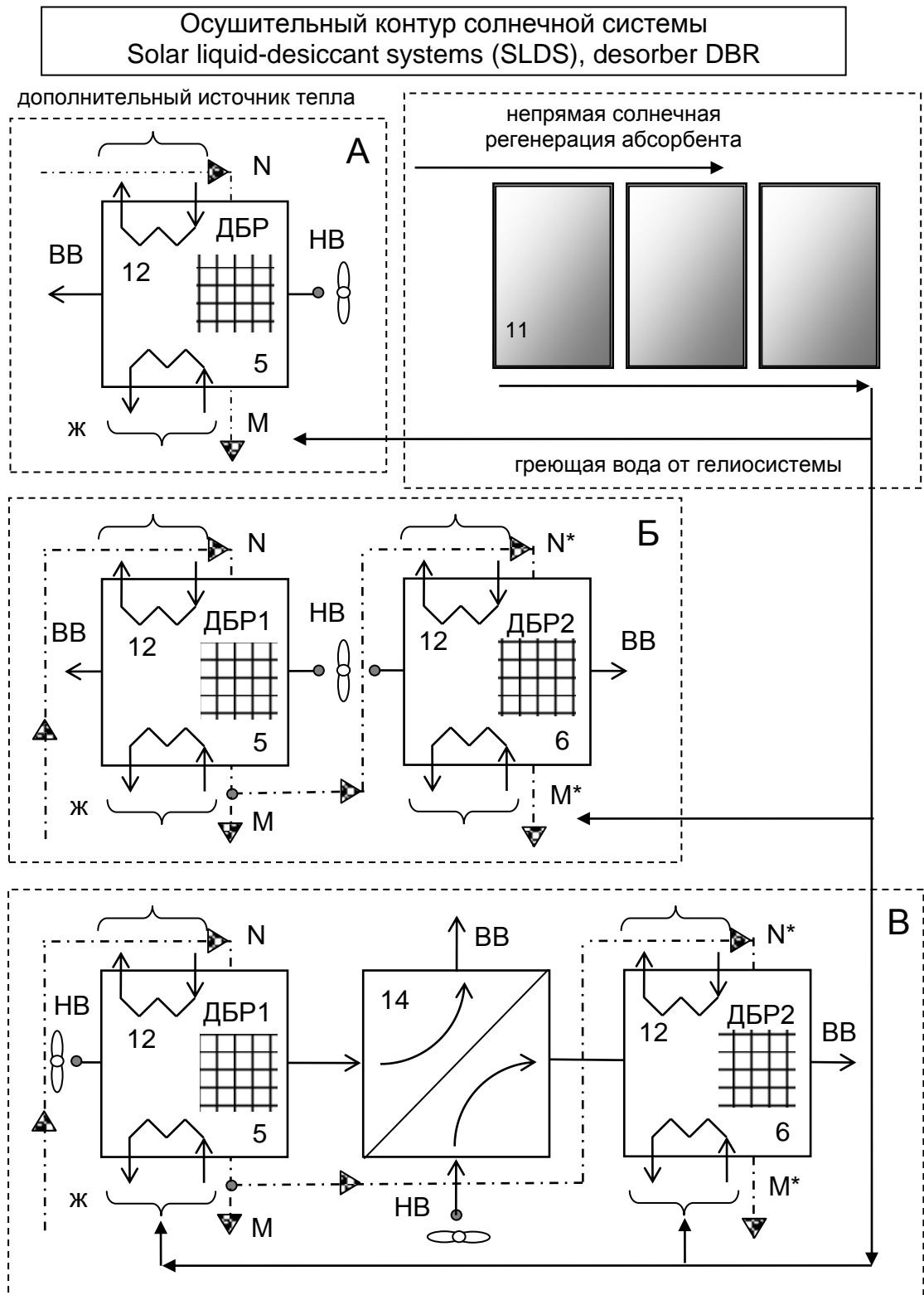
Обозначения по рис. 2.2.

Осушительный контур солнечной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), absorber ABR



**Рисунок 2.4.** Принципиальные схемы узла абсорбции.

Обозначения по рис. 2.2, здесь: А – абсорбер с внешним (вынесенным) теплообменником; Б – абсорбер с внутренним теплообменником (см. рис. 2.3Г); В – абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБР/ИО; Г – АБР/ИО-R с использованием в качестве вспомогательного воздушного потока части осушенного в абсорбере воздуха, доп.: 13 – теплообменник «вода – раствор абсорбента».



**Рисунок 2.5.** Принципиальные схемы узла десорбции (основные одно- и двухступенчатые варианты десорберов ДБР).

Обозначения по рис. 2.2, доп.: 14 – воздухо-воздушный теплообменник

## **2.2. Разработка принципиальных схемных решений солнечных теплоиспользующих систем**

### **2.2.1. Солнечные системы кондиционирования воздуха ССКВ. Основные разработанные варианты многоступенчатых солнечных систем**

Основная формула построения ССКВ:

АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рис. 2.7 и 2.9)

ССКВ может включать от одного до трех ступеней каскадов (рис. 2.7-2.9 и 2.12). во второй (последний) каскад включен воздухоохладитель непрямого типа НИО. ССКВ может быть построена на основе воздухоохладителя регенеративного типа НИО/R (рис. 2.3В) и в этом случае обеспечивать более глубокое охлаждение основного воздушного потока.

Осушительный блок солнечной системы может включать один десорбер-регенератор ДБР, одновременно обслуживающий абсорберы каждой ступени каскада, – рис. 2.7, либо двухступенчатый десорбер-регенератор, каждая ступень которого обслуживает соответствующую ступень абсорбера, с последовательным возрастанием концентрации раствора, – рис. 2.8. В этом случае в схему включены автономные теплообменники на линиях «слабый холодный – крепкий-горячий) растворы абсорбента т/о 11 и 11\*.

Охлаждение абсорберов-осушителей обеспечивается единой градирней технологического назначения ГРДт, – рис. 2.7 и 2.8, либо несколькими водоохладителями, причем в каждом последующем используется часть уже осушенного наружного воздуха в абсорбере предыдущей ступени каскада, либо часть осушенного и охлажденного воздуха в предыдущей ступени НИО, – рис. 2.9.

Поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система ССГВ в составе требуемой площади солнечных жидкостных коллекторов СКж и бака-теплоаккумулятора БА.

Основные одно - и двухступенчатые варианты десорберов ДБР приведены на рис. 2.5, 2.8 и 2.9. Оптимально использование двухступенчатого варианта десорбера, когда каждая его ступень обеспечивает последующий рост концентрации абсорбента и связана в работе с соответствующей ступенью абсорбера.

### **2.2.2. Солнечные холодильные системы СХС. Основные разработанные варианты многоступенчатых солнечных систем (каскадных охладителей)**

Основная формула построения СХС:

АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рис. 2.10 и 2.12)

Построение СХС в целом аналогично построению ССКВ.

Охлаждение абсорберов-осушителей обеспечивается единой градирней технологического назначения ГРДт, – рис. 2.10, либо несколькими водоохладителями, причем в каждом последующем используется часть уже осушенного наружного воздуха в абсорбере предыдущей ступени каскада, либо часть осушенного и охлажденного воздуха в предыдущей ступени НИО, – рис. 2.11А. Интерес представляет использование единой градирни, обслуживающей обе ступени абсорбции на сравнительно низком температурном уровне – рис. 2.11Б.

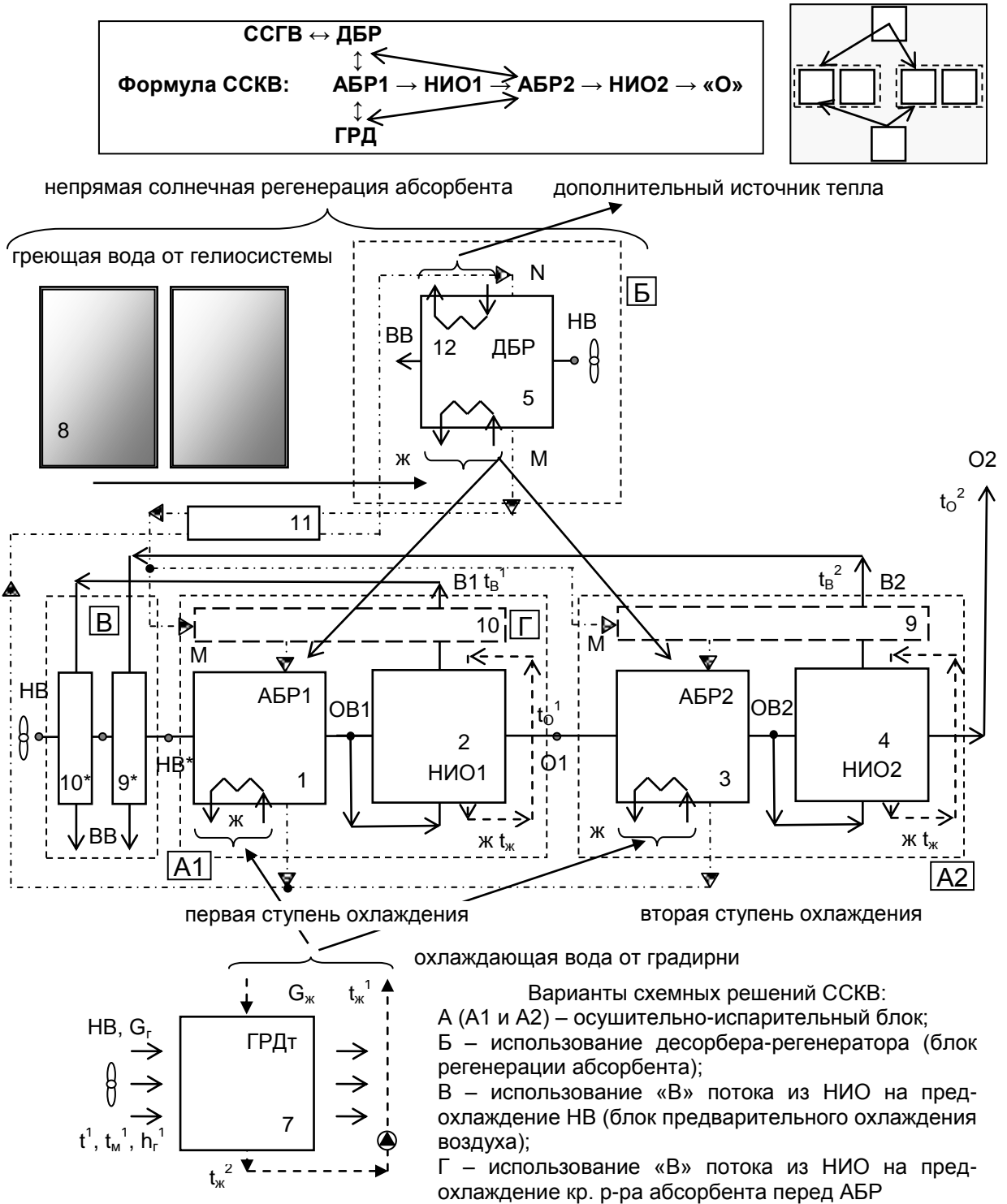
Особый и перспективный интерес представляет вариант схемы СХС по рис. 2.12 где, для охлаждения абсорбера, используется часть «продуктовой» воды от соответствующей ступени каскада АБР-ГРД. Это позволяет вообще отказаться от соответствующей технологической градирни ГРДт во второй ступени каскада и снизить уровень охлаждения абсорбера второй ступени, что позволит понизить и общий достигаемый уровень охлаждения в целом.

Число каскадов в солнечной системе определяется поставленной для ССКВ и СХС задачей достижения требуемых кондиционных параметров воздуха или температурного уровня охлаждения.

**Базовая структурная схема многофункциональных энергетических систем МЭС (СХС и ССКВ):**

7. Основная формула сборки многоступенчатого блока охлаждения МЭС каскадная, причем в состав такого каскада входят блоки:
- (АБР – НИО), как основа для солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ; (АБР – НИО/R), где НИО/R представляет собой испарительный охладитель НИО регенеративного типа;
  - (АБР – ГРД), как основа для солнечных холодильных систем СХС;
8. ССКВ строятся по формулам:  
АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2 (рис. 2.7 - 2.9),
9. СХС строятся по формулам:  
АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД (рис. 2.10-2.12);
- 10.осушительный блок солнечной системы может включать:
- один десорбер-регенератор, обслуживающий абсорберы каждой ступени каскада, – рис. 2.7 и 2.10;
  - двухступенчатый десорбер-регенератор, каждая ступень которого обслуживает соответствующую ступень абсорбера, с последовательным возрастанием концентрации раствора, – рис. 2.8 и 2.12;
11. Охлаждение абсорберов-осушителей обеспечивается:
- единой градирней технологического назначения ГРДт, – рис. 2.7 2.8 и 2.10;
  - несколькими водоохладителями, причем в каждом последующем используется часть осушенного наружного воздуха в абсорбере предыдущей ступени каскада, либо часть осушенного и охлажденного воздуха в предыдущей ступени НИО, – рис. 2.9 и 2.11 (в вариантах А и Б).
12. Для охлаждения абсорбера используется часть «продуктовой» воды от соответствующей ступени каскада АБР-ГРД, – рис. 2.12.
13. Поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система, основные одно- и двухступенчатые варианты десорберов ДБР приведены на рис. 2.5.
14. Число каскадов в солнечной системе определяется поставленной для ССКВ и СХС задачей достижения требуемых кондиционных параметров воздуха или температурного уровня охлаждения.

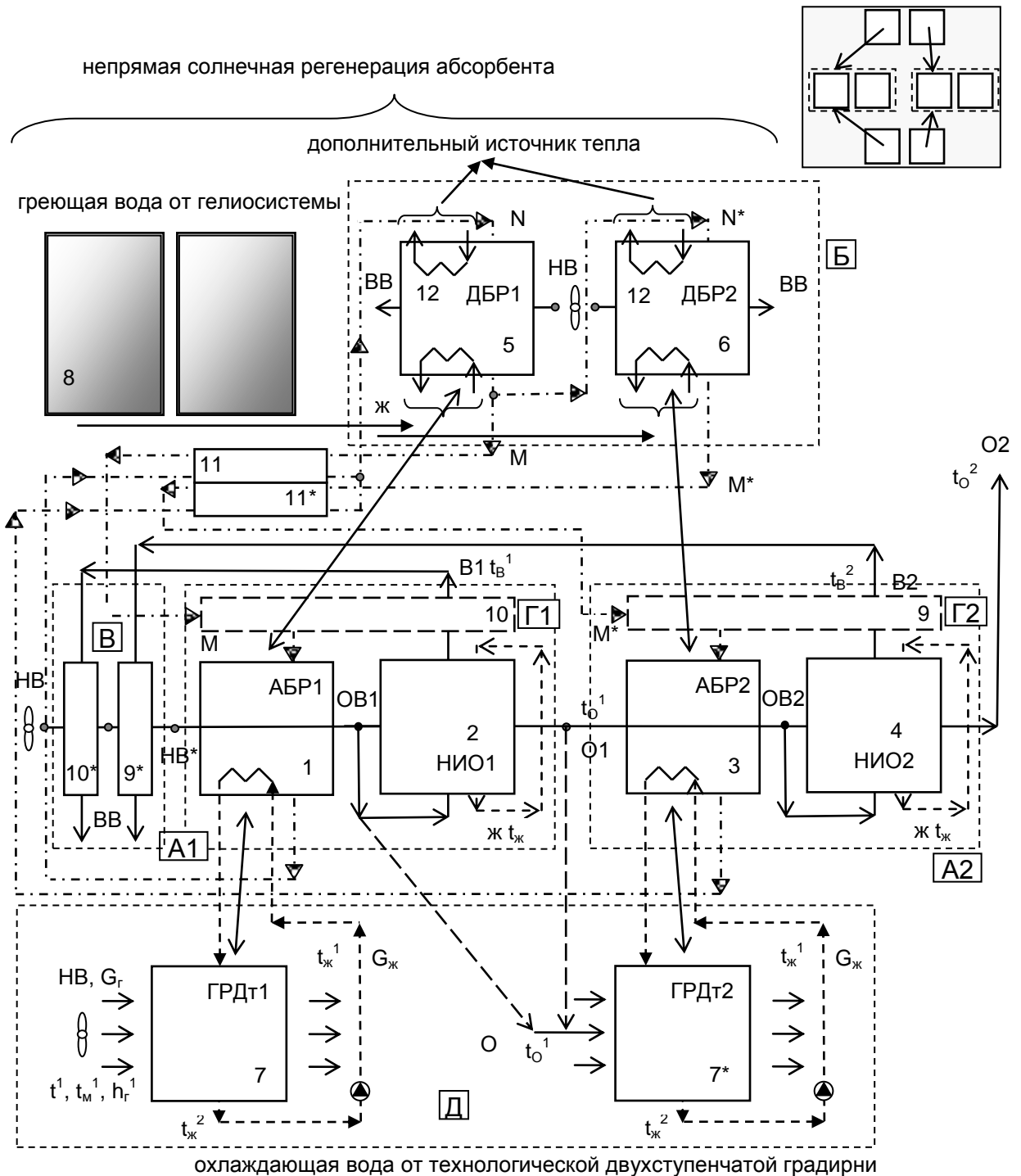
**Рисунок. 2.6.** Концепция создания многофункциональных энергетических солнечных систем.



**Рисунок 2.7.** Принципиальная схема ССКВ (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2).

Обозначения: 1, 3 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2, 4 – испарительный воздухоохладитель НИО; 5, 6 – десорбер-регенератор; 7 – градирня технологического назначения ГРДт; 8 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (СКж); 9, 10, 11 – теплообменники; 12 – дополнительный греющий источник. НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – «основной» воздушный поток; В – «вспомогательный» воздушный поток для НИО; выбрасываемый в среду воздух для ГРД; N, М – крепкий и слабый растворы абсорбента.





Варианты схемных решений ССКВ:

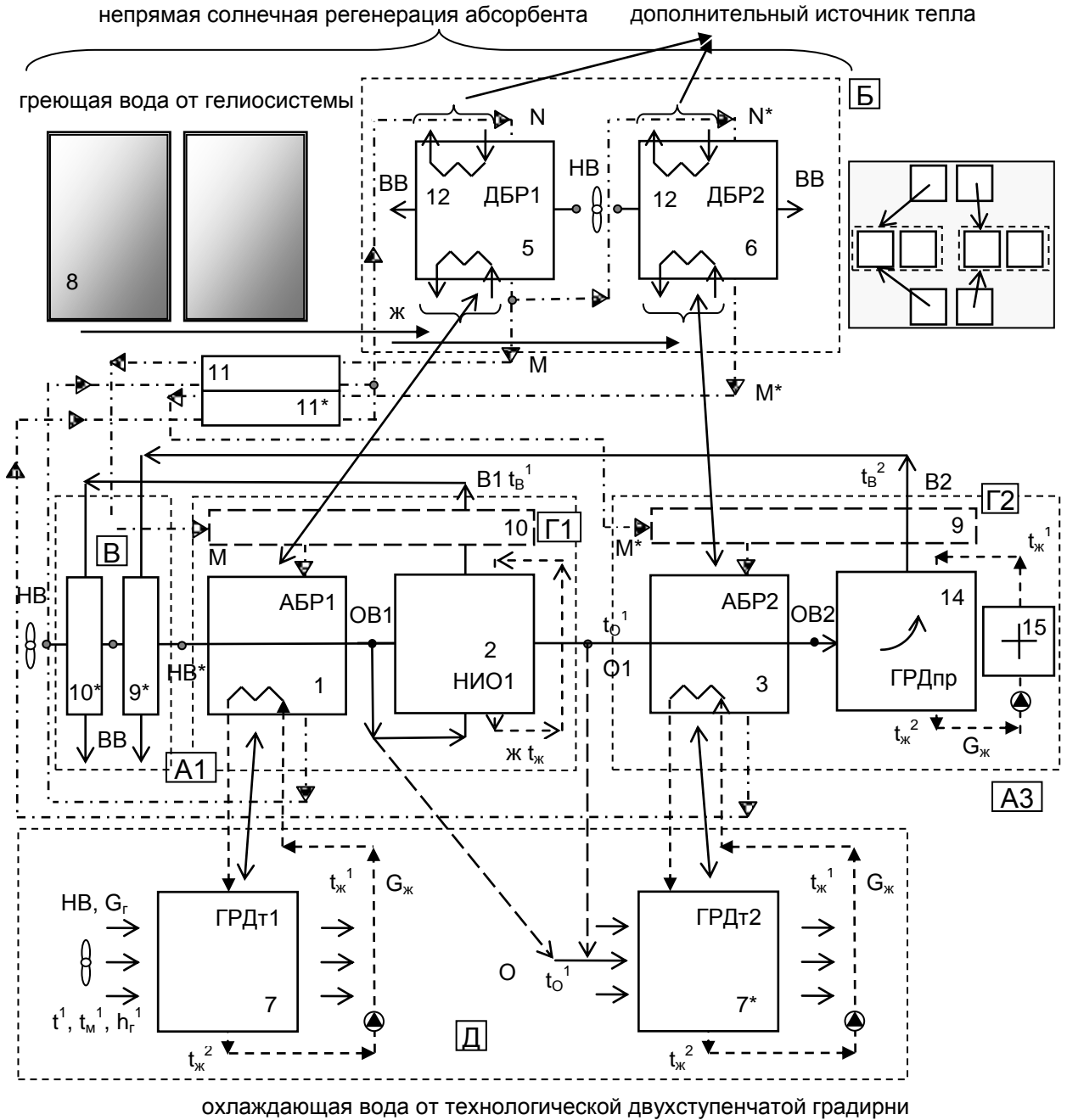
использование двухступенчатого десорбера-регенератора, в котором каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, с последовательным ростом концентрации крепкого раствора от АБР1 к АБР2;

Д - использование двухступенчатой технологической градирни, обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2, при этом ГРДт1 работает на наружном воздухе, а ГРДт2 на части: 1 – осушенного в АБР1 наружного воздушного потока; 2 – охлажденного в НИО1

**Рисунок 2.9.** Принципиальная схема ССКВ (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – НИО2), в варианте использования двухступенчатой технологической градирни, обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2 (Д)

Обозначения по рис. 2.7.



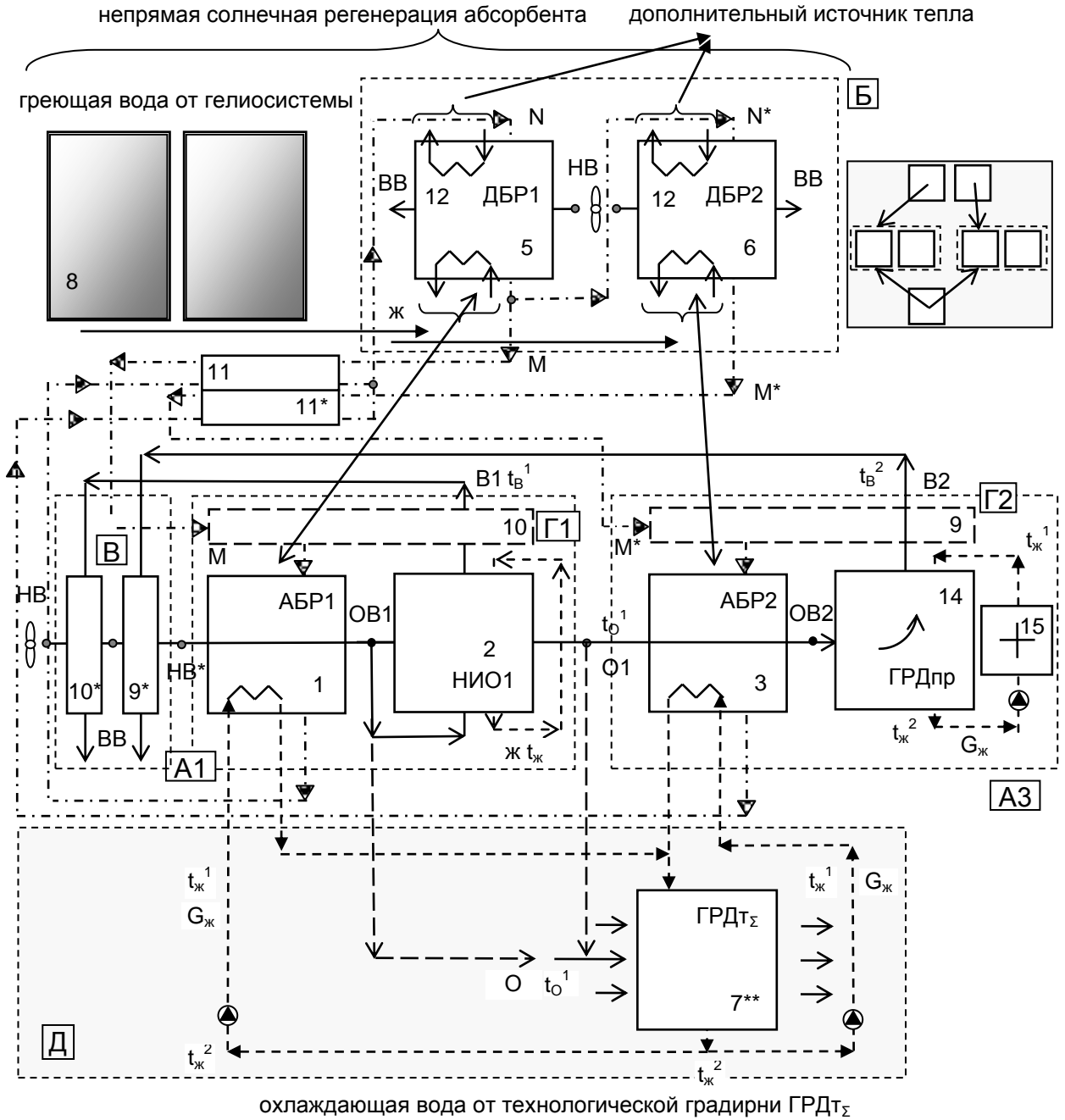


Варианты схемных решений СХС:

Д – использование двухступенчатой технологической градирни, обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2, при этом ГРДт1 работает на наружном воздухе, а ГРДт2 на части: 1 – осушенного в АБР1 наружного воздушного потока; 2 – охлажденного в НИО1 основного воздушного потока.

**Рисунок 2.11А.** Принципиальная схема СХС (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД).

Обозначения по рис. 2.7 и 2.10.

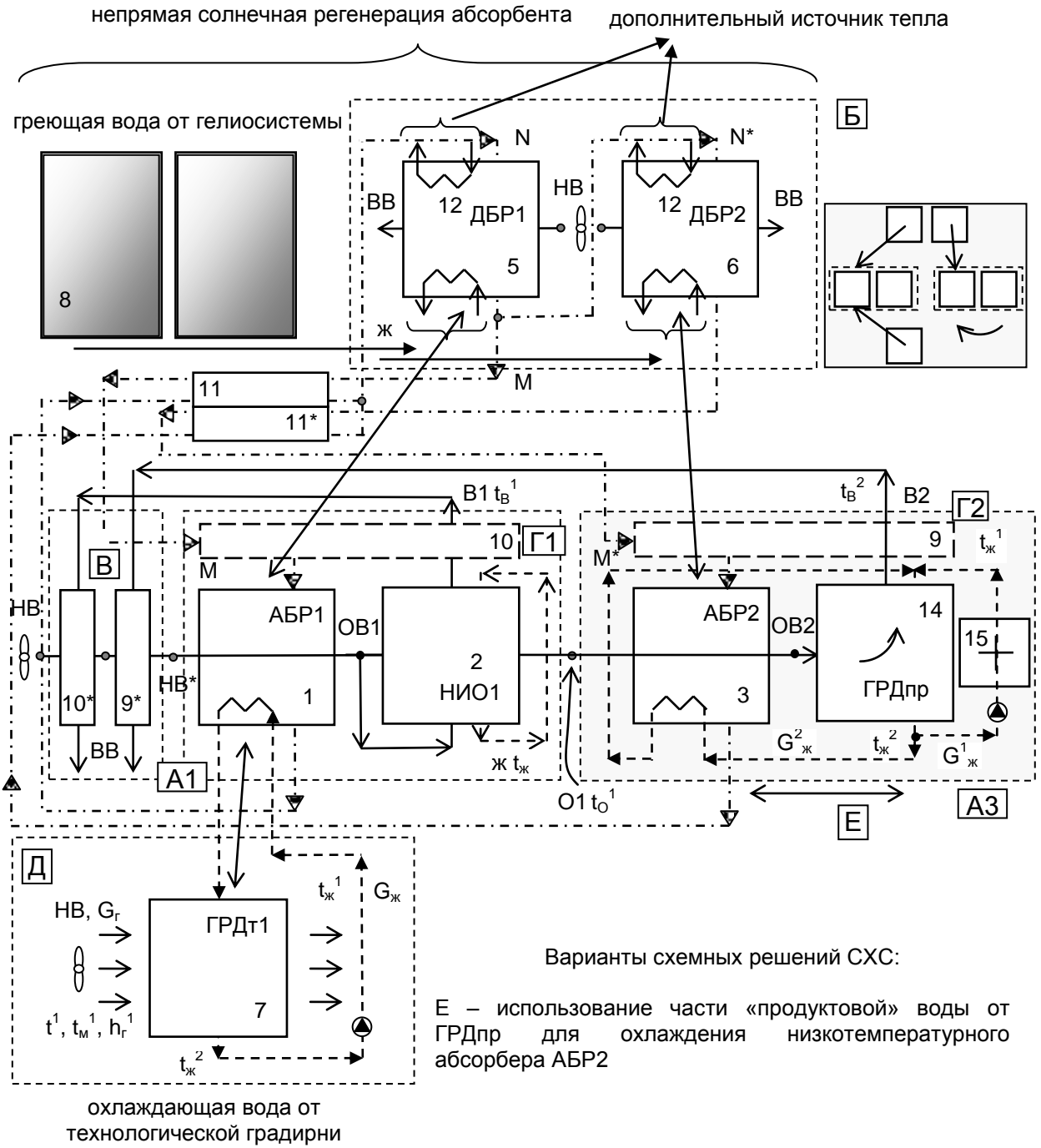


Варианты схемных решений СХС:

Д – использование технологической градирни ГРДТ<sub>Σ</sub>, одновременно обслуживающей соответствующие ступени абсорбции АБР1 и АБР2, при этом ГРДТ<sub>Σ</sub> работает на части: 1 – осушенного в АБР1 наружного воздушного потока; 2 – охлажденного в НИО1 основного воздушного потока

**Рисунок 2.11Б.** Принципиальная схема СХС (формула АБР1 – НИО1 – ГРДТ<sub>Σ</sub> – АБР2 – ГРД).

Обозначения по рис. 2.7 и 2.10.



**Рисунок 2.12** Принципиальная схема СХС с использованием части охлажденной «продуктовой» воды для охлаждения абсорбера второй ступени(формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД).

Обозначения по рис. 2.7 и 2.10.

### 2.2.3. Солнечные многоступенчатые каскадные холодильные и кондиционирующие системы. Основные разработанные варианты

На рис. 2.12А приведен разработанный принцип построения основного элемента каскада многоступенчатой схемы солнечной системы МЭС, а на рис. 2.12Б и 2.12В представлены многоступенчатые варианты каскадных многофункциональных солнечных систем СХС и ССКВ. Принцип их построения определен цепочкой [ДБР-АБР-ИО], причем такие схемы, как рассматривалось выше, обеспечивают рост концентрации абсорбента от ступени к ступени каскада.

В системе АБР-НИО (ССКВ, цепочка [ДБР-АБР-НИО]) могут быть задействованы два варианта (рис. 2.12Б):

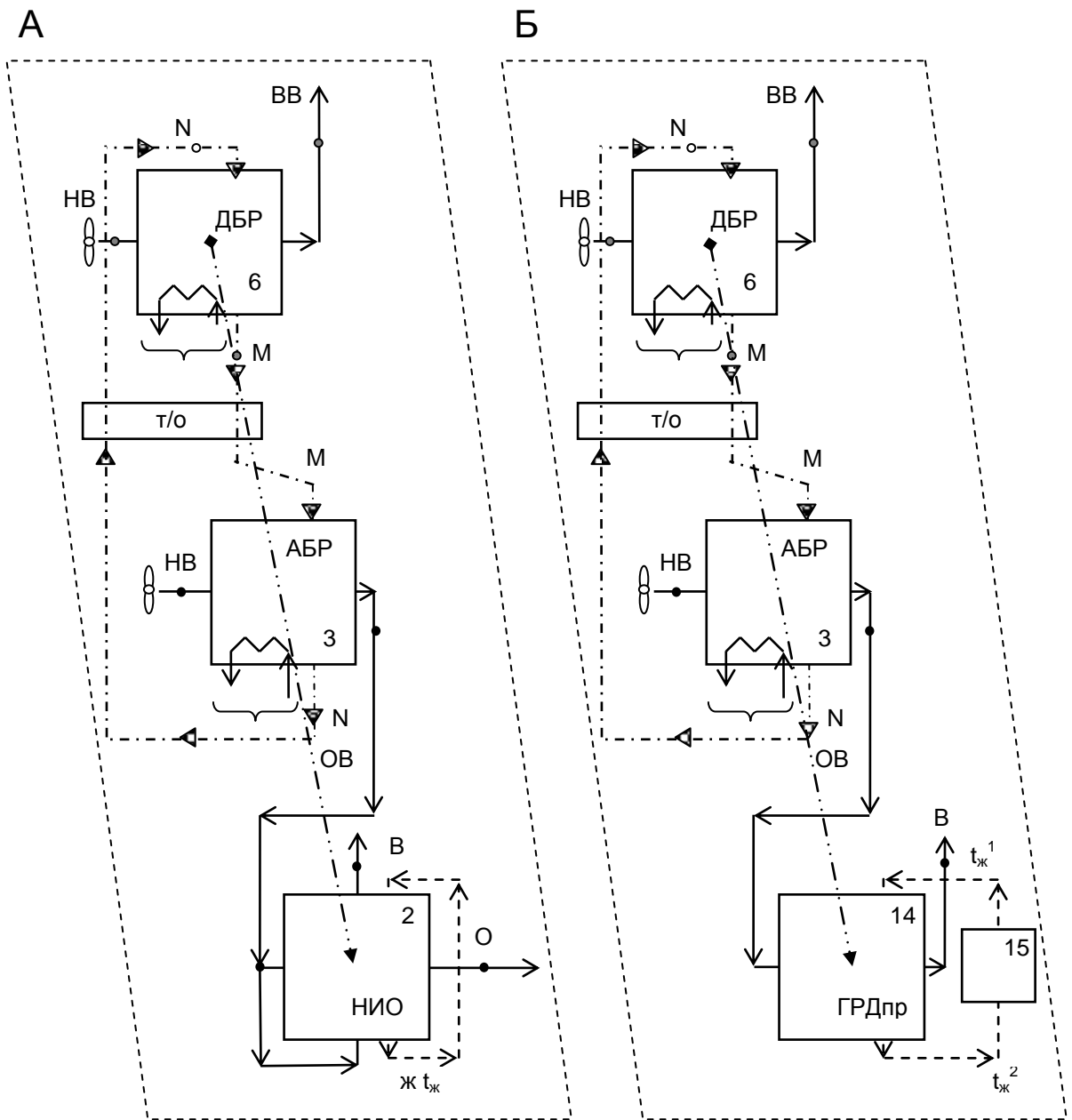
– Вариант А: поток О может идти последовательно (без разделения на О и В) через все ступени охлаждения НИО, а вспомогательный воздушный поток для каждой последующей ступени НИО обеспечивается соответствующей ступенью абсорбера: АБР2-НИО2 и т.д. (вариант А). Это позволяет значительно снижать влагосодержание перед каждой ступенью испарительного охлаждения воздуха в НИО по вспомогательному потоку воздуха, обеспечивающему уровень охлаждения;

– Вариант Б: поток «О» после каждой ступени НИО делится на основной и вспомогательный, причем вспомогательный смешивается с осушенным в соответствующей ступени абсорбции воздухом; в этом случае доля основного «продуктового» воздушного потока невелика и тоже может дифференцироваться по ступеням охлаждения НИО.

Может быть использован и смешанный вариант подачи вспомогательного воздушного потока по ступеням охлаждения, например с подачей воздуха, во вторую степень каскада по варианту «А», а в третью – по варианту «Б». Выбор решения должен быть сопоставлен с ростом удельных энергозатрат на получаемый продукт, – охлажденный основной воздушный поток.

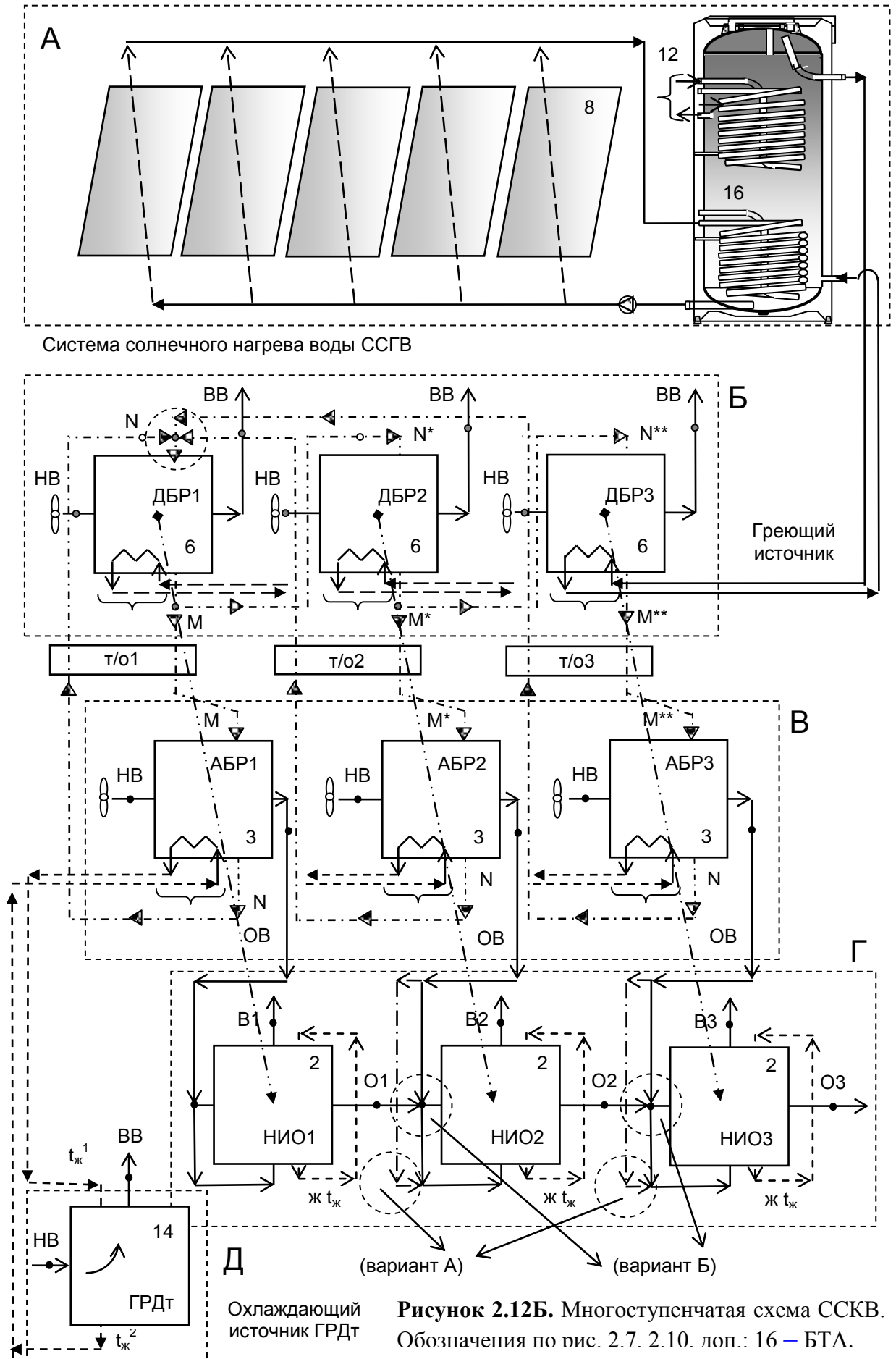
В равной мере это касается схемы СХС на основе базовой ступени каскада АБР-ГРД (СХС, цепочка [ДБР-АБР-НИО – ДБР-АБР-НИО – ДБР-АБР-ГРД]), которая может быть построена по такой же схеме (рис. 2.12В) причем в обоих вышерассмотренных вариантах А и Б.

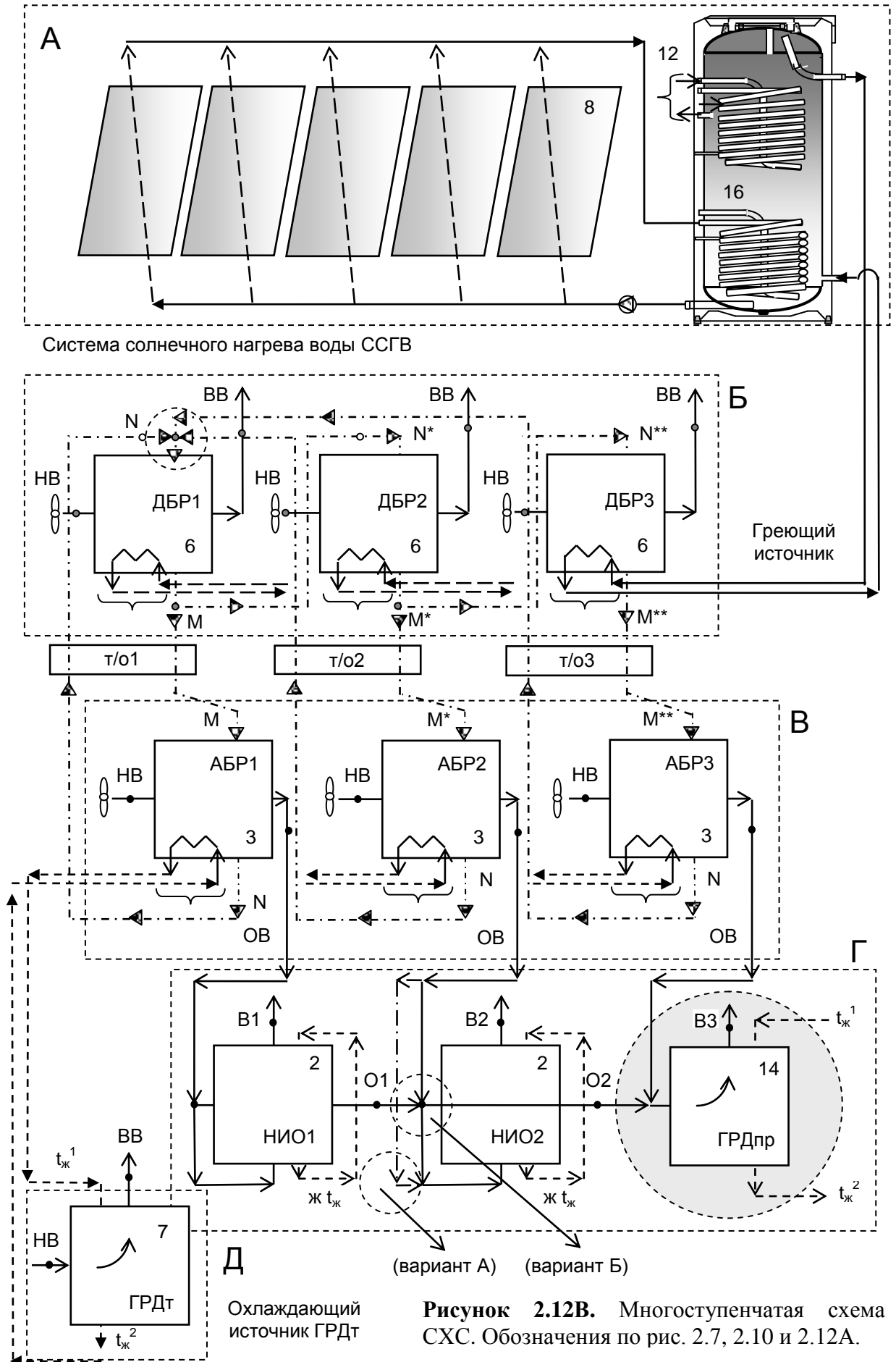
В таких многоступенчатых композициях особый интерес вызывает возможность использования низкотемпературных отбросных потоков от НИО и ГРД, например, для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе в соответствующие абсорберы АБР: (НИО1 → АБР1, НИО2 → АБР2, НИО3 → АБР3). В этом случае перед абсорберами располагаются дополнительные воздухо-воздушные теплообменники. Для охлаждения абсорберов по ступеням каскада могут использоваться рассмотренные выше решения по схемам 2.9, 2.11 и 2.12Б.



**Рисунок 2.12А.** Принцип построения основного элемента каскада многоступенчатой схемы ССКВ (А) и СХС (Б).

Обозначения по рис. 2.7, 2.10.





## **2.3. Разработка принципиальных схемных решений основных ступеней (блоков, каскадов) солнечных холодильных систем. Предварительный анализ возможностей**

### **2.3.1. Варианты разработанных солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ. Анализ возможностей**

#### **Одноступенчатая ССКВ.**

Основные идеи и варианты разработанных солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ представлены в таблице на рис. 2.13.

Предварительный анализ возможностей солнечных абсорбционных систем выполнен на основе теоретических и экспериментальных результатов лаборатории теплообменных аппаратов ОГАХ и собственных исследований автора (раздел 4).

1. ССКВ может быть построена только на использовании НИО на наружном воздухе (рис. 2.3Б, НИО и 2.3В – НИО/Р). Отметим значительный и непрерывно возрастающий интерес в научной и инженерной (практической) областях ССКВ к возможностям испарительных воздухоохладителей непрямого типа НИО [61, 65, 80, 122, 133, 134, 136, 139, 141, 142], что обусловлено возможностью получения охлажденного при неизменном влагосодержании основного «О» воздушного потока («Основной» воздушный поток). Процессы в НИО (ИЕС) показаны на диаграмме Н-Т влажного воздуха (рис. 2.14Б), где это видно (процесс 2-4, «О»). «Вспомогательный» воздушный поток «В», выносящий из аппарата все отводимое от обоих воздушных потоков тепло, преимущественно в связанном виде (см. раздел 4), тоже охлажден, но его влагосодержание (процесс 2-5) близко к полному насыщению ( $\varphi = 100\%$ ). Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО (прямое взаимодействие вспомогательного воздушного потока и водяной пленки, стекающей по стенкам каналов аппарата) постоянна, но, в отличие от случая испарительного воздухоохладителя прямого типа ПИО, оказывается несколько выше температуры наружного воздуха по мокрому термометру.

2. Комбинированное решение по схеме НИО-ПИО. Это двухступенчатая схема испарительных воздухоохладителей, при которой основной воздушный поток из НИО поступает на дальнейшее охлаждение в ПИО, где он протекает при постоянном значении энтальпии воздуха (на рис. 2.14Б процесс в ПИО показан линией 2-3). Температура воды, рециркулирующей через каналы ПИО, остается неизменной в цикле,  $t_{ж} = t_{м}^1$ .

Граница возможного использования метода испарительного охлаждения для получения комфортных параметров в ССКВ ограничена величиной влагосодержания наружного воздуха  $x \leq 12,0$  г/кг. При большем влагосодержании задача обеспечения комфортных параметров воздуха может быть решена только предварительным осушением воздушного потока и последующим использованием методов ИО.

3. ССКВ по формуле АБР – НИО, рис. 2.14. Абсорбер-осушитель позволяет снизить влагосодержание наружного воздуха (процесс 1-2, протекающий с некоторым ростом температуры осушаемого воздушного потока «ОВ», поскольку при поглощении влаги раствором абсорбента выделяется тепло). Слабый раствор абсорбента (N) направляется в десорбер-регенератор. Осушенный воздушный поток [от  $x_B^1 = 15$  г/кг ( $t_B^1 = 35^{\circ}\text{C}$ ) до 8 г/кг] позволяет, при использовании НИО, получить комфортные параметры для основного воздушного потока «О», поступающего в помещение (точка 4). Интерес представляет криволинейный характер линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока «В» (линия 2-5). Выяснить реальный характер этого процесса (изменение как температуры, так и влагосодержания воздуха) позволяет разработанная в ОГАХ методология, основанная на трансформации метода «энтальпийного потенциала» (см. раздел 4). Важность установления реального протекания этого процесса обусловлена опасностью реконденсации влаги при «выходе» состояния потока «В» на равновесную кривую  $\phi = 100\%$ .

4. ССКВ по формуле АБР – НИО с осушением только вспомогательного воздушного потока, рис. 2.15. Здесь показаны уже

рассмотренный вариант работы охладителя АБР – НИО (I) (процессы 1-2, 2-4 и 2-5). На этом фоне показан вариант работы охладителя (II), при котором в АБР осушается только вспомогательный воздушный поток. Основной воздушный поток охлаждается по линии 1-4\*, что не обеспечивает его комфортных параметров. Решение задачи может лежать по варианту (III), когда на входе в «основные» каналы НИО происходит смешение осушенного в АБР (ОВ) и наружного (НВ) воздушных потоков (линия изменения «продуктового» воздушного потока 1-4\*\*). Варьируя доли смешиваемых потоков можно обеспечить параметры комфортности. Такая схема позволяет оперативно реагировать на изменение состояния среды (наружного воздуха НВ) и снизить удельные энергозатраты в целом по ССКВ.

5. ССКВ по формуле Т/О – АБР – НИО (использование вспомогательного воздушного потока, покидающего НИО для предварительного охлаждения наружного воздуха), – рис. 2.14 и 2.15. «Вспомогательный» воздушный поток «В», выносящий из аппарата тепло, отводимое в «явном» виде от обоих воздушных потоков, выносит его преимущественно в связанном виде. Поток «В» тоже охлажден (его температура несколько ниже, чем у потока «О»), но его влагосодержание (процесс 2-5) близко к  $\varphi = 100\%$ . Этот поток можно использовать в соответствующих теплообменниках (9) для охлаждения крепкого раствора абсорбента, или для предварительного охлаждения наружного воздуха НВ на входе в АБР. Соответствующий процесс в системе АБР – НИО показан на рис. 2.14Б линиями 5-5\* и 1-1\* (процессы в теплообменнике 9) и линией охлаждения потока «О» (новые линии процессов 1\*-2\*, 2\*-4\*).

6. ССКВ по формуле НИО – АБР – НИО, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед второй ступенью НИО, рис. 2.16. Это возможное развитие схем по рис. 2.14 и 2.15. Наружный воздух «НВ» перед АБР охлаждается в НИОпр (предварительный охладитель НИО) и поток «О», охлажденный при неизменном влагосодержании (процесс 1-1\*)

поступает на осушение в АБР. Все последующие линии процессов в АБР и НИО смещаются, как показано на Н-Т диаграмме влажного воздуха (новые линии процессов 1\*-2\*, 2\*-4\*). Понятно, что степень использования НИОпр должна варьироваться, в зависимости от поставленной задачи, от полного отключения предварительного охладителя до наращивания его производительности по воздушным потокам. Здесь же отметим и характерную особенность всех вышерассмотренных решений для НИО. Это возможность регулирования соотношения контактирующих потоков «О» и «В» в аппарате (величина  $l = G_O / G_B$ ). Оптимальным является величина  $l = 1,0$  [13, 14], но, в зависимости от конфигурации ССКВ в целом и наружных параметров воздуха, это соотношение может оперативно меняться, что конкретно будет рассмотрено в дальнейшем.

#### **Двухступенчатая (каскадная) ССКВ.**

Двухступенчатая ССКВ может быть построена с одним (единым для двух ступеней охлаждения) десорбером по формуле: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2 → «О» (рис. 2.7), либо с двумя десорберами, по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2 → «О» (рис. 2.8 и 2.9). На рис. 2.17 на диаграмме Н-Т влажного воздуха показано протекание процессов в аппаратах осушительного и охладительного контуров ССКВ для заведомо особо «тяжелых» условий наружного воздуха, как по его температуре ( $t^1 = 40^0\text{C}$ ), так и по влагосодержанию ( $x^1 = 20$  г/кг), чтобы наглядно выявить возможности разрабатываемых ССКВ. Получено:

1: НВ:  $t^1 40^0\text{C}$ ,  $t^1_M 28^0\text{C}$ ,  $t^1_P 25^0\text{C}$ ,  $x^1 20$  г/кг;

2: АБР1:  $t^2 41^0\text{C}$ ,  $x^2 13$  г/кг;

4: НИО1 «О»:  $t^4 31^0\text{C}$ ;  $x^2 13$  г/кг;

5: НИО1 «В»:  $t^5 29,5^0\text{C}$ ,  $\phi 86\%$ ;

2\*: АБР2:  $t^{2*} 32^0\text{C}$ ,  $x^{2*} 8$  г/кг;

4\*: НИО2 «О»:  $t^4 23,5^0\text{C}$ ;  $x^{2*} 8$  г/кг;

5\*: НИО2 «В»:  $t^5 21^0\text{C}$ ,  $\phi 100\%$  (возможна реконденсация).

**Основная концепция создания блоков (ступеней каскада)  
солнечных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха  
ССКВ и СХС**

15. формирование ССКВ на основе воздухоохладителя НИО:

- формула АБР – НИО, рис. 2.14;
- формула АБР – НИО с осушением только вспомогательного воздушного потока, рис. 2.15;
- формула Т/О – АБР – НИО (использование вспомогательного воздушного потока, покидающего НИО для предварительного охлаждения наружного воздуха), – рис. 2.14 и 2.15;
- формула НИО – АБР – НИО, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед второй ступенью НИО, рис. 2.16.

16. СХС строятся по формулам:

- АБР – ГРД, рис. 2.19, позиция В;
- АБР – НИО – ГРД (рис. 2.19, позиция Г);
- АБР – ГРД (для охлаждения абсорбера используется часть «продуктовой» воды от градирни ГРД), – рис. 2.20, позиция В; рис. 2.24А, позиция В.

17. СХС строятся по формулам:

- Т/О – ГРД, с использованием части охлажденной в градирне воды для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в градирню, рис. 2.24А, позиции А и Б (по схеме АБР – т/о – ГРД);
- НИО – ГРД (рис. 2.19Б);
- НИО – АБР – ГРД, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед градирней ГРД (вариант решения АБР – НИО – ГРД с использованием НИО для промежуточного охлаждения осушенного воздуха, поступающего в ГРД, рис. 2.19Г).

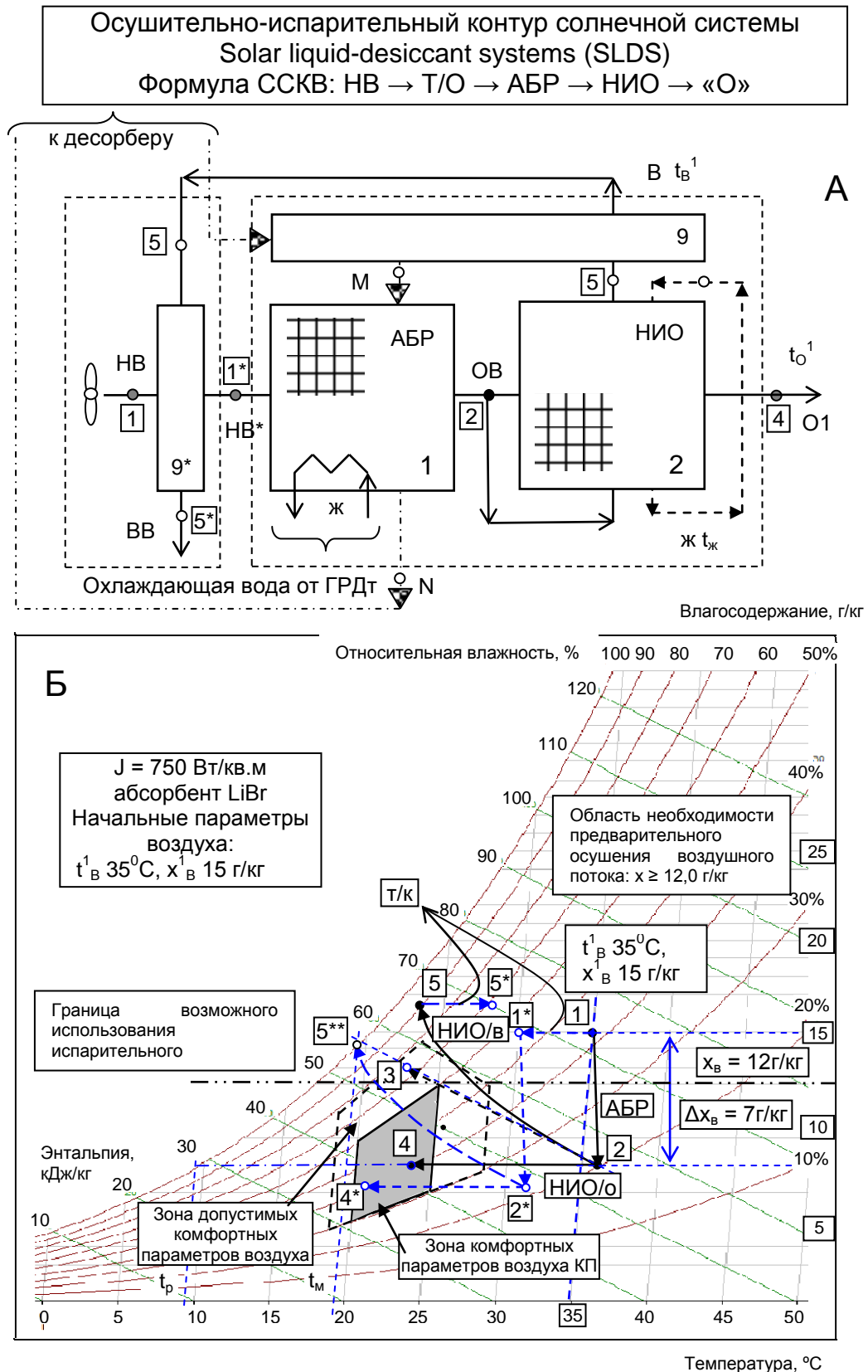
4. Многоступенчатые варианты ССКВ и СХС строятся по формулам:

- ССКВ (рис. 2.17, 2.18) и СХС (рис. 2.10, 2.19Д, 2.20А и Б) – по формуле с одним десорбером, обслуживающим обе ступени охладителя):  
 ССКВ: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2  
 СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД

- ССКВ (рис. 2.8, 2.9, ) и СХС (рис. 2.11, 2.12, 2.20В) – с двухступенчатым десорбером, где каждая ступень регенерации сориентирована на обслуживание соответствующей ступени абсорбера-осушителя воздуха:

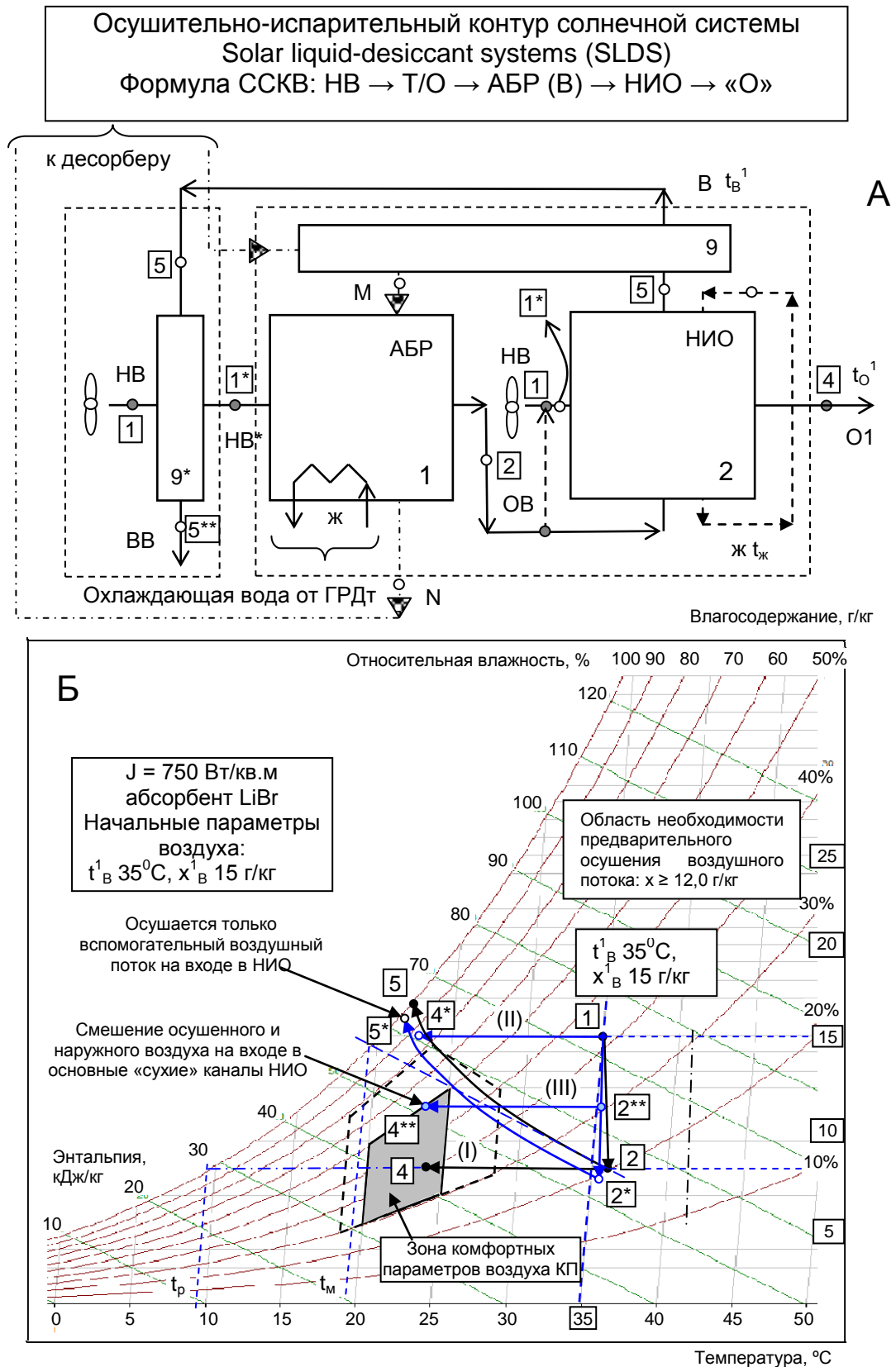
ССКВ: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2  
 СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД

**Рисунок. 2.13.** Основная концепция создания блоков (ступеней каскада) солнечных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха.



**Рисунок 2.14.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР-НИО) на основе открытого абсорбционного цикла (предварительный анализ).

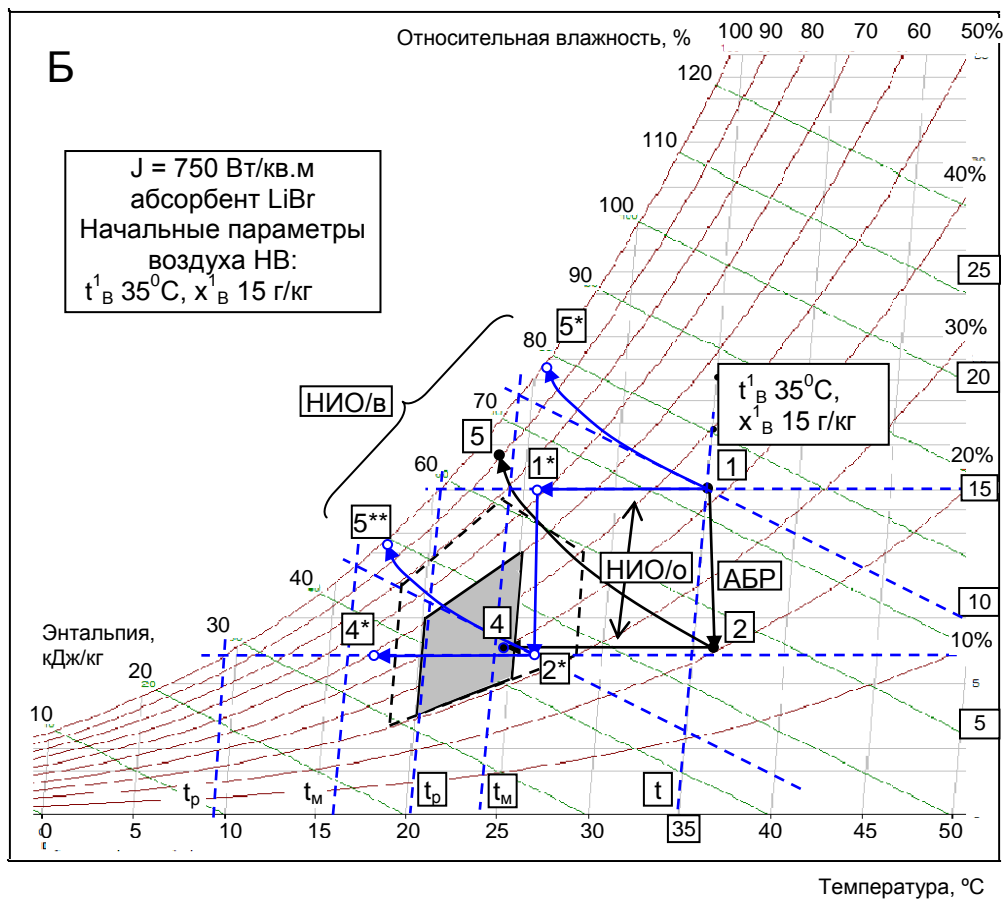
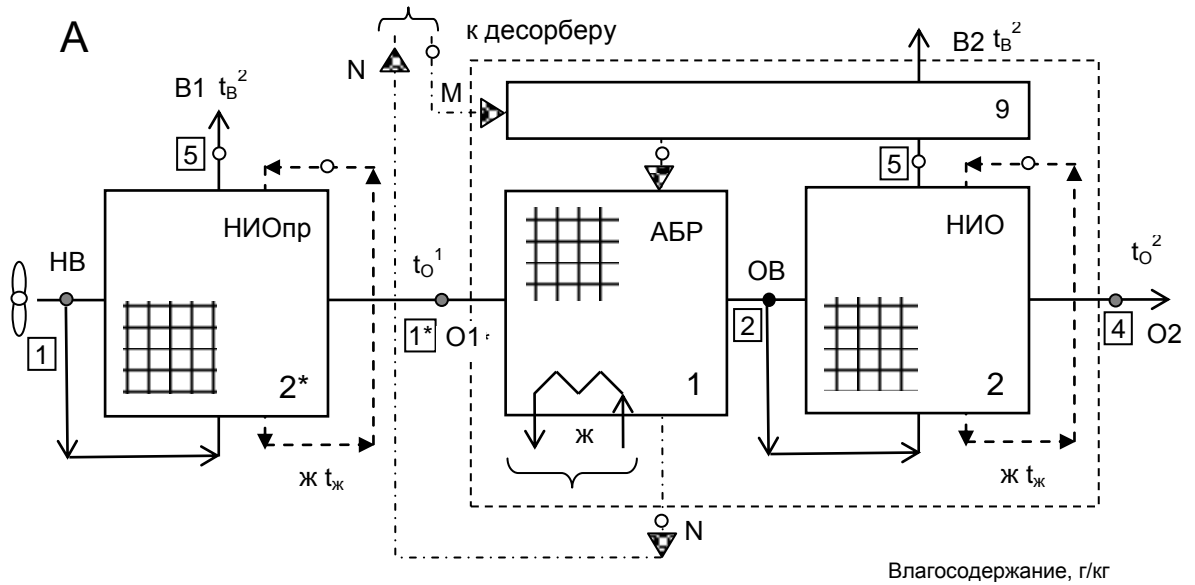
Обозначения по рис. 2.7, доп.: 1-2 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4 – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5 – вспомогательный воздушный поток в НИО; 2-3 – процесс испарительного охлаждения воздуха в ИО прямого типа; 1-1\*-2\*-4\* (2\*-5\*\*) – использование теплообменника 9.



**Рисунок 2.15.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ с осушением только вспомогательного воздушного потока, поступающего в НИО.

Обозначения по рис. 2.14, доп: (I) – 1-2, 2-4, 2-5 – осушаются оба потока; (II) – 1-2\*, 2\*-5\*, 1-4\* – осушается только поток «В»; (III) – 2\*\*~4\*\* – смешение осушенного и наружного воздуха на входе в «сухие» каналы НИО, поток «О»; соотношение  $l = G_o / G_v = 1,0$  сохраняется во всех случаях.

Осушительно-испарительный контур солнечной системы  
 Solar liquid-desiccant systems (SLDS)  
 Формула ССКВ: НВ → НИОпр → АБР → НИО → «О»



**Рисунок 2.16.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула НИОАБР-НИО) на основе открытого абсорбционного цикла (предварительный анализ).

Обозначения по рис. 2.14, доп: процессы 1-2, 2-4, 2-5 – (формула АБР-НИО); 1-1\*-2\*-4\* – (формула НИОпр-АБР-НИО).

Отметим, что даже для таких, очень тяжелых параметров наружного воздуха, разработанная ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении, не прибегая к традиционным решениям на основе парокомпрессионного охладителя.

Вариант двухступенчатой ССКВ с использованием теплообменников на холодных вспомогательных воздушных потоках, покидающих НИО1 и НИО2, для охлаждения наружного воздуха НВ и крепкого раствора абсорбента, представлен на рис. 2.18. Здесь показаны процессы:

(I) – вариант ССКВ по рис. 2.17 (сплошные линии процессов);

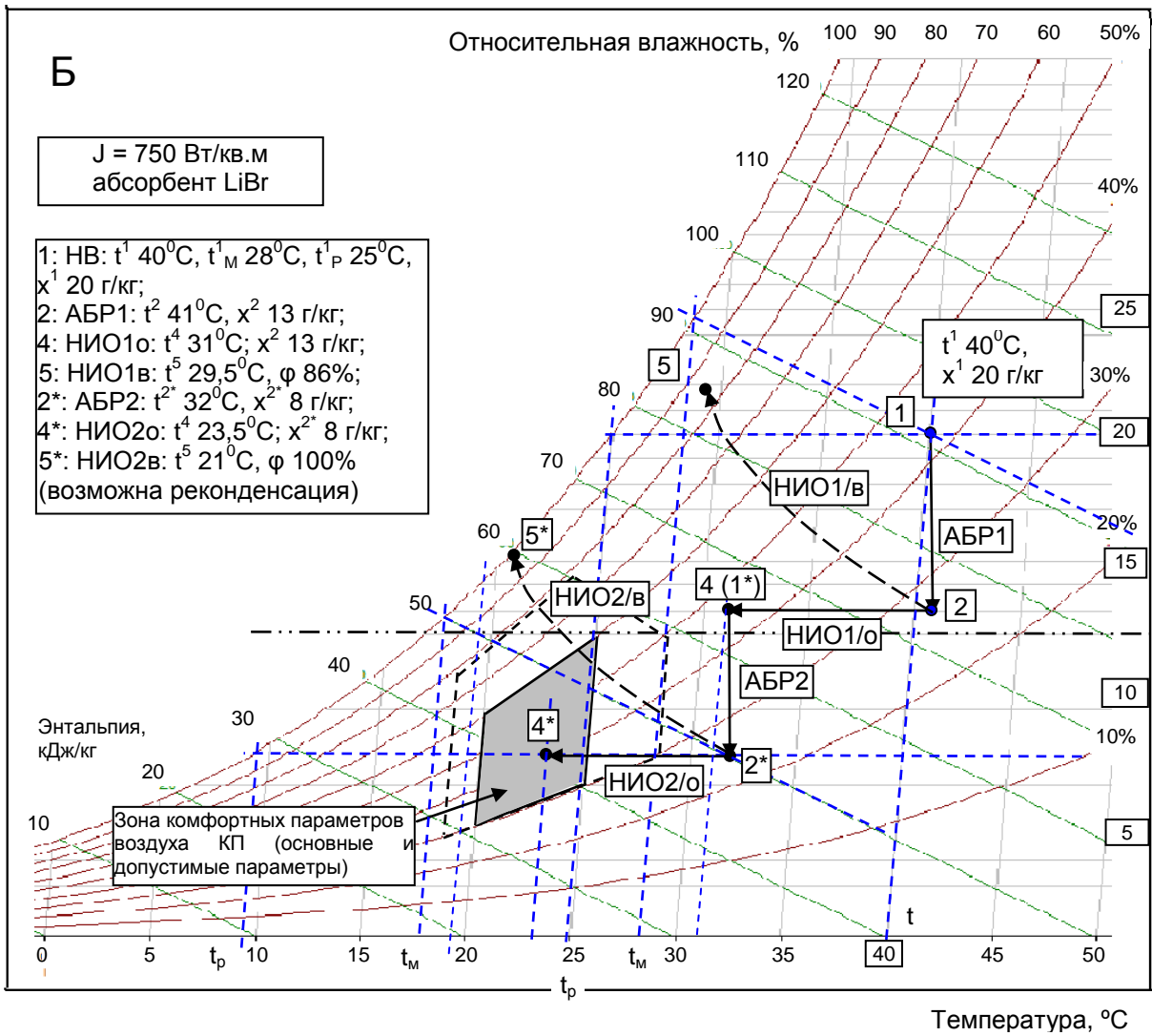
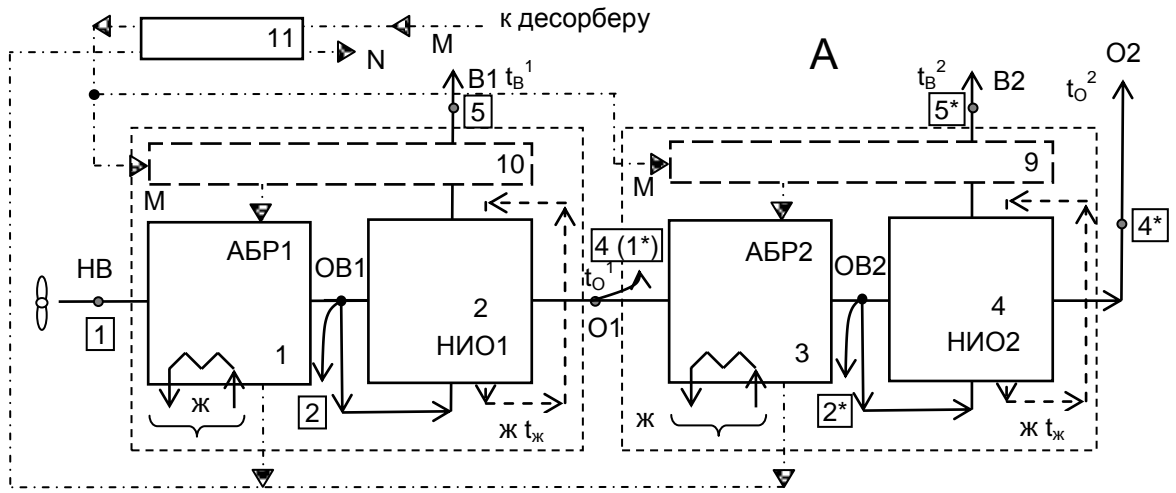
(II) – вариант ССКВ по схеме с предварительным охлаждением воздуха (рис. 2.18А). Показаны процессы: 1-6 (предварительное охлаждение наружного воздуха НВ на входе в АБР1; 11-12 и 11\*-12\*, соответственно, процессы в выбросных вспомогательных воздушных потоках из НИО1 и НИО2), 6-7 (АБР1), 7-8 (НИО1 «О»), 7-11 (НИО1 «В»), 8-9 (АБР2), 9-10 (10\*) (НИО2 «О»), 9-11\* (НИО2 «В»). Показаны также зоны возможной реконденсации на выходе вспомогательных воздушных потоков из ступеней НИО (зоны 11 и 11\*, соответственно ступеням охлаждения).

Это снижает эффективность реализуемых процессов, что отмечено в сравнении расчетного охлаждения основного воздушного потока в НИО2 без учета реконденсации (процесс 9-10) и действительного охлаждения с учетом возможных последствий реконденсации (процесс 9-10\*). Особо отметим, что такой анализ, при высоком интересе в мировой научной периодике к возможностям абсорбционных систем, проведен впервые.

### **2.3.2. Варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС. Предварительный анализ возможностей**

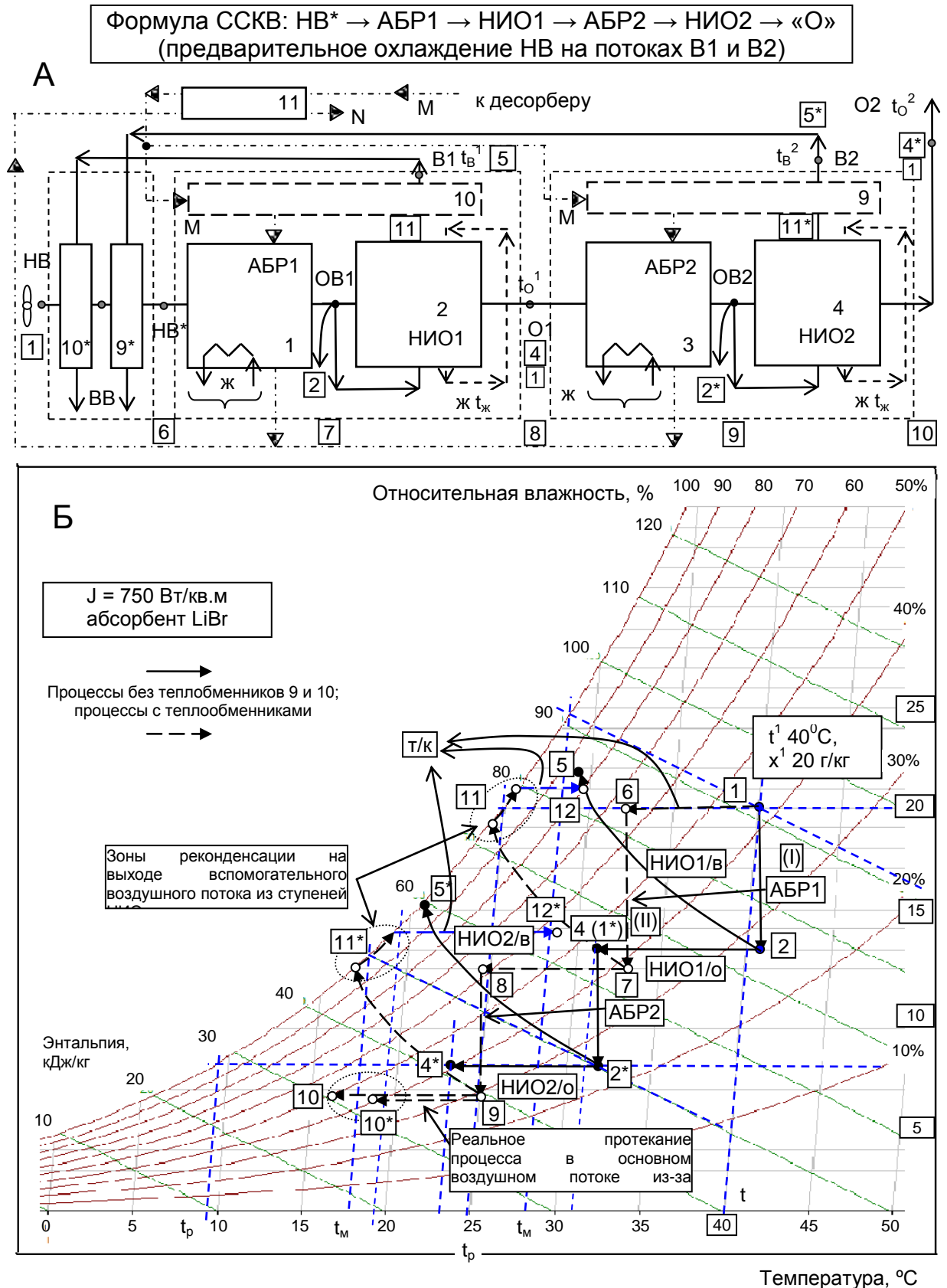
Основные варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС представлены в таблице на рис. 2.13.

Формула ССКВ: АБР1 → НИО1 → АБР2 → НИО2 → «О»



**Рисунок 2.17.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР1-НИО1-АБР2-НИО2), предварительный анализ.

Обозначения по рис. 2.7 и 2.14, доп: 1-2 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4 – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5 – вспомогательный воздушный поток в НИО.



**Рисунок 2.18.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ. Предварительное охлаждение НВ на входе в абсорбер АБР на холодных отбросных воздушных потоках В1 и В2 из ступеней НИО1 и НИО2.

Обозначения по рис. 2.7, 2.14 и 2.17, доп: (I) – вариант ССКВ по рис. 2.17 (сплошные линии процессов); (II) – вариант ССКВ по схеме с предвар. охлаждением (А), показаны соответственно процессы: 6-7, 7-8, 7-11, 8-9, 9-11\*, 9-

1. СХС может быть построена только на использовании ГРД на наружном воздухе (рис. 2.3А и 2.19А). Соответствующие процессы показаны на рис. 2.21. Получено:

$$\text{НВ: } t_{\text{В}}^1 35^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 24^{\circ}\text{C}, t_{\text{Р}}^1 20^{\circ}\text{C}, x^1 15 \text{ г/кг.}$$

$$\text{ГРД} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 = 29,0^{\circ}\text{C}}$$

Здесь процесс изменения состояния воздуха в ГРД – линия 1-2; изменение состояния охлаждаемой воды показано на Н-Т диаграмме влажного воздуха условно вдоль линии насыщения, процесс показан стрелкой 5.

2. Комбинированное решение по схеме НИО-ГРД (рис. 2.19Б). Это двухступенчатая схема испарительных водоохладителей, при которой основной воздушный поток из НИО поступает в ГРД, где он взаимодействует с охлаждаемой водой. Получено:

$$\text{НВ: } t_{\text{В}}^1 35^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 24^{\circ}\text{C}, x^1 15 \text{ г/кг.}$$

$$\text{НИО «О»: } t_{\text{О}} 28^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}} 22,5^{\circ}\text{C},$$

$$\text{НИО} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 = 26,5^{\circ}\text{C}}$$

3. СХС строятся по формулам с предварительным осушением наружного воздуха в абсорбере АБР:

– АБР – ГРД. Это основной «конечный» блок охлаждения для одноступенчатой, либо многоступенчатой СХС в различных вариантах оформления солнечных холодильных систем (рис. 2.19В, 2.19Д, 2.20).

– АБР – НИО – ГРД (рис. 2.19Г). Здесь осушение наружного воздуха обеспечивает как интенсификацию процессов в НИО, так и в градирне, в которую поступает основной воздушный поток из НИО.

– НИО – АБР – ГРД, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед градирней ГРД.

4. Особый интерес представляют варианты СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРД для: предварительного охлаждения воздушного потока, поступающего в градирню (рис. 2.24А, позиция А). На

рис. 2.24А, позиция Б, представлен вариант этого решения, как вариант ступени охлаждения АБР – ГРД, с размещением водо-воздушного теплообменника между абсорбером и градирней.

Анализ такого решения приведен на рис. 2.25 для вариантов СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для:

– предварительного охлаждения воздушного потока (схема по рис. 2.25А, линия охлаждения воды 7<sup>2</sup>)

– вариант использования части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (схема по рис. 2.24А, позиция В, и рис. 2.25Б, линия охлаждения воды 7<sup>3</sup>) на фоне охлаждения воды в обычной ГРД (линия охлаждения воды 7<sup>1</sup>) на параметрах наружного воздуха ( $t^1_B = 40^0\text{C}$ ,  $t^1_M = 28^0\text{C}$ ,  $x^1 = 20$  г/кг). Получено:

1. ГРД: НВ:  $t^1_B 40^0\text{C}$ ,  $t^1_M 28^0\text{C}$ ,  $t^1_P 25^0\text{C}$ ,  $x^1 20$  г/кг;  
(линия 7<sup>1</sup>)  $\rightarrow$   $t^2_{\text{Ж}} 32,5^0\text{C}$ ;
2. т/к  $\rightarrow$  ГРД:  $t^1_B 29^0\text{C}$ ,  $t^1_M 26^0\text{C}$ ,  $t^1_P 25^0\text{C}$ ,  $x^1 20$  г/кг;  
(линия 7<sup>2</sup>)  $\rightarrow$   $t^2_{\text{Ж}} 30,5^0\text{C}$ ;
- 3: АБР  $\leftrightarrow$  ГРД:  $t^1_B 34,5^0\text{C}$ ,  $t^1_M 21,5\text{C}$ ,  $t^1_P 15,0^0\text{C}$ ,  $x^1_B 13$  г/кг,  
(линия 7<sup>3</sup>)  $\rightarrow$   $t^2_{\text{Ж}} 25,5^0\text{C}$

Видно, что градирня с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для: предварительного охлаждения воздушного потока (чиллер) обеспечивает существенное расширение возможностей метода испарительного охлаждения, не прибегая к предварительному осушению воздуха. Следует отметить, что реальная производительность такого водоохладителя-чиллера снижается и возрастают удельные энергозатраты.

5. Варианты СХС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБР/ИО представлены на рис. 2.24Б:

– НВ  $\rightarrow$  АБРио  $\rightarrow$  ГРД (использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением с разделением полного воздушного потока на входе в аппарат, позиция Б);

– НВ → АБРио-Р → ГРД (использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением с разделением осушенного полного воздушного потока на выходе из абсорбера, позиция В)

Анализ этих решений приведен в отдельном разделе работы 2.4.

6. На рис. 2.24В показано построение ССКВ на основе одновременного (совместного) использования после абсорбера (в варианте АБР и АБР/ИО) как воздухо- так и водоохладителей. Подобные системы СКВ (см. так же рис. 5.9, раздел 5) находят широкое практическое использования, поскольку обеспечивают требуемую кратность воздухообмена в кондиционируемом помещении.

7. Ряд двухступенчатых вариантов СХС представлен на рис. 2.10, 2.19Д, 2.20А и Б по формуле с одним десорбером, обслуживающим обе ступени охладителя:

$$\text{НВ} \rightarrow (\text{ДБР1} \leftrightarrow \text{АБР1}) - \text{НИО} - (\text{ДБР1} \leftrightarrow \text{АБР2}) - \text{ГРД}$$

И на рис. 2.11, 2.12, 2.20В с двухступенчатым десорбером, где каждая ступень регенерации сориентирована на обслуживание соответствующего абсорбера-осушителя воздуха:

$$\text{НВ} \rightarrow (\text{ДБР1} \leftrightarrow \text{АБР1}) - \text{НИО} - (\text{ДБР2} \leftrightarrow \text{АБР2}) - \text{ГРД}$$

В схемах на рис. 2.20А и Б показаны различные варианты размещения теплообменников на выбросных холодных потоках из НИО и ГРД.

Особый интерес представляет вариант двухступенчатой СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр (14) для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2 (рис. 2.20В). Анализ такого решения приведен в разделе 5 (рис. 5.25). Это обеспечивает существенное охлаждение осушаемого в абсорбере воздушного потока и, как следствие, глубокое охлаждение воды (см. график по уровням охлаждения в СХС на рис. 5.27). Одноступенчатый вариант такого решения представлен на рис. 2.24А, позиция В). Соответствующий анализ такой СХС приведен на рис. 2.25.

### Анализ возможностей двухступенчатых вариантов СХС.

Для двухступенчатой СХС с одним (единым для двух степеней) десорбером (формула: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД), получено (последовательно по ступеням охлаждения, рис. 2.22):

$$1: \text{НВ: } t_{\text{В}}^1 40^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}, t_{\text{Р}}^1 25^{\circ}\text{C}, x^1 20 \text{ г/кг};$$

$$\text{ГРД} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 32,5^{\circ}\text{C}};$$

$$2: \text{АБР1: } t_{\text{В}}^1 41^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 24,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ г/кг}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{ГРД:} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 28,5^{\circ}\text{C}};$$

$$3: \text{НИО: } t_{\text{В}}^1 31^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 22^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ г/кг}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{ГРД:} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 26,5^{\circ}\text{C}};$$

$$4: \text{ГРД: } t_{\text{В}}^1 31,8^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 17,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 7,8 \text{ г/кг}$$

$$\text{АБР1} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{АБР2} \rightarrow \text{ГРД:} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 21,8^{\circ}\text{C}}$$

Достигнутый уровень охлаждения воды  $t_{\text{Ж}}^2 = 21,5^{\circ}\text{C}$  оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}$ ) и даже ниже его точки росы ( $t_{\text{Р}}^1 25^{\circ}\text{C}$ ).

Оптимально, как и для ССКВ, использование двухступенчатого варианта десорбера, когда каждая его ступень обеспечивает последующий рост концентрации абсорбента и связана в работе с соответствующей ступенью абсорбера (рис. 2.11, 2.12, 2.20В). В поле Н-Т диаграммы влажного воздуха на рис. 2.23 приведен анализ работы СХС по ступеням охлаждения для двух уровней концентрации абсорбента на входе в АБР1 и АБР2:  $\xi^1 69\%$  и  $75\%$ , соответственно). Получено:

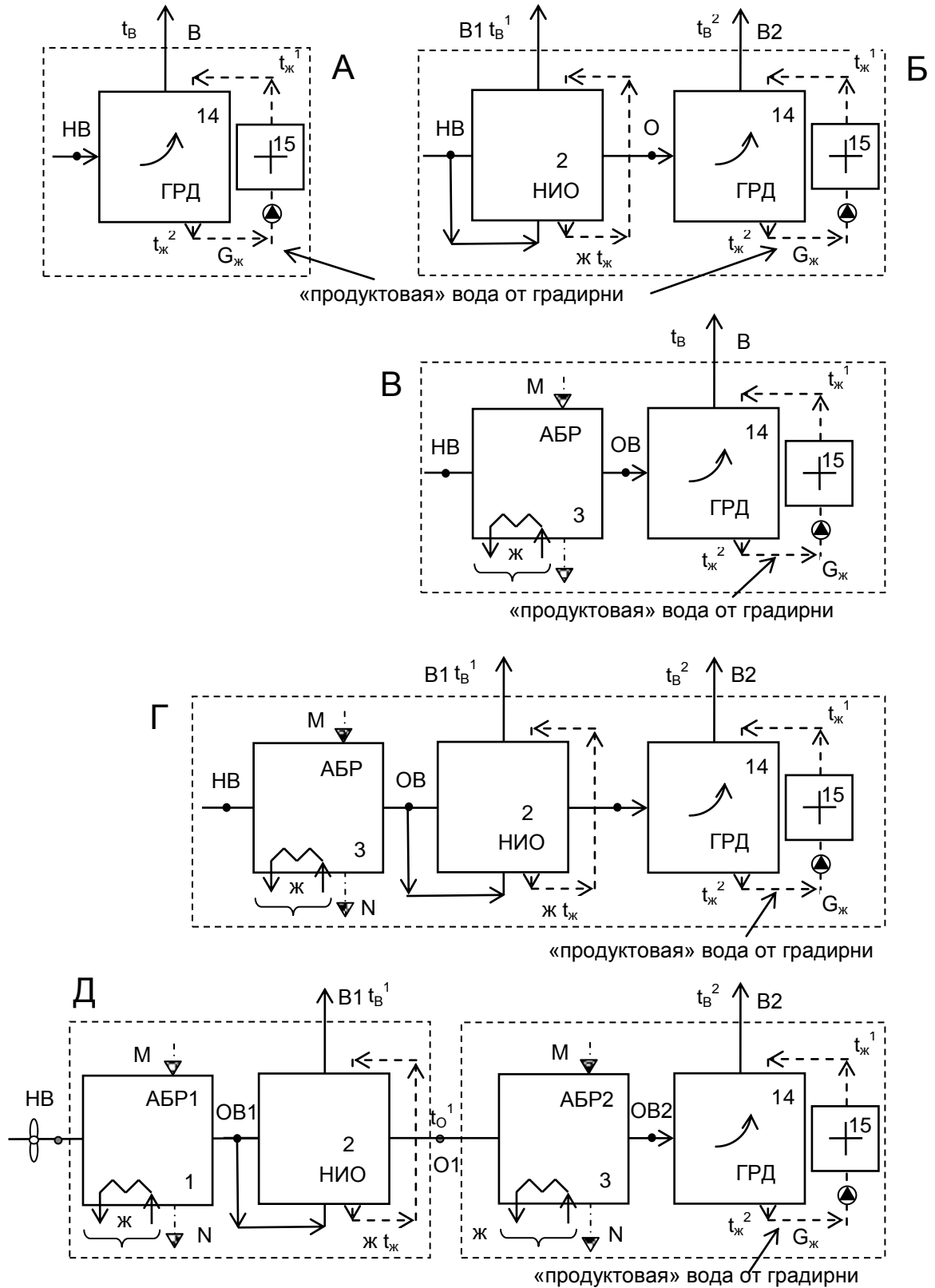
$$1: \text{НВ: } t_{\text{В}}^1 40^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}, t_{\text{Р}}^1 25^{\circ}\text{C}, x^1 20 \text{ г/кг}; \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 32,5^{\circ}\text{C}};$$

$$2: \text{АБР1: } t_{\text{В}}^1 41^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 21,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 10,5 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 25,5,0^{\circ}\text{C}};$$

$$3: \text{НИО } t_{\text{В}}^1 30^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 18,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 22,5^{\circ}\text{C}};$$

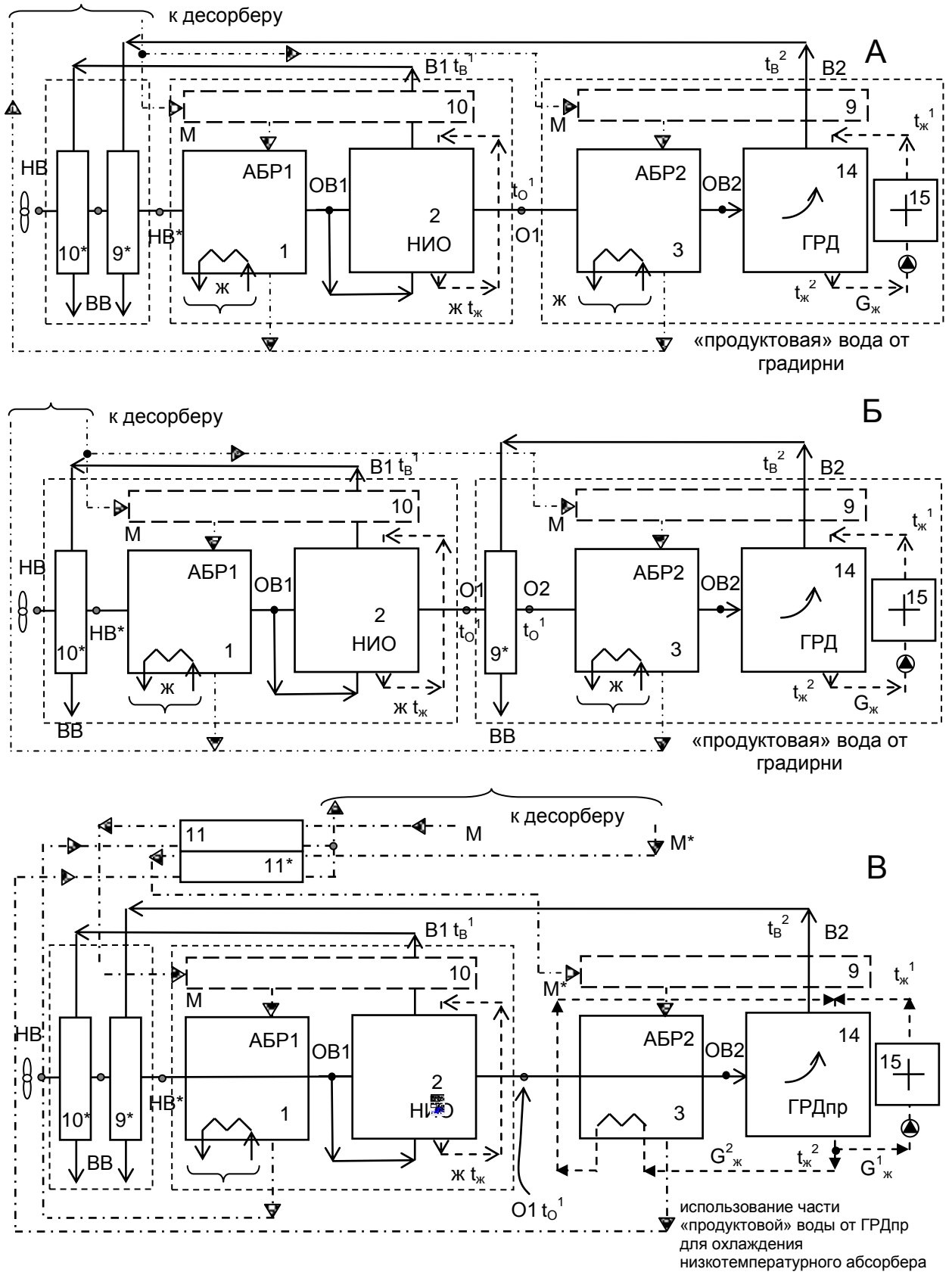
$$4: \text{ГРД: } t_{\text{В}}^1 31^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 9,0^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 1,5 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 13,0^{\circ}\text{C}}$$

Видно, как рост концентрации абсорбента снижает достигаемый уровень влагосодержания, и, соответственно, общий уровень охлаждения среды.



Формулы разработанных СХС:  
 HV → ГРД  
 HV → НИО → ГРД  
 HV → АБР → ГРД  
 HV → АБР → НИО → ГРД  
 HV → АБР1 → НИО → АБР2 → ГРД

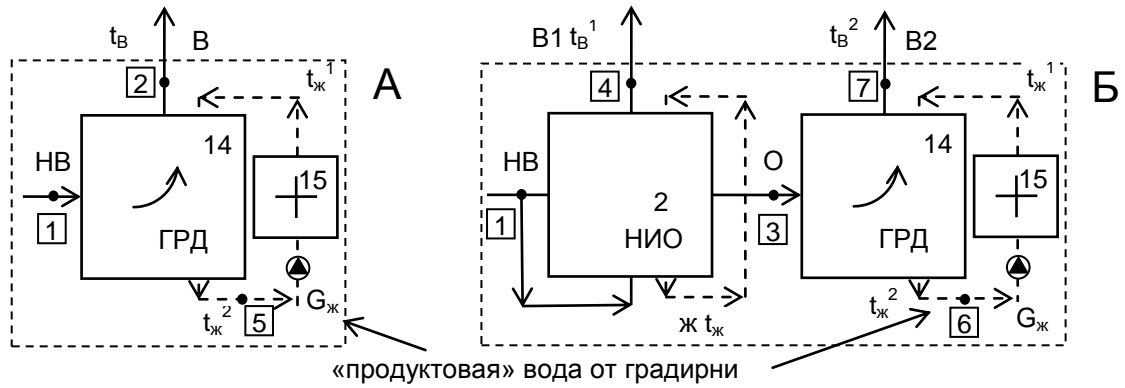
**Рисунок 2.19.** Принципиальные схемы разработанных СХС на основе открытого абсорбционного цикла. Обозначения по рис. 2.7 и 2.10.



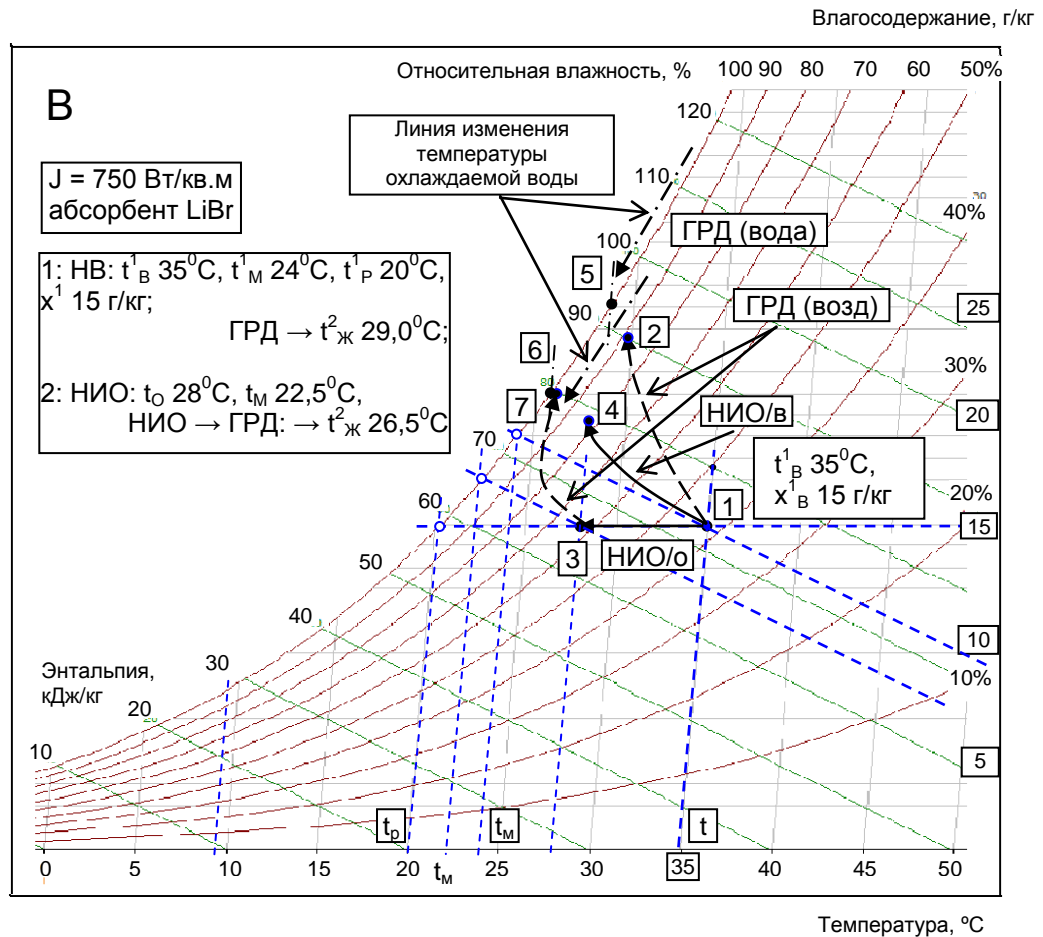
**Рисунок 2.20.** Варианты разработанных схемных решений для СХС (формула АБР1 – НИО1 – АБР2 – ГРД).

Обозначения по рис. 2.7, доп.: 14 – «продуктовая» градирня; 15 – обслуживаемый объект.

**Испарительные охладители**  
 Формулы разработанных СХС: НВ → ГРД; НВ → НИО → ГРД



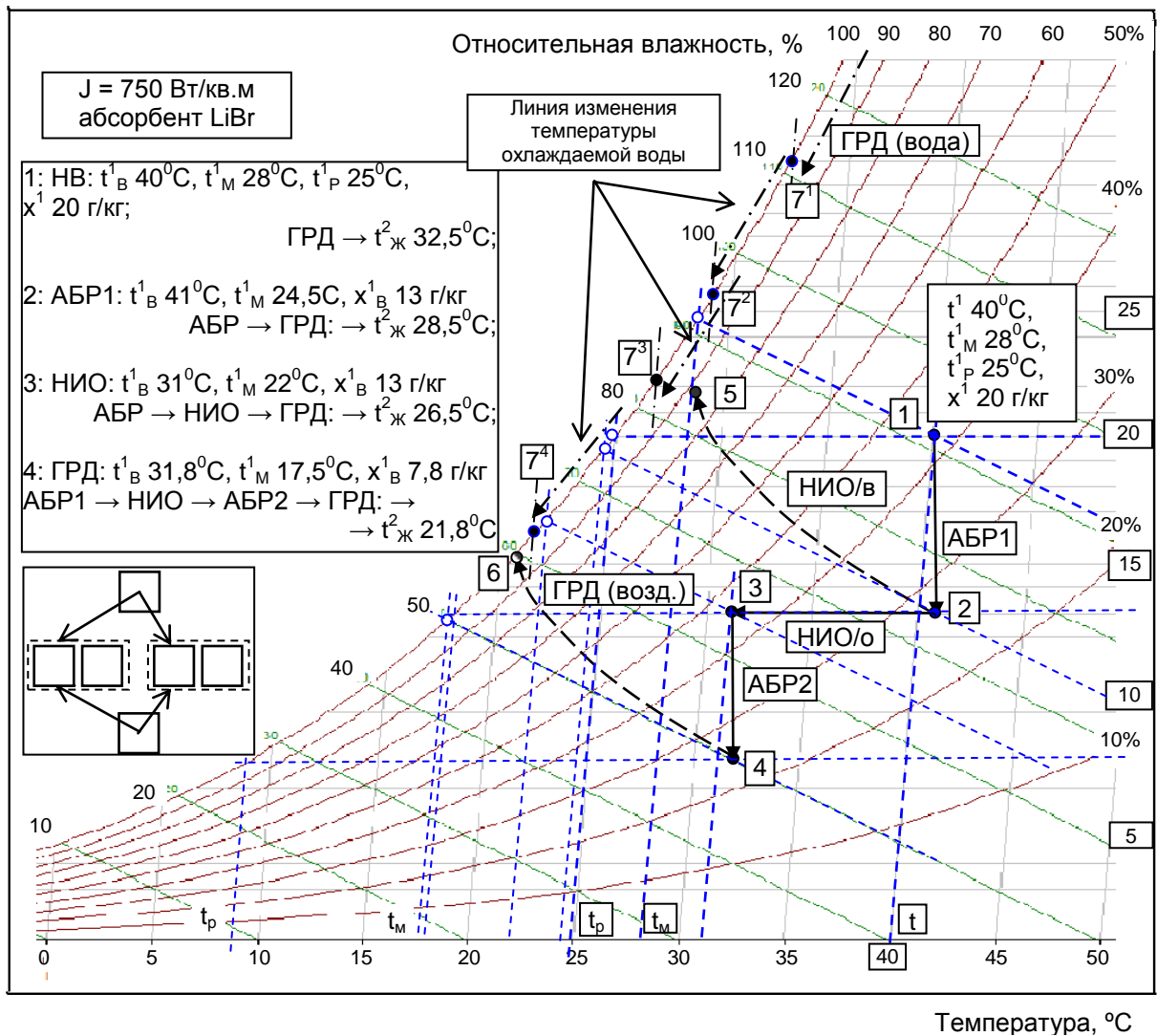
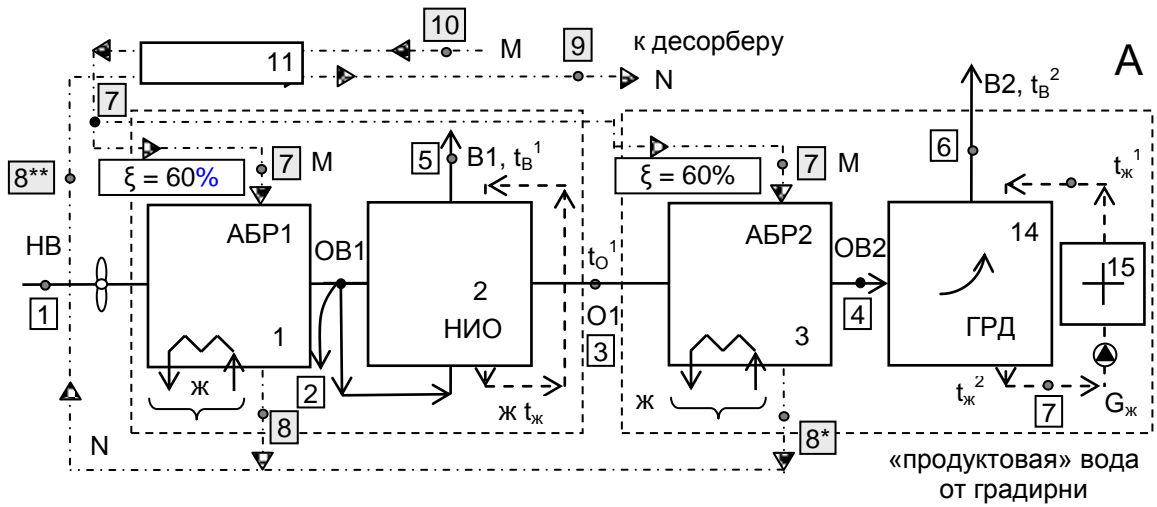
«продуктовая» вода от градирни



**Рисунок 2.21.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формулы: ГРД, НИО-ГРД) на основе открытого абсорбционного цикла (предварительный анализ).

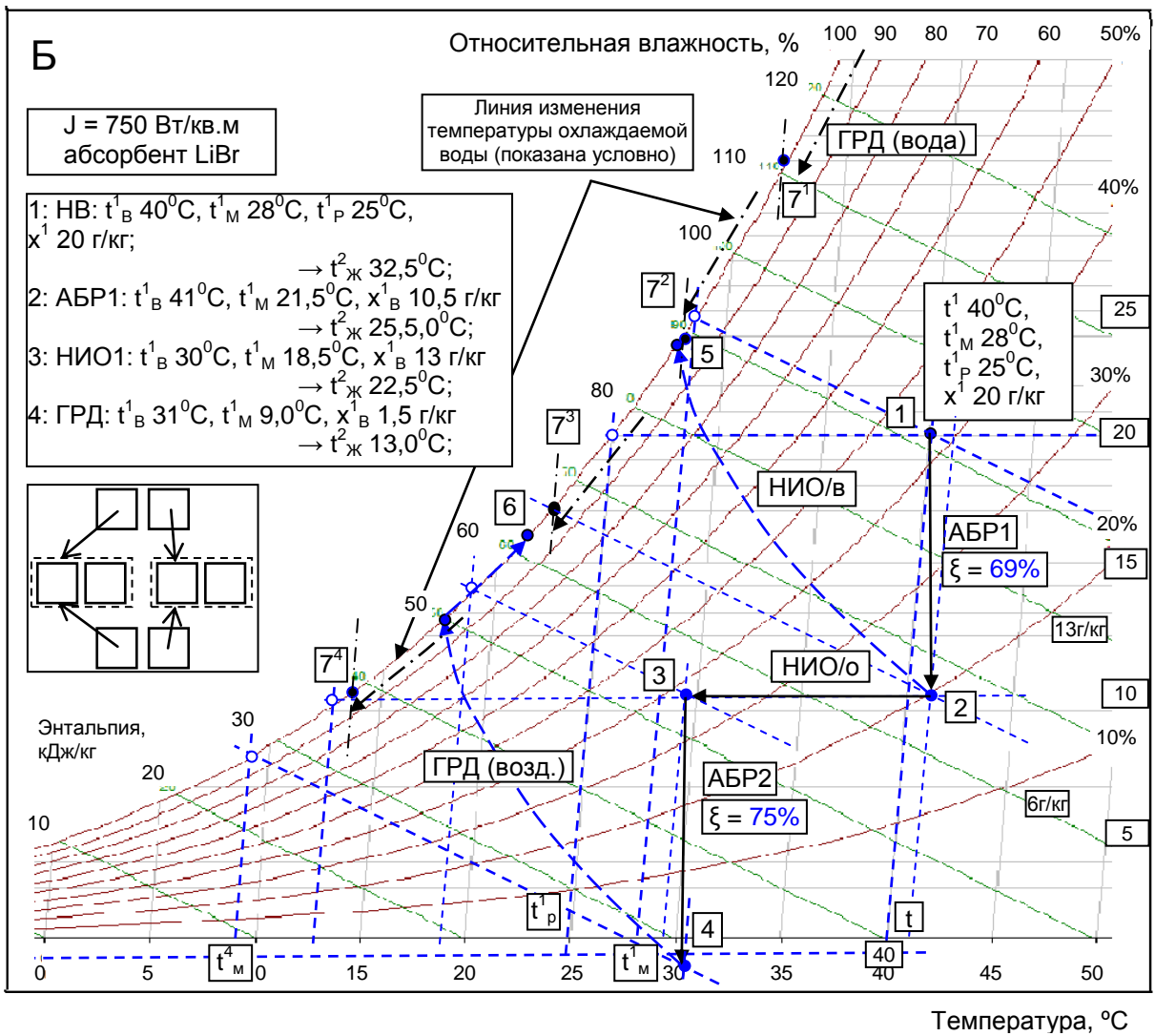
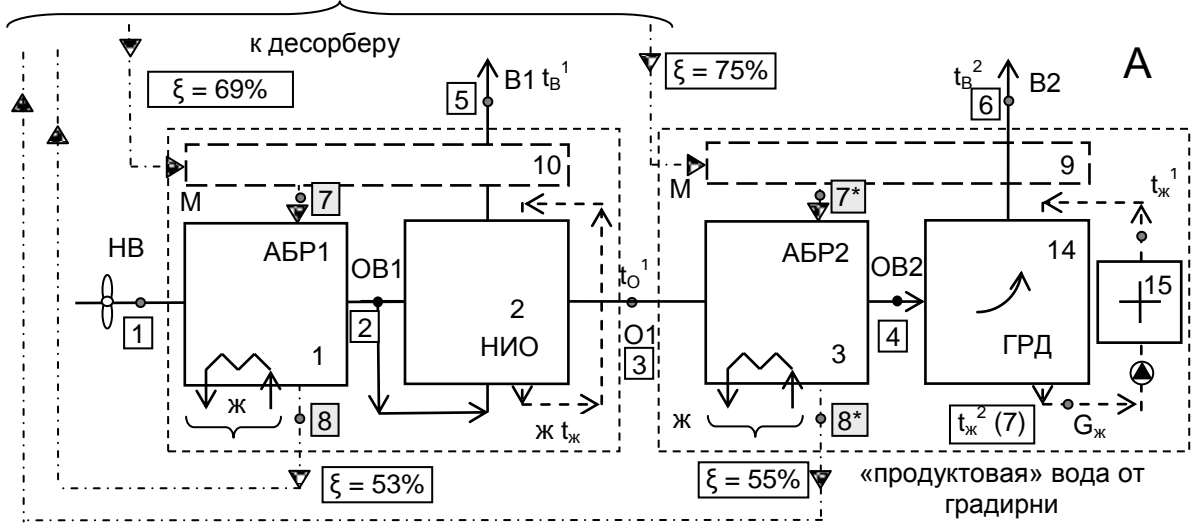
Обозначения по рис. 2.7 и 2.10, доп.: 1-2, 3-7 – изменение состояния воздуха в ГРД; 1-3, 1-4 – изменение состояний основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО.

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода»

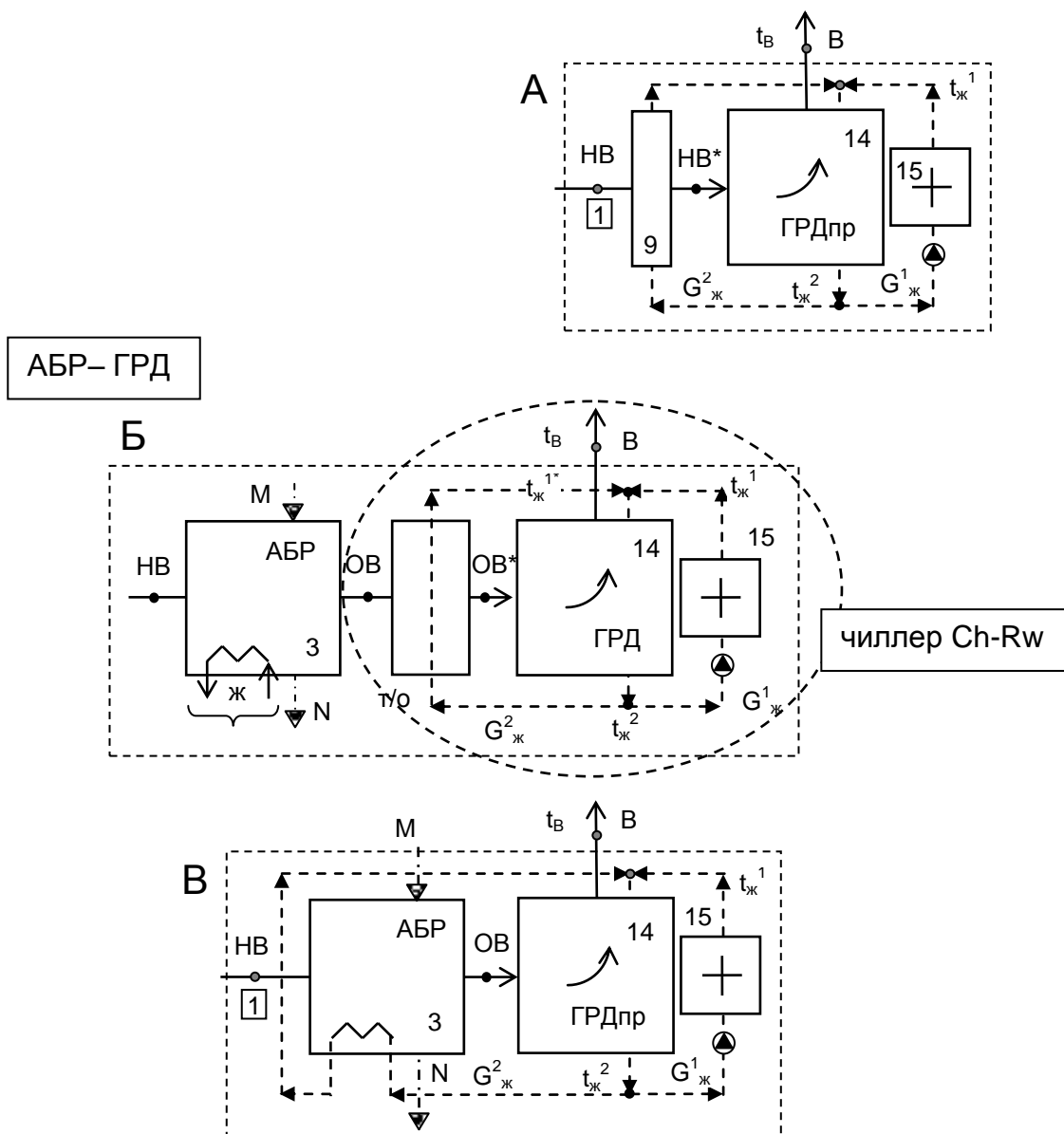


**Рисунок 2.22.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД, по рис. 2.10 и 2.22). Обозначения по рис. 2.7 и 2.10, доп.: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7<sup>1</sup>, 7<sup>2</sup>, 7<sup>3</sup>, 7<sup>4</sup> – охлажденная в ГРД вода  $t_{ж}^2$  (последовательно: ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД).

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД → → «охлажденная вода» (повышение концентрации абсорбента до 69 - 75%)



**Рисунок 2.23.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД); концентрация абсорбента по первому и второму каскадам АБР-ИО соответственно 69 и 75% (схема на рис. 2.23).  
 Обозначения по рис. 2.10.

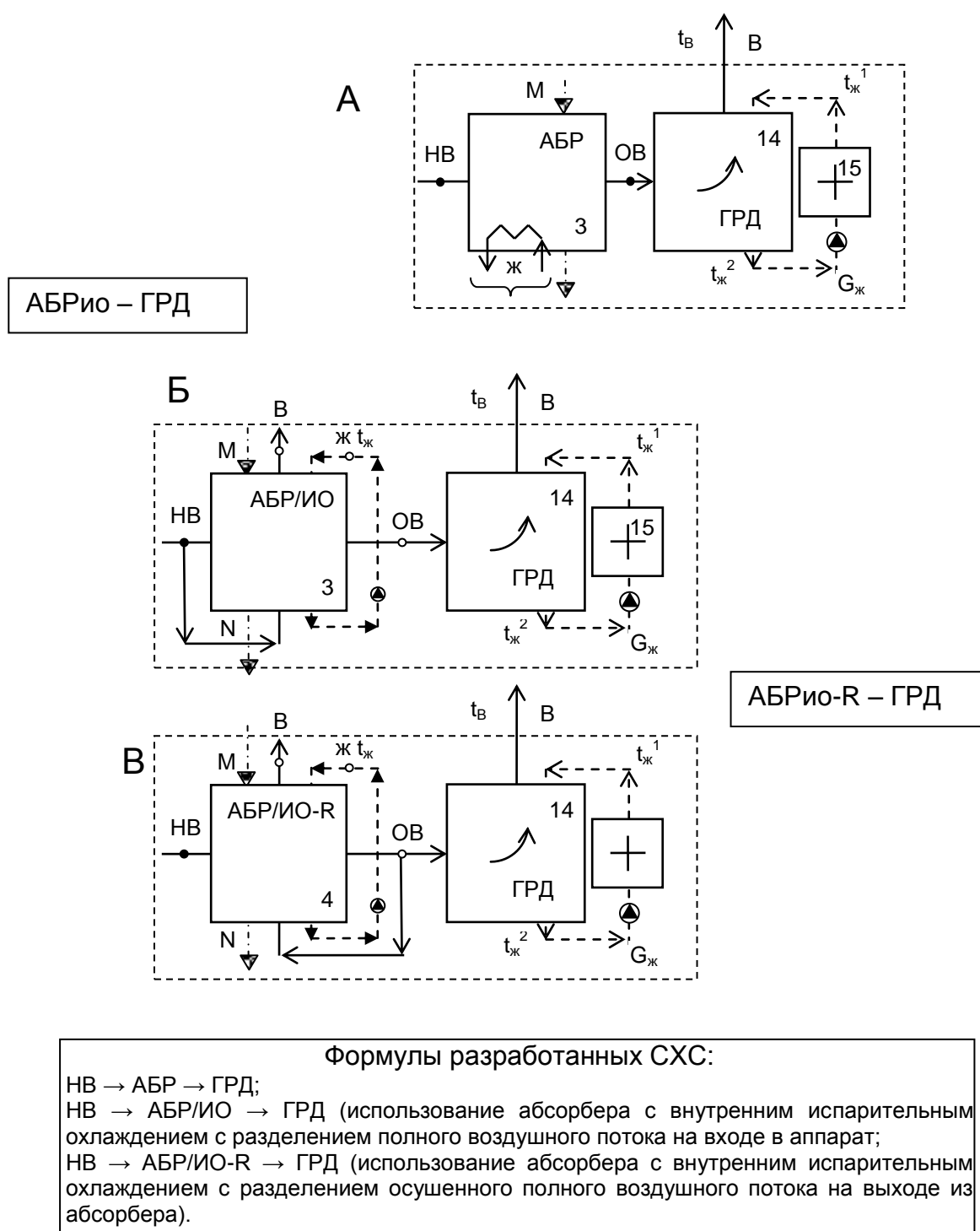


использование части «продуктовой» воды от ГРДпр для:  
 предварительного охлаждения воздушного потока, поступающего в градирню (А);  
 охлаждения воздушного потока, осушенного в АБР и поступающего в градирню (Б);  
 для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (В)

#### Формулы разработанных СХС:

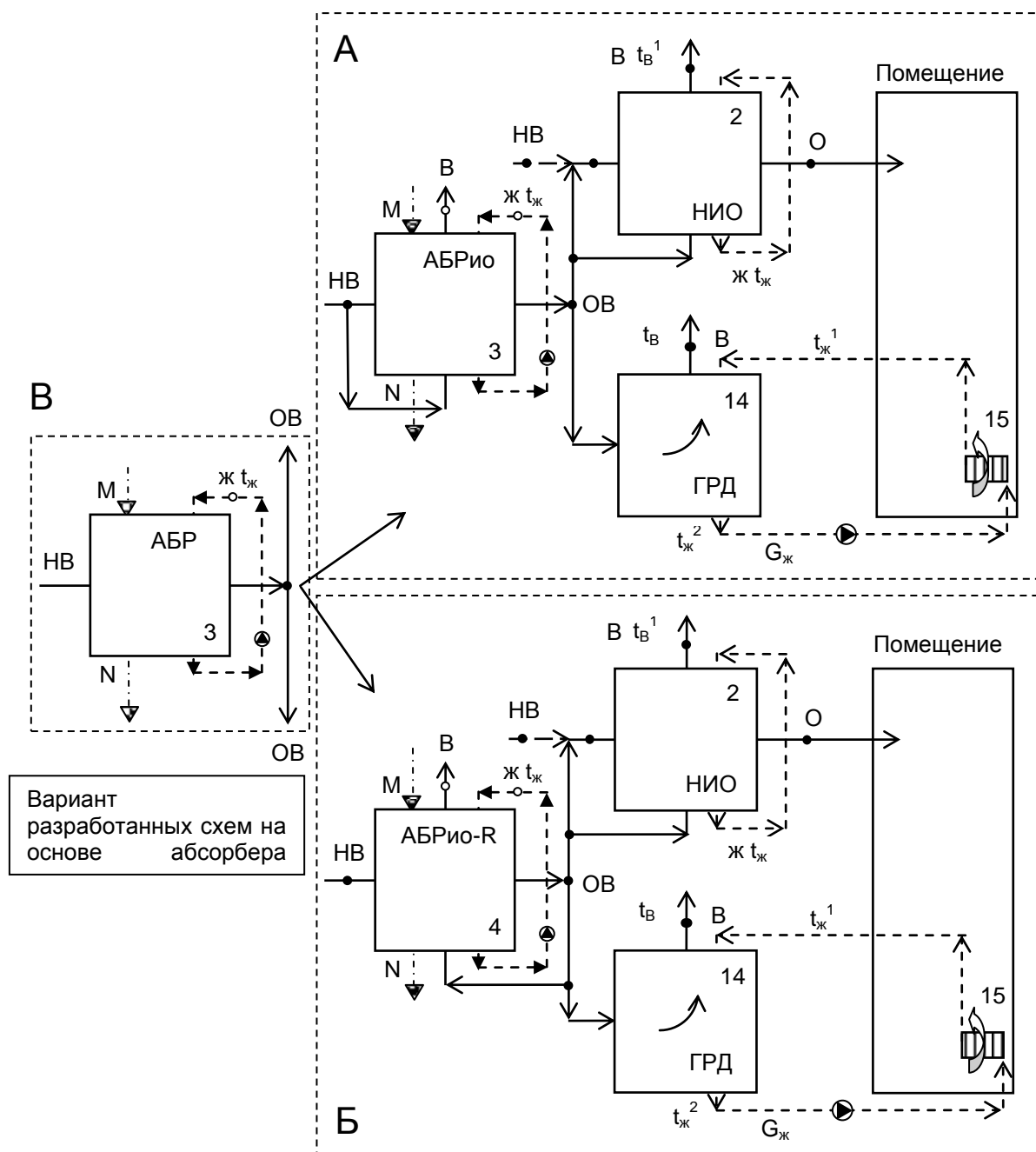
$HV \rightarrow T/O \rightarrow ГРД$  (водоохладитель - чиллер Ch-Rw, использование части охлажденной воды для предварительного охлаждения воздушного потока, поступающего в градирню);  
 $HV \rightarrow АБР \rightarrow \text{чиллер Ch-Rw} (т/о \rightarrow ГРД)$ ;  
 $HV \rightarrow АБР1 \rightarrow ГРД$  (использование части охлажденной воды для охлаждения низкотемпературного абсорбера).

**Рисунок 2.24А.** Принципиальные схемы разработанных СХС на основе открытого абсорбционного цикла (основная формула АБР – ГРД).

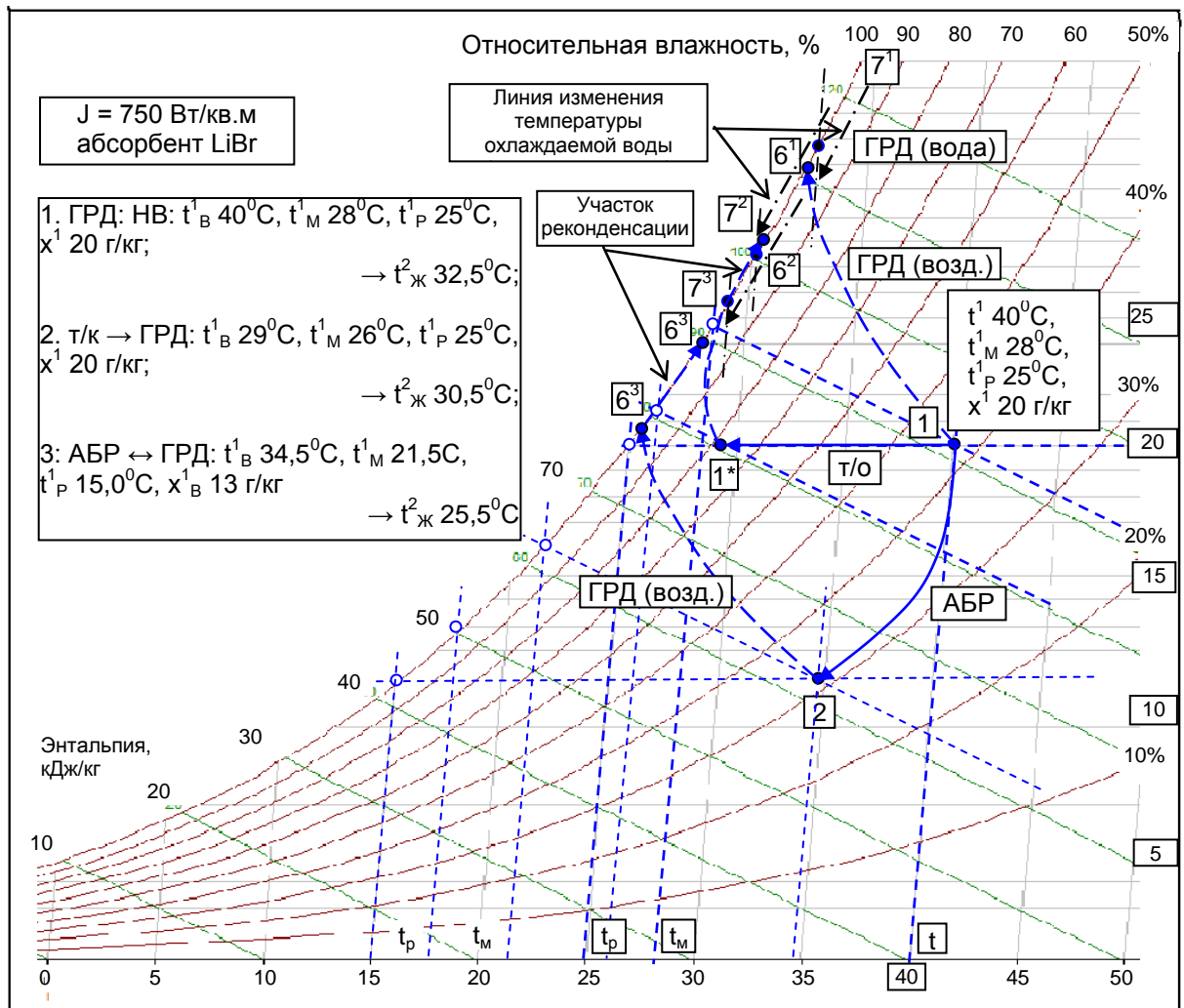
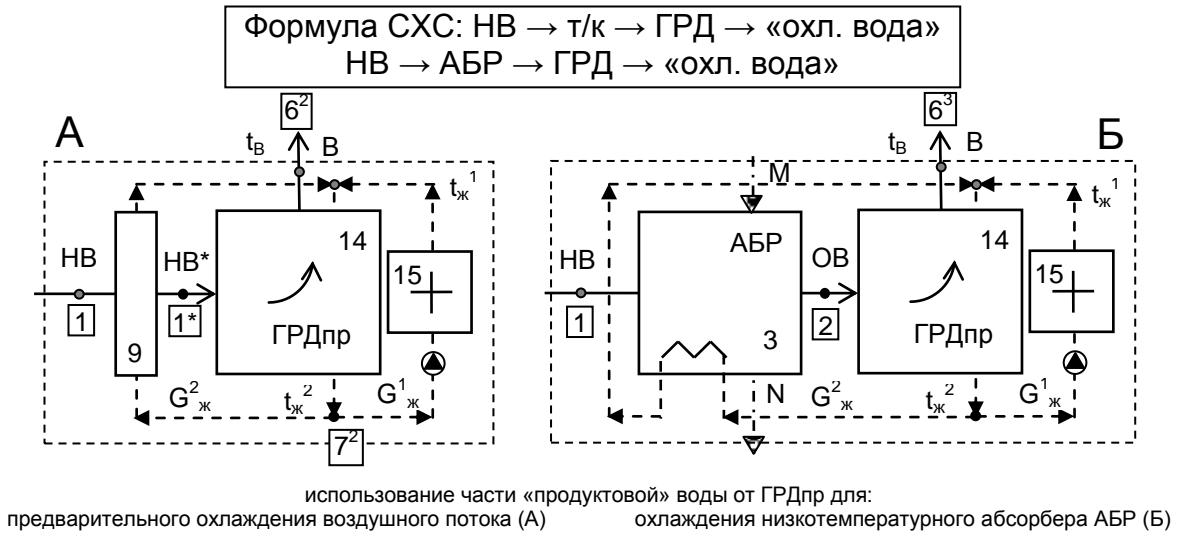


**Рисунок 2.24Б.** Принципиальные схемы разработанных СХС на основе открытого абсорбционного цикла (основная формула АБРио – ГРД).

Обозначения по рис. по рис. 2.10.



**Рисунок 2.24В.** Принципиальные схемы разработанных СХС и ССКВ на основе открытого абсорбционного цикла  
Обозначения по рис. по рис. 2.14.



**Рисунок 2.25.** Принципиальные возможности разработанных СХС (использование части «продуктовой» воды от ГРДпр для: предварительного охлаждения воздушного потока (А); охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (Б). Предварительный анализ.

Обозначения по рис. 2.10 и 2.14.

## **2.4. Варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением в вариантах АБРио и АБРио-Р**

### **2.4.1. Базовая концепция создания солнечных многофункциональных систем на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением**

Поскольку в абсорбере, при поглощении влаги из воздушного потока раствором абсорбента, выделяется тепло, это приводит к росту температуры раствора и снижению эффективности процесса осушения воздуха. Работа абсорбера-осушителя может быть организована с внешним, либо со встроенным теплообменником, охлаждаемым дополнительной градирней (испарительным водоохладителем технологического назначения ГРДт, рис. 2.4А и Б). Это усложняет схему и увеличивает энергозатраты. Интерес представляет вариант абсорбера с внутренним испарительным охлаждением (рис. 2.4В и Г) [1-12, 14].

На рис. 2.26А приведена основная концепция создания блоков (ступеней каскада) солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио.

На рис. 2.26Б приведен аналог подобной системы охлаждения на основе АБРио по работе W.Z. Gao, Y.P. Cheng and ath. Experimental investigation on integration liquid desiccant – indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko – Cycle/ Applied Thermal Engineering 88 (2015) 288-296 [62]. Схема интегрирует абсорбер-осушитель воздуха (liquid desiccant) и испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО-Рг (indirect evaporative cooler ИЕС-Рг) в едином блоке охлаждения. На рис. 2.26В, позиции В и Г дана иллюстрация процессов в охладителе АБРио – НИО-Рг на психрометрической диаграмме влажного воздуха Н-Т. Здесь показаны процессы: 1-2 – осушения воздушного потока в АБР; 2-3 –

«сухого» охлаждения основного воздушного потока в НИО; ряд процессов 2-4 – изменение состояния вспомогательного воздушного потока в НИО. Основной проблемой в этом достаточно интересном решении является компоновка каналов НИО, включающая стенку канала с перфорацией, через которую часть поступающего в НИО воздушного потока поступает отдельными порциями вдоль всей длины канала в «мокрую» часть охладителя НИО. Будучи оправдано с термодинамической точки зрения, такое решение повышает аэродинамическое сопротивление потоку, рождает неравномерность распределения вспомогательного потока в объеме канала и может резко повысить капле-унос, поскольку воздушный поток, проникая через перфорации стенки, срывает жидкостную пленку. Кроме того, как будет показано в разделе 4 настоящей работы, линии изменения состояния вспомогательного потока (1-4-4-4-4-...) будут иметь криволинейный профиль, что может привести к реконденсации и существенно снизить эффективность процесса.

На рис. 2.26В приведены два разработанных нами варианта таких абсорберов-осушителей с внутренним испарительным охлаждением (АБР/ИО), отличающихся местом разделения полного воздушного потока на основной, осушаемый в каналах, по стенкам которых стекает пленка абсорбента, и вспомогательный, идущий в соседних, чередующихся каналах, где по стенкам стекает водяная пленка, испаряющаяся во «вспомогательный» воздушный поток, охлаждающаяся и отводящая тепло через разделительную стенку от «осушительных» каналов (рис. 2.26В, позиция В). Насадка такого абсорбера (в известной мере аналогичная насадке НИО) представляет многоканальную структуру с чередующимися «осушительными» и «охладительными» каналами.

В варианте АБРио (рис. 2.26В, позиция А) полный воздушный поток, поступающий в абсорбер, делится на входе в аппарат. Естественным пределом испарительного охлаждения здесь является температура мокрого

термометра наружного воздуха  $t_m^1$ . В регенеративном варианте АБРио-Р (рис. 2.26В, позиция Б).

**Основная концепция создания блоков (ступеней каскада) солнечных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха ССКВ и СХС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио (АБРио-Р)**

1. ССКВ строится по формулам на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио:  
 АБРио – НИО, разделение воздуха на осушаемый и вспомогательный потоки на входе в АБР, рис. 2.26, 2,27, 2,29-2.31;
2. ССКВ строится на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Р  
 АБРио-Р – НИО разделение воздуха на осушаемый и вспомогательный потоки на выходе в АБР, рис. 2.26, 2,27, 2,29-2.31.
3. СХС строится по формулам на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио:  
 АБРио – ГРД, (рис. 2.24Б, позиция Б);
4. СХС строится на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Р:  
 АБРио-Р – ГРД (рис. 2.24Б, позиция В).

**Рисунок. 2.26А.** Основная концепция создания блоков (ступеней каскада) солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио.

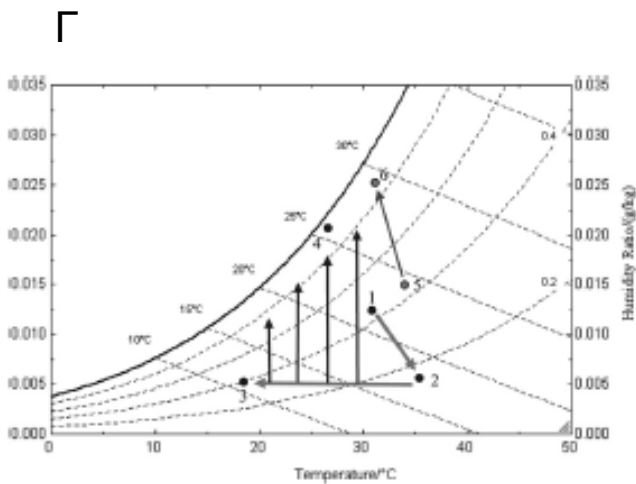
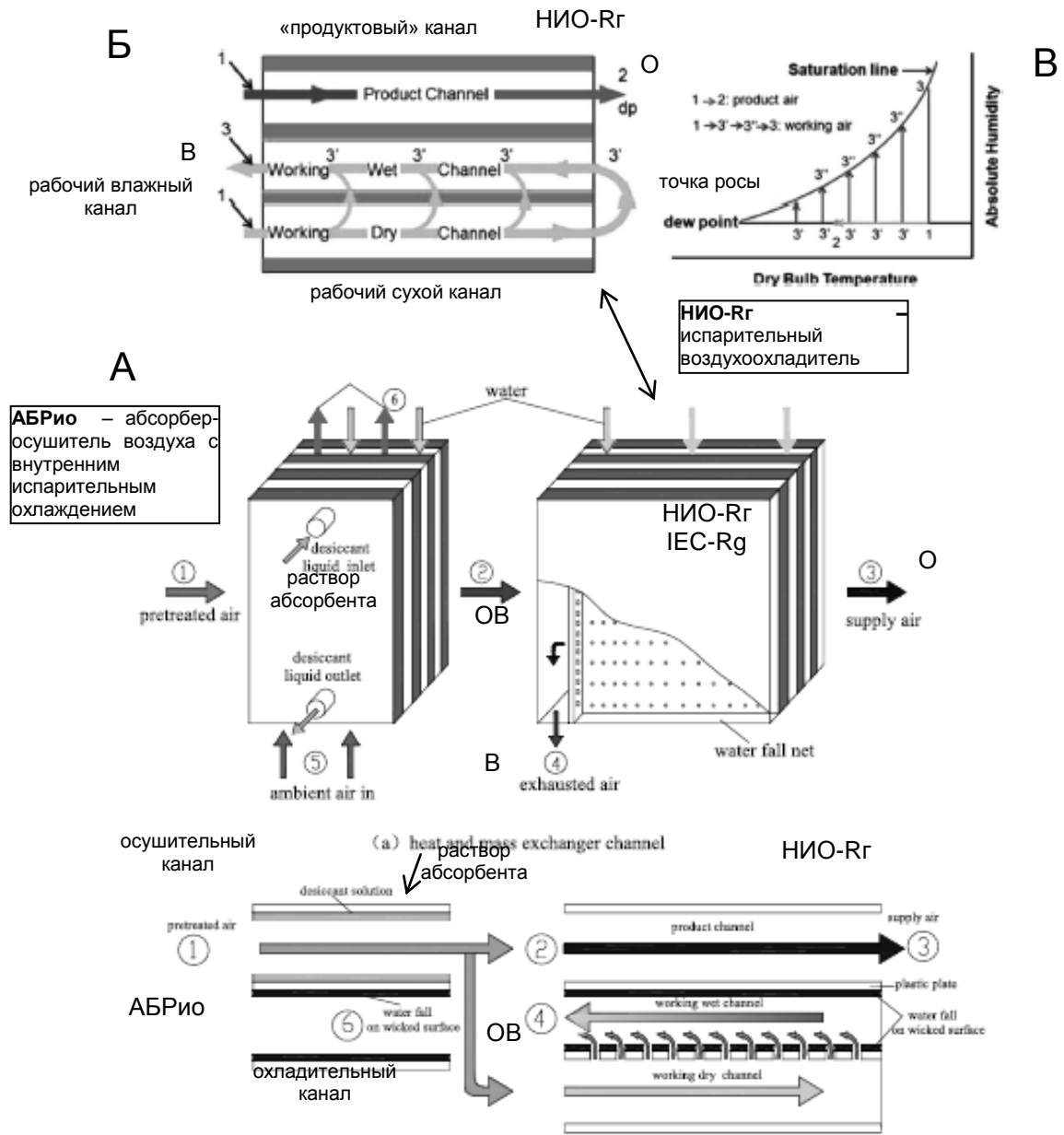


Fig. 3. Air state changes on a psychrometric chart.

**Рисунок 2.26Б.** Схема интеграции абсорбера-осушителя воздуха (liquid desiccant) и испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО-Rг (indirect evaporative cooler ИЕС-Rг) – А; Б – НИО-Rг. В и Г – иллюстрация процессов в НИО-Rг на психрометрической диаграмме влажного воздуха Н-Т. По работе W.Z. Gao, Y.P. Cheng and ath. Experimental investigation on integration liquid desiccant – indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko – Cycle/ Applied Thermal Engineering 88 (2015) 288-296 [62].

в «охлаждающие» каналы поступает воздушный поток, уже прошедший осушение, со сниженным пределом испарительного охлаждения. В принципе для этого варианта пределом испарительного охлаждения является температура точки росы наружного воздуха  $t_p^1$ , что существенно расширяет возможности такого комбинированного осушителя и охладителя воздуха.

Основные варианты абсорберов АБРио-Р могут быть сориентированы на решение задачи охлаждения воздуха (рис. 2.27, АБРио-Рг) и получения холодной воды (рис. 2.28, АБРио-Рж).

### **Абсорбер-воздухоохладитель с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Рг.**

Выше рассматривалось построение солнечной системы ССКВ на основе блока АБР–НИО, где предварительное осушение наружного воздуха в абсорбере обеспечивало последующее глубокое охлаждение основного воздушного потока «О» в каналах НИО. Решение ССКВ по формуле АБРио-Рг (рис. 2.27Б) по сути это схема АБР–НИО по рис. 2.27А, в которой, для охлаждения абсорбера, используется часть охлажденного при неизменном влагосодержании «основного» воздушного потока «О» от испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО. В чередующихся каналах насадки абсорбера одновременно реализуются два процесса: осушения воздуха раствором абсорбента и охлаждение этих каналов частью холодного «продуктового» основного воздушного потока из НИО. Процесс осушения воздушного потока в АБРио-Рг протекает со снижением температуры осушаемого воздуха, так что необходимость в отдельном испарительном воздухоохладителе отпадает. Важное значение имеет правильный выбор соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков в аппарате,  $l = G_o / G_v$ .

Отметим, что решение может быть построено и на переходе от системы в составе АБР–ПИО (испарительный воздухоохладитель прямого типа [14]). В этом случае охлажденный воздух будет увлажненным и возможность использования такого решения для ССКВ определяется соотношением

параметров наружного воздуха и зоны комфортности. В первую очередь это будет зависеть от влагосодержания наружного воздуха.

**Абсорбер-водоохладитель с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Рж.**

Аналогичным образом, решение СХС по формуле АБРио-Рж (рис. 2.28Б) по сути, является дальнейшим развитием схемы АБР–ГРД по рис. 2.28А, в которой для охлаждения абсорбера используется часть «продуктовой» воды от градирни ГРД (см. рис 2.12 и 2.20 и 2.24А). В этом решении процесс осушения воздушного потока протекает со снижением температуры осушаемого воздуха и одновременным получением охлажденной «продуктовой» воды.

На рисунке 2.29 для всех рассматриваемых вариантов абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио показано течение контактирующих потоков газа и жидкости в соседних, чередующихся, каналах насадки. Насадка теплообменного аппарата ТМА пленочного типа имеет регулярную структуру каналов (РН), поверхность ее может иметь шероховатость регулярного типа (РШ), для обеспечения высокой смачиваемости жидкостью (водой или раствором абсорбента) и быть изготовлена из полимерных материалов. Вопрос выбора материала насадки ТМА, с учетом требований к нему, геометрия насадки (параметры РН и РШ поверхности), режимных параметров (включая вопросы устойчивости течений при непосредственном контакте газа и жидкости при противо- и поперечноточном взаимодействии контактирующих потоков газа и жидкости) рассмотрены в работах [14]. Важно отметить, что использование полимерных материалов в системе чередующихся каналов, одни из которых являются охлаждаемыми, вполне возможно, поскольку термическое сопротивление разделяющей каналы стенки сопоставимо с термическим сопротивлением покрывающей эту стенку жидкостной пленки (см. например, выводы работы австралийских исследователей [141]).

На рис. 2.29А приведен аналог такого решения по работе X. Cui, M.R. Islam, B. Mohan, K.J. Chua. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system. Energy 95 (2016) 303-312 [46]. Здесь оба ТМА, абсорбер и испарительный воздухоохладитель НИОг совмещены в едином многоканальном осушительно-испарительном охладителе. В «продуктовых» каналах, вдоль их длины, совмещены два процесса, осушения наружного воздуха и охлаждение «основного» воздушного потока; причем, в результате испарительного охлаждения «вспомогательного» воздушного потока в «рабочих» каналах обеспечивается последовательное охлаждение каналов «абсорбера» и «сухих» каналов НИОг. Эта интересная схема оставляет нерешенными вопросы распределения в едином канале пленки абсорбента, так, чтобы она не проникала в область «сухого» охлаждения «основного» воздушного потока и характер отделения «вспомогательного» воздушного потока в соседние «рабочие» каналы ТМА. Сама необходимость как-то регулировать соотношение рабочих потоков (двух воздушных и двух жидкостных, - воды и абсорбента, - здесь также будет серьезной и трудноразрешимой проблемой. Сама статья в основном носит теоретический характер.

Эти перспективные решения на основе АБРио-Рг (ССКВ) и АБРио-Рж (СХС) позволяют устранить из схемы отдельный испарительный охладитель (НИО или ГРД, соответственно), снизив, тем самым, габариты, вес и стоимость системы в целом, но требуют отдельного исследования, поскольку одновременно с понижением температурного уровня охлаждения может иметь место возрастание опасности реконденсации в охладительной части (в соответствующих каналах) абсорбера АБРио.

Разработанная концепция создания солнечных холодильных систем СХС на основе АБРио-Рж иллюстрируется на рис. 2.31 и, в развернутом виде, на рис. 2.32, при этом:

1. СХС выполнена в двухступенчатом варианте, и состоит из автономных осушительно-охладительных блоков, первый блок решен по

формуле АБР-НИО, а во втором вместо аналогичного блока используется разработанный вариант охладителя АБРио-Рж (4\*\*), причем каждая ступень регенерации (ДБР) замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха (АБР);

2. Все ТМА солнечной системы (абсорберы-осушители АБР (1) и АБР/ИО (4\*\*), десорберы-регенераторы ДБР (5 и 6), испарительный воздухоохладитель НИО (2), унифицированы и выполнены как поперечноточные или противоточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры из полимерных материалов; насадка ТМА включает систему чередующихся «основных» и «вспомогательных» каналов, в каналах первого типа реализуется основной процесс (осушение воздушного потока в абсорбере АБРио или восстановление концентрации абсорбента в десорбере ДБР), а в соседних каналах подводится охлаждающий поток от технологической градирни ГРДт (7) (в абсорбере 1), или нагревающий поток теплоносителя от гелиосистемы (8) (в ступенях десорбера 5 и 6);

3. Десорбер-регенератор (5 и 6), как и абсорбер-осушитель воздуха, выполнен также многоступенчатым на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента, при этом требуемый температурный уровень регенерации абсорбента обеспечивается горячей водой от солнечной системы (8); раствор абсорбента последовательно проходит каждую ступень регенерации, в которую поступает «свежий» наружный воздух (рис. 2.32, позиция Б);

4. Схема осушительной части может быть построена так, чтобы каждая ступень регенерации (ДБР) была замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха (АБР), при этом на вторую ступень десорбера ДБР2 поступает только часть абсорбента после первой ступени ДБР1, и направляется на вторую ступень охлаждения, в абсорбер АБРио-Рж, что приводит к росту концентрации абсорбента от ступени к ступени;

5. В испарительном охладителе НИО (2) воздушный поток делится на две части: вспомогательный поток («В») поступает в «мокрую» часть охладителя, где обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток («О»); температура рециркулирующей воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО воздуха, осушенного в абсорбере АБР), она зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков «О» и «В»;

6. В охладительной части схемы последовательно используется в первой ступени охлаждения воздухоохладитель непрямого типа НИО (2), включенный в схему после соответствующей ступени абсорбции; во второй ступени СХС – осушительно-охладительный блок АБРИо-Рж (4\*\*).

#### **2.4.2 Анализ возможностей солнечных систем ССКВ и СХС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРИо-Р**

На рис. 2.30 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах сравниваемых солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ, оформленных по формулам АБР – НИО (А) и АБРИо-Рг (Б). Анализ выполнен на основе полученных автором экспериментальных данных по эффективности процессов в ТМА осушительного и охладительного контуров на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя:  $d_{\text{э}} = 15\text{мм}$ . Для НИО была принята в расчетах величина эффективности процесса охлаждения по основному и вспомогательному потокам, равная  $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_M) = 0.65$ , при эффективности теплообменников  $E_{T/O} = 0.8$ . Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята  $t^*_{\text{ж}} = t^1_M + 1,5-2,5^{\circ}\text{C}$ . На самом деле эффективность охлаждения вспомогательного воздушного потока несколько выше, чем основного, величина  $E_B$  несколько выше чем  $E_O$ , а реальное значение величины  $t^*_{\text{ж}}$  зависит от соотношения расхода

воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО,  $l = G_0/G_B$  [13, 14], так что результаты выполненного анализа носят предварительный характер и несколько занижены.

Сравнительный анализ выполнен для начальных параметров наружного воздуха:  $t^1_B = 35^0\text{C}$ ,  $x^1_B = 15$  г/кг. Показаны процессы для АБР-НИО: 1-2 – осушение воздуха в абсорбере; 2-4, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; для АБРИО-Рг: 1-4\*(2\*) – осушение и охлаждение полного воздушного потока в осушительных каналах абсорбера, 2\*-5\*-5\*\* – изменение состояния вспомогательного воздушного потока в охлаждающих каналах абсорбера. Видно, что процесс осушения наружного воздуха реализуется при его одновременном охлаждении, причем линия изменения состояния воздушного потока носит криволинейный характер. Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока также криволинейна и еще до выхода из насадки ТМА выходит на кривую  $\varphi = 100\%$ , с определенного момента следуя непосредственно по ней (участок 5\*-5\*\*). Построение этих кривых выполнено по методике, разработанной на основе «метода энтальпийного потенциала» в работе [14]. Следует отметить опасность снижения эффективности процесса в этой области, что требует особого анализа. Решение вопроса может лежать на регулировании соотношения воздушных потоков в чередующихся каналах АБРИО-Р.

Видно, что ССКВ, построенная по формуле абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРИО-Рг вполне обеспечивает комфортные параметры воздуха, при этом из схемы может быть устранен аппарат НИО. Поскольку энергозатраты на движение теплоносителей через очередную ступень охладителя изменяются незначительно, использование схемы АБРИО-Рг, вместо блока АБР-НИО в охлаждающей части солнечной многофункциональной системы позволяет снизить энергозатраты и повысить экологическую чистоту новых решений.

В равной мере это касается и СХС, представленной на рис. 2.32. Сравнительный анализ двух решений, по формулам АБР1 → НИО → АБР2

→ ГРД (рис. 2.22) и АБР → НИО → АБРио-Рж (рис. 2.32) выполнен для начальных параметров наружного воздуха:  $t^1 40^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{М}} 28^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{Р}} 25^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1 20$  г/кг на рис. 2.33. И по температуре и по влагосодержанию наружного воздуха это очень тяжелые условия, когда испарительные охладители малоэффективны. Получены результаты для сравниваемых вариантов солнечных систем:

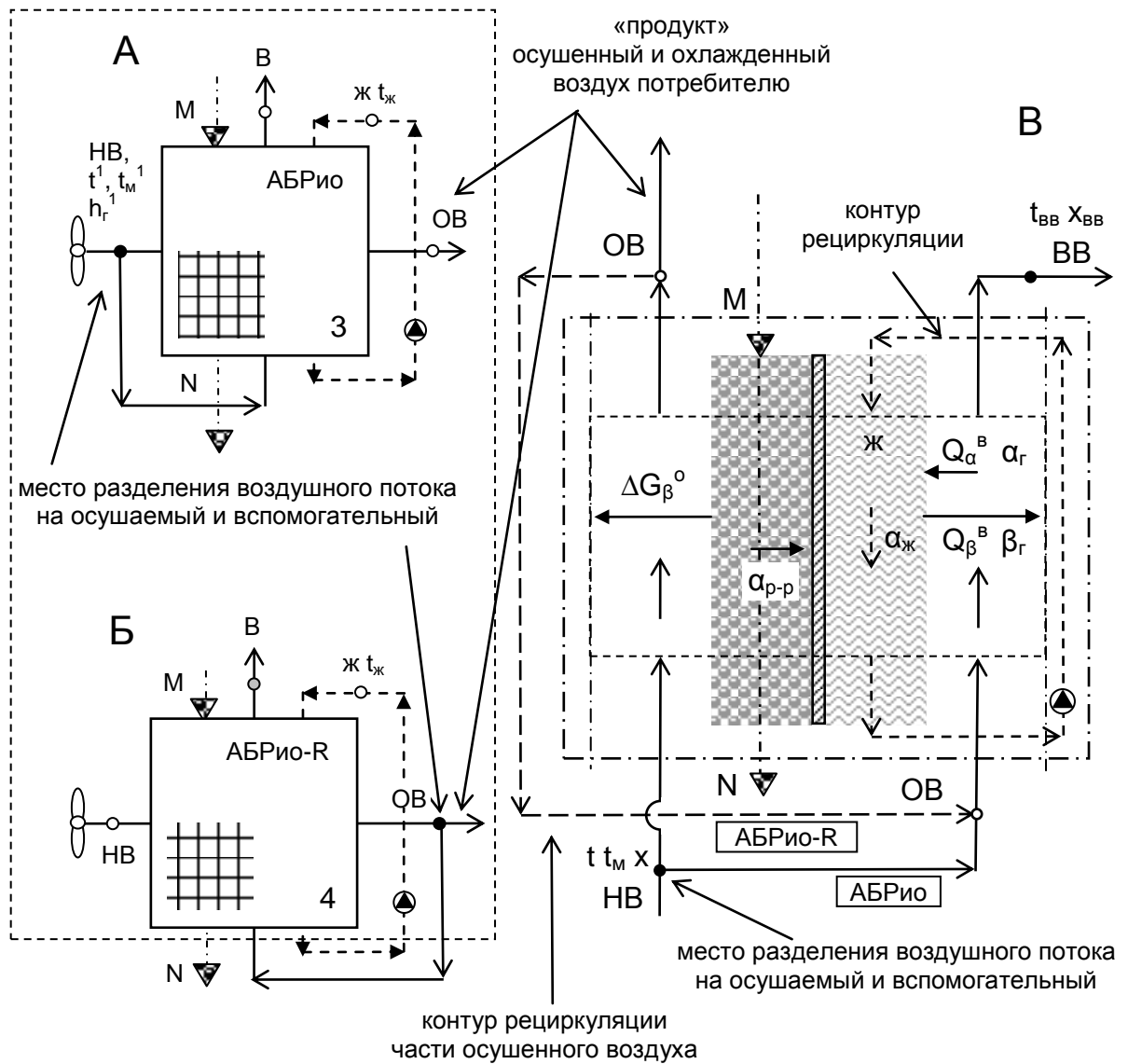
1: ГРД на наружном воздухе НВ:  $t^1 40^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{М}} 28^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{Р}} 25^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1 20$  г/кг.  
ГРД →  $\underline{t^2_{\text{Ж}} 32,5^{\circ}\text{C}}$ ;

2: АБР1 → НИО → АБР2 → ГРД:  
ГРД:  $t^1 31,8^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{М}} 17,5^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1_{\text{В}} 7,8$  г/кг. →  $\underline{t^2_{\text{Ж}} 21,8^{\circ}\text{C}}$ ;

3: АБР → НИО → АБР/ИО-Рж:  
ГРД:  $t^1 23,0^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_{\text{М}} 13,0^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1_{\text{В}} 6,5$  г/кг. →  $\underline{t^2_{\text{Ж}} 17,5^{\circ}\text{C}}$

Процесс осушения воздуха в АБРио-Рж реализуется при одновременном его охлаждении, причем линия изменения состояния воздушного потока (процесс 3-8) носит криволинейный характер. Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока также криволинейна и до выхода из насадки ТМА выходит на кривую  $\varphi = 100\%$ , с определенного момента следуя непосредственно по ней (участок 9\*-9\*\*).

Solar liquid-desiccant cooling systems  
Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением

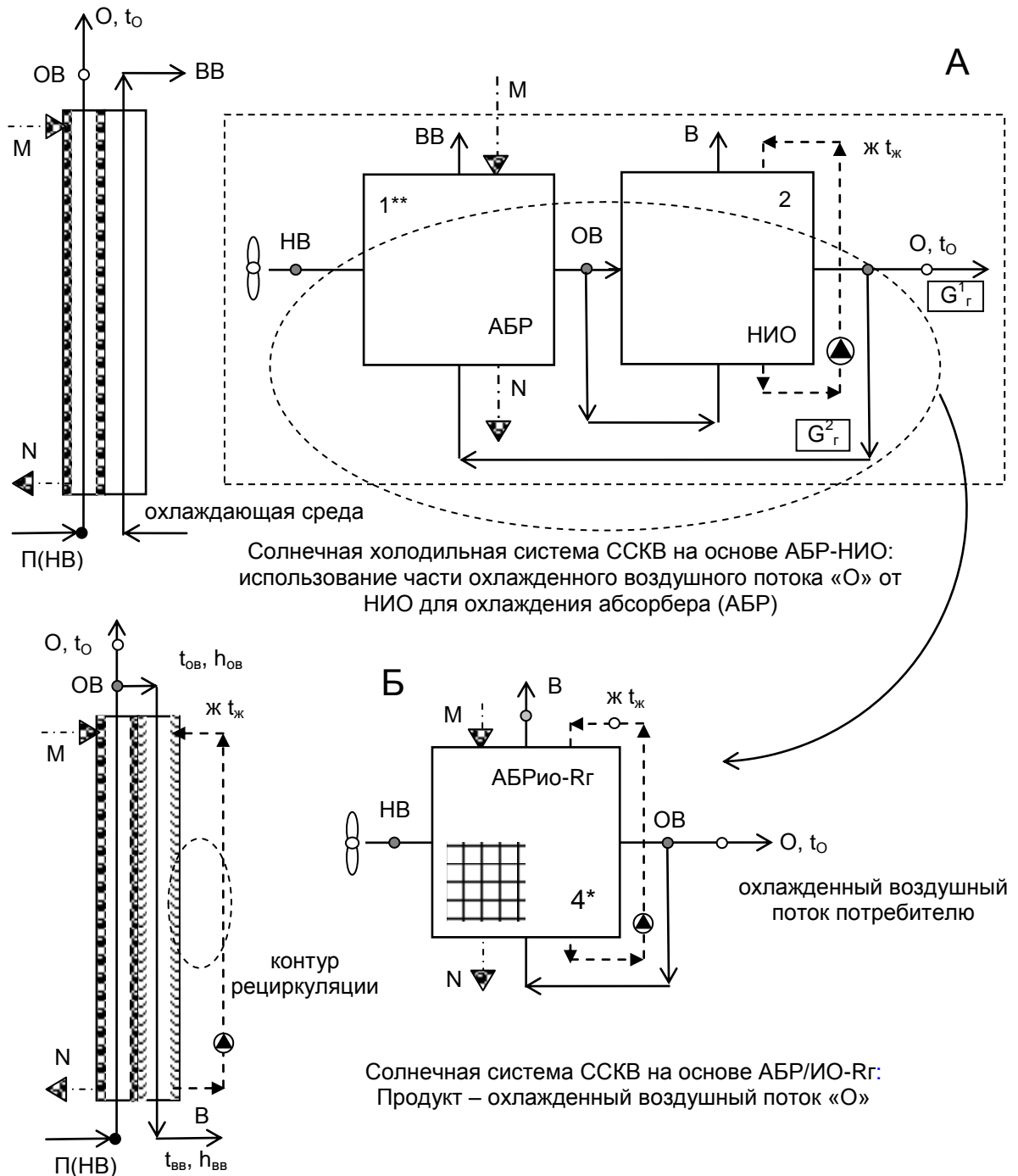


**Рисунок 2.26В** Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением, основные варианты решений. А – АБРИо; Б – АБРИо-Р, с использованием части осушенного воздуха для испарительного охлаждения абсорбера.

Обозначения (на рис. №№ 2.26-2.32): 1 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2 – испарительный воздухоохладитель НИО; 3 и 4 – абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБРИо и АБРИо-Р; 5, 6 – десорбер-регенератор; 7 – градирня технологического назначения ГРДт; 8 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (СКж); 9, 10, 11 – теплообменники; 12 – «продуктовая» градирня в СХС (рисунок 2.28А).

НВ – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – «основной» воздушный поток; В – «вспомогательный» воздушный поток для НИО; ВВ – выбрасываемый в среду воздух для ГРД и АБР/ИО; N, M – крепкий и слабый растворы абсорбента.

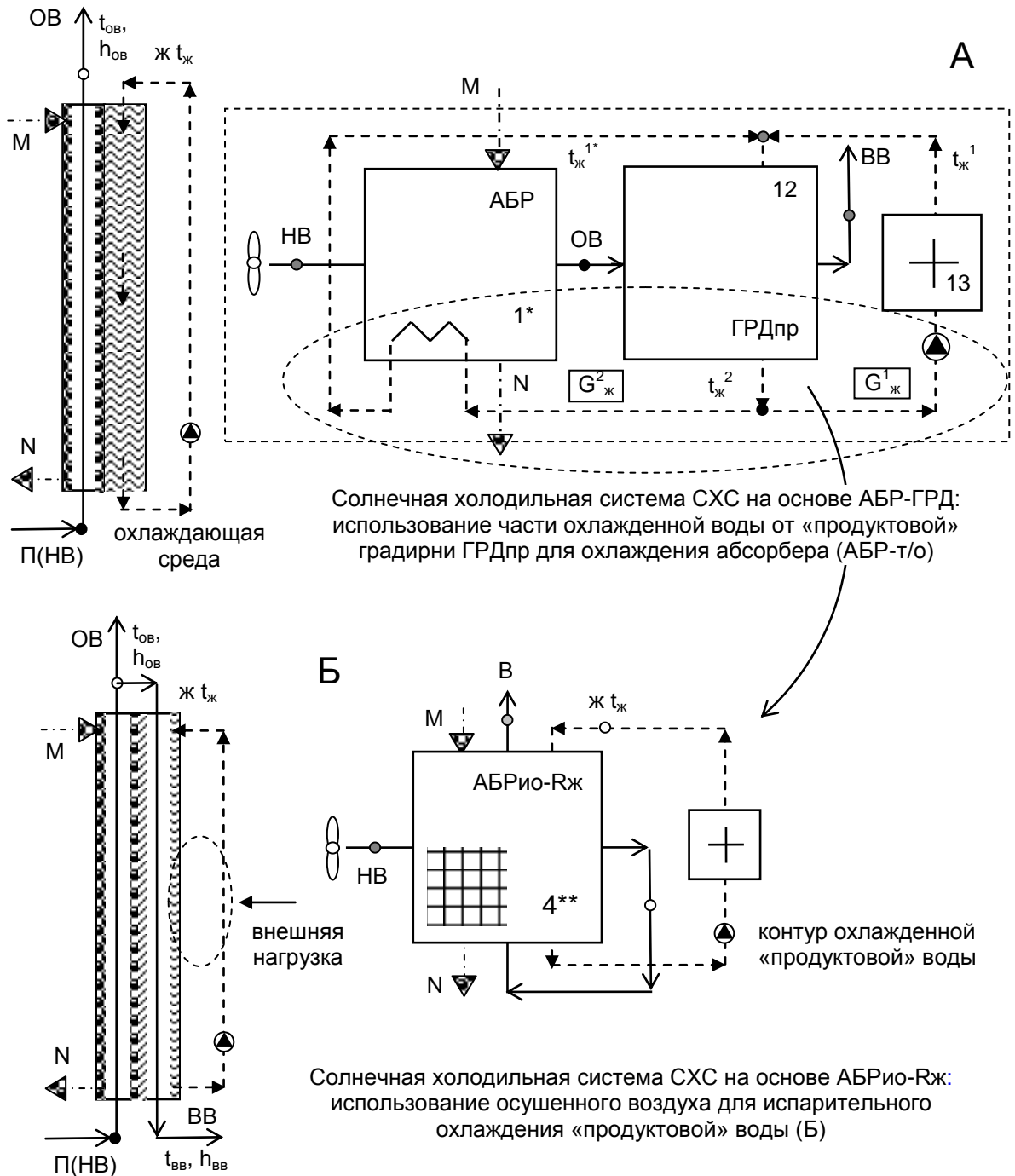
Solar liquid-desiccant air conditioning systems on the basis of ABR/EC-Rg  
 Абсорбер-воздухоохладитель с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Rг



**Рисунок 2.27.** Переход (идеи развития) от схемного решения АБР-НИО (использование части охлажденного воздуха в НИО – потока «О» - для охлаждения абсорбера АБР, позиция А) к абсорберу-воздухоохладителю с внутренним испарительным охлаждением АБРио-Rг (Б).

Обозначения по рис. 2.26, доп.: 1\*\* – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР с чередующимися «осушительными» и «охлаждающими» каналами.

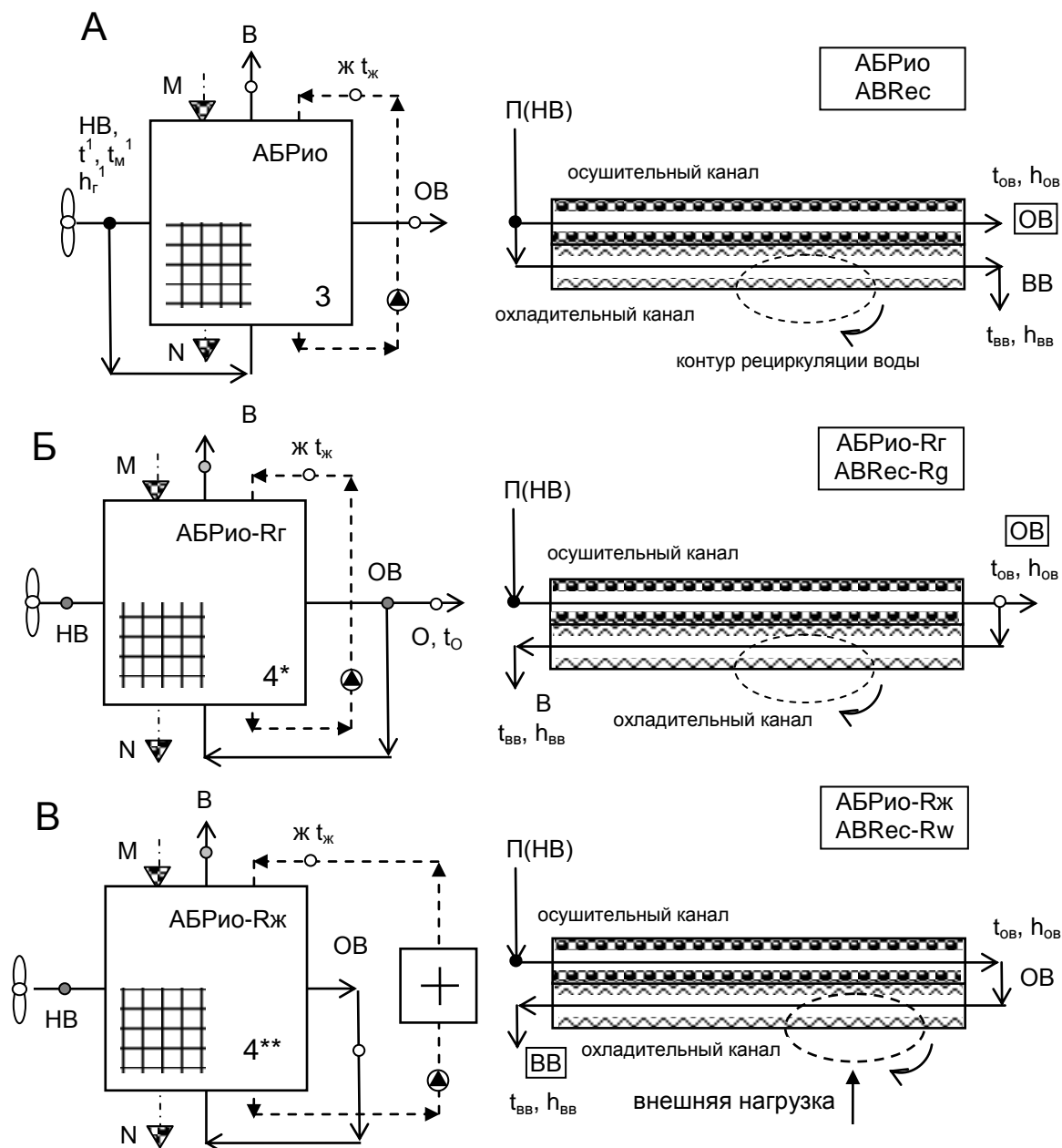
Solar liquid-desiccant cooling systems on the basis of ABR/EC-Rw  
 Абсорбер-водоохладитель с внутренним испарительным охлаждением  
 АБРИо-Рж



**Рисунок 2.28.** Переход (идеи развития) от схемного решения АБР-ГРД (использование части охлажденной воды от ГРД для охлаждения абсорбера АБР, позиция А) к абсорберу-водоохладителю с внутренним испарительным охлаждением АБРИо-Рж (Б)

Обозначения по рис. 2.26, доп.: 1\* – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР со встроенным теплообменником-охладителем; 13 – охлаждаемый объект.

Solar liquid-desiccant cooling systems  
Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением



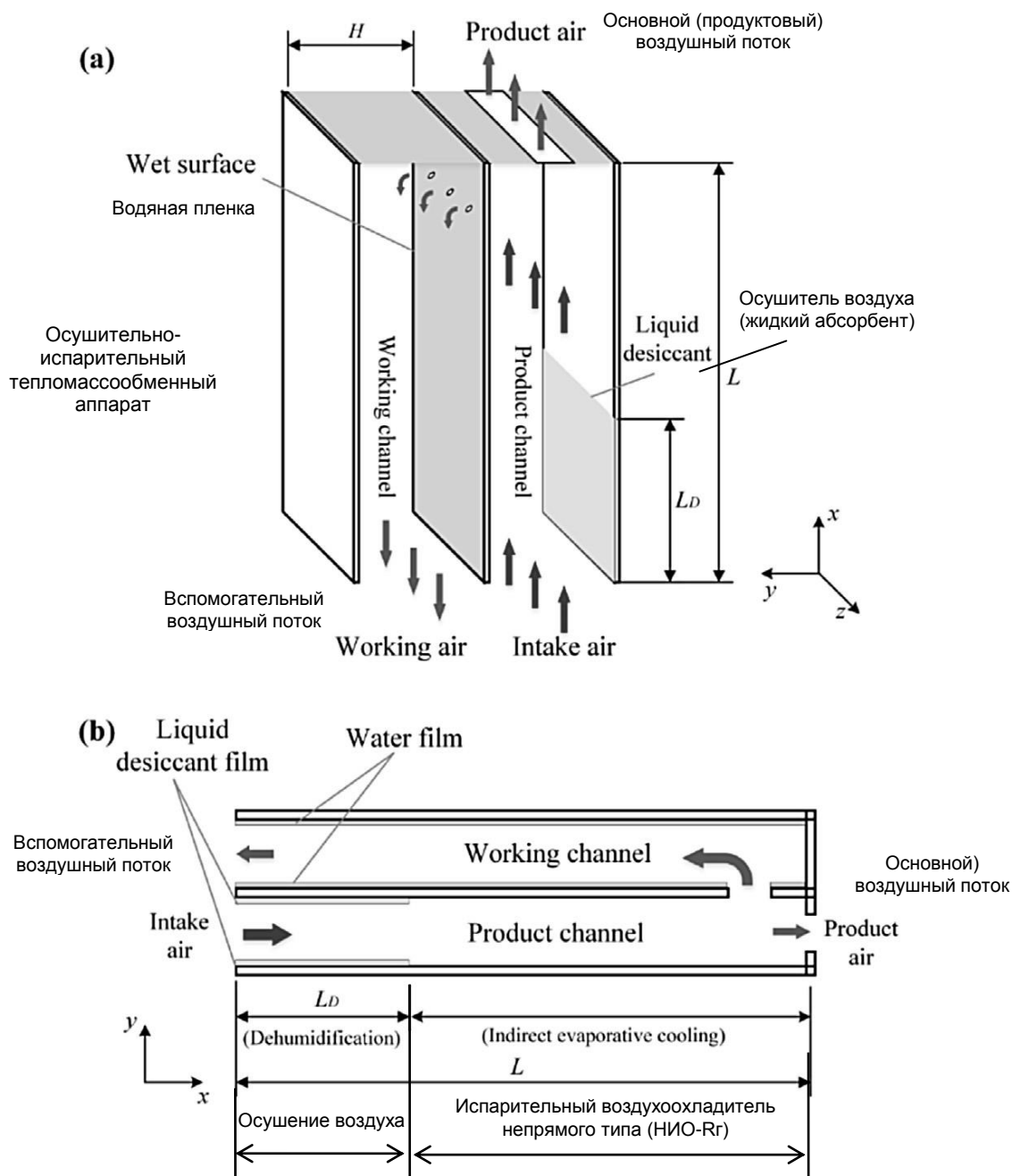
**Рисунок 2.29.** Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением (варианты).

А – абсорбер-осушитель воздуха с внутренним испарительным охлаждением;

Б – абсорбер-воздухоохладитель с внутренним испарительным охлаждением АBRио-Rг;

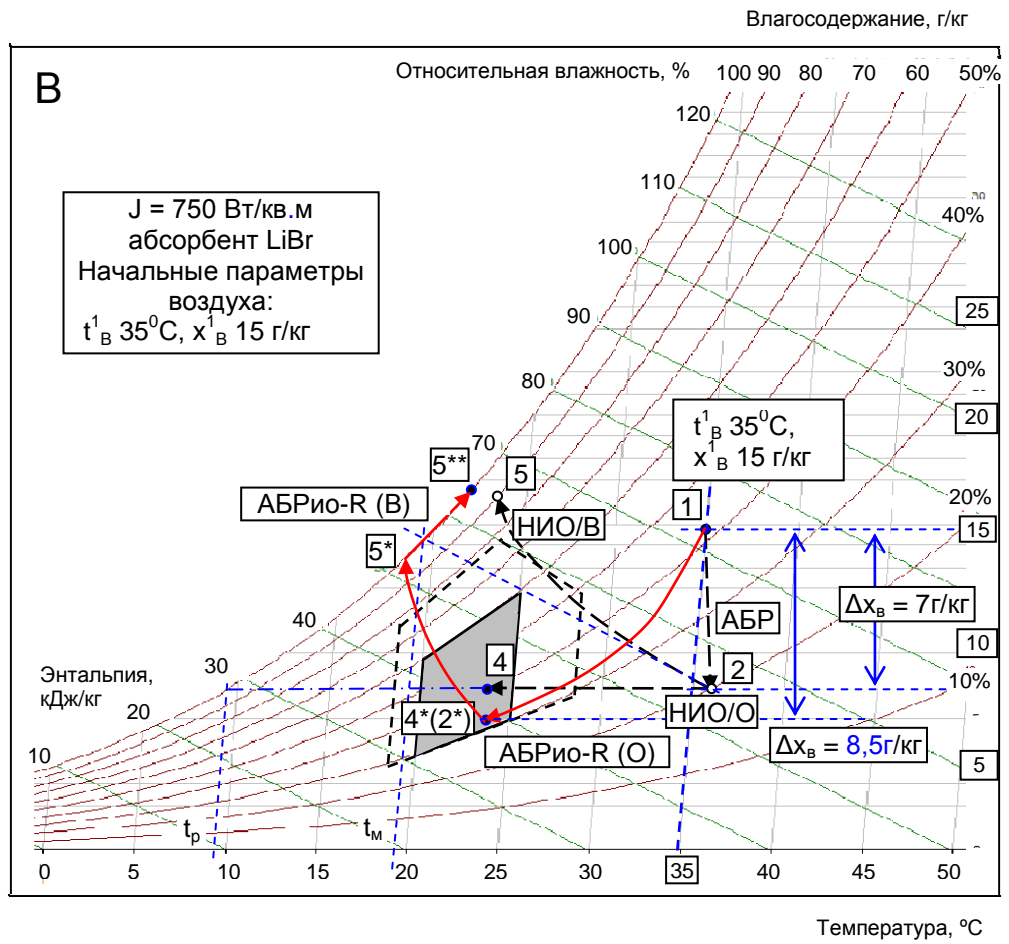
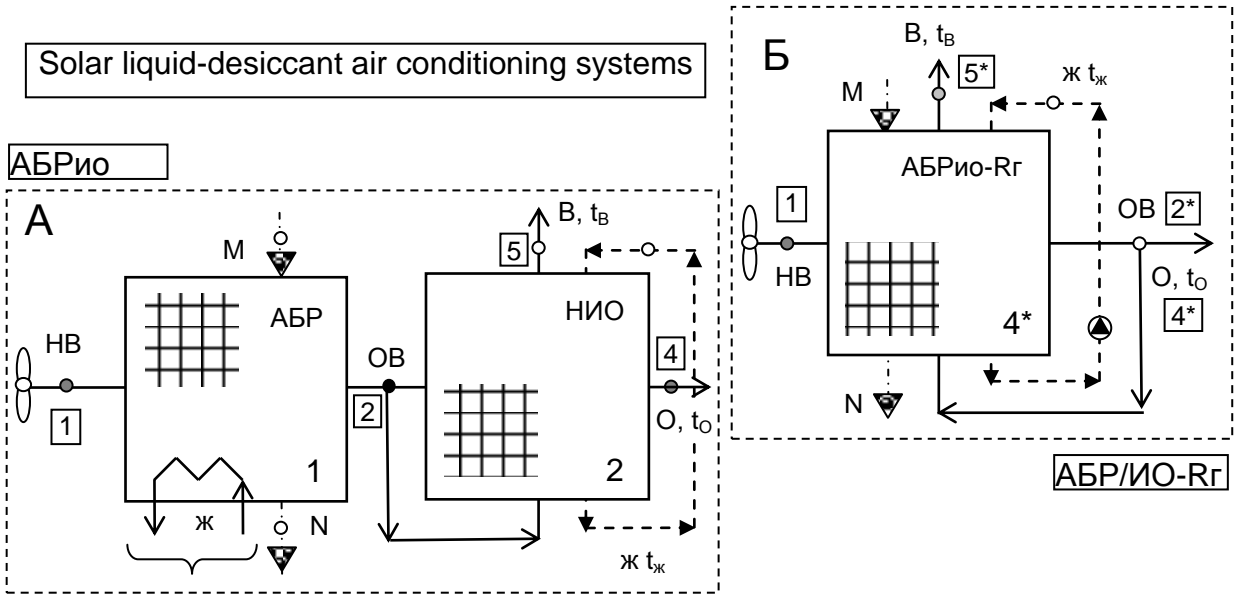
В – абсорбер-водоохладитель с внутренним испарительным охлаждением АBRио-Rж.

Обозначения по рис. 2.26-2.28.



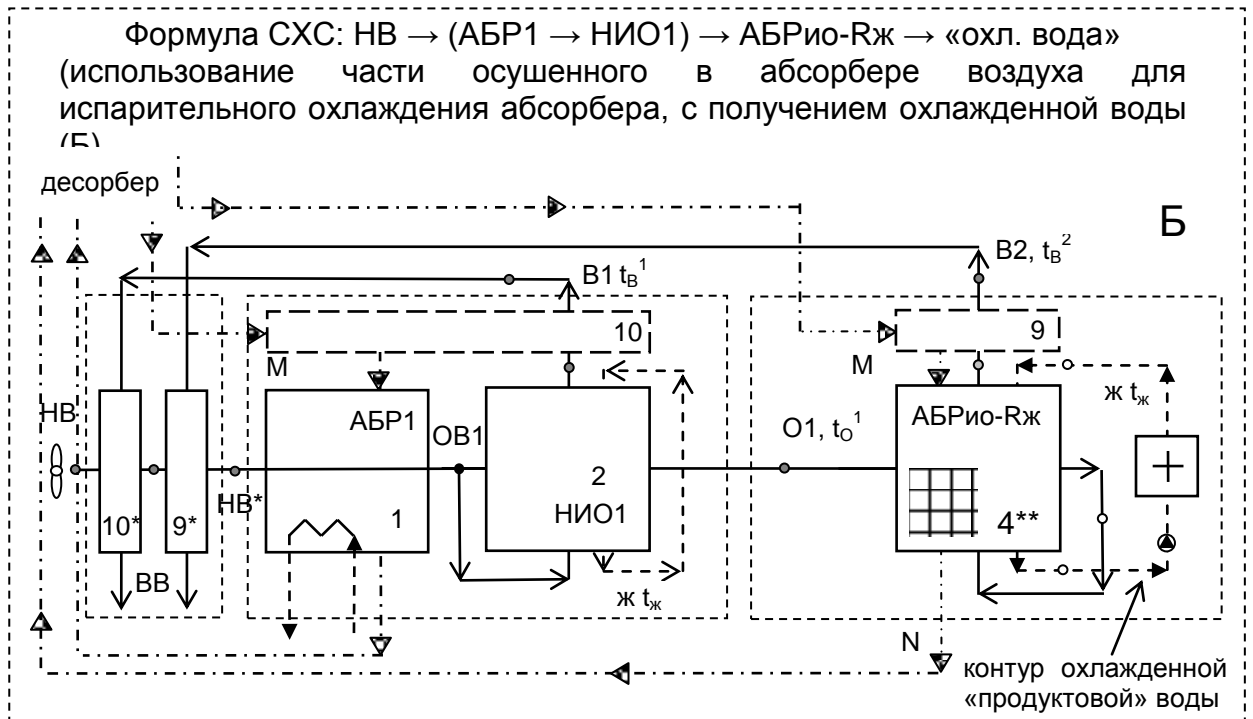
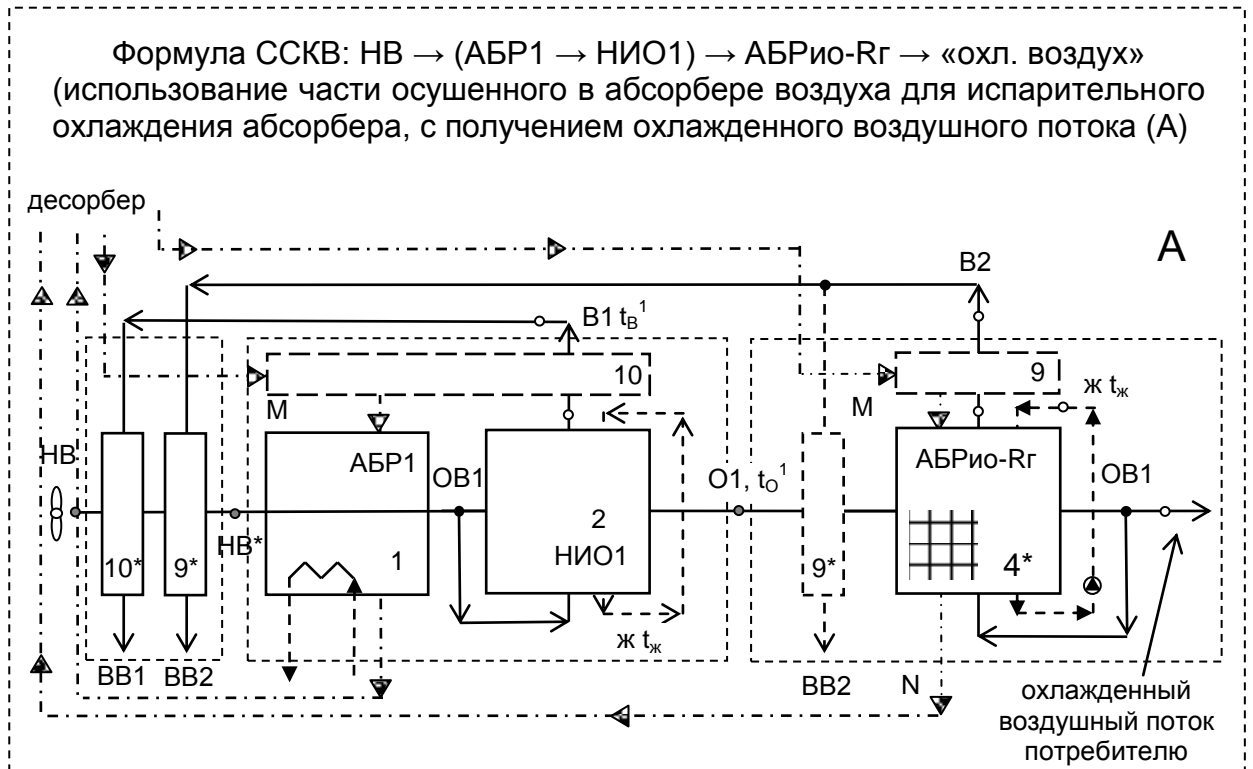
**Рисунок 2.29А.** Вариант абсорбера с внутренним испарительным охлаждением по работе X. Cuia, M.R. Islam, B. Mohan, K.J. Chua. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system. Energy 95 (2016) 303-312.

В «продуктовых каналах, вдоль их длины, совмещены два процесса, осушения наружного воздуха и охлаждение «основного» воздушного потока; причем, в результате испарительного охлаждения «вспомогательного» воздушного потока в «рабочих» каналах обеспечивается последовательное охлаждение каналов «абсорбера» и «сухих» каналов НИОг.



**Рисунок 2.30.** Использование части осушенного в абсорбере воздуха для внутреннего испарительного охлаждения абсорбера (регенеративная схема абсорбера Б). Предварительный сравнительный анализ двух однокаскадных решений: АБР-НИО (А) и АБРИо-Р (Б).

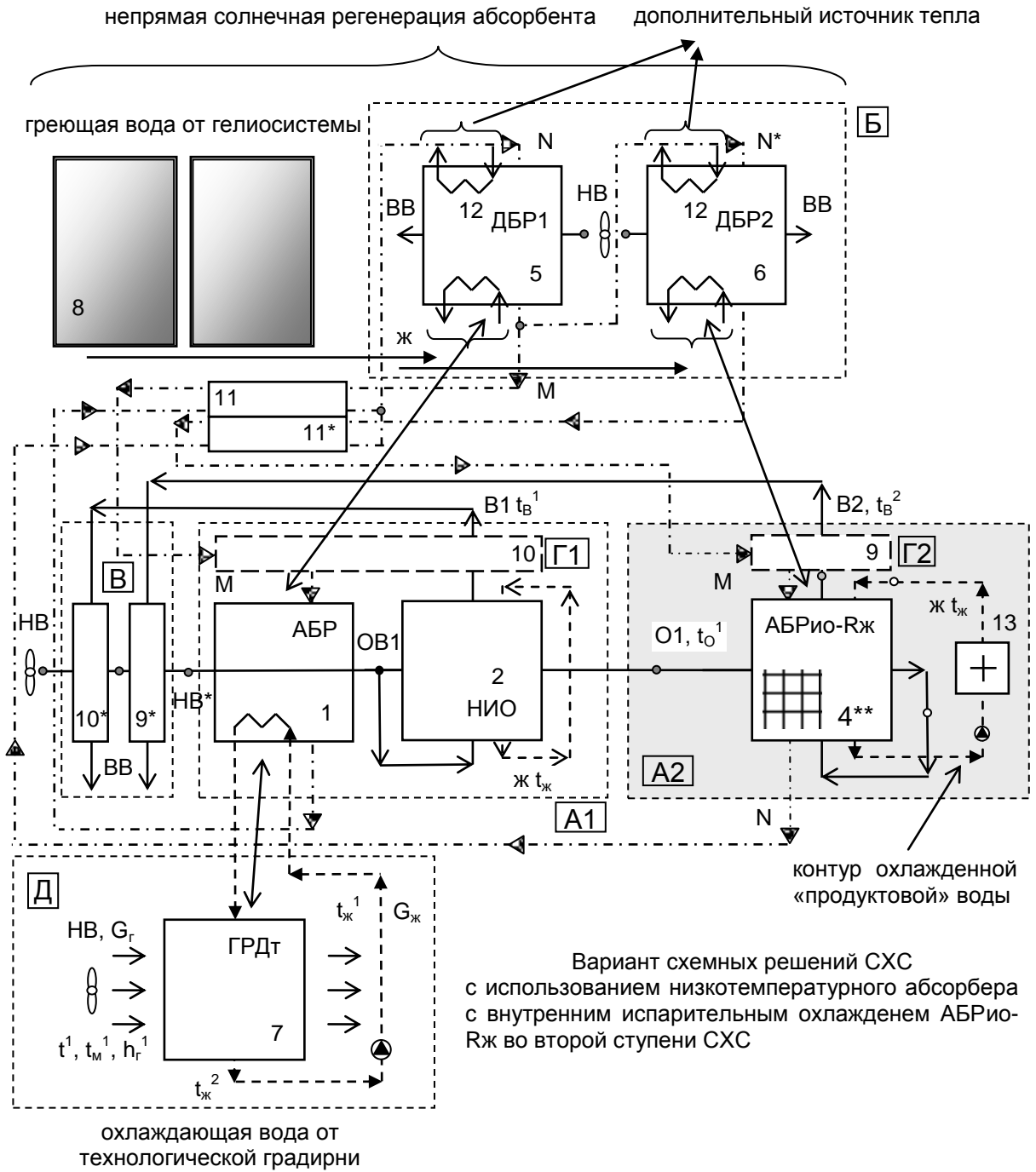
Обозначения по рис. 2.26-2.28, доп.: 1-2\* и 2\*-5\*-5\*\* – процессы осушения воздуха и испарительного охлаждения в АБРИо-Рг.



**Рисунок 2.31.** Принципиальные схемные решения ССКВ и СХС (двухкаскадные схемы) на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио-R (формулы АБР1-НИО1 - АБРио-R).

Обозначения по рис. 2.26-2.28.

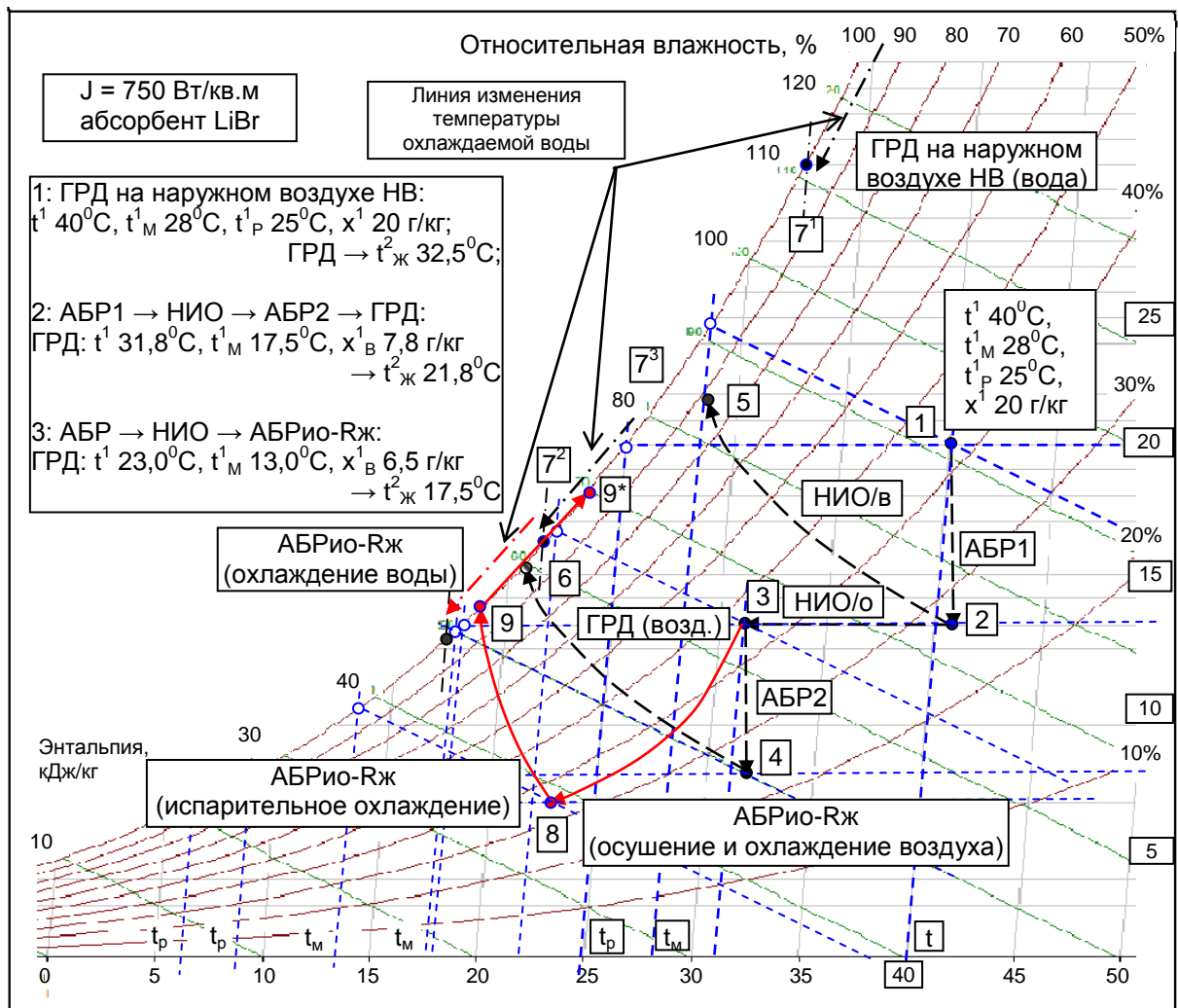
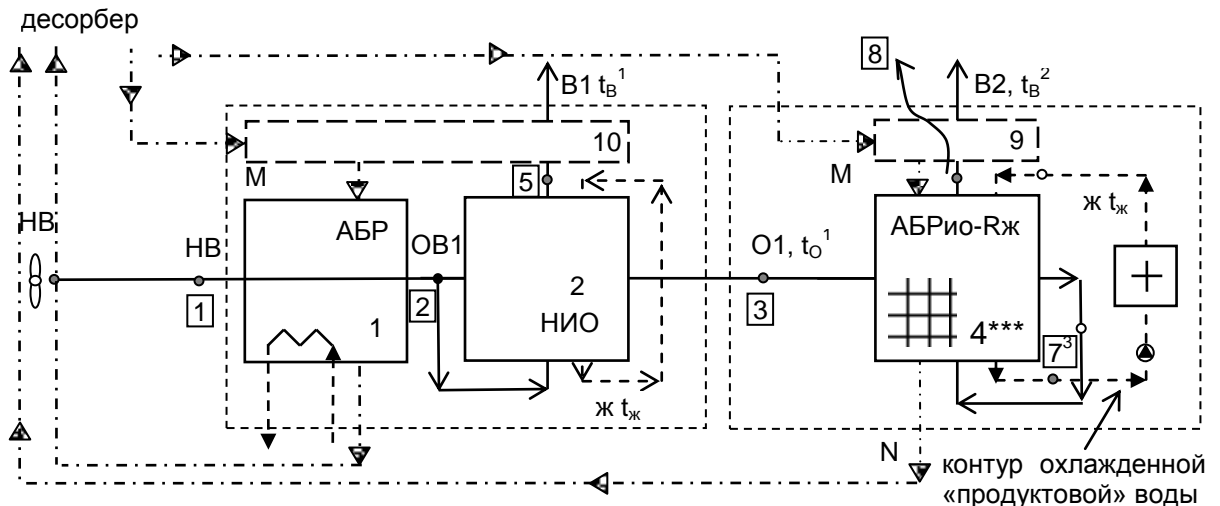
Solar liquid-desiccant cooling systems



**Рисунок 2.32** Принципиальная схема солнечной холодильной системы СХС с использованием абсорбера с внутренним испарительным охлаждением. Формула АБР – НИО (первая ступень) и АБРИо-Рж (вторая ступень солнечной системы, рис. 2.31Б).

Обозначения по рис. 2.26-2.28.

Формула СХС: НВ → АБР1 → НИО1 → АБРио-Рж → «охл. вода»



**Рисунок 2.33.** Принципиальные возможности разработанных СХС по формуле АБР-НИО-АБРио-Рж. Обозначения по рис. 2.26-2.28. Для сравнения приведена СХС по формуле АБР1-НИО1-АБР2-ГРД (рис. 2.22), где пунктиром показаны: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорберах, 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 4-6 – воздух в градирне; 3-8 и 8-9\*-9\*\* – процессы осушения воздуха и испарительного охлаждения в АБРио-Рж. Охлажденная вода: 7<sup>1</sup> – t<sub>ж</sub><sup>2</sup> по формуле НВ-ГРД; 7<sup>2</sup> – t<sub>ж</sub><sup>2</sup> по формуле АБР1-НИО-АБР2-ГРД; 7<sup>3</sup> – t<sub>ж</sub><sup>2</sup> по формуле АБР-НИО-АБРио-Рж.

## **2.5. Полимерный солнечный коллектор СК/П на основе моноблоковых многоканальных структур (раздел)**

### **2.5.1. Основные идеи создания и совершенствования полимерных солнечных коллекторов СК/П**

Ранее в ОГАХ в работах К. Шестопалова, В. Костенюка и Хасана [14] последовательно, на основе комплексной теоретическо-экспериментальной работы, решалась задача совершенствования плоского жидкостного солнечного коллектора, включающая в себя ряд основных новых решений, обеспечивших:

1. Переход от метало-полимерного солнечного коллектора СК/М-П на использование полимерных материалов в конструкции теплоприемника и прозрачного покрытия СК/П обеспечивает снижение веса и стоимости солнечного коллектора [14];

2. Устранение воздушного зазора между теплоприемником и прозрачным покрытием СК, уменьшая высоту и вес солнечного коллектора и, повышая жесткость и надежность конструктивной части СК, приводит к некоторому росту тепловых потерь, обусловленных механизмами конвекции и радиации [14];

3. Использование в качестве прозрачного покрытия (ПП) вместо стекла многоканальной полимерной плиты позволяет компенсировать устранение воздушного зазора, поскольку такое ПП, благодаря наличию воздуха в замкнутых каналах ПП, берет на себя функции подавления тепловых потерь;

4. Переход от четырехстенной к трехстенной моноблоковой композиции обеспечивает существенное снижение уровня тепловых потерь, благодаря снижению величины термического сопротивления на состыковке двух полимерных пластин (нижняя от ПП и верхняя от ТП), так что эффективность оказывается достаточно близкой к эффективности полимерного СК с воздушным зазором [14].

5. В табл. 3.1 (раздел 3) приведены свойства полимерных материалов ПМ и их выбор как для конструирования ТМА солнечных систем, так и для создания СК/П, включая такие важнейшие свойства, как светопропускание, так и устойчивость к ультрафиолетовому излучению УФИ. Ультрафиолетовые лучи (диапазон менее 390 нанометров), которые являются наиболее разрушительными для полимеров, практически не проходят через поликарбонатную панель (ПП солнечного коллектора). Температурный диапазон эксплуатации для полимера СПК Polygal Termogal: от -40 до +120°C; максимальное термическое расширение (при  $\Delta T=80^\circ\text{C}$ ) составляет 2,5 мм/м. Одним из перспективных материалов для конструирования СК/П является поликарбонат, выпускаемый в виде многоканальных плит.

Таким образом, на основе ранее выполненных исследований, нами был принят, при разработке солнечных систем для МЭС, полимерный СК/П на основе трехстенной моноблоковой композиции из поликарбоната (СПК Polygal Termogal), без воздушного зазора между абсорбером (теплоприемником ТП) и прозрачным покрытием (ПП), что, наряду со снижением тепловых потерь, обеспечивает высокую прочность и надежность конструкции коллектора в целом (рис. 2.34). Эта основная концепция иллюстрируется развитием схемных решений плоского полимерного СК/П на рис. 2.34-2.35. Геометрические характеристики разработанных солнечных жидкостных полимерных коллекторов приведены в табл. 2.1.

**Таблица 2.1.**

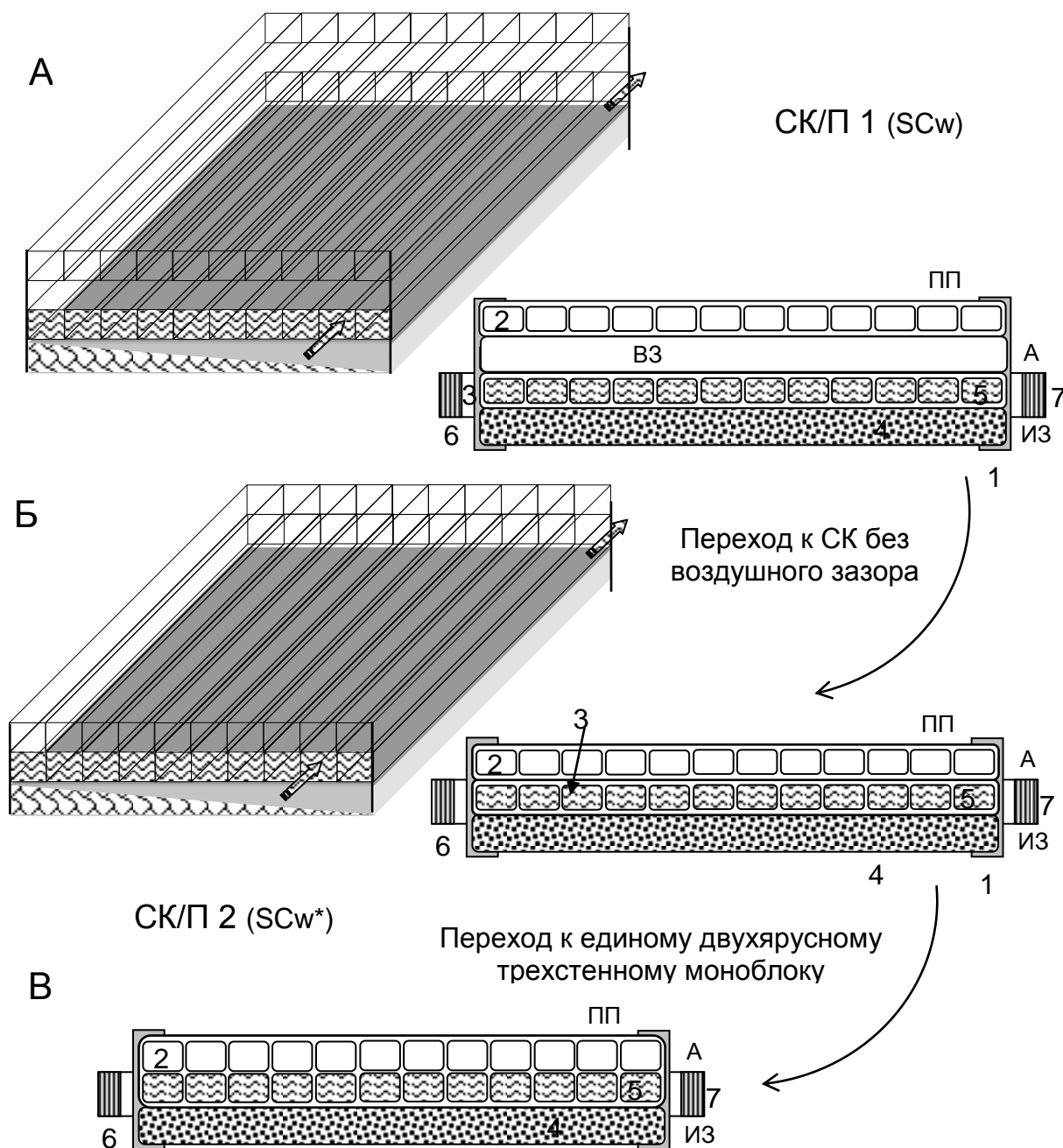
Геометрические характеристики разработанных солнечных жидкостных полимерных коллекторов

|  |  |
|--|--|
| <p align="center"><b>СК/П 1 (SCw)</b><br/>Модификация СК/П с воздушным зазором</p> | <p align="center"><b>СК/П 2 и СК/П 3 (SCw)</b><br/>Модификации СК/П без воздушного зазора<br/>(СК/П 2 – двухъярусная (четырёхстенная) композиция из отдельных многоканальных плит, данные работы [14];<br/>СК/П 3 – единый двухъярусный)</p> |
|--|--|

|                                 |   | моноблок из многоканальной плиты, данные работы [14]) |   |
|---------------------------------|---|---|---|
| Основные габариты СК, HxLxB, мм | 1200x800x100  | Основные габариты СК, HxLxB, мм                       | 1200x800x75   |
| Размер канала ПП, мм            | $l_{пп} \approx 2 - 4h_{пп}$<br>$h_{пп} = 10 - 15$ мм | Размер канала ПП, мм                                  | $l_{пп} \approx 2 - 4h_{пп}$<br>$h_{пп} = 10 - 15$ мм |
| Размер канала абр., мм          | $h_{абр} = l_{абр} = 10$ мм<br>$\delta_{ст} = 0,5$ мм | Размер канала абр., мм                                | $h_{абр} = l_{абр} = 10$ мм<br>$\delta_{ст} = 0,5$ мм |
| Вес СК, кг                      | 15  | Вес СК, кг  | $\approx 14$  |

### 2.5.2. Теоретическая часть. Анализ суммарных тепловых потерь

В разделе приведены результаты ранее выполненных в ОГАХ разработок и полученные характеристики плоского солнечного коллектора СК/П, выполненного из полимерных многоканальных плит, имеющих сотовую структуру, причем такие плиты используются в качестве как теплоприемника ТП (абсорбера), так и прозрачного покрытия (ПП), рис. 2.34. Использование вместо традиционного остекления полимерной плиты с внутренними замкнутыми каналами, позволяет одновременно решать и смысловые задачи воздушного зазора, заключающиеся в подавлении тепловых потерь механизмами конвекции и радиации. Такое ПП может рассматриваться как обычное двойное прозрачное покрытие с воздушным зазором между верхней и нижней пластинами ПП и между нижней пластиной ПП и верхней пластиной теплоприемника ТП, а сам СК представляет собой коллектор с двойным прозрачным покрытием (рис. 2.34А, модификация СК/П 1). Хорошо известно, что использование двойного ПП существенно снижает величину суммарного коэффициента потерь в СК [14, Daffi J.A., Beckman Y.A, 1977, Heat processes with the use of solar energy, Moscow, Mir, pp. 566], но обычно применяемое ПП в виде двойного остекления приводит к росту веса и габаритов СК. В рассматриваемой конструкции полимерного СК черновое покрытие нанесено на нижнюю сторону теплоприемника (абсорбера).



**Рисунок 2.34.** Принцип построения жидкостного солнечного коллектора СК/П.

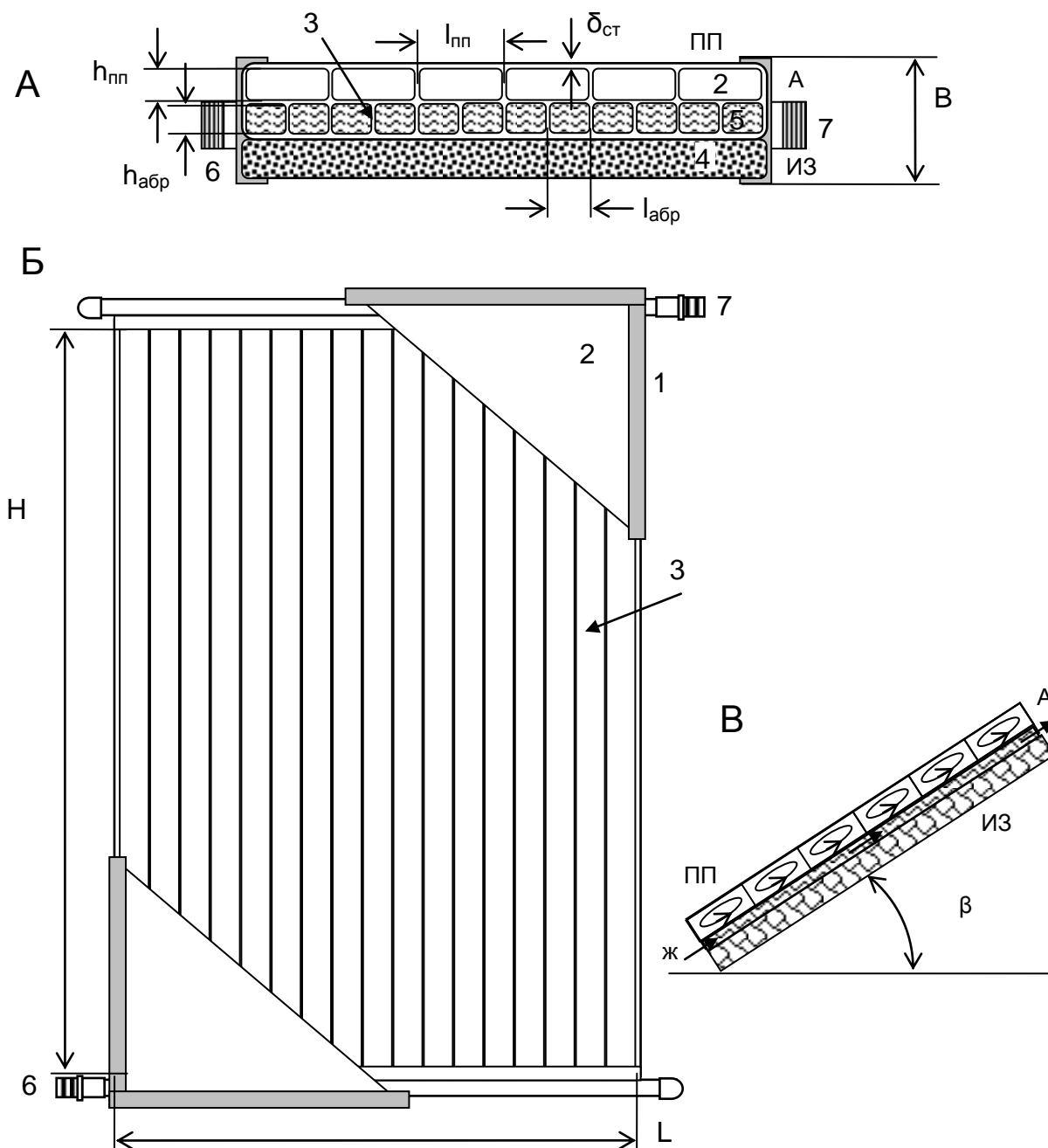
А – СК/П с воздушным зазором между поверхностью теплоприемника и прозрачным покрытием;

Б – СК/П без воздушного зазора;

В – СК/П на основе единого двухъярусного (трехстенного) моноблока из многоканальных поликарбонатных плит

Обозначения: 1 – корпус; 2 – прозрачное покрытие; 3 – теплоприемник; 4 – теплоизоляция; 5 – жидкий теплоноситель (вода); 6,7 – гидравлический коллектор.

Полимерный плоский жидкостной солнечный коллектор СК/П (SCw) в составе абсорбера (теплоприемника), теплоизоляции и прозрачного покрытия в едином моноблоке



**Рисунок 2.35.** Общий вид плоского солнечного коллектора модификации СК/П с теплоприемником и прозрачным покрытием в виде в виде многоканальных полимерных плит.

Это вытекает из результатов исследования [14] при нанесении черного покрытия как на верхнюю, так и на нижнюю стороны теплоприемника.

Коэффициенты теплоотдачи (их радиационные и конвективные составляющие) можно рассчитать по известным выражениям [Daffi J.A., Beckman Y.A, 1977, Heat processes with the use of solar energy, Moscow, Mir, pp. 566]. Для наружной поверхности коллектора можно использовать зависимости:

$$\alpha_{\text{по}}^{\text{к}} = (5.7 + w) \quad (2.1)$$

$$\alpha_{\text{по}}^{\text{р}} = \varepsilon_{\text{п}} \cdot \sigma \cdot (T_{\text{п}} + T_0) \cdot (T_{\text{п}}^2 + T_0^2), \quad (2.2),$$

где:  $\alpha^{\text{к}}$  и  $\alpha^{\text{р}}$  – конвективная и радиационная составляющие коэффициента теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $w$  – скорость ветра над ПП коллектора, м/с;  $\varepsilon_{\text{п}}$  – степень черноты;  $\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м<sup>4</sup>·град<sup>2</sup>). Для всех внутренних полостей коллектора, и, в частности, для поверхности абсорбера:

$$\alpha_{\text{АП}}^{\text{к}} = \left[ 1 - 0.0018 \left( \frac{T_{\text{А}}}{2} + \frac{T_{\text{п}}}{2} - 10 \right) \right] \cdot \left[ 1 - (\beta - 45)(0.00259 - 0.00144 \cdot \varepsilon_{\text{п}}) 1.14 \frac{(T_{\text{А}} - T_{\text{п}})^{0.31}}{\delta_{\text{АП}}^{0.07}} \right] \quad (2.3)$$

$$\alpha_{\text{АП}}^{\text{р}} = \sigma \cdot (T_{\text{А}} + T_{\text{п}}) \frac{T_{\text{А}}^2 + T_{\text{п}}^2}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{А}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{п}}} - 1}, \quad (2.4),$$

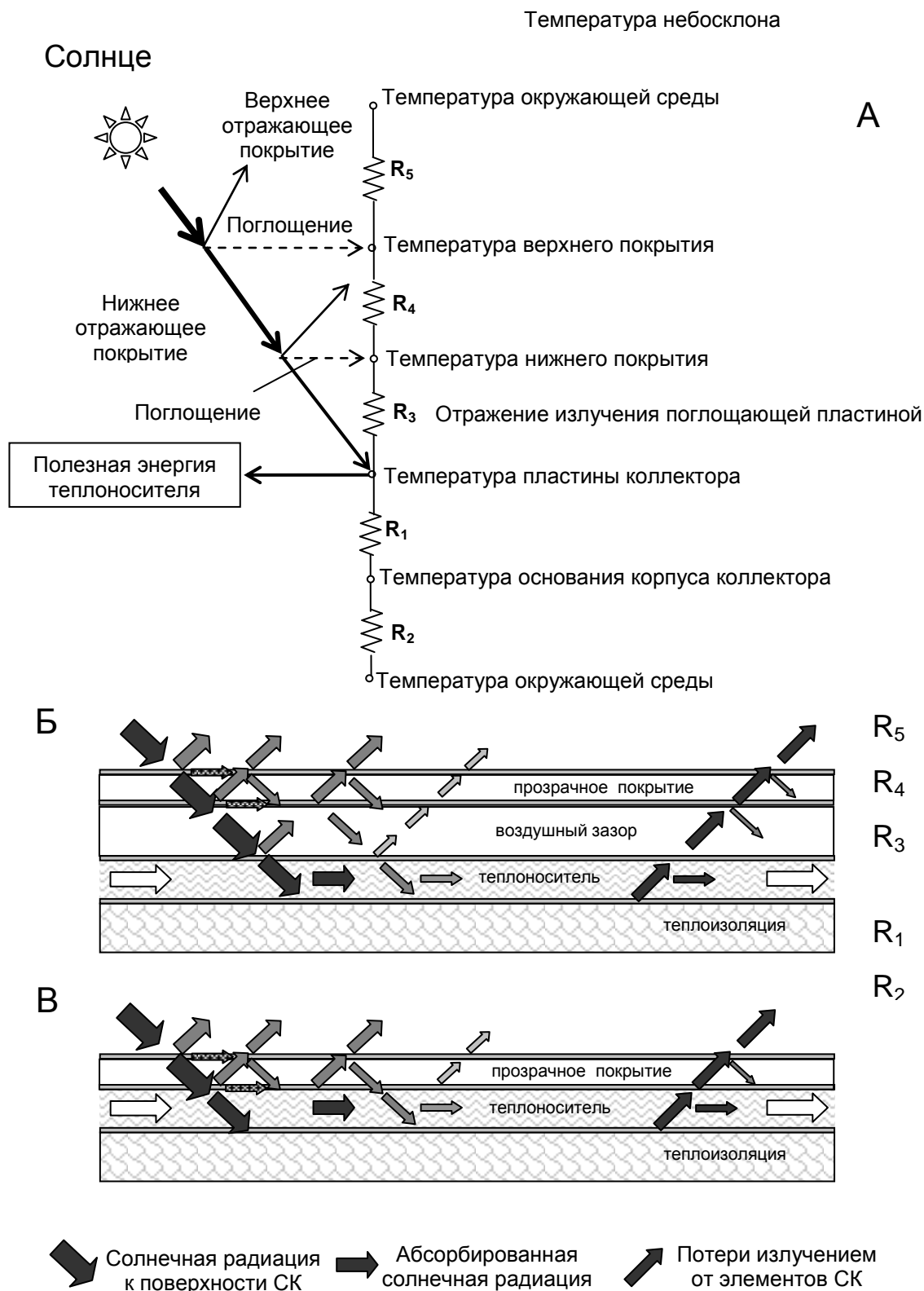
где:  $\beta$  – угол наклона СК к горизонту, град;  $\delta_{\text{АП}}$  – расстояние между поверхностями (теплоприемником и прозрачным покрытием – воздушный зазор), мм. Термические сопротивления на каждом участке СК определяют коэффициент потерь по формуле  $U_i = R_i$ , где  $U_i$  – коэффициент потерь на рассматриваемом участке СК, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $R_i$  – локальное термическое сопротивление, (м<sup>2</sup>·К)/Вт. Величина суммарного коэффициента потерь может быть рассчитана по формуле:

$$U_{\Sigma} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} \quad (2.5)$$

В начальном приближении теплового расчёта СК пренебрегаем влиянием рёбер жёсткости полимерных многоканальных плит. В таком случае тепловой расчёт полимерного коллектора в целом аналогичен расчёту обычных коллекторов с двойным прозрачным покрытием. При расчёте солнечного коллектора были использованы допущения: поток солнечного излучения распределен равномерно по всей пластине коллектора; влиянием процессов протекающих в прозрачном покрытии пренебрегаем; температурный напор между верхней и нижней поверхностью прозрачного покрытия пренебрежимо мал. Можно, на основании выполненных расчетов (рис. 2.37А), сделать выводы:

1. рост высоты верхнего яруса моноблока, выполняющего роль воздушного зазора в традиционной компоновке СК ( $h_{\text{ПП}}$ ) обеспечивает снижение уровня тепловых потерь; повышение высоты прозрачного покрытия свыше  $h_{\text{ПП}} = 20\text{мм}$  нецелесообразно, поскольку, приводя к увеличению суммарной высоты СК в незначительной мере сказывается на снижении суммарных тепловых потерь;

2. переход от четырехстенной к трехстенной моноблоковой композиции обеспечивает существенное снижение уровня тепловых потерь, благодаря снижению величины термического сопротивления на состыковке двух полимерных пластин; переход на моноблоковую полимерную композицию обеспечивает снижение уровня тепловых потерь до уровня потерь в СК/П 1 с воздушным зазором.



**Рисунок 2.36.** Характерная тепловая цепь для полимерного солнечного коллектора СК/П с воздушным зазором между нижней пластиной прозрачного покрытия и верхней пластиной теплоприемника (Б) и без воздушного зазора (В).

### 2.5.3. Анализ экспериментальных результатов

Экспериментальный стенд был оснащён приборами для фиксации уровня солнечной активности, ветронагрузки, температуры и относительной влажности наружного воздуха, и комплектом термопар, обеспечивающим замеры температур в баке-теплоаккумуляторе, а также на входе и выходе из СК/П. Стенд позволял проводить прямые натурные испытания СК/П в открытой среде, индивидуальные, или сравнительные, поскольку имел две параллельные идентичные линии. Испытания СК проводились при естественной циркуляции теплоносителя. Исследовали три варианта СК/П: СК/П 1 с воздушным зазором между ПП и теплоприемником; СК/П 2 – двухъярусная (четырёхстенная) композиция из отдельных многоканальных плит, данные работы [14]; СК/П 3 – единый двухъярусный) моноблок из многоканальной плиты, данные работы [14].

На практике, при анализе характеристик СК вводится понятие эффективности коллектора  $F'$ , представляющее собой отношение термического сопротивления переносу теплоты от поглощающей пластины теплоприемника СК к окружающему воздуху к сопротивлению переносу теплоты от нагреваемой жидкости к окружающему воздуху [Daffi J.A., Beckman Y.A, 1977, Heat processes with the use of solar energy, Moscow, Mir, pp. 566]. Величину  $F'$  для рассматриваемой конструкции СК можно рассчитать по формуле:

$$F' = \frac{1}{\frac{b \cdot U}{\pi \cdot D \cdot \alpha_{ж}} + \frac{b}{D + (b - D) \cdot F}}, \quad (2.6)$$

где  $b$  – расстояние между центрами соседних каналов поликарбонатной плиты, м;  $D$  – внутренний эквивалентный диаметр канала, м;  $\alpha_{ж}$  – коэффициент теплоотдачи от стенки канала теплоприемника к жидкости, Вт/(м<sup>2</sup>·К), ( $\alpha_{ж} \approx 300$  для естественной и  $\approx 1500$  для вынужденной конвекции);  $F$  – эффективность ребра прямоугольного профиля, поскольку в поликарбонатной многоканальной плите отсутствует традиционное

оребрение каналов (трубок) теплоприемника, то принимаем для поликарбонатного СК/П величину  $F = 1$ .

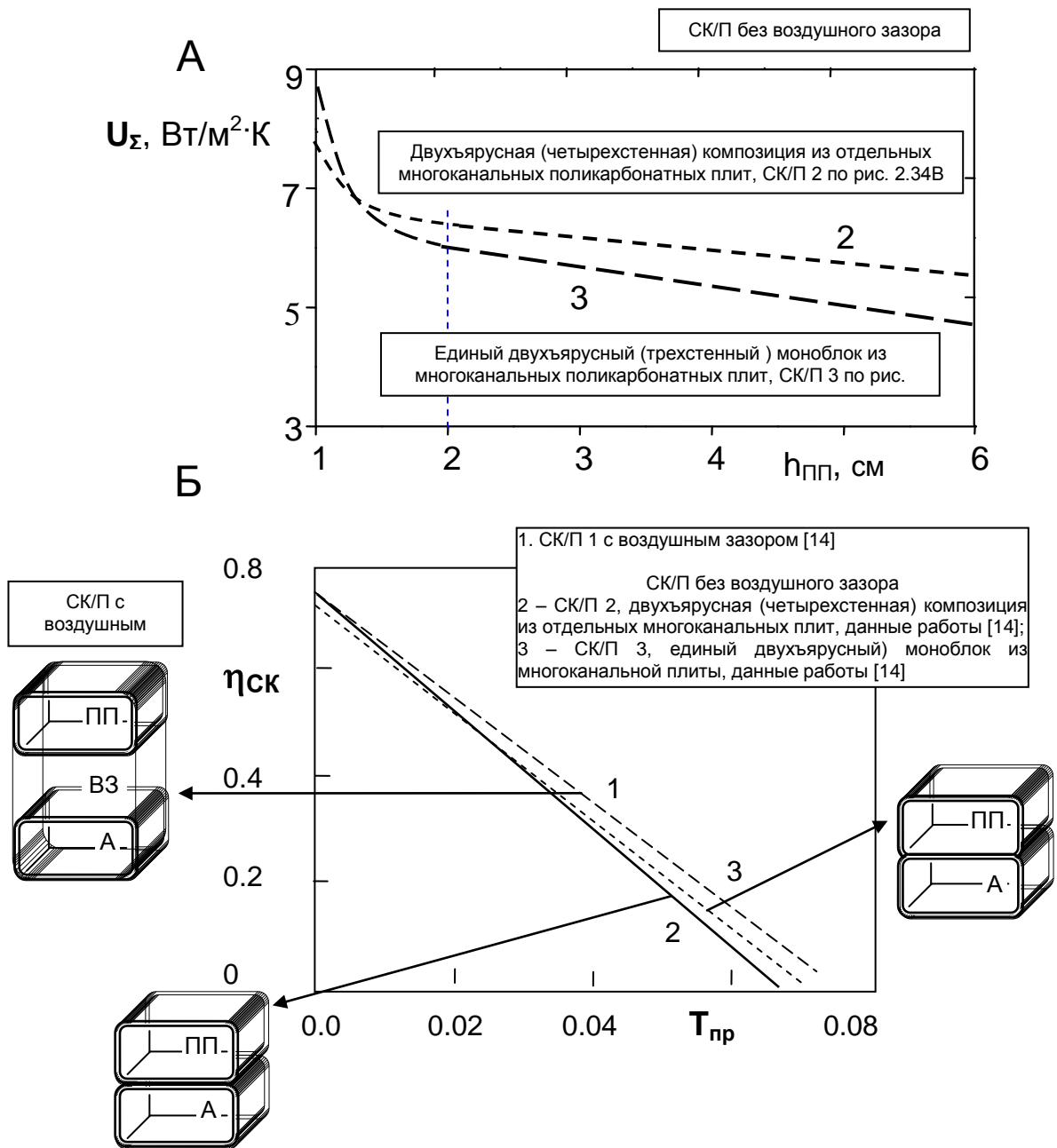
Коэффициент полезного действия СК можно рассчитать по формуле:

$$\eta = \tau \cdot \varepsilon_1 \cdot F' - U \cdot F' \cdot [0.5 \cdot (t_{ж1} + t_{ж2}) - t_0] / J \quad (2.7),$$

где  $t_{ж1}$  – температура жидкости на входе в СК, °С;  $t_{ж2}$  – температура жидкости на выходе из СК, °С. Если  $U_{\Sigma}$  и  $F' = \text{const}$ , зависимость  $\eta$  от  $[0.5 \cdot (t_{ж1} + t_{ж2}) - t_0] / J$  представляет собой прямую линию. Комплекс  $[0.5 \cdot (t_{ж1} + t_{ж2}) - t_0] / J$  называется приведенной температурой ( $T_{пр}$ ).

Результаты экспериментального исследования приведены на рис. 2.37Б в виде зависимости эффективности процесса трансформации солнечной энергии в тепловую энергию жидкого теплоносителя от приведенной температуры. Можно сделать вывод: устранение воздушного зазора, уменьшая высоту и вес СК, приводит к росту тепловых потерь, но переход на моноблоковую полимерную композицию СК/П 3 в свою очередь обеспечивает снижение уровня тепловых потерь, так что эффективность оказывается достаточно близкой к эффективности СК/П с воздушным зазором. Полученный результат, касающийся использования моноблоковых структур в оформлении плоского солнечного коллектора в целом достаточно близок к данным работы Ghoneim A.A., Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of Square-celled honeycomb. *Int. J. of Thermal Science*. 44 (2005) p. 95-105, полученным для варианта полимерного коллектора с сотовой вставкой в воздушном зазоре.

В дальнейшем, при разработке солнечных систем МЭС, основным принятым решением был СК/П на основе трехстенной моноблоковой композиции без воздушного зазора между абсорбером и прозрачным покрытием, что, наряду со снижением тепловых потерь, обеспечивает высокую прочность и надежность конструкции коллектора в целом.



**Рисунок 2.37.** Зависимость коэффициента суммарных тепловых потерь  $U_{\Sigma}$  от высоты прозрачного покрытия  $h_{\text{ПП}}$  (варианты СК/П без воздушного зазора) – А.

В – Зависимость КПД полимерных СК от приведенной температуры.

## 2.6. Выводы по второму разделу

1. Разработана концепция создания нового поколения многофункциональных солнечных систем МЭС, основанная на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоящая из осушительной части в составе абсорбера-осушителя – десорбера-регенератора и охлаждающей части, в составе испарительных охладителей газов и жидкостей; работу десорбера-регенератора обеспечивает солнечная система; оптимальным для устойчивой работы МЭС является рациональное сочетание альтернативного и традиционного источников энергии;

2. Холодильные системы ХС и системы кондиционирования воздуха СКВ могут базироваться только на испарительных водоохладителях прямого типа (градирня ГРД в ХС) и воздухоохладителях непрямого типа (НИО в СКВ), но возможности их использования ограничены величиной влагосодержания наружного воздуха  $x \leq 12,0$  г/кг, при этом:

– Комбинированное решение по схеме НИО-ПИО позволяет в СКВ снизить удельные энергозатраты при достижении параметров комфортности воздушной среды; это двухступенчатая схема испарительных воздухоохладителей, при которой основной воздушный поток из НИО поступает на дальнейшее охлаждение в ПИО, где он протекает при постоянном значении энтальпии воздуха (см. рис. 2.14Б);

– Комбинированное решение охладителя по схеме НИО-ГРД (двухступенчатая схема, при которой основной воздушный поток из НИО поступает в ГРД, где он взаимодействует с охлаждаемой водой) позволяет в ХС снизить уровень охлаждения в направлении предела охлаждения  $t^1_M$  (например, при  $t^1_M = 24^0\text{C}$ , охлаждение в ГРД обеспечивает  $t^2_{\text{ж}} = 29,0^0\text{C}$ , охлаждение в НИО → ГРД обеспечивает  $t^2_{\text{ж}} = 26,5^0\text{C}$ );

3. При влагосодержании  $x \geq 12,0$  г/кг задача обеспечения комфортных параметров воздуха в СКВ, либо требуемой глубины охлаждения в ХС, может быть решена только предварительным осушением воздушного потока и последующим использованием методов ИО;

4. Основным элементом солнечных многофункциональных систем является комплекс взаимосвязанных ТМА в виде автономного блока [(ДБР ↔ АБР) – ГРД] для создания СХС и [(ДБР ↔ АБР) – НИО] для создания ССКВ, последний используется также в виде первой ступени многоступенчатых СХС и ССКВ;

5. Разработаны варианты ССКВ по формулам:

– АБР – НИО с осушением как основного, так и вспомогательного воздушных потоков (рис. 2.14);

– НИО – АБР – НИО с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед второй ступенью НИО, рис. 2.16;

– АБР – НИО с осушением только вспомогательного воздушного потока, либо с частичным осушением и основного воздушного потока (рис. 2.15), что позволяет снизить удельные энергозатраты и оперативно реагировать на изменение параметров наружного воздуха;

6. Разработаны варианты СХС по формулам:

– АБР – ГРД (рис. 2.19Г);

– АБР – НИО – ГРД (рис. 2.19Г); здесь осушение наружного воздуха обеспечивает как интенсификацию процессов в НИО, так и в градирне, в которую поступает основной воздушный поток из НИО;

– НИО – АБР – ГРД, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед градирней ГРД;

– Особый интерес представляют варианты СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для предварительного охлаждения воздушного потока, поступающего в градирню (чиллер) по формуле [(ДБР ↔ АБР ↔ ГРД)] (рис. 2.24А); здесь пределом охлаждения является температура точки росы наружного (поступающего на охлаждение) воздуха, что существенно расширяет возможности солнечных систем;

7. Несомненный практический интерес представляет возможность использования «выбросных», увлажненных, но холодных воздушных потоков из охладителей ГРД и НИО первой и второй ступеней солнечных систем:

– по формулам [т/о – НИО], [т/о – АБР – НИО], [АБР – т/о – НИО], [т/о – АБР – т/о – НИО] (использование вспомогательного воздушного потока, покидающего НИО каждой из ступеней для предварительного охлаждения воздуха на различных участках ССКВ, см., например, рис. 2.14 и 2.15 для одноступенчатых МСС и рис. 2.18 для многоступенчатых ССКВ);

– по формулам [т/о – ГРД], [т/о – АБР – ГРД], [АБР – т/о – ГРД], [т/о – АБР – т/о – ГРД] (использование воздушного потока, покидающего градирню, особенно во второй ступени охлаждения, для предварительного охлаждения воздуха на различных участках СХС, см., например, рис. 2.20 для многоступенчатых СХС);

8. Использование многоступенчатого осушения воздушного потока обеспечивает последовательный рост эффективности процесса абсорбции и существенное снижение пределов испарительного охлаждения сред (газов или жидкостей);

9. Использование многоступенчатой регенерации абсорбента (многоступенчатые десорберы), обеспечивает последовательный рост концентрации абсорбента, поступающего в сопряженные с ними абсорберы-осушители воздуха, что повышает глубину охлаждения сред в СХС и достижение параметров комфортности воздуха при любых, самых тяжелых внешних условиях (по температуре и влажностному содержанию наружного воздуха) в ССКВ;

10. Для одноступенчатых охладителей, работающих по формуле [(ДБР ↔ АБР) – ГРД] ((ДБР ↔ АБР) – НИО)) пределом охлаждения является температура точки росы наружного (поступающего на охлаждение) воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей в целом;

11. Двухступенчатая ССКВ с одним (единым для двух ступеней охлаждения) десорбером по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2, либо с несколькими десорберами, каждый из которых обслуживает соответствующую ступень абсорбции по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2, обеспечивает получение комфортных параметров воздуха независимо от уровня температуры и влагосодержания наружного воздуха, не имеет климатических ограничений использования и полностью устраняет традиционную парокомпрессионную технику для решения задач кондиционирования воздуха в СКВ;

12. Двухступенчатая СХС по формуле с одним десорбером, обслуживающим обе ступени охладителя НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД, либо с двухступенчатым десорбером, где каждая ступень регенерации сориентирована на обслуживание соответствующего абсорбера-осушителя воздуха обеспечивает глубокое охлаждение воды (НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД);

13. Переход к многоступенчатому охлаждению в СХС и ССКВ обеспечивает возможность глубокого охлаждения сред и существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей, исключая опасность резкого снижения эффективности процессов в связи с проблемой реконденсации влаги на низкотемпературных ступенях охлаждения;

14. Перспективным решением является использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио; решения ССКВ на основе АБРио-Рг [НВ → (АБР1 → НИО1) → АБРио-Рг → «воздух, прошедший термовлажностную обработку»] и СХС на основе АБРио-Рж [НВ → (АБР1 → НИО1) → АБРио-Рж → «охлажденная вода»] позволяют устранить из схемы отдельный испарительный охладитель второй ступени (НИО или ГРД, соответственно), снизив, тем самым, габариты, вес и стоимость системы в целом.

## РАЗДЕЛ 3

### РАЗРАБОТКА ТЕПЛОМАССОБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ ОСУШИТЕЛЬНОГО И ОХЛАДИТЕЛЬНОГО КОНТУРОВ СОЛНЕЧНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ СИСТЕМ

#### 3.1. Идеология создания компактной ТМА для осушительного и охладительного контуров солнечных систем

Как было показано, сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Эффективность испарительного охлаждения сред ограничена климатическими условиями, тем не менее, интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой. Испарительные охладители могут использоваться как в автономном варианте, так и в комбинированных системах, например в составе солнечных осушительно-испарительных охладителей, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред в холодильных системах и термовлажностную обработку воздуха в системах кондиционирования.

Солнечная многофункциональная энергетическая система МЭС включает многочисленные ТМА в осушительной и охладительной частях (см. раздел 2). Ранее, в работах ОГАХ [1-21] было показано, что преимущественное использование в мировой практике, при создании различных энергетических систем получили распространение ТМА пленочного типа с насадками многоканальной структуры, благодаря их высокой компактности, разделительному течению контактирующих потоков газа и жидкости в каналах насадки, высокой интенсивности реализуемых процессов теплообмена, и сравнительно малым аэродинамическим

сопротивлениям (малым энергозатратам на организацию движения потоков газа и жидкости).

По конструктивному признаку насадки ТМА делятся на регулярные насадки РН (упорядоченные многоканальные структуры) и неупорядоченные насадки. К насадкам регулярного типа РН относятся листовая, блочная, рулонная, сотовая, полочная, кольцевая (при правильной укладке), сетчатая, а также выполненные в виде различных сложных объемно-пространственных структур. На основании работ, выполненных фирмой Зульцер, итальянским центром атомных исследований, фирмой АВ Carl Munters, фирмой Thermotank [14] и др. установлено, что для создания пленочных ТМА оптимальны упорядоченные симметричные насадки с вертикальным либо косым каналами замкнутого либо частично замкнутого типа. Такие РН выполняются на основе профилированных листов (гофрировка, штамповка). Используются также РН с невертикальными каналами с асимметричным расположением соседних листов в наборе. Широкое распространение в зарубежной практике получили поперечноточные ТМА с РН, серийный выпуск которых в качестве градирен освоен на фирмах «Экодин Флуэр кулинг продакс»; Deltatechnology в США; Luwa в ФРГ; Gebruder Sulzer Gesellschaft в Швейцарии [14] и др. Обладая рядом технологических и эксплуатационных достоинств, такие насадки могут широко применяться в холодильных системах и в СКВ. Специальный анализ типов РН для пленочных ТМА приведен в исследовании [13].

### **3.1.1. Основные требования к компоновке и насадкам ТМА солнечных систем**

Основными проблемами для ТМА пленочного типа, общими как для ТМА осушительного (абсорбер АБР и десорбер ДБР), так и ТМА охлаждающего контуров (испарительные водо- и воздухоохладители, градирня ГРД и НИО, соответственно) солнечных систем являются:

- Выбор принципиального типа ТМА, унифицированного для аппаратов осушительного и охладительного контуров;
- Выбор типа насадки (многоканальной, с идентичными каналами, либо с каналами нескольких типов, чередующихся в объеме насадки ТМА, в зависимости от характера реализуемого процесса тепло-массообмена), включая решение следующих принципиальных вопросов:
  - насадочный слой должен быть унифицирован, т.е. в равной мере применим для противо- и поперечноточной схем контактирования газа и жидкости, особенно это важно для испарительных охладителей непрямого типа НИО, где взаимодействуют два воздушных и один водяной потоки;
  - при малом сопротивлении газовому потоку (с учетом используемых низконапорных вентиляторов), насадка должна обладать большой удельной поверхностью;
  - плотность слоя выбирается с учетом явлений устойчивости в системе: захлебывания для противотока и продольного сноса жидкости при поперечноточном контакте сред, а также возможных отложений на рабочих поверхностях [14].
  - насадка должна обладать коррозионной стойкостью в рабочих средах, отличаться простотой конструктивного исполнения и технологичностью, а также низкими массогабаритными показателями;
- Выбор оптимальной формы канала для взаимодействия газа и жидкости, как для аппаратов «прямого» типа (непосредственный контакт потоков газа и жидкости, градирни ГРД, абсорберы АБР и десорберы ДБР), так и для ТМА непрямого типа (НИО, АБРио и др.); поскольку для многоканальной пленочной РН принципиально важен вопрос о качестве распределения жидкости между каналами, слой РН должен способствовать равномерному вводу жидкости и благоприятному ее перераспределению между соседними каналами;
- Выбор правильной схемы контактирования потоков газа и жидкости в аппарате при совместной компоновке многочисленных ТМА

осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем, с учетом минимизации поворотов воздушных потоков и снижения энергозатрат на организацию движения теплоносителей;

- Проблема смоченности поверхностей многоканальных насадок, образованных из чередующихся каналов для прямого и непрямого контактирования газо-жидкостных потоков; эта проблема, в свою очередь, обусловлена:

- правильным выбором материала насадки (возможность перехода на полимерные материалы в конструкции насадки ТМА, как для ТМА прямого, так и непрямого типа);

- организацией поверхности листа насадки, по которой стекает жидкостная пленка (профилирование поверхности [14], использование регулярной шероховатости поверхности [13] и пр.)

### **3.1.2. Перспективы использования полимерных материалов в конструкции пленочных ТМА**

В зарубежной практике в последнее десятилетие материалом элементов РН чаще всего являются пластмассы: полиэтилен высокой плотности, ударопрочный полистирол, поливинилхлорид, полипропилен [14, Горин А.Н. А.В. Дорошенко Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. – Одесса; Донецк: Норд-Пресс, 2007. – С. 362]. Плохая смачиваемость пластмасс компенсируется приданием поверхности листов сложной формы, нанесением микрошероховатостей на поверхности насадочных элементов, применением различных перераспределителей контактирующих потоков газа и жидкости и турбулизаторов. Из выпускаемых в Украине пластмасс можно рекомендовать листовую винипласт, ударопрочный полистирол, полиэтилентерефталатную пленку Э5-04, ударопрочный полистирол. Отметим, что биологическая коррозия пластмасс может представлять серьезную опасность, особенно при эксплуатации в среде с высокой относительной влажностью при  $t = 35-40^{\circ}\text{C}$ .

Выбор материала для изготовления насадки основан на результатах предварительного исследования, выполненных ранее в ОГАХ [14]. Было отмечено, что РН из «гладких» листов алюминиевой фольги и полистирола обеспечивают близкие результаты и несколько лучшие характеристики первой объясняются хорошей смачиваемостью материала. Появление в условиях эксплуатации отложений на рабочих поверхностях должно нивелировать это преимущество.

Одной из задач настоящего исследования является изучение возможности применения в конструкции пленочных ТМА полимерных материалов (ПМ). Был проведен анализ ПМ, которые могут быть использованы в конструкции ТМА. Их основные свойства представлены в табл. 3.1, а геометрия на рис. 3.1 и 3.2, и в табл. 3.2-3.4.

Видно, что одним из перспективных материалов является поликарбонат, выпускаемый в виде многоканальных плит. Плита сотового поликарбоната представляет собой два параллельных листа с поперечными перегородками в цельной единой структуре (рис. 3.2.В). Температурный диапазон эксплуатации для поликарбоната составляет от  $-40$  до  $+120$  °С, что позволяет использовать его в «открытых» системах, к которым относятся испарительные охладители, абсорберы и десорберы. Максимальное термическое расширение (при  $\Delta T=80$ °С) составляет 2,5 мм/м. При длительном воздействии солнечного излучения важное значение имеет устойчивость материала к ультрафиолетовому излучению УФИ. Поликарбонатные панели ПК производятся со специальным покрытием, предотвращающим разрушающее воздействие УФИ на материал такой насадки. ПК устойчив ко многим химическим веществам, включая минеральные кислоты высокой концентрации, многим органическим кислотам, нейтральным и кислым растворам солей, многим жирам, парафинам, насыщенным алифатам и циклоалифатам, кроме метилового спирта. ПК разрушается водным или спиртовым раствором щелочей, аммиаком или его растворами и аминами. Степень чувствительности к

воздействию химикалиев зависит от таких факторов, как концентрация, температура и продолжительность контакта с поверхностью материала. Этот вопрос для аппаратов испарительного охлаждения ГРД и НИО, а также для ТМА осушительного контура АБР и ДБР является чрезвычайно важным, поскольку в подобных открытых системах могут накапливаться вредные вещества и формироваться растворы слабых кислот [14].

Сотовые панели из ПК отличаются высокими механическими характеристиками, такими, как твердость и стойкость к ударным воздействиям при длительном содержании на открытом воздухе. Панели из ПК прошли несколько международных тестов: в США – ASTM E822 – 87, в Швейцарии – успешный тест ЕМРА согласно SIA Norm 280 (1977). Испытания по методу Гарднера – метод определения стойкости к ударам падающих предметов (Gardner Falling Dart Impact Test) – показали, что сотовые поликарбонатные панели обладают высокой степенью поглощения энергии по сравнению с другими материалами. Это свойство гарантирует высокую стойкость к воздействию града и падающих предметов. Испытания на открытом воздухе, которые проводились в течение 7 лет в США, в штатах Аризона и Флорида, а также в Германии и в Израиле, показали высокую ударную стойкость поликарбонатных плит.

**Таблица 3.1.** Свойства полимерных материалов

| Обозначение | Полное название                     | Устойчивость к УФИ | Устойчивость к гидролизу | Светопротекание, % | Макс. температура, °С |
|-------------|-------------------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------|-----------------------|
| PP          | Полипропилен                        | Плохая             | Отличная                 | 70 - 80            | 90-120                |
| PS/SAN      | Стиреновые пластики                 | Плохая             | Хорошая                  | 90                 | 120                   |
| PMMA        | Полиметилметакрилат (акрил)         | Отличная           | Отличная                 | 92                 | 100                   |
| PC (ПК)     | Поликарбонат (СПК Polygal Termogal) | Хорошая            | Плохая                   | 90                 | 135                   |
| PSU         | Полисульфон                         | Плохая             | Средняя                  | 77                 | 140                   |
| PES         | Полиэтилсульфон                     | -                  | Плохая                   | 77                 | 180                   |
| PEI         | Полиэтиламид                        | Хорошая            | Отличная                 | -                  | 200                   |

|            |                      |         |          |         |        |
|------------|----------------------|---------|----------|---------|--------|
| PA         | Полиамид             | Плохая  | Хорошая  | -       | 100    |
| CA/CAB/CAP | Целлюлозные пластики | Хорошая | Отличная | 88      | 115    |
| PVC        | Поливинилхлорид      | Плохая  | Отличная | 77 - 82 | 90-100 |
| PMP        | Полиметилпентан      | Плохая  | Отличная | 90      | 160    |

Примечания:

Панели поликарбоната имеют светопропускание 70 – 82%, в зависимости от толщины панели, как показано в табл. 3.1. Ультрафиолетовые лучи (диапазон менее 390 нанометров), которые являются наиболее разрушительными для полимеров, практически не проходят через поликарбонатную панель. Температурный диапазон эксплуатации: от -40 до +120°С; максимальное термическое расширение (при  $\Delta T=80^{\circ}\text{C}$ ) составляет 2,5 мм/м. Фирмы, производящие ПК панели: MARLON, AKYVER, MAKROLON, POLYGAL PCSS.

### **3.1.3. Основные принципы построения насадочных модулей ТМА солнечных систем. Типы и геометрия насадочных поверхностей ТМА осушительного и охладительного контуров солнечных систем**

Выбор основной схемы контактирования газовых и жидкостных потоков в ТМА солнечных систем (рис. 3.1) обусловлен характером решаемой задачи. Например, в ТМА с прямым (непосредственным) контактом газа и жидкости могут использоваться, как противо- так и поперечноточные схемы контактирования, в зависимости от взаимной компоновки аппаратов в составе солнечных систем. Здесь отметим, что поперечноточная схема обеспечивает возможность роста скорости воздушного потока (см. раздел 4), исключая развитие режима «захлебывания» насадки ТМА и обращения схемы контактирования в восходящий прямоток [13, 14].

Определяющее важной для пленочных ТМА является проблема смоченности поверхности насадки. Она была рассмотрена ранее в работах

[13, 14]. Было отмечено, что в среднем величина смоченной поверхности  $F_m$  составляет от 25 до 60%. Решением проблемы является профилирование рабочих поверхностей и использование регулярной шероховатости поверхности [13, 14].

Форма каналов насадки ТМА определяется характером реализуемого процесса. На рис. 3.2 представлены основные элементы полимерных поверхностей, использованные при конструировании (разделы 3.2.1 и 3.2.2) насадок ТМА осушительного и охладительного контуров солнечных систем, а в табл. 3.2-3.4 их геометрические характеристики.

**Таблица 3.2.** Геометрические характеристики поликарбонатных многоканальных плит (тип I, рис. 3.2А)

| A (E), мм | Масса, кг/м <sup>2</sup> | B1, B2, мм | C, мм | D (P), мм |
|-----------|--------------------------|------------|-------|-----------|
| 10        | 1,70                     | 0,46       | 0,39  | 11,0      |
| 15        | 1.95                     | 0.50       | 0.41  | 20.0      |
| 20        | 2.30                     | 0.65       | 0.43  | 25.0      |

**Таблица 3.3.** Геометрические характеристики поликарбонатных элементов ребристого типа (тип II, рис. 3.2Б)

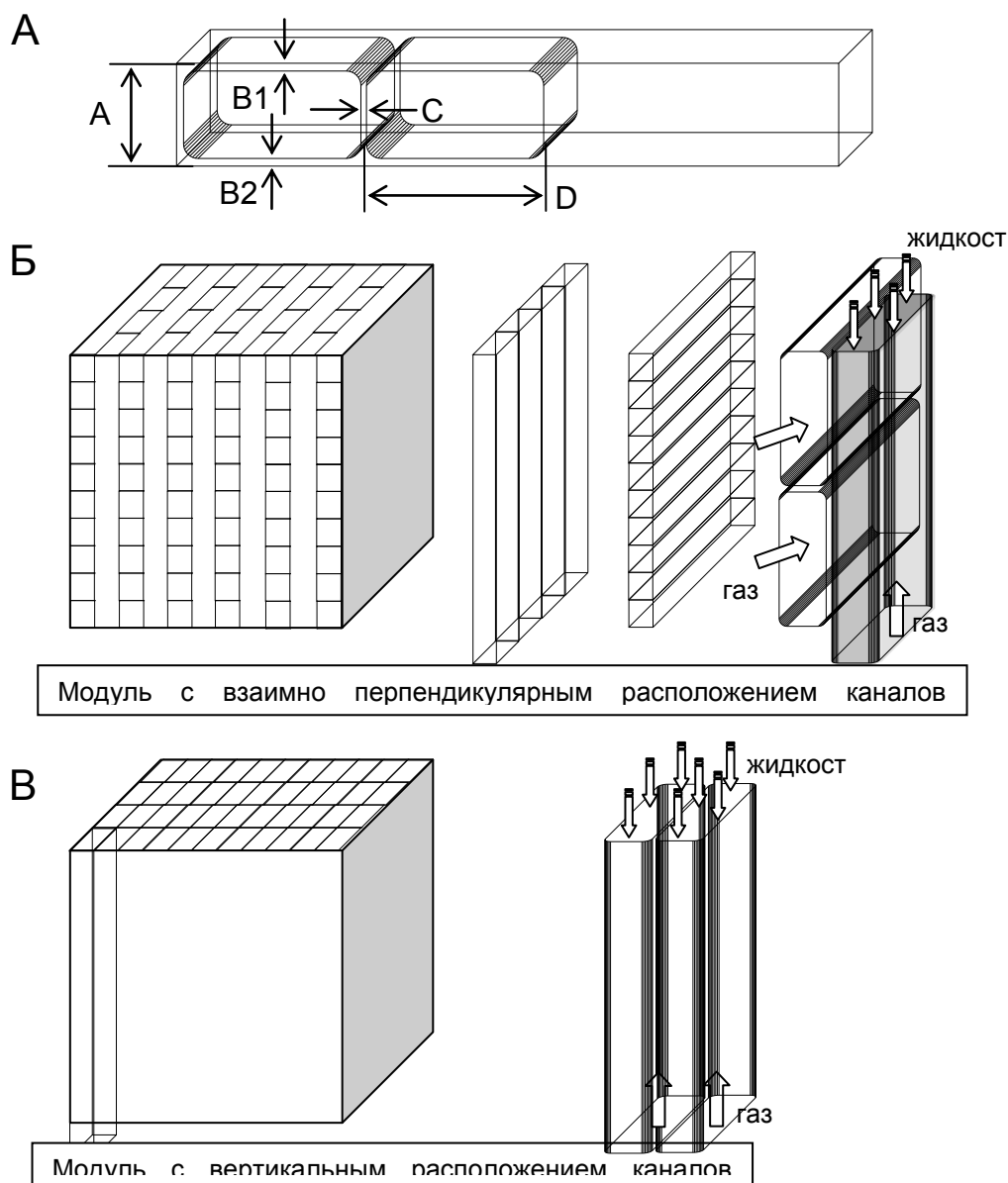
| A, мм | Масса, кг/м <sup>2</sup> | B1 мм | B2 мм | D, мм |
|-------|--------------------------|-------|-------|-------|
| 10    | 0,70                     | 0,40  | 0,79  | 10,0  |
| 15    | 1.10                     | 0.50  | 1.41  | 16.0  |
| 20    | 1.32                     | 0.65  | 1.63  | 21.0  |

**Таблица 3.4.** Геометрические характеристики поликарбонатных многоканальных плит (тип III, рис. 3.2В)

| A, мм | Масса, кг/м <sup>2</sup> | B мм | C мм | D, мм |
|-------|--------------------------|------|------|-------|
| 10    | 0,50                     | 0,30 | 0,3  | 12,0  |
| 14    | 1.00                     | 0.40 | 1.40 | 18.0  |
| 18    | 1.24                     | 0.55 | 1.55 | 21.0  |

Материал полимера нами выбран единым для создания всех вариантов (типов) ТМА осушительного и охладительного контуров (СПК Polygal

Termogal). Особенности компоновки конкретных типов ТМА рассмотрены в разделе 3.2.



**Рисунок 3.1.** Профиль полимерной многоканальной плиты для формирования насадки ТМА осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем.

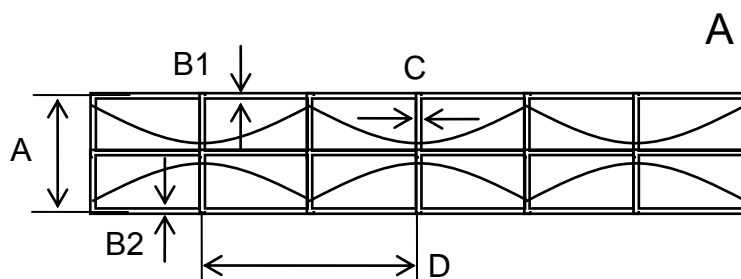
А – геометрия канала многоканальной плиты;

Б и В – пакеты насадки для реализации поперечноточной и противоточной схем контактирования взаимодействующих потоков газа и жидкости.

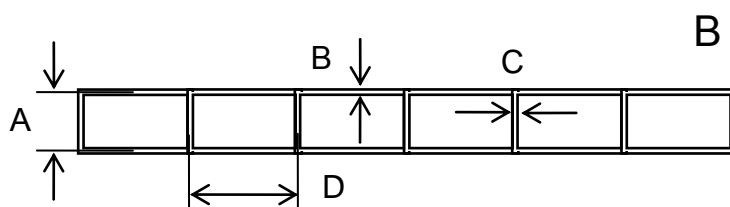
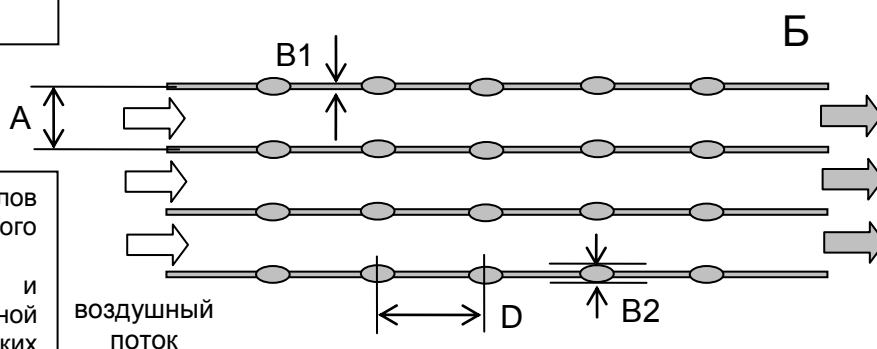
## Основные элементы насадки теплообменных аппаратов осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем

### Многоканальная полимерная насадка из СПК Polygal Termogal

Тип I: Профиль «мокрых» каналов насадки ТМА для прямого (непосредственного) контактирования газа и жидкости (вода и воздух в ГРД и НИО, раствор и воздух в АБР и ДБР) – рис. 3.4, противоток



Тип II: Профиль каналов насадки ТМА для прямого (непосредственного) контактирования газа и жидкости, составленной из ребристых плоских полимерных листов (ГРД, раствор и воздух в АБР и ДБР) – рис. 3.5, поперечный ток



Тип III: Профиль «сухих» каналов насадки для основного воздушного потока в испарительных охладителях непрямого типа НИО и АБРио, – рис. 3.11

**Рисунок 3.2.** Основные элементы насадки теплообменных аппаратов осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем  
 А и Б – геометрия каналов для прямого взаимодействия жидкостной пленки и воздушного потока (тип I и тип II);  
 В – геометрия каналов для вспомогательного и основного воздушных потоков в НИО и АБРио, соответственно (тип III).

## **3.2. Тепломассообменные аппараты осушительного и охладительного контуров солнечных систем**

### **3.2.1. Тепломассообменные аппараты осушительного и охладительного контуров солнечных систем с прямым непосредственным контактом газа и жидкости**

К этим ТМА относятся градирни ГРД технологического и основного назначения и аппараты осушительного контура АБР и ДБР. Основные обозначения в разделе 3 (кроме новых) приведены по рис. 2.7 и 2.10 второго раздела работы, где: 1, 3 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2, 4 – испарительный воздухоохладитель НИО, 5, 6 – десорбер-регенератор ДБР; 7 – градирня технологического назначения ГРДт; 8 – солнечная система, обеспечивающая процесс регенерации абсорбента (СКж); 9, 10, 11 – теплообменники; 12 – дополнительный греющий источник. 13 – ; 14 – «продуктовая» градирня; 15 – обслуживаемый объект. НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; О – «основной» воздушный поток; В – «вспомогательный» воздушный поток для НИО; выбрасываемый в среду воздух для ГРД; N, М – крепкий и слабый растворы абсорбента

#### **ТМА охладительного контуров солнечных систем.**

На рис. 3.3. приведены схемные решения испарительных водоохладителей ГРД для двух основных схем контактирования потоков газа и жидкости, а также процессы совместного тепломассообмена (рис. 3.3Б), обеспечивающие испарительное охлаждение воды (см. разд. 4).

На рис. 3.4. приведена принципиальная компоновка насадочной части моноблокового испарительного противоточного водоохладителя, – градирни ГРД, на основе многоканальной сэндвич – структуры, составленной из элементов полимерной насадки по рис. 3.4А (см. табл. 3.2). Каналы насадки имеют сложную форму, обеспечивающую хорошее распределение жидкости (включая задержку жидкости, см. раздел 4, часть II), стекающей по поверхности элементов насадки. Величина эквивалентного диаметра каналов

насадки одинакова для всех ТМА солнечных систем и, в зависимости от решаемой задачи в среднем составляет:  $d = 15 - 20$  мм.

Принцип поперечноточного контактирования обеспечивает ряд преимуществ реализации процессов совместного тепломассообмена между контактирующими потоками газа и жидкости: возможность роста нагрузок, в частности, роста скорости движения воздушного потока без нарушения устойчивости течения жидкости по поверхностям РН; улучшение распределения материальных потоков в объеме насадки ТМА, а, следовательно, и снижение влияния неравномерности на эффективность процесса. Соответствующее решение для ГРД приведено на рис. 3.6. Насадка, рис. 3.5Б) выполнена на основе элементов из ребристых пластин (рис. 3.5А, табл. 3.3).

Принципиальная компоновка моноблокового испарительного водоохладителя, – градирни ГРД на основе многоканальной полимерной насадки приведена на рис. 3.6.

#### **ТМА осушительного контуров солнечных систем.**

На рис. 3.7. приведены принципиальные схемные решения для основных аппаратов осушительного контура солнечной системы:

А – абсорбер с внешним (вынесенным) теплообменником, охлаждаемый холодной водой от градирни ГРДт;

Б – десорбер с внешним (вынесенным) теплообменником, нагреваемый от гелиосистемы

Все ТМА имеют идентичное конструктивное оформление по схемам на рис. 3.4 и 3.5, при этом схема контактирования газа и жидкости (крепкого раствора абсорбента и осушаемого воздуха в абсорбере АБР, слабого раствора абсорбента и регенерационного воздушного потока в десорбере) может быть как противоточной, так и поперечноточной.

На рис. 3.8. приведена принципиальная компоновка ТМА осушительного контура солнечных систем, абсорбера-осушителя АБР (А) и

десорбера-регенератора ДБР (Б) на основе многоканальной полимерной сэндвич - структуры

### **Основной блок СХС, решенный по формуле: АБР-ГРД.**

В результате на рис. 3.9 приведен разработанный первый основной блок солнечных систем, решенный по формуле: АБР-ГРД. Это принципиальная компоновка СХС на основе открытого абсорбционного цикла (моноблоковый испарительный водоохладитель).

Если солнечная система основана на одной ступени охлаждения, то блок комплектуется единым вентилятором на входе в АБР и включает распределительный воздуховод для осушенного воздуха между абсорбером и водоохладителем. Принцип компоновки насадок ТМА может быть как противоточный (показан на рис. 3.9), так и поперечноточный. Используются в ТМА идентичные форсуночные распределители жидкости форсуночного типа (раствора в АБР и воды в ГРД).

### **3.2.2. Тепломассообменные аппараты осушительного и охлаждающего контуров солнечных систем с непрямым контактом газа и жидкости (воздухоохладители НИО и абсорберы с внутренним испарительным охлаждением АБРио)**

На рис. 3.10. приведено схемное решение испарительного воздухоохладителя НИО, а также показаны процессы совместного тепломассообмена (рис. 3.10Б), обеспечивающие охлаждение вспомогательного и основного воздушных потоков (см. разд. 4).

На рис. 3.11. приведена принципиальная компоновка насадочной части моноблокового испарительного воздухоохладителя НИО на основе многоканальной сэндвич – структуры, составленной из элементов полимерной насадки по рис. 3.11А и Б (см. табл. 3.2 и 3.4). «Мокрые» каналы насадки, предназначенные для непосредственного взаимодействия вспомогательного воздушного потока и рециркулирующей воды, имеют сложную форму, обеспечивающую хорошее распределение жидкости

(включая высокую задержку жидкости), стекающей по поверхности элементов насадки. Схема контактирования по воздушным потокам поперечноточная, и, в «мокрой» части, по воде и вспомогательному воздушному потоку, противоточная.

Испарительный водоохладитель, градирня, ГРД,  
Cooling Tower CTW

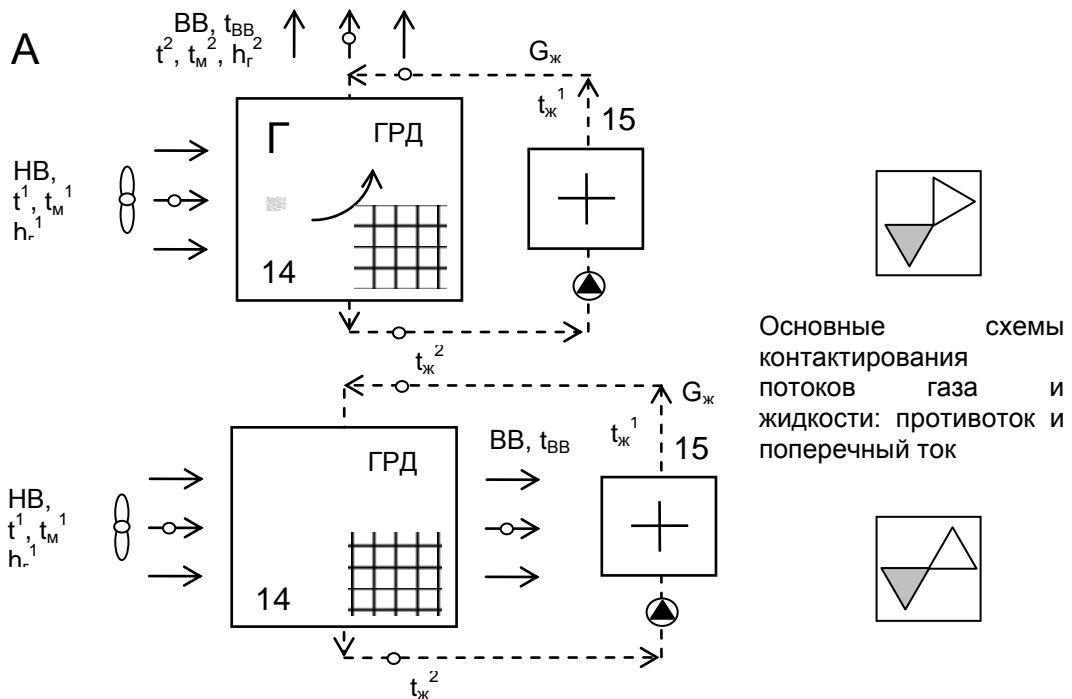
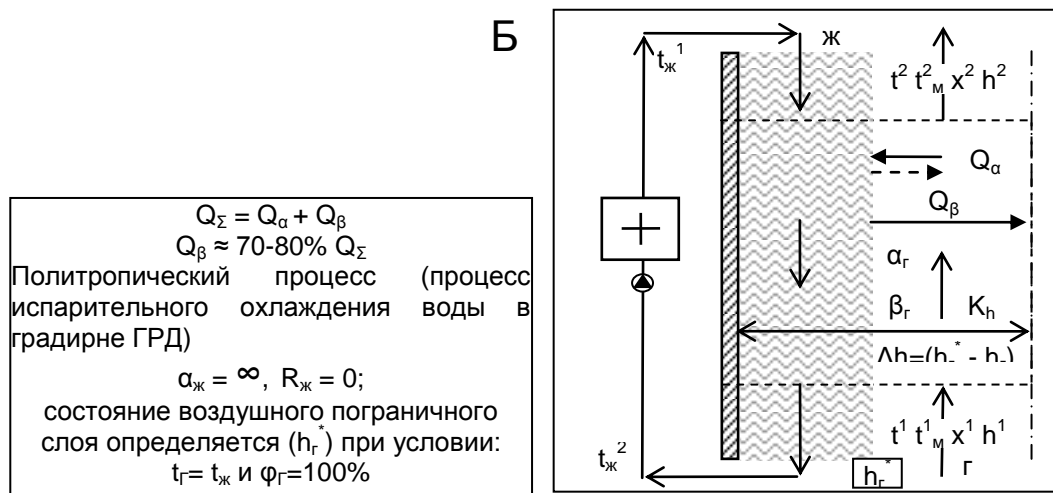
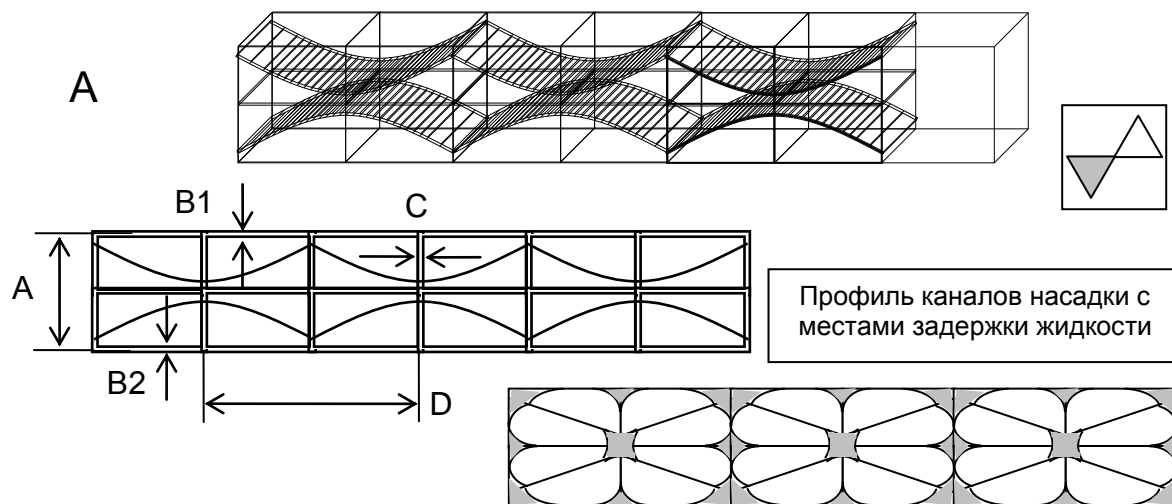


Схема контактирования потоков газа и жидкости и процессы совместного теплообмена при испарительном охлаждении в аппаратах прямого типа

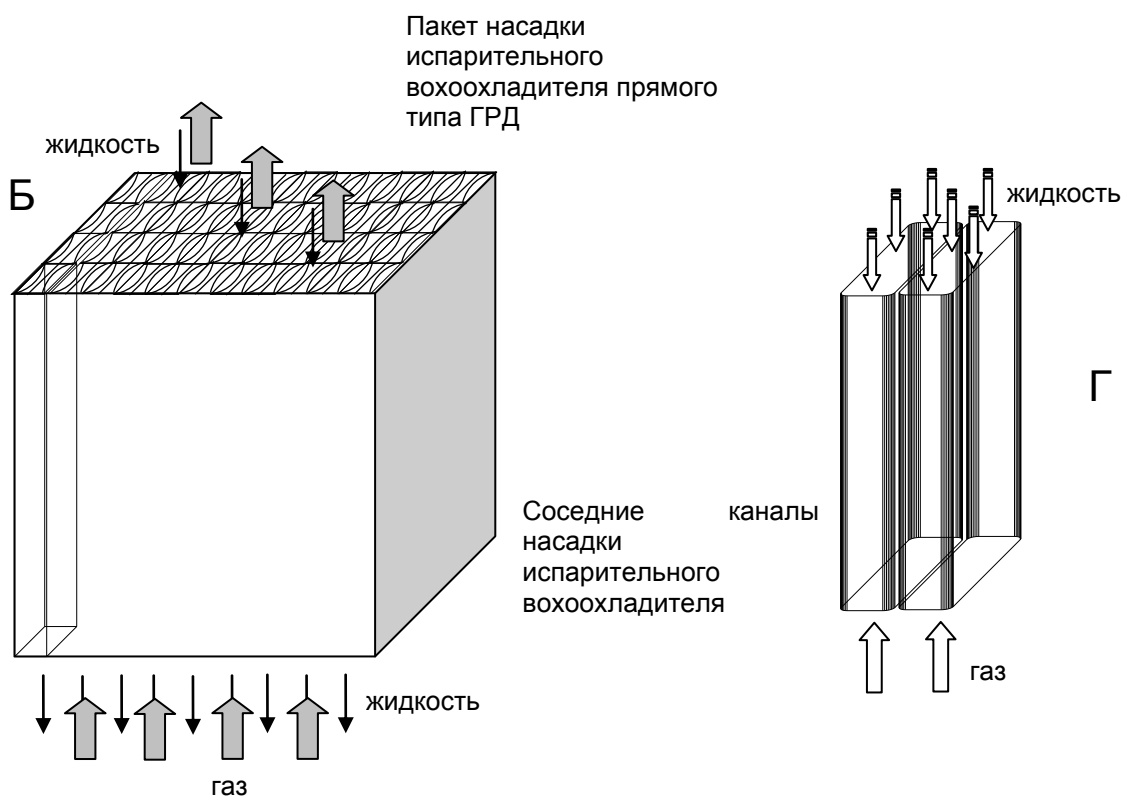


**Рисунок 3.3.** Схемные решения (А) и процессы совместного теплообмена (Б) при испарительном охлаждении воды в аппаратах прямого типа (с непосредственным контактом газа и жидкости).

Пакет многоканальной полимерной насадки  
Модуль с вертикальным расположением каналов (противоток)

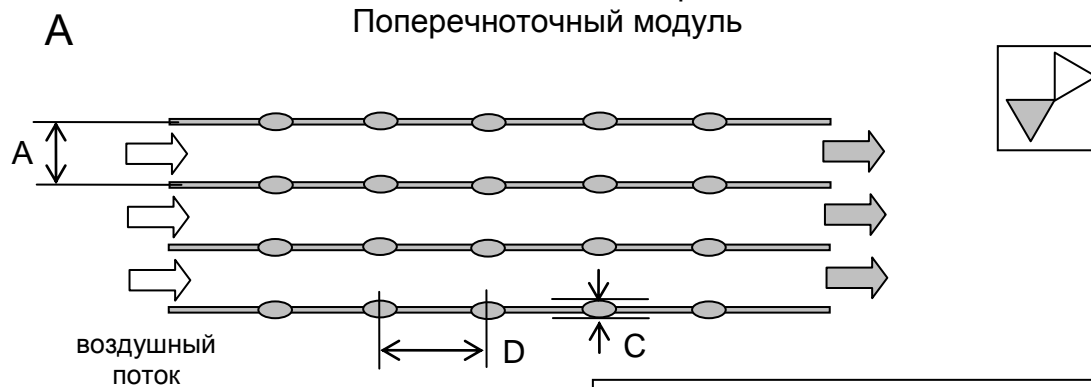


Моноблок двухъярусной многоканальной полимерной насадки из **СПК Polygal Termogal**

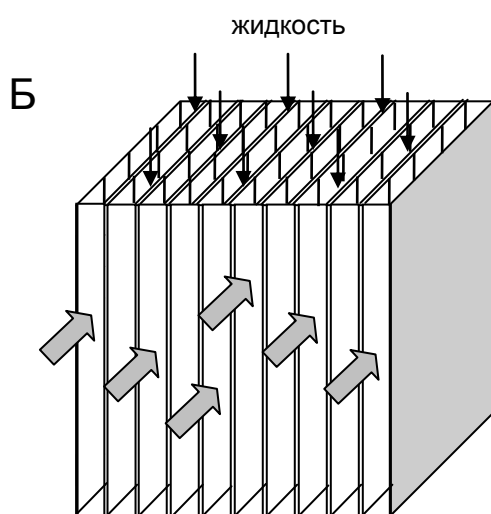


**Рисунок 3.4.** Принципиальная компоновка насадочной части моноблочного испарительного противоточного воздухоохладителя – градирни ГРД на основе многоканальной сэндвич – структуры.

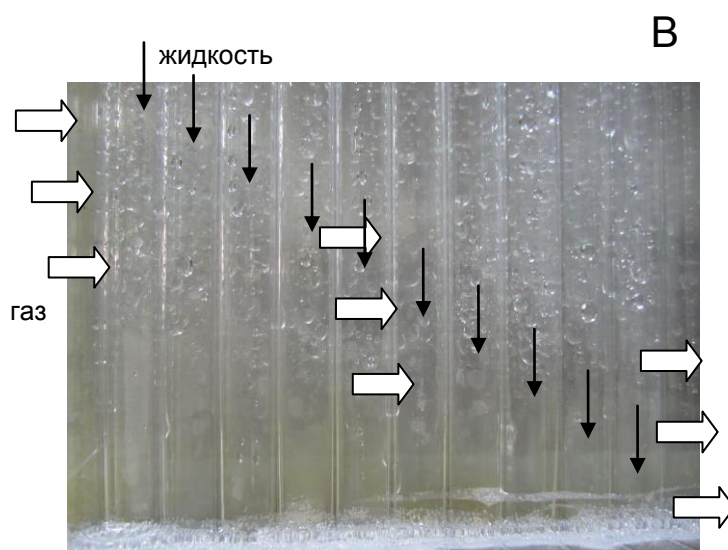
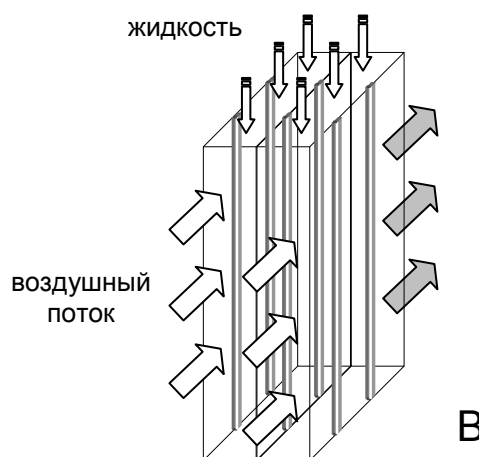
Пакет многоканальной полимерной насадки  
 Поперечноточный модуль



Профиль каналов насадки  
 составленной из ребристых плоских  
 полимерных листов из **СПК Polygal**



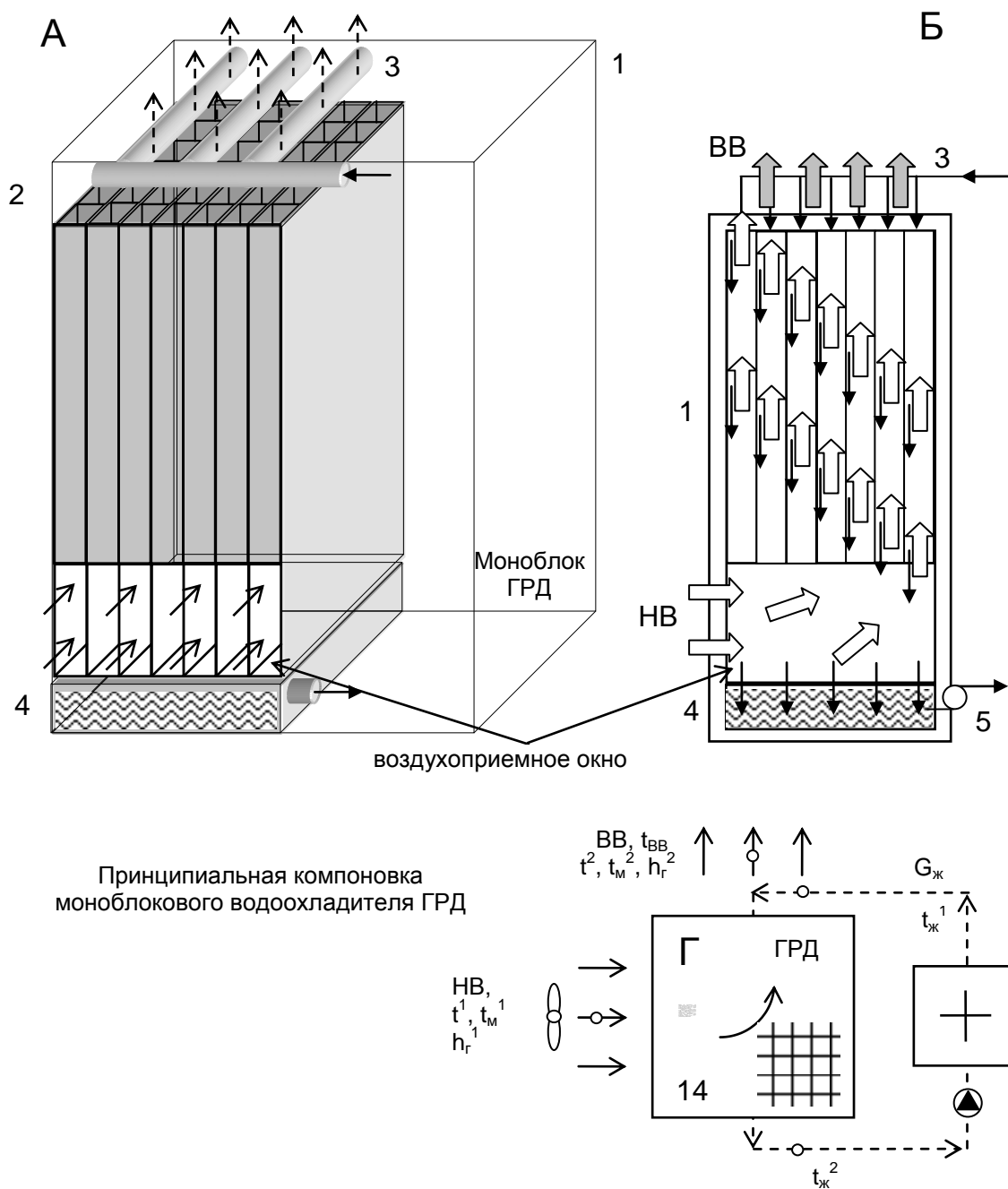
Пакет насадки испарительного  
 воздухоохлаждителя прямого типа ГРД



фотография элемента  
 насадки ГРД в режиме  
 реального взаимодействия  
 газа и жидкости.

**Рисунок 3.5.**  
 Принципиальная  
 компоновка насадочной  
 части моно-блокового  
 испарительного  
 поперечноточного  
 воздухоохлаждителя – градирни  
 ГРД.

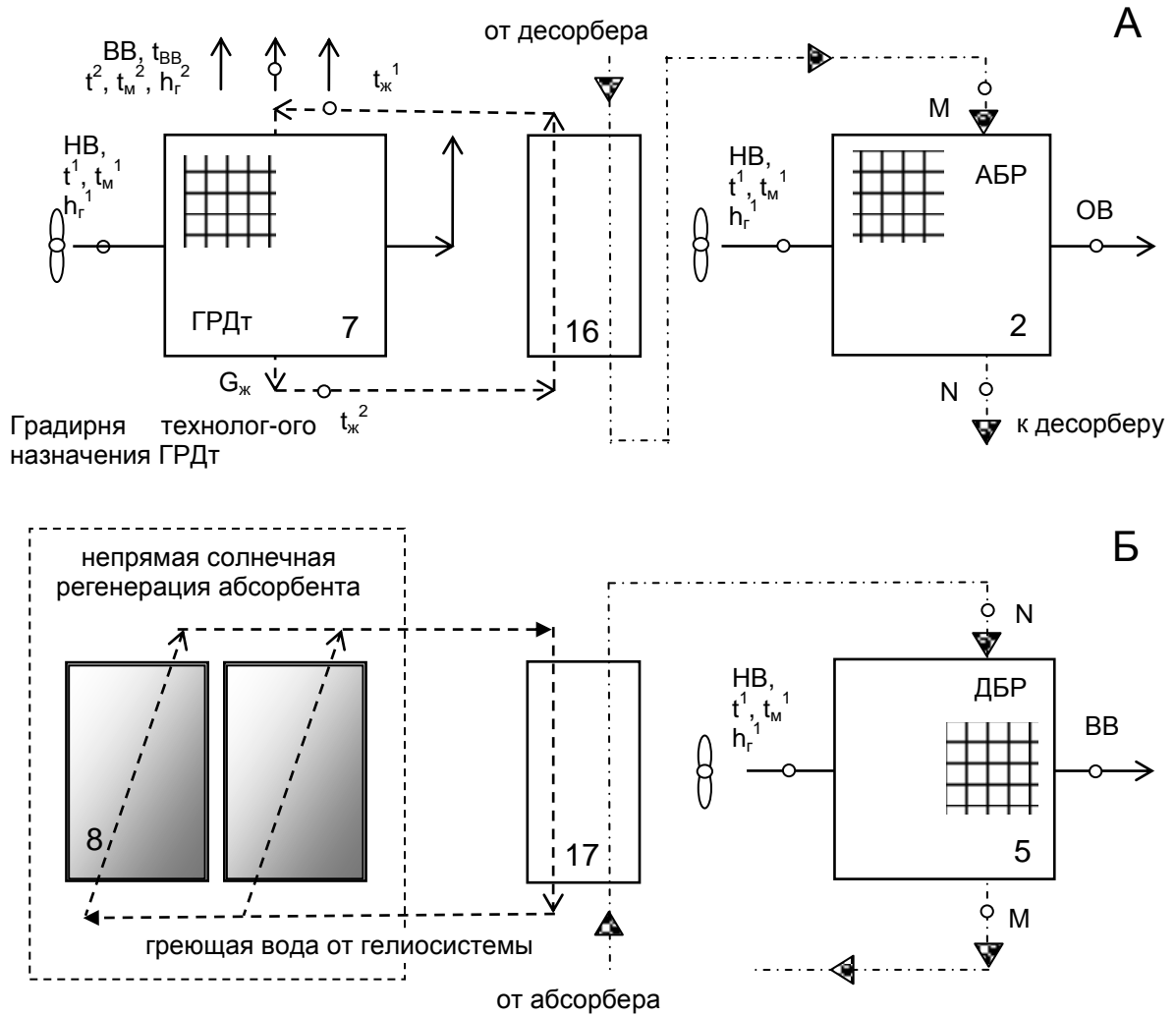
Охлаждающий контур солнечной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), Cooling Tower (CTW)



**Рисунок 3.6.** Принципиальная компоновка моноблокового испарительного водоохладителя – градирни ГРД на основе многоканальной полимерной насадки

Обозначения: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – водораспределитель; 4 – водосборник; 5 – насос; НВ, ВВ – наружный и выбрасываемый воздушные потоки,  $G_{ж}$  – жидкостной поток (вода); внешняя нагрузка.

Осушительный контур солнечной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS),  
CTW, ABR, DBR (direct type)



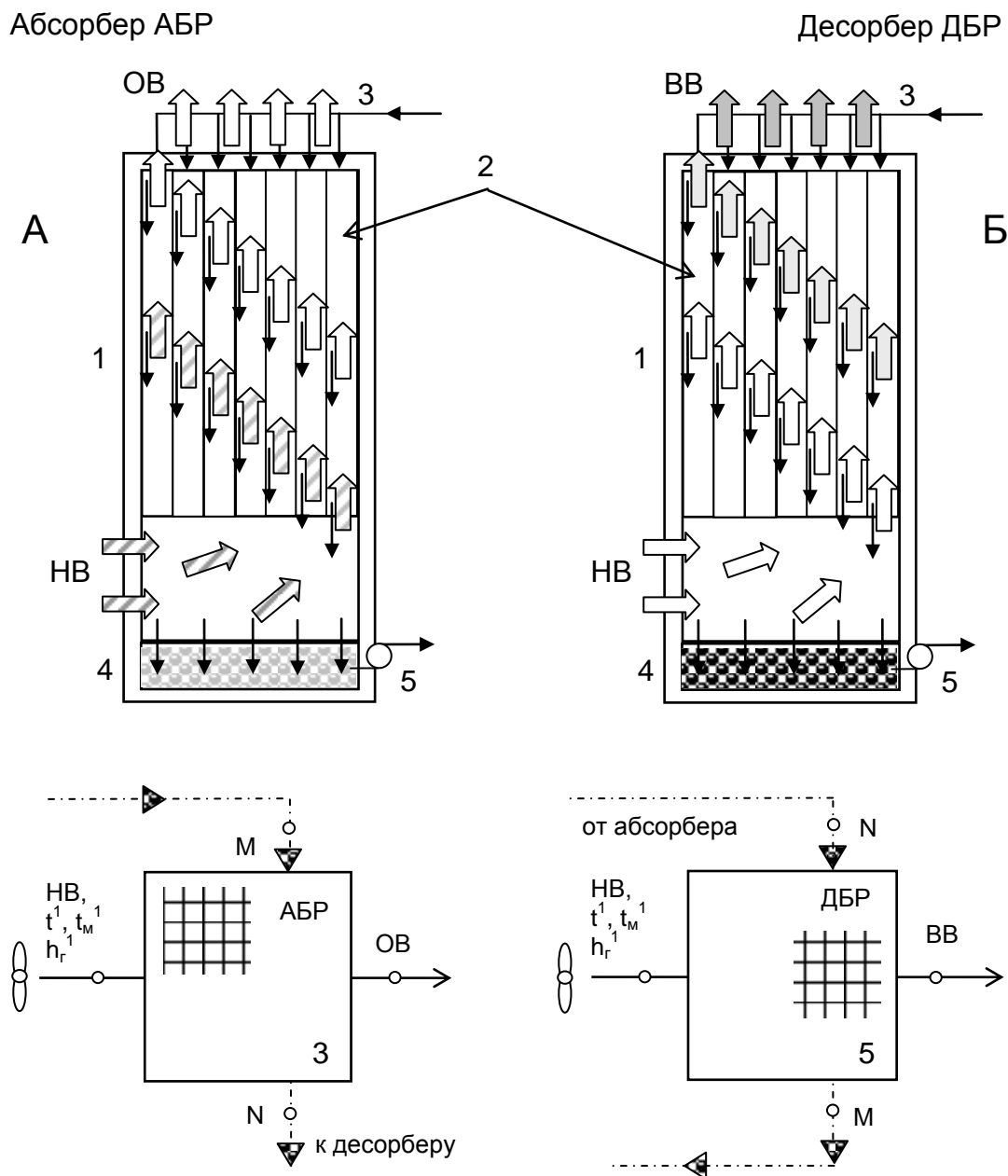
**Рисунок 3.7.** Принципиальные схемы аппаратов осушительного контура солнечной системы (обозначения в тексте)

А – абсорбер с внешним (вынесенным) теплообменником, охлаждаемый холодной водой от градирни ГРДт;

Б – десорбер с внешним (вынесенным) теплообменником, нагреваемый от гелиосистемы.

Доп. обозначения: 16 и 17 – теплообменники.

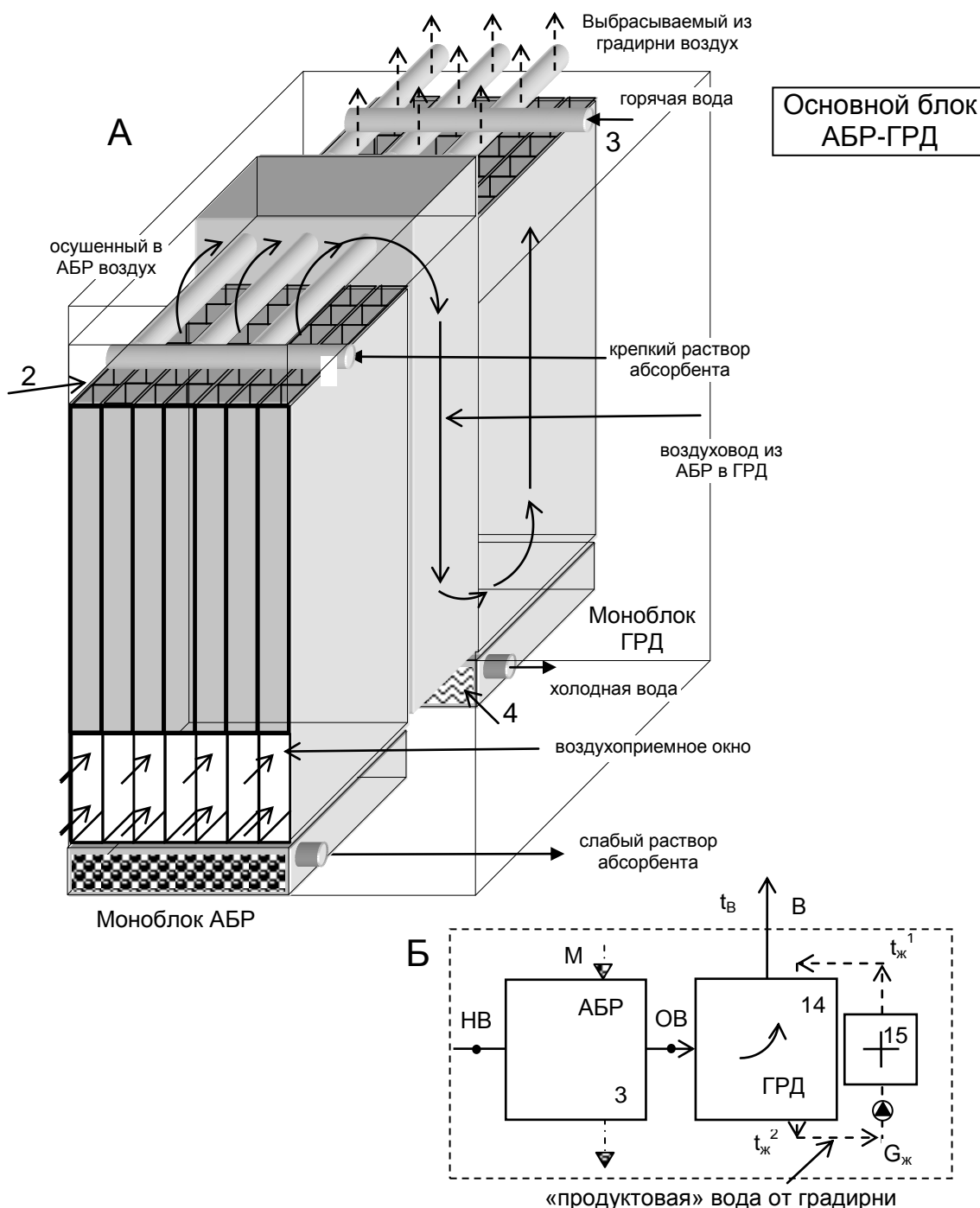
Принципиальная компоновка теплообменных аппаратов осушительного контура солнечной системы, абсорбера (А) и десорбера (Б) с моноблоковой многоканальной полимерной насадкой



**Рисунок 3.8.** Принципиальная компоновка ТМА осушительного контура солнечных систем: абсорбера-осушителя АБР (А) и десорбера-регенератора ДБР (Б) на основе многоканальной полимерной сэндвич-структуры

Обозначения: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – распределитель абсорбента; 4 – емкость (танк) для абсорбента; 5 – насос; НВ, ВВ – наружный и выбрасываемый воздушные потоки, ж – жидкостной поток (раствор абсорбента)

Осушительно-испарительный контур солнечной холодильной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), – ABR-CTW



**Рисунок 3.9.** Принципиальная компоновка основного блока СХС на основе открытого абсорбционного цикла (моноблочный испарительный водоохладитель, построенный по формуле АБР-ГРД)

Обозначения в тексте, доп.: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – распределитель жидкости (воды в ГРД и абсорбента в АБР); 4 – жидкостная емкость; 5 – насос; НВ, ВВ – наружный и выбрасываемый воздушные потоки, ОВ – осушенный в АБР воздух.

Величина эквивалентного диаметра каналов одинакова для «сухой» и «мокрой» частей насадки, и, в зависимости от решаемой задачи в среднем составляет:  $d = 15 - 20$  мм.

### **Воздухоохладитель непрямого типа НИО.**

На рис. 3.12 и 3.14 представлены основные элементы и принципы компоновки НИО. Насадка НИО составлена из «сухого» (1) и «мокрого» (2) элементов (многоканальных плит) каналы в которых имеют взаимно перпендикулярные направления. «Мокрый» элемент комплектуется водораспределителем (3) и водосборником(4). В случае многоступенчатой компоновки воздухоохладителя по формуле НИО-НИО-НИО ступени (моноблоки) НИО разграничены воздухораспределительными камерами, где часть прошедшего охлаждения в предыдущей ступени воздуха делится на основной и вспомогательный воздушный потоки. Наряду с общей емкостью для рециркулирующей воды (рис. 3.13), целесообразно в каждой ступени многоступенчатого охладителя иметь автономную емкость, поскольку температурный уровень воды от ступени к ступени НИО понижается. Поскольку вспомогательный воздушный поток покидает аппарат достаточно холодным (его температура практически равна температуре основного продуктового воздушного потока, а основную часть тепла он выносит из системы в «связанном» виде), целесообразно использование этого потенциала для предварительного охлаждения, например, поступающего в НИО полного воздушного потока. В случае включения ИО в состав основных блоков МЭС появляются дополнительные направления использования этого потенциала, что будет рассмотрено ниже.

Регенеративный вариант воздухоохладителя непрямого типа НИО/R представлен на рис. 3.15. Принцип устройства и образования моноблока здесь полностью идентичен рассмотренному выше для НИО, с той разницей, что разделение полного воздушного потока (П) происходит не на входе в моноблок, а на выходе, так что полный воздушный поток предварительно

охлаждается в «сухой» части аппарата, что повышает потенциал охлаждения от ступени к ступени аппарата.

### **Блок СХС, решенный по формуле: НИО-ГРД.**

На рис. 3.14 (см. также рис. 2.19Б) представлена принципиальная компоновка комбинированного испарительного охладителя в составе воздухоохладителя непрямого типа НИО и градирни ГРД (IES and CTW). Такое решение перспективно для открытых систем испарительного охлаждения и обеспечивает, без привлечения абсорбционного цикла, снижение предела испарительного охлаждения ниже традиционной температуры наружного воздуха по мокрому термометру (см. рис. 2.21В, процессы на Н-Т диаграмме влажного воздуха)

### **Основной блок ССКВ, решенный по формуле: АБР-НИО.**

В результате на рис. 3.16 приведен разработанный второй основной блок солнечных систем, решенный по формуле: (ДБР ↔ АБР) – НИО.

Это принципиальная компоновка ССКВ на основе открытого абсорбционного цикла. Если солнечная система основана на одной ступени охлаждения, то блок комплектуется единым вентилятором на входе в АБР и включает распределительный воздуховод для осушенного воздуха между абсорбером и воздухоохладителем. Принцип компоновки насадок ТМА может быть как противоточный, так и поперечноточный. Используются в ТМА идентичные форсуночные распределители жидкости форсуночного типа (раствора в АБР и рециркулирующей воды в НИО).

### **Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБРио.**

Поскольку в абсорбере, при поглощении влаги из воздушного потока раствором абсорбента, выделяется тепло, это приводит к росту температуры раствора и снижению эффективности процесса осушения воздуха. Работа абсорбера-осушителя может быть организована с внешним, либо со встроенным теплообменником, охлаждаемым дополнительной градирней (испарительным водоохладителем технологического назначения ГРДт, рис. 2.4А и Б).

Испарительный воздухоохладитель непрямого типа НИО.  
Indirect Evaporative cooling IEC

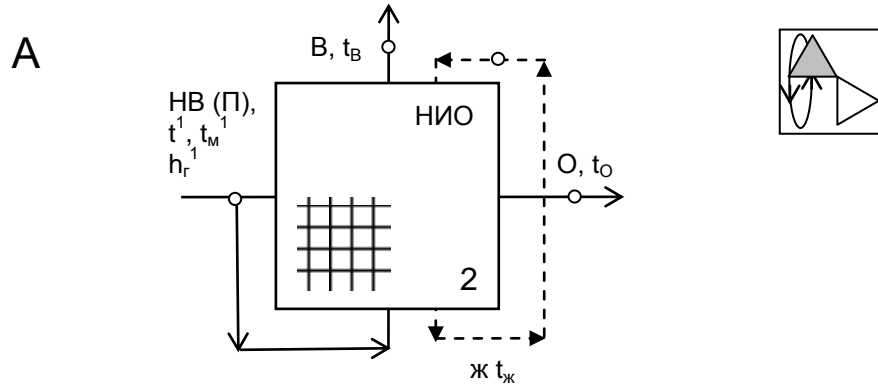
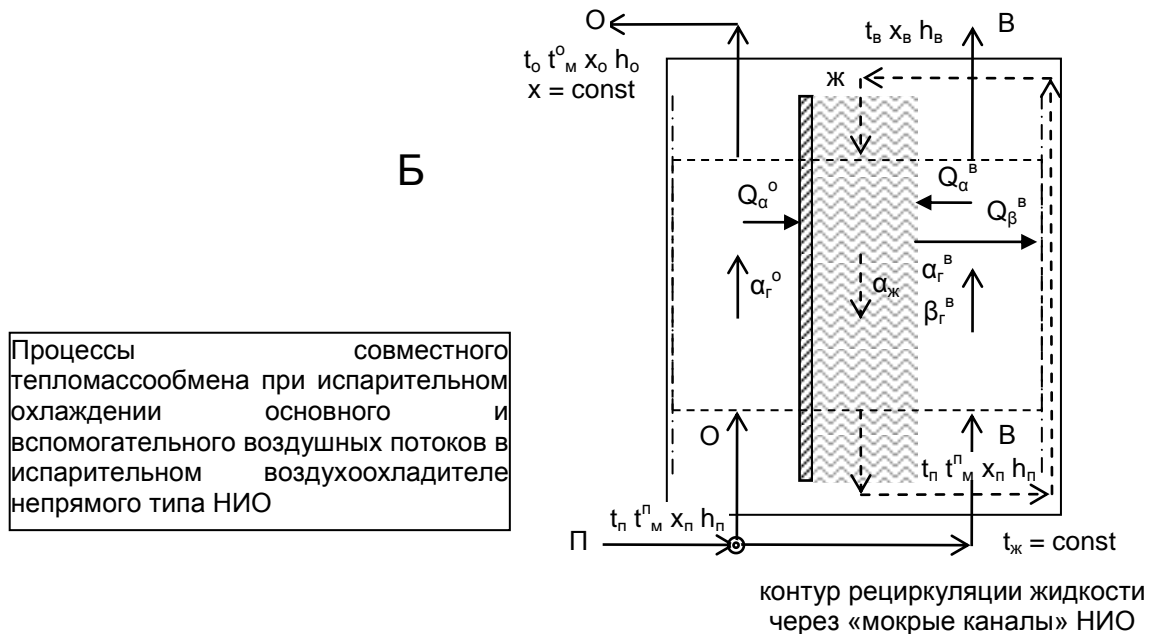


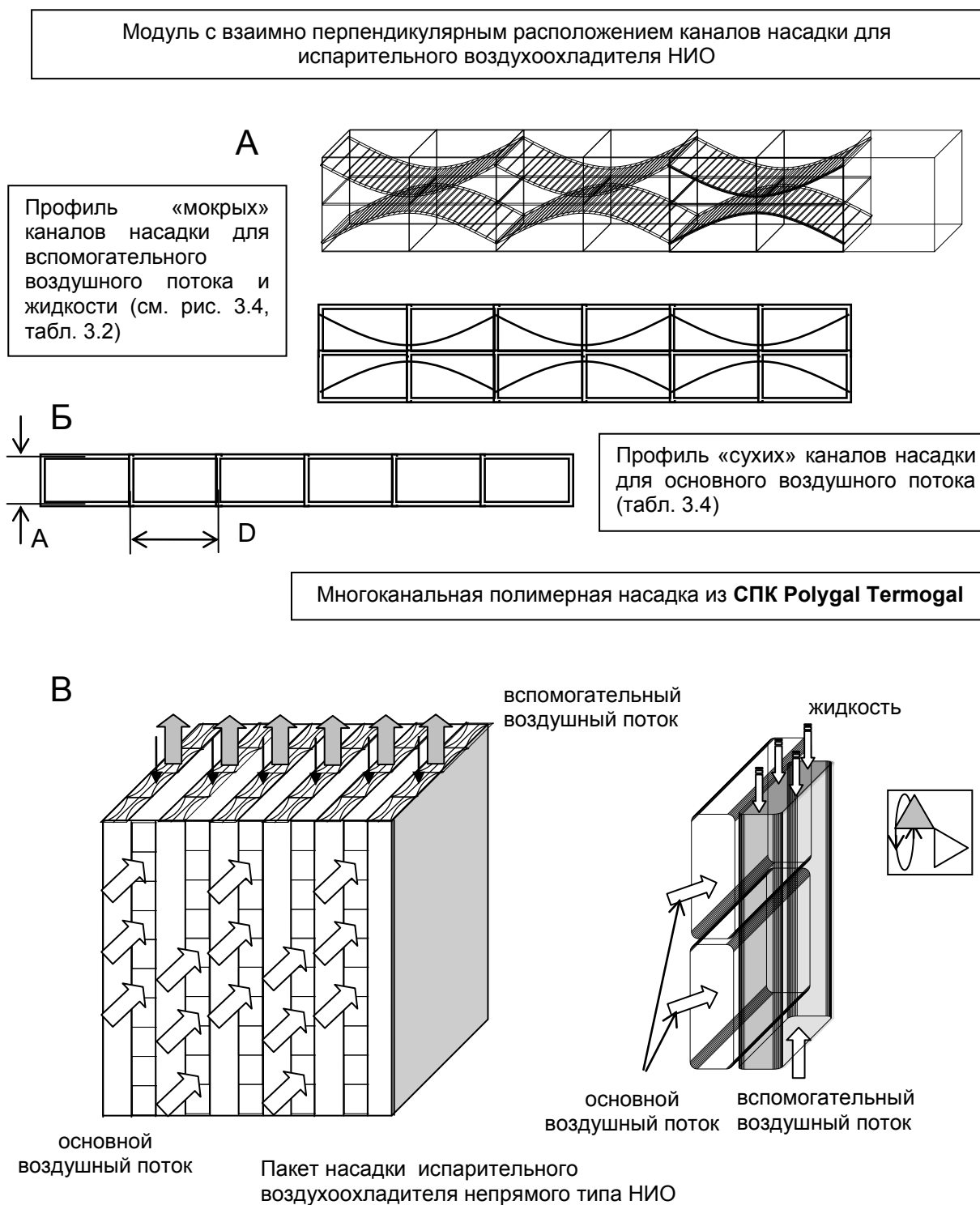
Схема контактирования основного и вспомогательного воздушных потоков и рециркулирующей жидкости в аппарате непрямого типа (НИО)



Процессы совместного теплообмена при испарительном охлаждении основного и вспомогательного воздушных потоков в испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИО

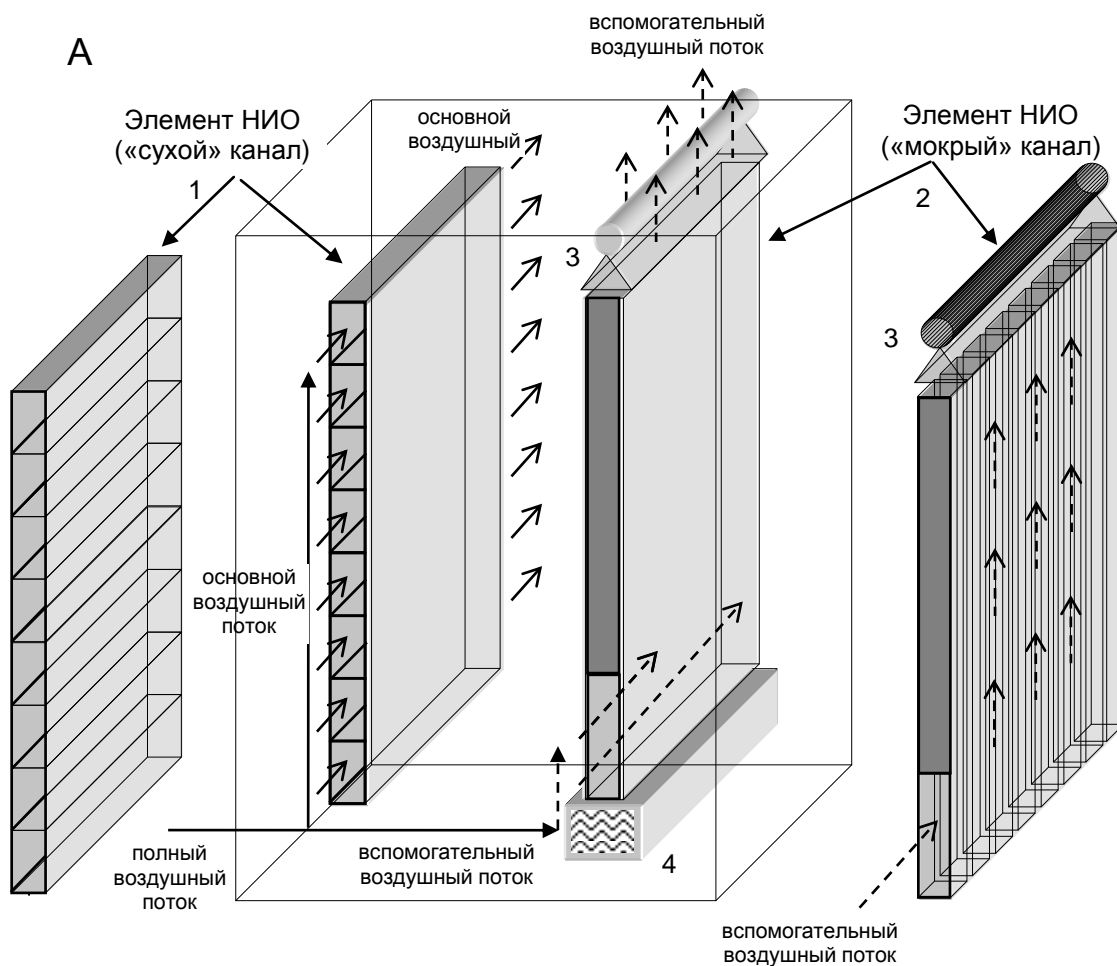
контур рециркуляції жидкости через «мокрые каналы» НИО

**Рисунок 3.10.** Схема контактирования основного и вспомогательного воздушных потоков и рециркулирующей жидкости в НИО (А) и процессы совместного теплообмена при испарительном охлаждении в испарительном воздухоохладителе (Б).



**Рисунок 3.11.** Принципиальная компоновка моноблочного испарительного воздухоохлаждителя непрямого типа НИО на основе многоканальной насадочной структуры. А и Б – геометрия каналов для вспомогательного и основного воздушных потоков, соответственно; В – пакет насадки НИО.

### Основные элементы моноблока испарительного охладителя НИО

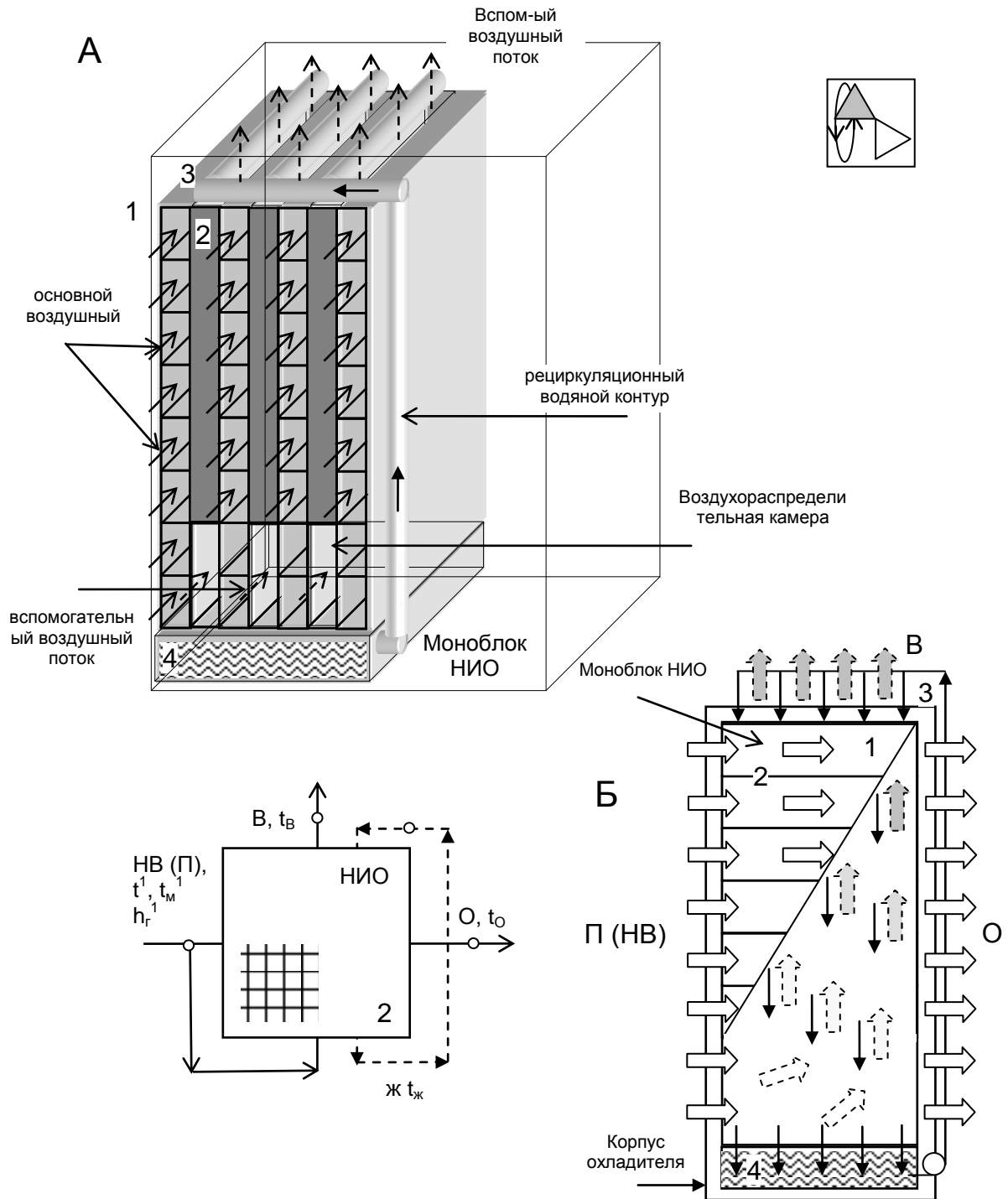


**Рисунок 3.12.** Основные элементы моноблокового испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО.

Обозначения: 1 – «сухой» канал; 2 – «мокрый» канал; 3 – водораспределитель; 4 – водосборник; 5 – насос;

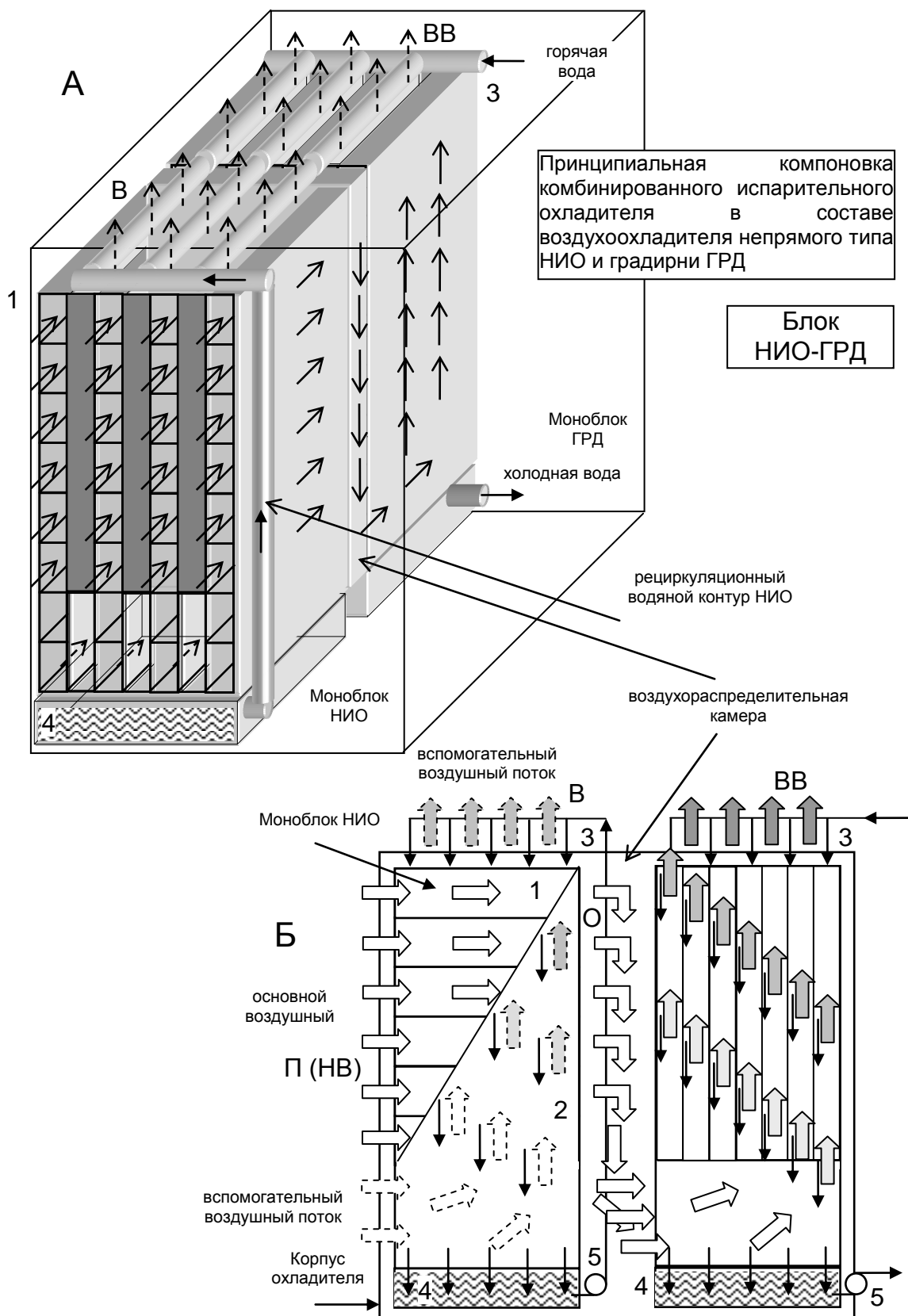
П, О, В – полный, основной и вспомогательный воздушные потоки.

Принципиальная компоновка испарительного охладителя  
непрямого типа НИО. Indirect Evaporative cooling IEC



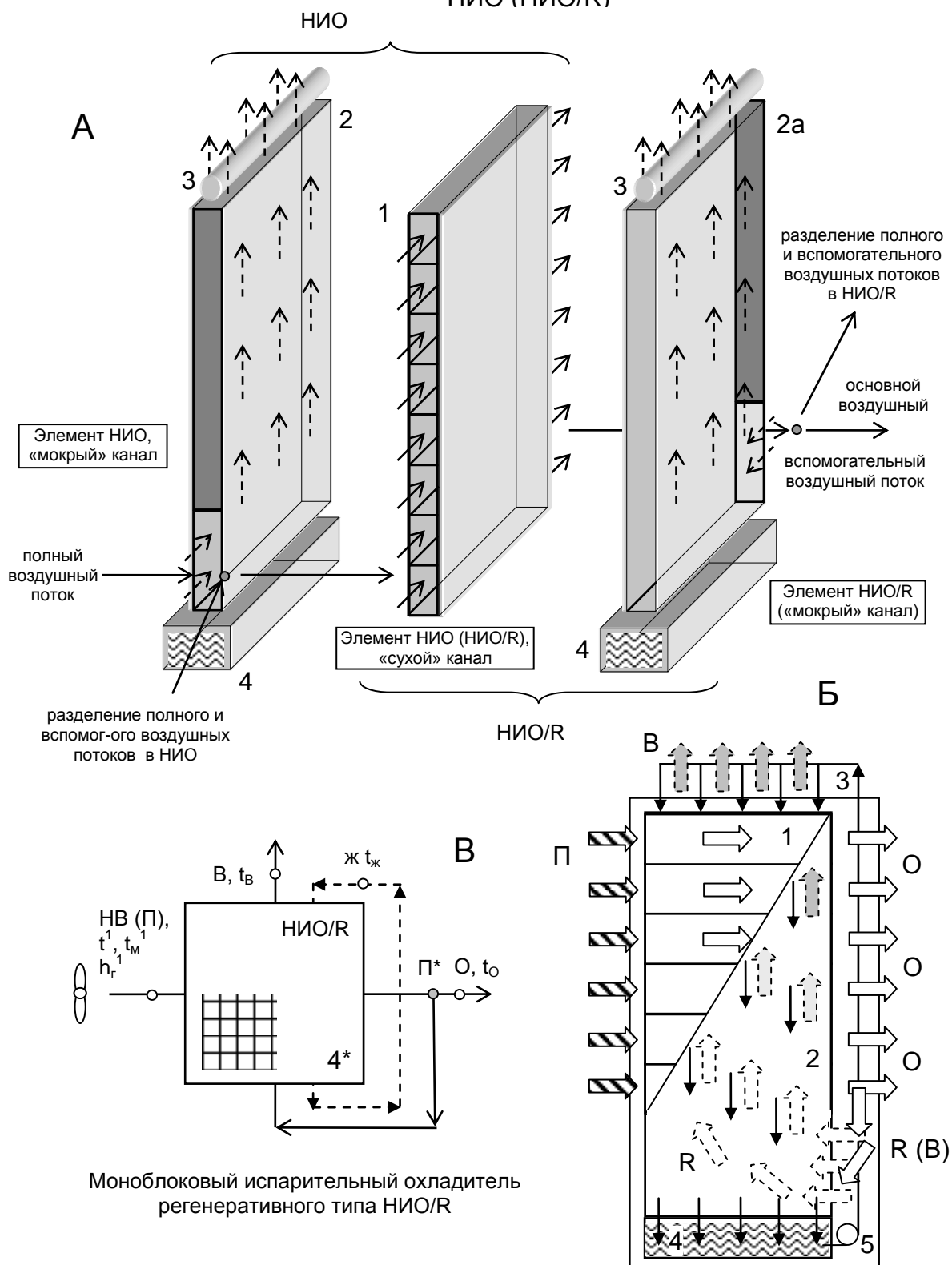
**Рисунок 3.13** Принципиальная компоновка моноблокового испарительного воздухоохлаждителя НИО на основе многоканальной полимерной насадочной структуры.

Обозначения по рис. 3.12.



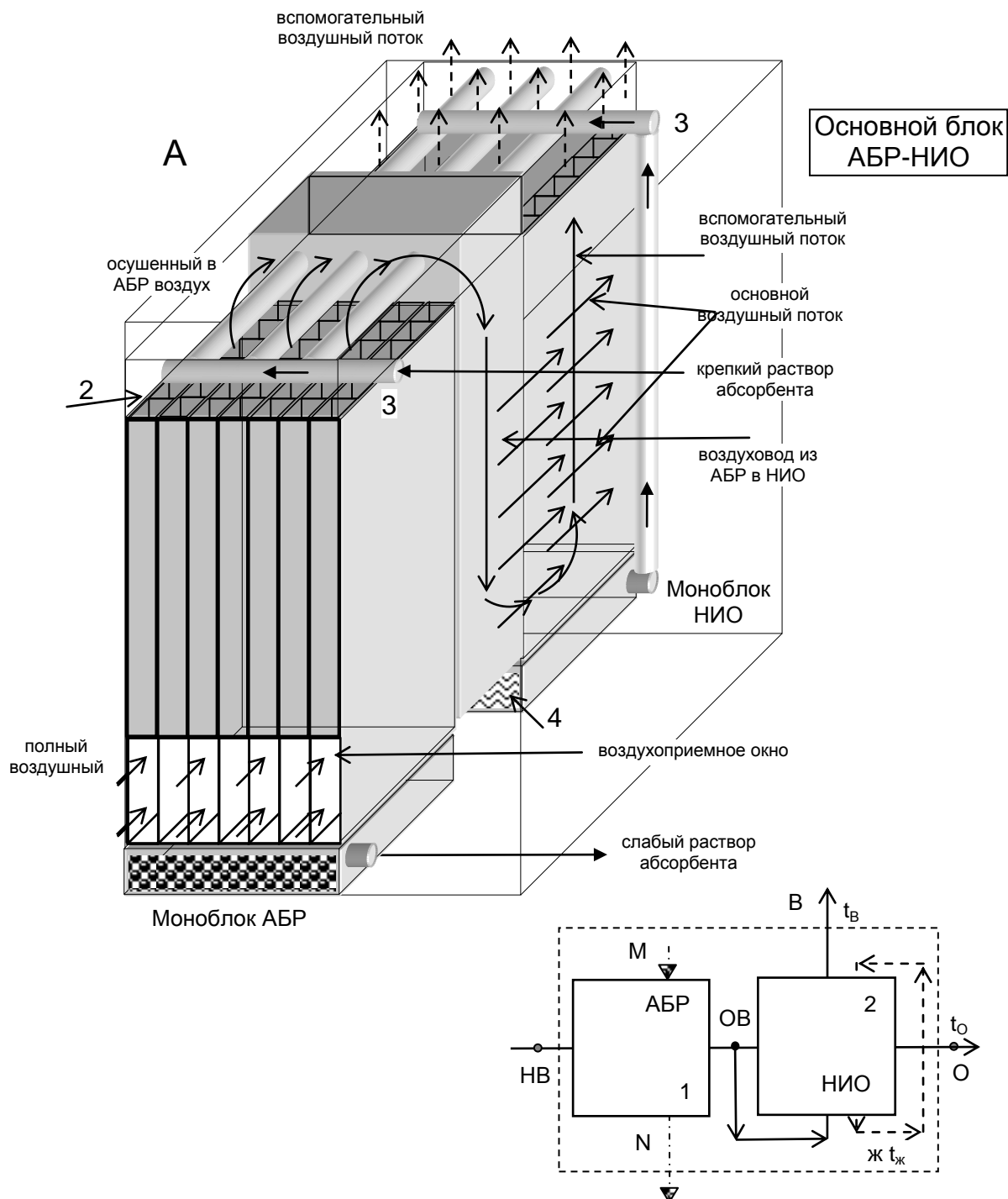
**Рисунок 3.14.** Принципиальная компоновка комбинированного испарительного охладителя в составе воздухоохлаждителя непрямого типа НИО и градирни ГРД. Обозначения по рис. 3.12.

Основные элементы моноблока испарительного охладителя  
НИО (НИО/R)



**Рисунок 3.15.** Основные элементы (А) и принципиальная компоновка моноблочного испарительного охладителя регенеративного типа НИО/R (Б). Обозначения по рис. 3.12, доп.: 4\* – испарительный воздухоохладитель НИО/R;

Осушительно-испарительный контур солнечной холодильной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), – ABR-IEC



**Рисунок 3.16.** Принципиальная компоновка основного блока ССКВ на основе открытого абсорбционного цикла (моноблочный испарительный воздухоохладитель, построенный по формуле АБР-НАО)

Обозначения: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – распределитель жидкости (рециркулирующей воды в НАО и абсорбента в АБР); 4 – жидкостная емкость; 5 – насос; НВ – наружный воздушный поток, ОВ – осушенный в АБР воздух.

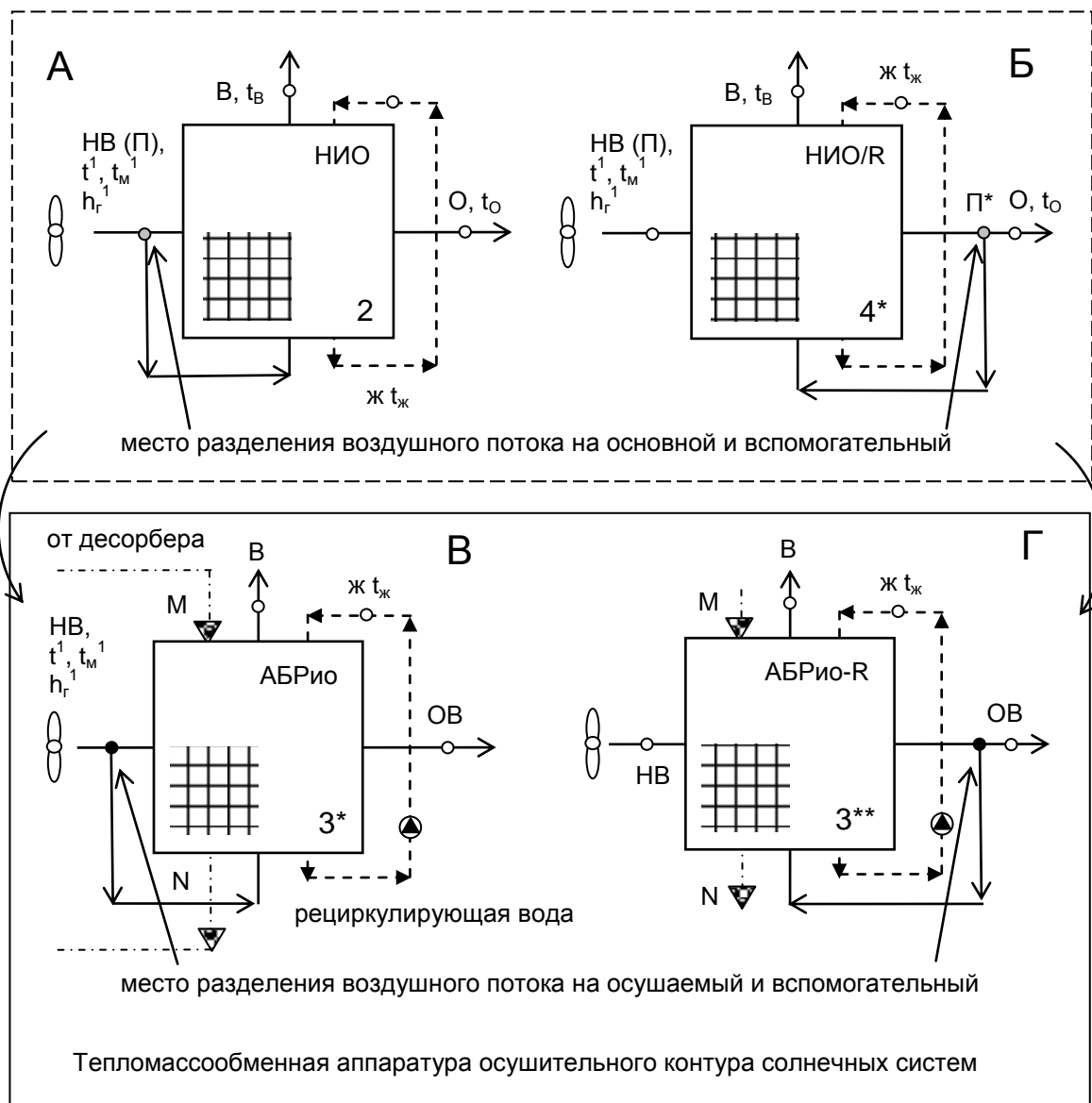
Это усложняет схему и увеличивает энергозатраты. Интерес представляет вариант абсорбера с внутренним испарительным охлаждением (рис. 3.17В и Г-3.18Б, см. также рис. 2.4В и Г). На рис. 3.17 приведены два варианта таких абсорберов-осушителей с внутренним испарительным охлаждением (АБРио), отличающихся местом разделения полного воздушного потока на основной, осушаемый в каналах, по стенкам которых стекает пленка абсорбента, и вспомогательный, идущий в соседних, чередующихся каналах, где по стенкам стекает водяная пленка, испаряющаяся во «вспомогательный» воздушный поток, охлаждающаяся и отводящая тепло через разделительную стенку от «осушительных» каналов. В варианте АБРио (рис. 3.17В) полный воздушный поток, поступающий в абсорбер, делится на входе в аппарат. Естественным пределом испарительного охлаждения здесь является температура мокрого термометра наружного воздуха  $t_m^1$ . В регенеративном варианте АБРио-Р (рис. 3.17ВГ) в «охладительные» каналы поступает воздушный поток, уже прошедший осушение, со сниженным пределом испарительного охлаждения. В принципе для этого варианта пределом испарительного охлаждения является температура точки росы наружного воздуха  $t_p^1$ , что существенно расширяет возможности такого комбинированного осушителя и охладителя воздуха.

Насадка такого абсорбера (рис. 3.18) представляет многоканальную структуру с чередующимися «осушительными» и «охладительными» каналами. В принципе, ее построение аналогично насадке воздухоохладителя НИО в вариантах НИО и НИО/Р (рис. 3.17А и Б и 3.18А).

### **3.3. Разработка многофункциональных солнечных систем**

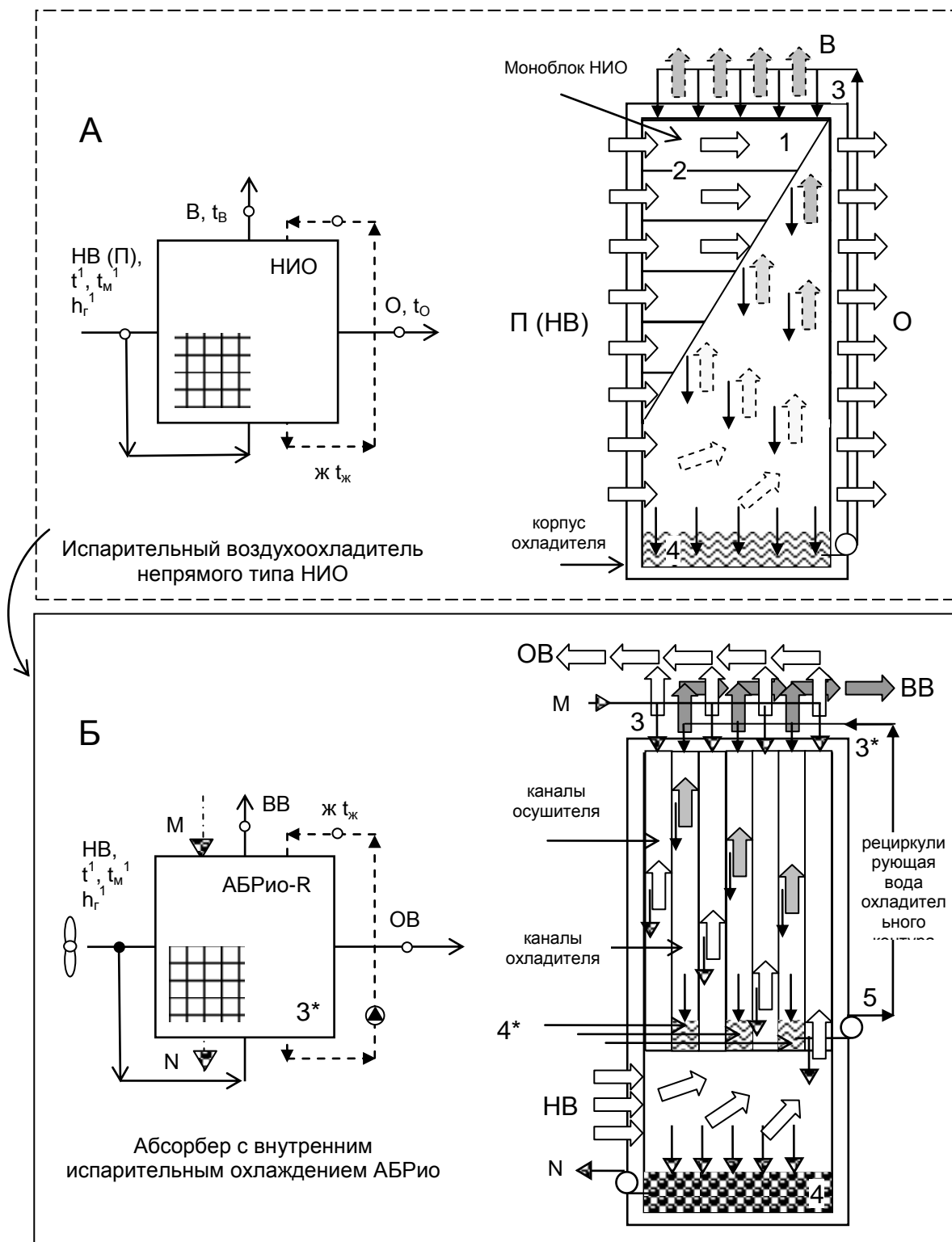
В осушительном контуре многофункциональных солнечных систем используются многоступенчатые абсорберы-осушители (3.20) и десорберы-регенераторы (3.19). Основная концепция создания многоступенчатых теплообменных аппаратов для осушительного контура энергетических систем МЭС, включает позиции:

Осушительный контур солнечной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), absorber ABR/EC



**Рисунок 3.17.** Принципиальные схемы узла абсорбции (на основе абсорбера АБРИо).

Обозначения в тексте (по рис. 2.7 и 2.10) и 3.9, здесь: А – воздухоохладитель НИО; Б – воздухоохладитель НИО/R; В – абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБРИо; Г – АБРИо\* с использованием в качестве вспомогательного воздушного потока части осушенного в абсорбере воздуха.



**Рисунок 3.18.** Принципиальная схема абсорбера с внутренним испарительным охлаждением.

Обозначения по рис. 3.12.

1. Все тепломассообменные аппараты осушительного контура унифицированы, и выполнены как поперечноточные аппараты пленочного типа с многоканальной насадкой регулярной структуры (для удобства совместной компоновки ряда ТМА в составе единой солнечной системы и снижения энергозатрат на транспорт теплоносителей); Десорбер-регенератор, с внутренним подводом теплоносителя (рис. 3.19), выполнен многоступенчатым на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень восстановления концентрации абсорбента и состоит из системы чередующихся каналов, в которых реализуются одновременно процессы восстановления абсорбента и нагрев каналов десорбции горячей водой от солнечной системы; Процесс десорбции (восстановления концентрации абсорбента) может реализовываться последовательно в каждой ступени десорбера, при этом раствор абсорбента проходит каждую из ступеней, контактируя с потоком свежего воздуха, выносящего десорбируемую влагу; Наружный воздух может предварительно нагреваться в теплообменнике на воздушных потоках, покидающих ступени десорбера (рис. 3.19); С учетом возрастания в каждой последующей ступени десорбции температурного уровня регенерации абсорбента, теплообменники предварительного подогрева могут располагаться автономно в каждой ступени на выбрасываемом из нее воздушном потоке, а вода, поступающая из ССГВ в первую ступень, может дополнительно подогреваться на входе в каждую последующую ступень регенерации (используя рациональное сочетание альтернативного и традиционного греющего источника); Абсорбер-осушитель выполнен многоступенчатым на основе идентичных моноблоков, каждый из которых представляет автономную ступень осушения воздушного потока и состоит из системы чередующихся каналов, в которых реализуются одновременно процессы осушения воздуха раствором абсорбента и охлаждение каналов абсорбера холодной водой, поступающей от градирни технологического назначения ГРД/т (рис. 3.20); Процесс абсорбции (осушения воздуха) может реализовываться параллельно в каждой

ступени абсорбера (рис. 3.20), или последовательно в каждой ступени (с ростом степени осушения воздуха), при этом распределительные камеры обеспечивают процесс движения осушаемого воздушного потока между ступенями;

На рис. 2.7-2.12 и 3.19 представлены основные варианты десорберов-регенераторов. Слабый раствор абсорбента из абсорбера через соответствующий теплообменник (11) поступает в рабочие каналы десорбера, где при высокой температуре контактирует с воздушным потоком (НВ), выносящим водяные пары в атмосферу (направление диффузии водяных паров от поверхности раствора в воздушный поток). Требуемый нагрев обеспечивает вода, поступающая из солнечной системы в соседние каналы насадочного моноблока. На рис. 3.19 приведен вариант многоступенчатой десорбции с последовательным прохождением восстанавливаемого раствора абсорбента через каждую ступень десорбера. Поскольку воздух, покидающий ступени десорбера имеет высокую температуру в схему целесообразно включить воздухо-воздушного теплообменника, обеспечивающего предварительный нагрев наружного воздуха. На рис. 2.7-2.12 и 3.20 представлены основные варианты абсорберов-осушителей. Осушаемый воздушный поток поступает в каналы абсорбера, где контактирует с крепким раствором абсорбента (6). Направление диффузии водяных паров из воздушного потока к поверхности пленки абсорбента. Слабый раствор стекает в емкость (10), откуда поступает через теплообменник (холодный слабый раствор – горячий крепкий раствор; см. схемы на рис. 2.7-2.12) в десорбер-регенератор. В соседние каналы моноблока поступает холодная вода от технологической градирни (4), обеспечивающая охлаждение рабочих каналов абсорбера, поскольку в процессе абсорбции водяных паров из воздуха раствором абсорбента выделяется тепло, а повышение температуры снижает эффективность процесса абсорбции. В целом осушительный блок солнечной системы представлен на рис. 3.19/20; здесь, для упрощения схемы, не показаны

теплообменники «холодный слабый раствор – горячий крепкий раствор». Соответствующее инженерное оформление ССКВ с одноступенчатым десорбером-регенератором приведено на рис. 3.21. Здесь используется одна градирня ГРДт, обслуживающая обе ступени абсорбции (см. также раздел 5.2, и рис. 5.7). Большие возможности представляют схемные решения ССКВ с многоступенчатыми десорберами и абсорберами, сопряженными в единой схеме (рис. 3.22.). Здесь используется двухступенчатая технологическая градирня градирня ГРДт, вторая (низкотемпературная) ступень которой, обслуживающая вторую ступень абсорбера, может работать на смеси наружного и осушенного в первой ступени абсорбции воздуха; на смеси осушенного воздуха и части охлажденного воздуха в первой ступени НИО1 и т.д. Соответствующие расходы воздушных потоков могут варьироваться, а выбор решения определяется анализом сопутствующих энергозатрат. Аналогичным образом выглядят и решения для СХС. На рис. 3.23 приведен перспективный вариант солнечной холодильной системы СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2. Совместное расположение ТМА осушительного и охладительного контуров СХС и ССКВ в едином блоке приведено на рис. 5.12 и 5.13. При последовательном расположении аппаратов в цепочке основных блоков АБР-НИО и АБР-ГРД важен вопрос о размерах ТМА, размещаемых в едином корпусе. В блоке АБР-ГРД фронтальное сечение ТМА сохраняется, при равенстве и размеров каналов. В блоке АБР-НИО осушенный в абсорбере воздушный поток делится на два, основной и вспомогательный, и, если сечение этих каналов («сухой» и «мокрой» частей НИО) одинаково (что связано с соотношением воздушных потоков  $l = G_o/G_v$ , то и фронтальные сечения ТМА могут быть одинаковы. Некоторые проблемы могут возникать для блока НИО-ГРД (см. рис. 3.14), но и этот вопрос определяется реальным соотношением контактирующих потоков в тепломассообменных аппаратах.

### 3.4. Выводы по третьему разделу

1. Все разработанные ТМА осушительного и охладительного контуров солнечных систем построены по единому универсальному принципу:

– в организации насадочного слоя аппаратов используются многоканальные упорядоченные структуры с единым типом каналов для АБР, ДБР и ГРД, либо с несколькими типами чередующихся каналов в НИО и АБРИо;

– используется сложная конфигурация основного профиля канала для решения проблемы высокой смоченности поверхности его стенок и значительной задержки жидкости в объеме теплообменного аппарата; насадка ТМА формируется из трех основных базовых элементов из полимерных материалов, что обеспечивает создание ТМА как прямого, так и непрямого взаимодействия газа и жидкости;

– используются полимерные материалы (ПМ) для изготовления насадки, как для ТМА с прямым (непосредственным) контактом газа и жидкости (АБР, ДБР и ГРД), так и для НИО, поскольку термическое сопротивление тонкой межканальной стенки вполне соизмеримо с термическим сопротивлением стекающей по одной из поверхностей стенки жидкостной пленки;

2. Для всех рассматриваемых вариантов СХС и ССКВ разработана теплообменная аппаратура:

– с прямым (непосредственным) контактом газа и жидкости, абсорбер-осушитель АБР, десорбер-регенератор ДБР и испарительный водоохладитель ГРД;

– с непрямым контактом взаимодействующих потоков, испарительный воздухоохладитель НИО и абсорбер с внутренним испарительным охлаждением АБРИо;

3. Разработаны основные блоки для создания многофункциональных солнечных систем:

– для создания ССКВ блок в составе (ДБР ↔ АБР) – НИО;

– для создания СХС блок в составе (ДБР ↔ АБР) – ГРД;

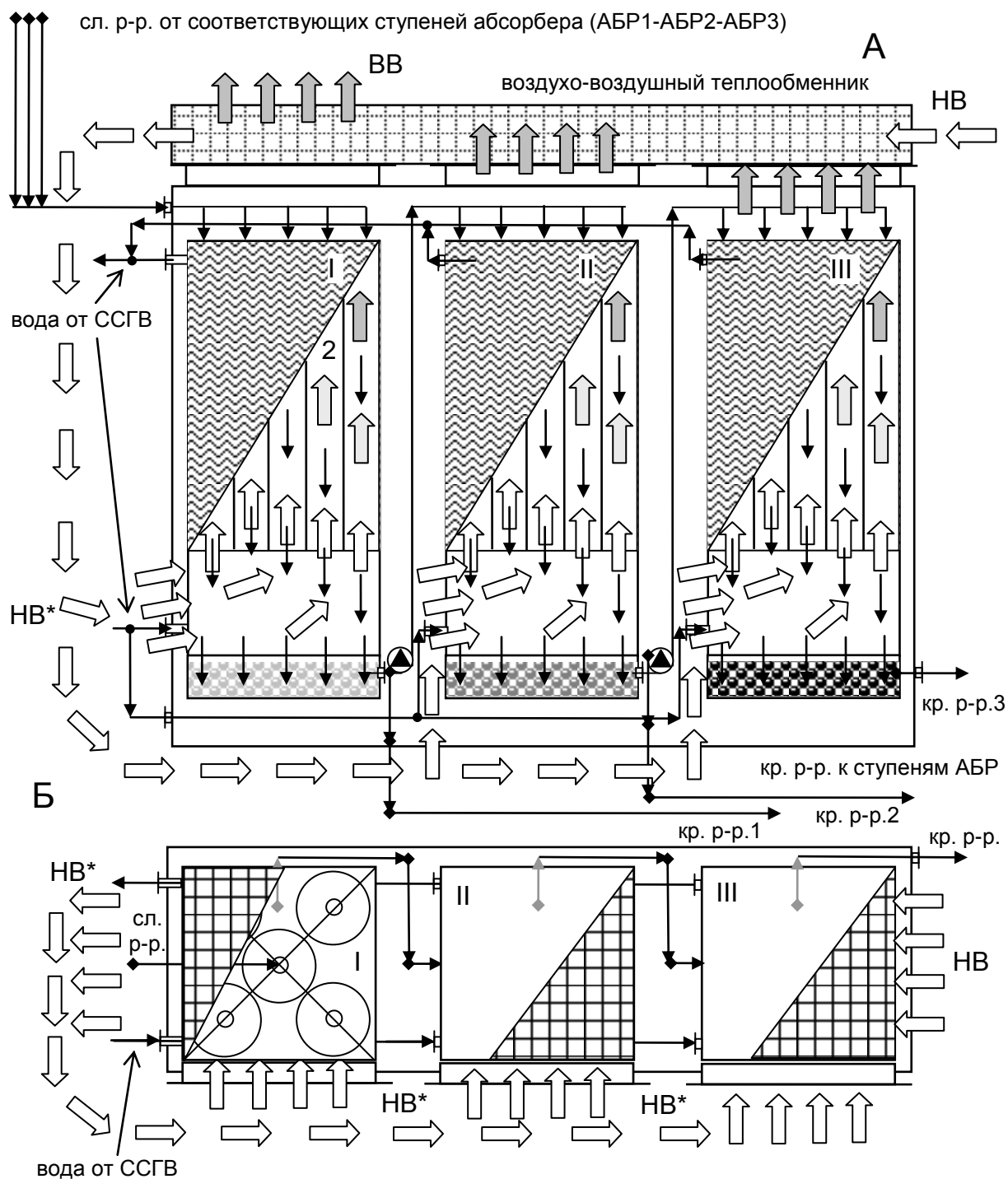
4. Разработаны многоступенчатые варианты солнечных систем в составе:

– ССКВ: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2,

– СХС: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД),

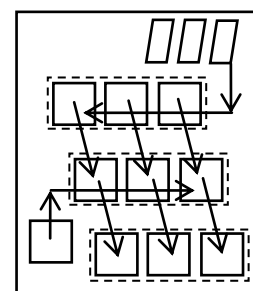
А также варианты этих систем с различным принципом блокировки десорберов и абсорберов и различным оформлением охлаждающего контура солнечных систем.

### Многоступенчатый десорбер ДБР, Desorber DBRmst



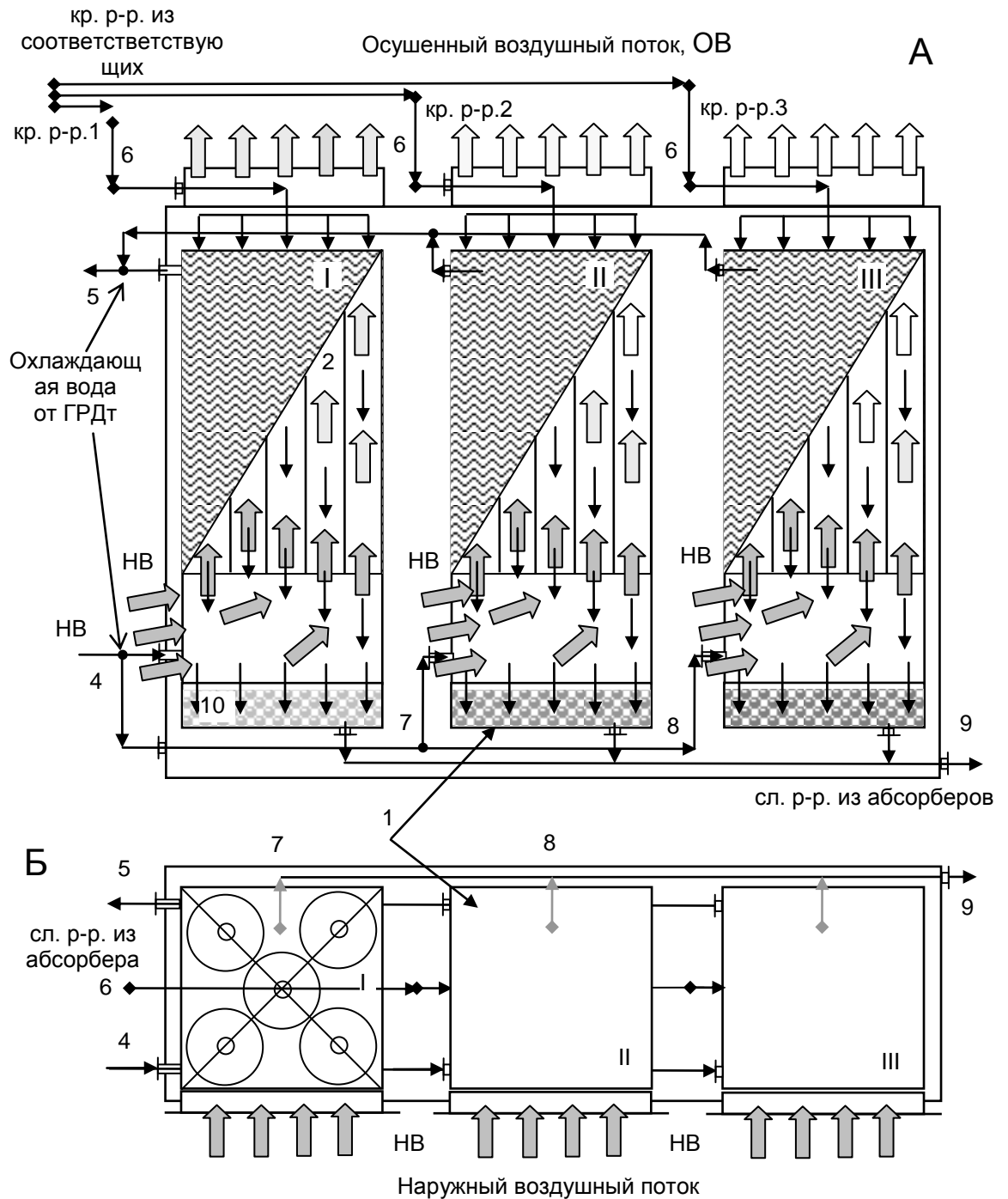
**Рисунок 3.19.** Принципиальная компоновка многоступенчатого десорбера-регенератора с последовательным возрастанием концентрации абсорбента по ступеням (с воздухо-воздушным теплообменником на потоках наружного и выбрасываемого из десорберов в окружающую среду воздуха, - см. доп. рис. 2.12 А и Б).

Обозначения по рис. 3.16, доп.; I, II, III – ступени десорбера.



формула СХС (ССКВ)

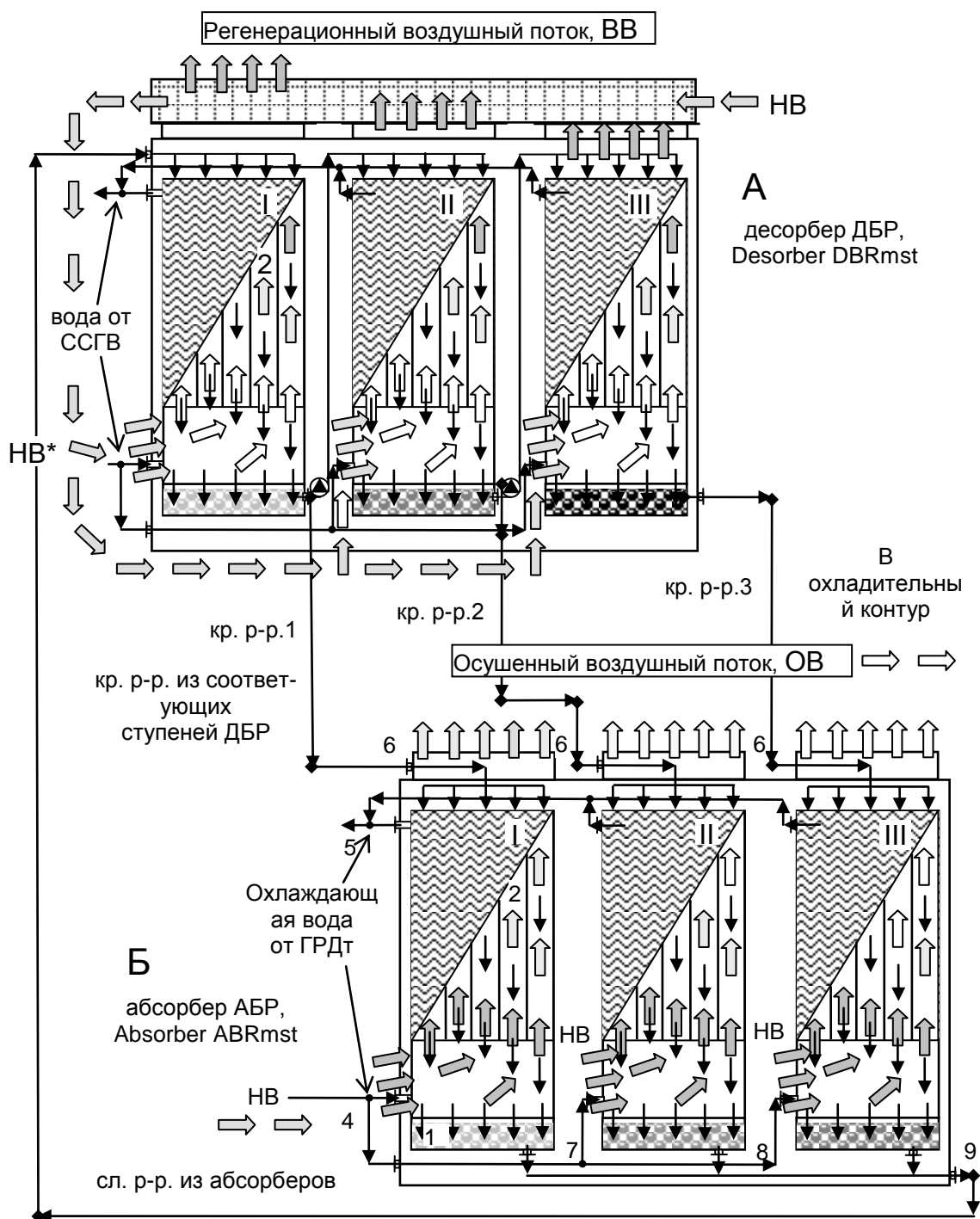
### Многоступенчатый абсорбер АБР, Absorber ABRmst



**Рисунок 3.20.** Принципиальная компоновка многоступенчатого абсорбера-осушителя с подачей в каждую ступень АБР более крепкого раствора от соответствующей ступени ДБР (по рис. 3.18)

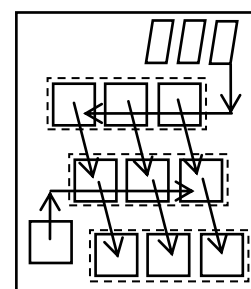
Обозначения по рис. 3.16, доп.: 1 – моноблок абсорбера АБР; 2 – насадка для теплообмена между осушаемым воздушным потоком и раствором абсорбента; 3 – каналы для охлаждающей жидкости; 4, 5 – охлаждающий теплоноситель (от градирни ГРДт); 6-9 – раствор абсорбента, крепкий из десорбера, промежуточные потоки абсорбента между ступенями регенерации, слабый раствор; 10 – емкость для раствора абсорбента; I, II, III – последовательность ступеней осушения воздуха раствором абсорбента.

## Осушительный блок солнечной системы (Solar/EC)mst

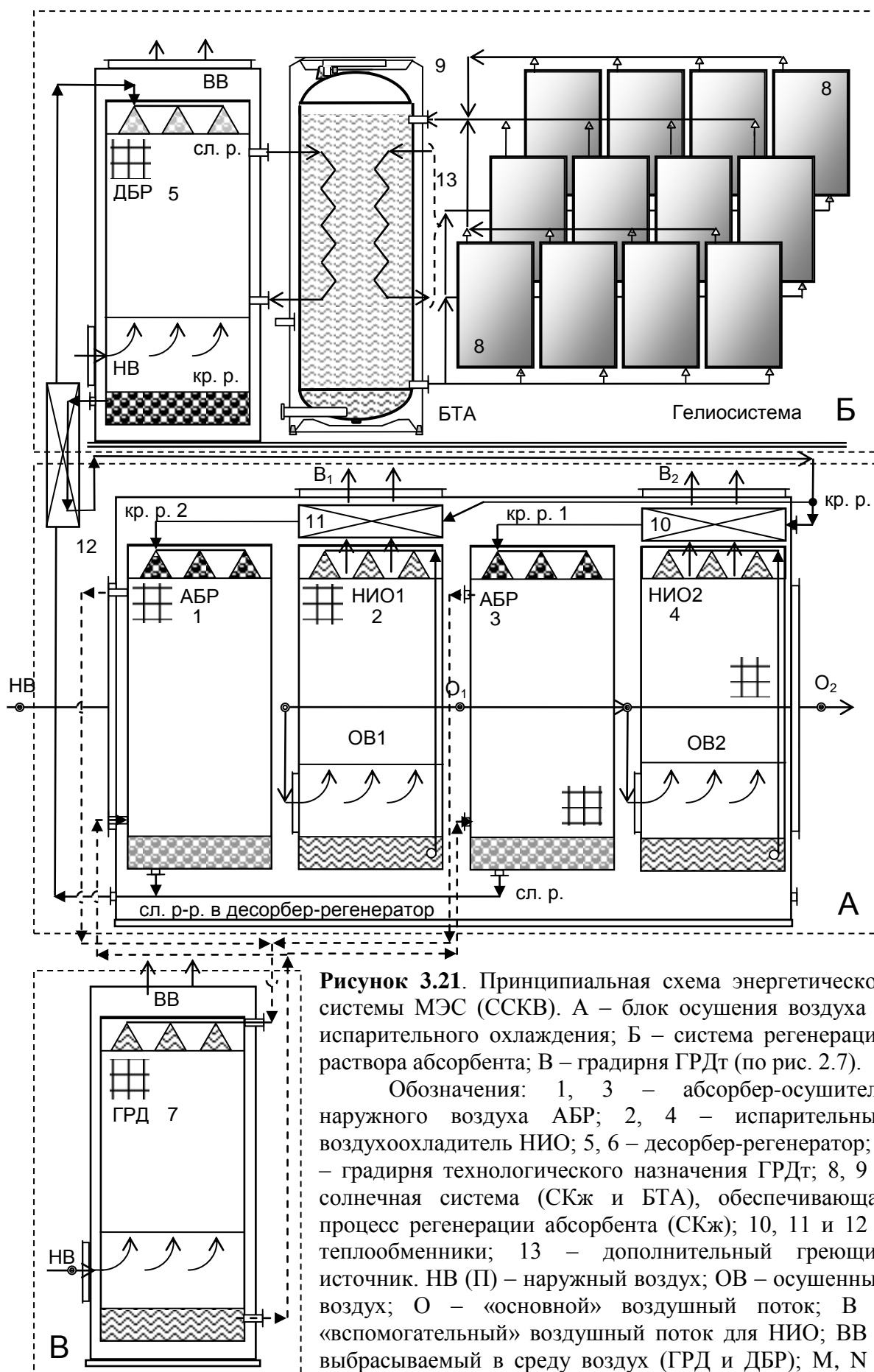


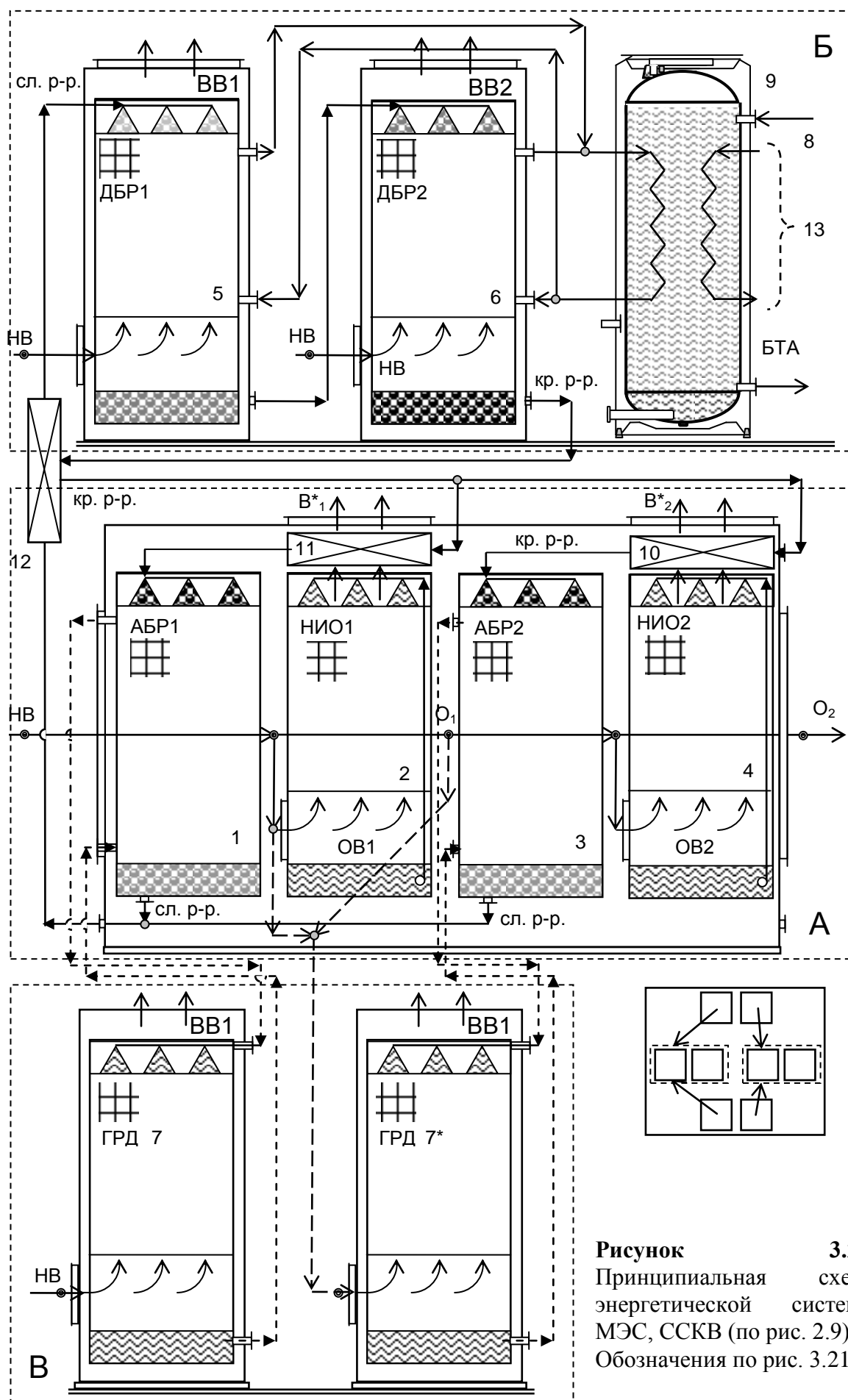
**Рисунок 3.19/20.** Принципиальная компоновка осушительного блока солнечной системы на основе многоступенчатого десорбера-регенератора и абсорбера-осушителя с последовательным возрастанием концентрации абсорбента.

Обозначения по рис. 3.16, доп.; I, II, III – ступени десорбера и абсорбера.

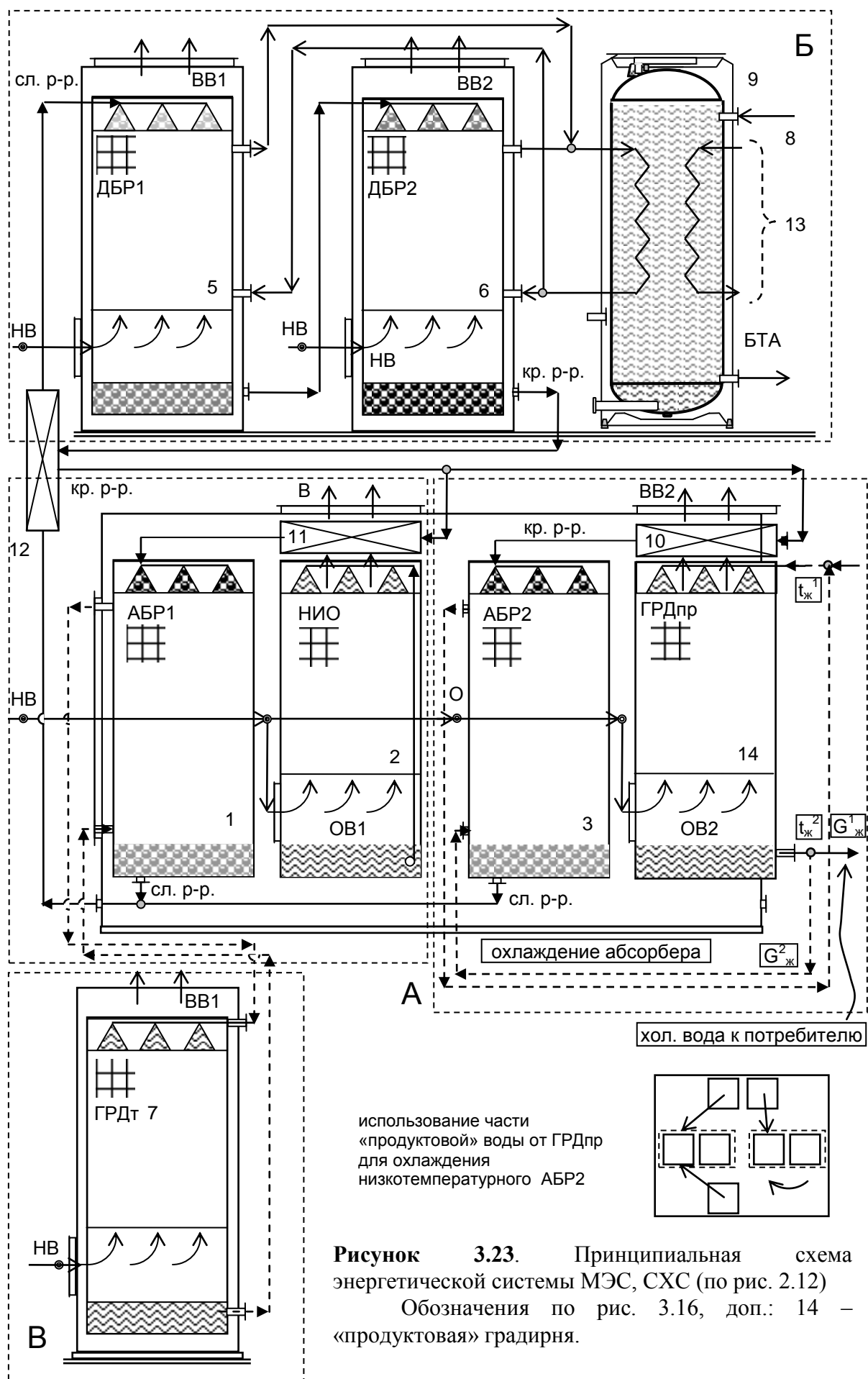


формула СХС (ССКВ)





**Рисунок 3.22.**  
 Принципиальная схема энергетической системы МЭС, ССКВ (по рис. 2.9)  
 Обозначения по рис. 3.21.



использование части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного АБР2

**Рисунок 3.23.** Принципиальная схема энергетической системы МЭС, СХС (по рис. 2.12)  
 Обозначения по рис. 3.16, доп.: 14 – «продуктовая» градирня.

## РАЗДЕЛ 4

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ГИДРОАЭРОДИНАМИКИ И СОВМЕСТНОГО ТЕПЛОМАССООБМЕНА В АППАРАТАХ СОЛНЕЧНЫХ СИСТЕМ

#### 4.1. Разработка испарительных охладителей со сниженным пределом охлаждения для охладительного контура солнечных систем

##### 4.1.1. Испарительные воздухоохладители НИОг. Основные принципиальные решения

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг (рис. 4.1), получившем наибольшее распространение в последние годы [59-61, 65, 80, 122, 136, 141-142], полный воздушный поток (П), поступающий на охлаждение, делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной пленкой, стекающей по поверхностям канала и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток (О), – рис. 1А и Б. Этот «продуктовый» поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха ССКВ).

На основе НИО может быть построен комбинированный низкотемпературный водоохладитель (солнечная холодильная система СХС) по формуле [НИО-ГРД], где испарительный воздухоохладитель, градирня (ГРД), работает на основном, охлажденном в НИО, воздушном потоке. В этом случае предел испарительного охлаждения для градирни (температура поступающего в нее воздуха по мокрому термометру), существенно ниже, чем у наружного воздуха (см. раздел 2). Вспомогательный воздушный поток «В» выносит все тепло из НИО в «связанном» виде, его температура также понижается, но влагосодержание возрастает. Температура воды,

рециркулирующей в цикле, сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИОг, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков.

Испарительные воздухоохладители могут быть обычного (НИО, рис. 1А и Б) и регенеративного типов (рис. 1В, НИО-Р) [92, 105, 133-134, 139], отличаясь местом разделения воздушного потока, поступающего в охладитель. Во втором случае обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего охлаждение в «сухой» части охладителя и пределом охлаждения, в принципе, является температура точки росы наружного воздуха. Такая схема предпочтительна для глубокого охлаждения сред, но характеризуется и более высоким уровнем энергозатрат. обстоятельному изучению возможностей охладителя регенеративного типа НИО-Р посвящено исследование [105].

#### **4.1.2. Испарительные водоохладители НИОж. Основные принципиальные решения**

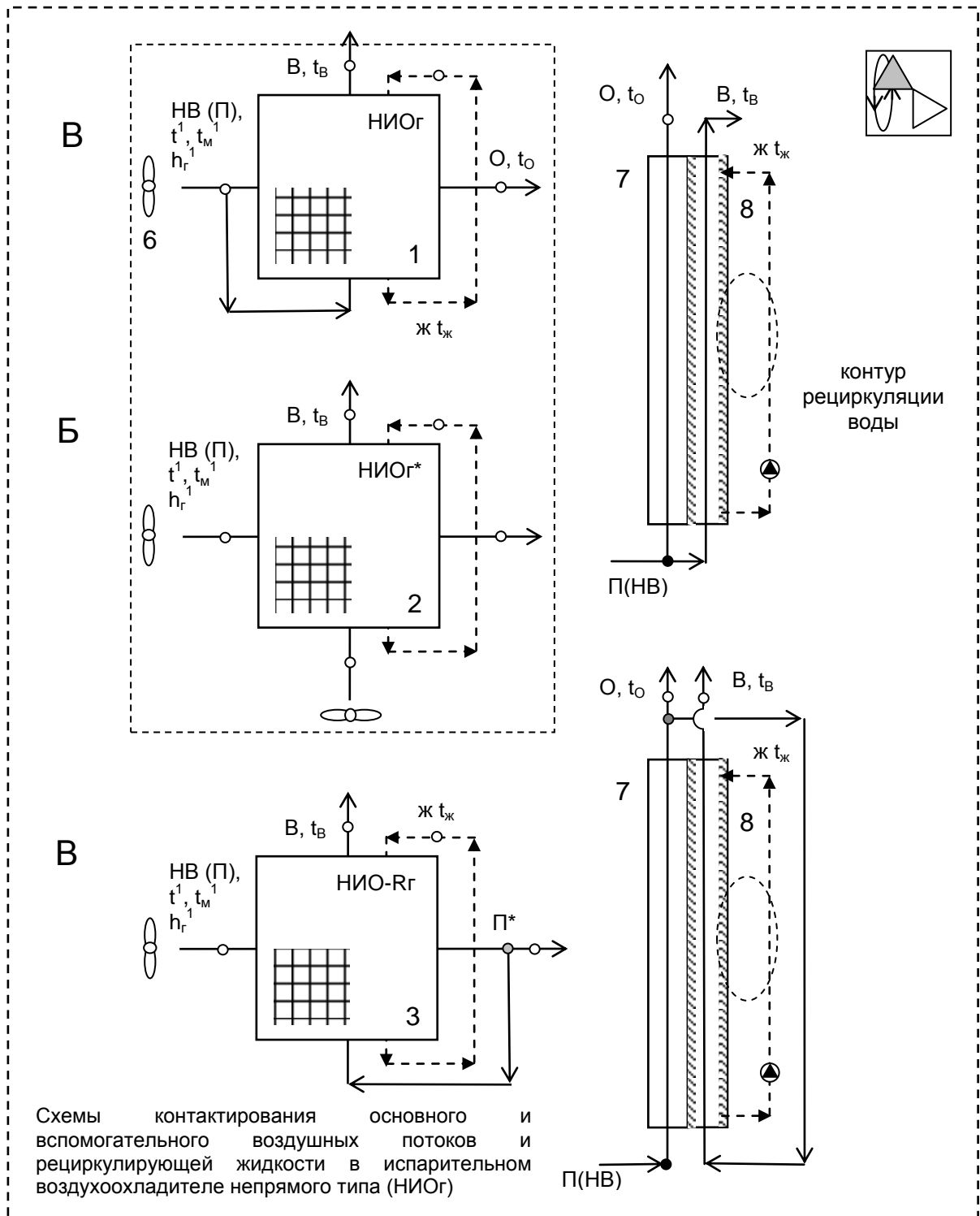
На рис. 4.2 представлены соответствующие варианты испарительных водоохладителей НИОж и НИО-Рж, в целом аналогичные по смыслу рассмотренным воздухоохладителям НИОг. Здесь, вместо основного «сухого» канала для «продуктового» воздушного потока, появляется такой же канал-водоохладитель для «продуктовой» охлаждаемой воды, поступающей потребителю. В НИОж имеется два водяных потока, один, рециркуляционный (8), через каналы, в которых водяная пленка находится в прямом контакте с воздушным потоком, и второй, «продуктовый» (9), где вода, поступающая потребителю, охлаждается бесконтактно с воздухом. Это важный момент для систем охлаждения, поскольку наружный воздух вносит

в аппарат загрязнения, что может приводить к отложениям на поверхностях теплообмена и к возникновению слабых растворов кислот, к чему приводит абсорбция различных ингредиентов из наружного воздушного потока. Такие системы охлаждения иногда называются «двухконтурными градирнями». Они особенно целесообразны при охлаждении электронной аппаратуры или в медицинской промышленности, где требуется высокая чистота охлаждающего потока. Решение представлено в противоточном и поперечноточном вариантах контакта рециркулирующей через охлаждающие каналы воды и воздушного потока (А и Б, соответственно).

Особый интерес представляет вариант охладителя-чиллера НИО-Рж, где часть охлажденной воды используется для предварительного охлаждения наружного воздуха в теплообменнике 11 (рис. 2В). Это перспективное решение обеспечивает глубокое охлаждение воды и, в известной мере, аналогично решению для воздухоохладителя НИО-Рг. В принципе, это аналогично и решению [НИО-ГРД], с той разницей, что реализуется в едином теплообменном аппарате.

В разделе 3 были представлены основные элементы и принципы компоновки воздухоохладителей НИОг и НИОж. Поскольку вспомогательный воздушный поток покидает аппарат достаточно холодным (его температура практически равна температуре основного продуктового воздушного потока, а основную часть тепла он выносит из системы в «связанном» виде), целесообразно использование этого потенциала для предварительного охлаждения, например, поступающего в НИО полного воздушного потока. «Мокрые» каналы насадки, предназначенные для непосредственного взаимодействия вспомогательного воздушного потока и рециркулирующей воды, имеют сложную форму, обеспечивающую хорошее распределение жидкости, стекающей по поверхности элементов насадки. Схема контактирования по воздушным потокам поперечноточная, и, в «мокрой» части, по воде и вспомогательному воздушному потоку, противоточная.

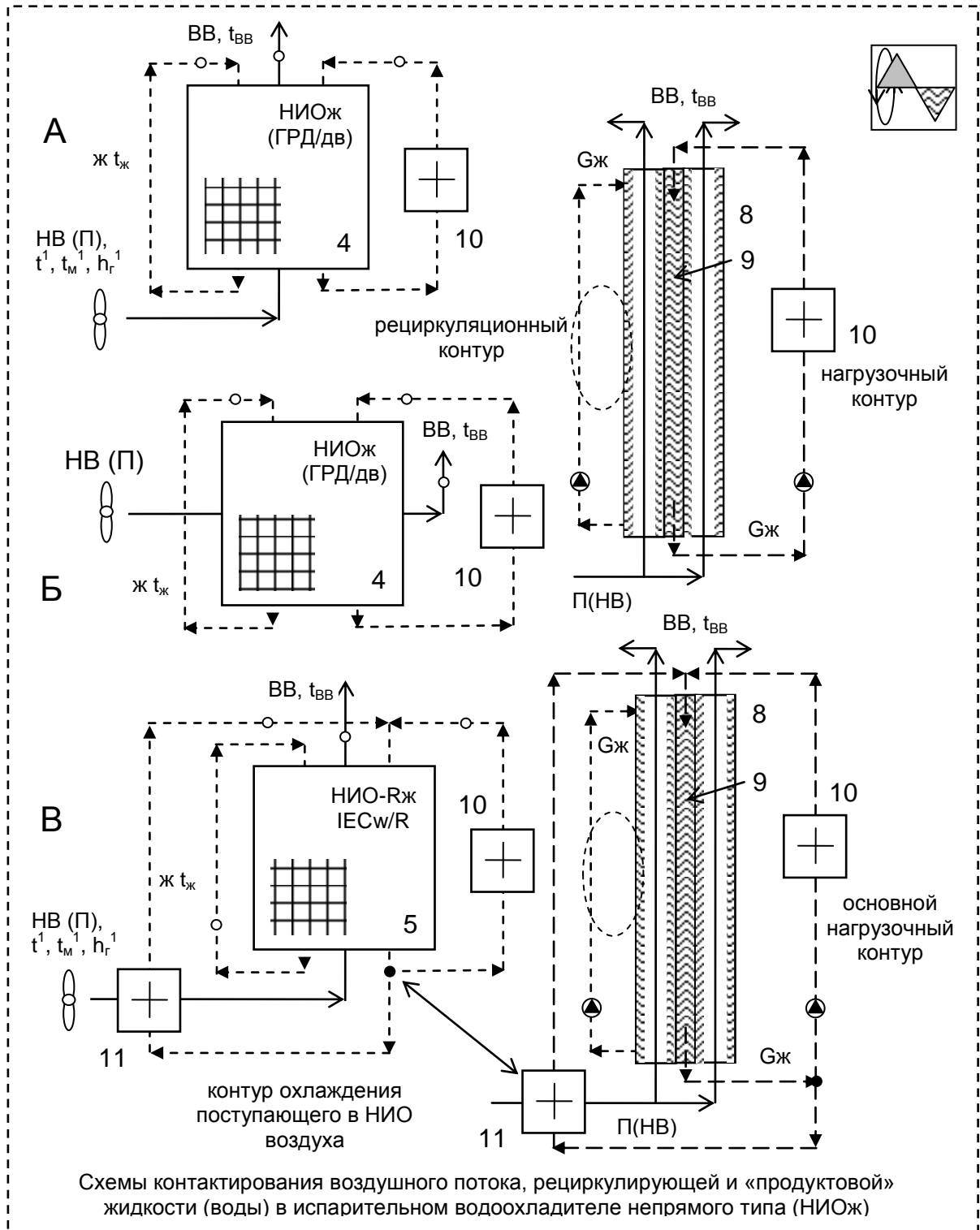
Испарительный воздухоохладитель непрямого типа НИОг.  
Indirect Evaporative cooling IECg (IECg/R)



**Рисунок 4.1.** Принципиальные решения и схемы контактирования основного и вспомогательного воздушных потоков и рециркулирующей жидкости в испарительном воздухоохладителе непрямого типа, в обычном НИОг (IECg) и регенеративном НИО-Рг (IEC-Rg) вариантах

Обозначения: 1 и 2 – НИОг с одним и двумя вентиляторами; 3 – НИО-Рг; 6 – вентилятор; 7 и 8 – «сухой» и «мокрый» каналы насадки НИО.

Испарительный водоохладитель непрямого типа НИОЖ.  
Indirect Evaporative cooling IECw (IECw/R)



**Рисунок 4.2.** Принципиальные решения и схемы контактирования воздушного и жидкостных потоков («продуктового» и рециркуляционного) в испарительном водоохладителе непрямого типа, в обычном (двухконтурная градирня) НИОЖ (IECw) и регенеративном НИОЖ/R (IEC-Rw) вариантах

Обозначения по рис. 1, доп.: 4 – НИОЖ; 5 – НИО-Рж; 9 – жидкостной («продуктовый») канал; 10 и 11 – теплообменники;

## 4.2. К теории процесса испарительного охлаждения сред в испарительных охладителях прямого и непрямого типа

### 4.2.1. Процессы совместного тепломассообмена в испарительных охладителях прямого типа [13]

Рассмотрим процессы совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении сред на примере прямого испарительного охлаждения воды (рис. 4.3). Результирующее снижение ее температуры достигается совместным действием следующих процессов: 1) теплоотдачей соприкосновением (перенос теплоты путем теплопроводности и конвекцией); 2) теплообмен излучением; 3) поверхностным испарением воды в поток воздуха (диффузия водяных паров в воздухе). Преобладающую роль здесь играет поверхностное испарение (70 - 80% теплоты, отдаваемой водой). Суммарное количество теплоты, отдаваемой водой):

$$dQ_{\Sigma} = dQ_{\alpha} + dQ_{\beta} \quad (4.1)$$

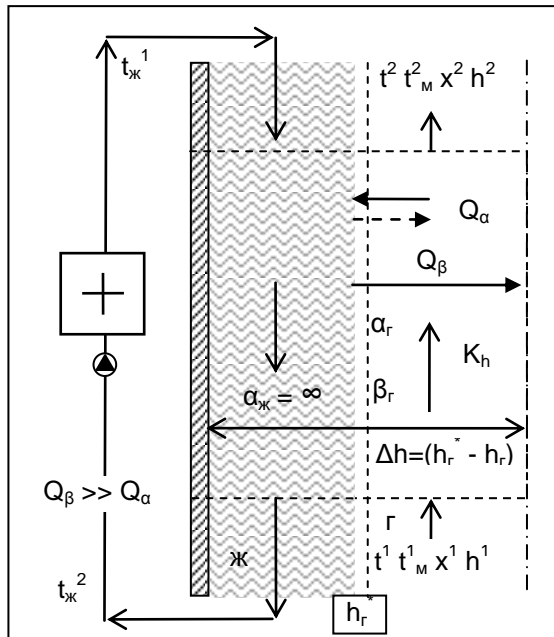
В случае, когда  $t_{жк} < t_2$  величина  $dQ_{\alpha}$  входит в уравнение (4.1) с обратным знаком. Количество явной теплоты, отдаваемой водой воздуху, выразится уравнением:

$$dQ_{\alpha} = \alpha_2(t_{жк} - t_2)dF_{\alpha} . \quad (4.2)$$

При этом полагают, что  $t_{жк} = t_{жк}^*$ , где  $t_{жк}^*$  – температура поверхности жидкостной пленки, т.е. отсутствует градиент температур по глубине водяной пленки и ее термическое сопротивление равно нулю:  $R_{жк} = 0$ . В работе [13] было показано, что в общем случае, для политропического процесса  $R_{жк} \neq 0$  и  $R_{\Sigma} = R_{\Gamma} + R_{жк}$ . Скорость перехода молекул пара из прилегающего парогазового слоя в поток воздуха пропорциональна разности  $(p''_n - p_n)$ , где  $p_n$  - парциальное давление водяного пара в воздухе на значительном удалении от поверхности воды (в ядре воздушного потока). Количество испарившейся жидкости:

$$dg_{\beta} = \beta_p(p_n^* - p_n)dF_{\beta} , \quad (4.3),$$

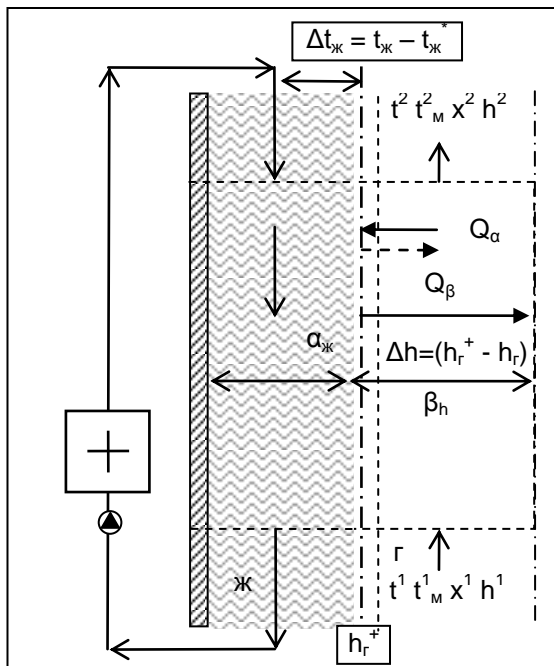
Испарительный водоохладитель прямого типа ГРД.  
Cooling Tower CTW



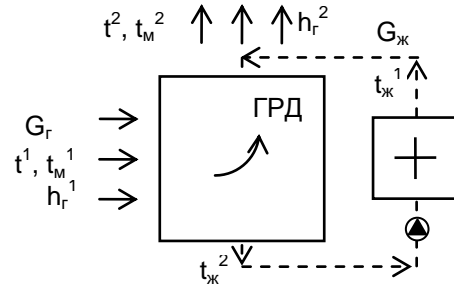
А

Политропический процесс (процесс испарительного охлаждения воды в градирне)

$R_{ж} = 0$ ;  $h_r^+$  определяется при  $t_r = t_{ж}$  и  $\phi_r = 100\%$



Б



$R_{ж} \neq 0$ ;  $h_r^+$  определяется при  $t_r = t_{ж}^*$  и  $\phi_r = 100\%$

**Рисунок 4.3.** К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении в аппаратах прямого типа:

А – процессы в водоохладителе-градирне ГРД;

Б – процессы теплообмена в градирне с учетом термического сопротивления жидкостной пленки  $R_{ж} \neq 0$ .

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к полной разности парциальных давлений водяного пара, кг/(м<sup>2</sup>с). Количество теплоты, затраченное на испарение:

$$dQ_\beta = r \cdot dg_\beta = r \cdot \beta_p (p_n^* - p_n) dF_\beta. \quad (4.4),$$

где  $r$  – скрытая теплота парообразования.

Поверхностное испарение может проходить лишь в том случае, когда  $p_n^* > p_n$ . Суммарно переносимое количество теплоты:

$$dQ_\Sigma = \alpha_z (t_{жс} - t_z) dF_\alpha + r \beta_p (p_n^* - p_n) dF_\beta. \quad (4.5)$$

Merkel F. [13; Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696 (глава 7: Одновременная тепло- и массопередача; Mitzushita T., Oishi J., Hasimoto N. Method of calculations for absorbtion accompanied with heart liberation. Chemical Engineering Science, Vol. 10. P. 31-36, 1959] предложил использовать в качестве движущей силы процесса переноса массы вместо разности парциальных давлений разность влагосодержаний  $\Delta x = (x_2^* - x_2)$ .

$$dQ_\Sigma = \alpha_z (t_{жс} - t_z) \cdot dF + r \cdot \beta_x (x_2^* - x_2) dF. \quad (4.6)$$

Здесь полагаем, что  $F_\alpha = F_\beta = F$ . Это важное обстоятельство обычно игнорируется, но для ТМА пленочного типа с насадками плотной многоканальной структуры это вовсе не так, и отличие, как это было показано применительно к насадкам из полимерных материалов, оказывается значительным [13, 14].

$$dQ_\Sigma = \beta_x \left[ \frac{\alpha_z}{\beta_x} \cdot (t_{жс} - t_z) + r \cdot (x_2^* - x_2) \right] dF, \text{ где: } le = \frac{\alpha_z}{\beta_x} \cong c_p^* \quad (4.7)$$

Для системы вода-воздух отношение коэффициентов тепло- и массоотдачи является величиной постоянной. Это является выражением аналогии процессов тепломассопереноса, протекающих в едином динамическом поле температур и влагосодержаний. На самом деле, наличие аналогии, выражаемое эмпирическим соотношением Льюиса ( $le$ ), зависит от

реальности протекающих процессов в системе, от соотношения поверхностей тепло- и массопереноса, и не распространяется на ситуацию насыщенного влажного воздуха, когда в районе равновесной кривой могут иметь место процессы «реконденсации» водяных паров. Пренебрегая зависимостью  $r$  от температуры, находим:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_x [c_p^* \cdot (t_{ж}^* - t_2) + r \cdot (x_2^* - x_2)] dF. \quad (4.8),$$

$$dQ_{\Sigma} = K_h \cdot (h_2^* - h_2) \cdot dF, \quad (4.9),$$

где  $K_h$  – общий коэффициент тепломассопереноса (коэффициент переноса суммарного тепла в системе, по принятому в англоязычной литературе определению), отнесенный к разности энтальпий. Он выражает интенсивность процесса тепломассообмена, обусловленного совместными механизмами конвекции и диффузии. Абсолютные величины равны:  $|\beta_x| = |K_h|$ . Уравнение (4.9) – это основное уравнение метода «энтальпийного потенциала». Оно позволяет существенно упростить расчет процессов тепломассообмена при испарительном охлаждении сред, поскольку вместо двух движущих сил используется одна – энтальпийный напор, вместо коэффициентов переноса  $\alpha_2$  и  $\beta_x$  – один  $K_h$ . Для случая, когда учитывается термическое сопротивление жидкостной пленки, то есть  $R_{жс} \neq 0$ , уравнение (4.9) запишется:

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h (h_e^+ - h_e) dF,$$

где  $h_e^+$  – значение энтальпии воздуха при  $t_{\Gamma} = t_{ж}^*$  и  $\phi_{\Gamma} = 100\%$ . Дальнейший анализ процессов совместного тепло- и массопереноса при прямом контактировании газа и жидкости был выполнен с учетом следующих упрощающих предпосылок [13]:

а) допущение о постоянстве расхода жидкости ( $\Delta G_{жс} = 0$ ). При испарении либо конденсации в системе этот расход реально изменяется. Погрешность, обусловленная упрощением, составляет от 3 до 20% [14];

б) погрешность, вносимая заменой движущей силы  $dp$  на  $dx_2$  и от пренебрежения влиянием Стефанового потока массы (конвективный поток

массы, возникающий из-за непроницаемости поверхности жидкости потоку воздуха; закон односторонней диффузии Стефана);

в) допущение, что эмпирическое соотношение Льюиса равно единице ( $le=1$ ). Этот вопрос тесно связан с допущением о равенстве поверхностей обмена ( $F_T=F_M=F$ ), т.е. является комплексным допущением в виде  $y=a \cdot le=1$  (где величина  $a = F_M / F_{\text{констр.}}$ ). Литературные данные по вопросу о величине  $le$  для рассматриваемых процессов очень противоречивы и дают разброс от 0,25 до 1,0 [13, 14], причем основными причинами этого является некорректность вычислений, обусловленная неучетом однородности поверхностей контакта фаз, выполнением условия  $Le = a/D$  (где  $Le$  – число Льюиса) и др;

г) пренебрежением термическим сопротивлением жидкостной пленки  $R_{ж}=0$ . Для политропических процессов в системе вода-воздух по данным работ А. Дорошенко [13] термическое сопротивление системы равномерно распределено между контактирующими фазами;

д) дополнительная ошибка может иметь место при усреднении движущей силы  $\overline{\Delta h_2}$  в основном уравнении метода «энтальпийного потенциала». Приближенные методы и погрешности усреднения рассмотрены в работе [13]; они основаны на замене участка равновесной кривой прямолинейной, параболической, либо экспоненциальной зависимостями. Величины  $r$  и  $c_p$  принимаются постоянными в заданных диапазонах изменения основных параметров, что особых сомнений не вызывает.

Основной вклад в суммарную ошибку вносят допущения:  $R_{ж}=0$ ;  $\Delta G_{ж}=0$ ;  $y=1$ . Величина ошибки может составлять от 10% до 15 % [13, 14]. Следует отметить, что без принятых упрощающих предпосылок вывод уравнения (4.9) невозможен. Уравнение энтальпийного баланса:

$$G_{ж1} c_{ж} (t_{ж}^1 - t_o) + G_2 [r_o x_2^1 + c_p^{*1} (t_2^1 - t_o)] = G_{ж2} c_{ж} (t_{ж}^2 - t_o) + G_2 [r_o x_2^2 + c_p^{*2} (t_2^2 - t_o)]$$

$$G_{ж} c_{ж} dt_{ж} = G_2 dh_2. \quad (4.10),$$

это уравнение «рабочей линии» процесса испарительного охлаждения (рис. 4.4-4.5, линия АБ). Таким образом,  $t_{жс}$  линейно зависит от  $h_2$ , причем угол наклона линии равен:

$$tg \alpha = \frac{dh_2}{dt_{жс}} = \frac{G_{жс} \cdot c_{жс}}{G_2}$$

Значение энтальпийного напора в любом сечении аппарата равно вертикальному отрезку между кривой насыщения и рабочей линией (при условии отсутствия термического сопротивления водяной пленки). Основное уравнение Меркеля с учетом (4.10), запишется:

$$\frac{K_h F}{G_{жс}} = \int_{t_{жс}^2}^{t_{жс}^1} \frac{c_{жс} dt_{жс}}{(h_2^* - h_2)} \quad (4.11)$$

Это уравнение удобно для практических расчетов. Величина  $\frac{K_h F}{G_{жс}} = K_v$

носит название *критерия испарения*.

В работах *Mickley H.* и *Mizushina T.* [13; Mitzushita T., Oishi J., Nasimoto N. Method of calculations for absorption accompanied with heat liberation. Chemical Engineering Science, Vol. 10. P. 31-36, 1959] разработан метод анализа процессов тепломассообмена, основанный на ступенчатых построениях на Н-Т диаграмме влажного воздуха (рис.4.4). При этом используются выражения:

$$-\frac{\alpha_{жс}}{\beta_h} = \frac{(h_2^+ - h_2)}{(t_{жс} - t^*)} \quad (4.12)$$

$$\frac{\Delta h_2}{\Delta t_2} \cong \frac{(h_2^+ - h_2)}{(t^* - t_2)} \quad (4.13)$$

Уравнение (4.13) соответствует на Н-Т диаграмме «конноде» БД\*. В рассматриваемом сечении аппарата эта линия соединяет точку с координатами  $h_2$ ,  $t_{жс}$  (рабочая линия) с точкой на кривой равновесия, отвечающей состоянию поверхности раздела ( $h_2^{*'} , t_{жс}^*$ ). Поскольку величины коэффициентов  $\alpha_{жс}$  и  $\beta_h$  по высоте аппарата, при выбранных расходах потоков, остаются неизменными, наклон «конноды» в любом сечении также одинаков. Уравнение (4.13) носит приближенный характер, в связи с

переходом к конечным приращениям. Рассмотрим использование уравнений (4.12) и (4.13) при переходе от сечения I-I к сечению II-II (рис. 4.4). Точка  $E^1$  характеризует состояние потока воздуха в нижнем сечении аппарата ( $h_2, t_2$ ). На расстоянии  $\Delta h^* = \Delta h/n$  от этого сечения проведем горизонталь, характеризующую положение рабочей линии в новом сечении (II-II).  $E^1C$  и  $E^*C^*$  – соответствующие положение «соединительных линий» процесса. Соединив точку  $E^1$  с точкой  $C$ , лежащей на пересечении «соединительной линии»  $E^1C$  и кривой насыщения, получаем направление изменения состояния воздуха между двумя рассматриваемыми сечениями, причем точка  $E^*$  (пересечение  $E^1C$  и горизонтали, соответствующей вышерасположенному сечению по высоте аппарата, – разбиению располагаемого энтальпийного потенциала на ряд равновеликих участков) характеризует состояние воздуха в сечении II-II. Линия  $E^1C$  – линия изменения состояния воздуха на данном участке разбиения. Аналогичные построения можно выполнить при переходе от сечения II-II к III-III и далее (для ряда сечений между нижним и верхним сечениями насадки аппарата). В результате, пересечения кривой  $E^1-E^*-E^{**} \dots$  с линией  $h_2^2$  даст состояние воздуха, покидающего аппарат ( $E^2$ ). Указанные построения возможны лишь при известных величинах  $\alpha_{жс}$  и  $\beta_h$  (известном наклоне «конноды», выражающем заданную разность температур по глубине водяной пленки). Задача построения кривой состояния воздушного потока решается методом последовательных приближений: выбираем значение  $\alpha_{жс}/\beta_h$ , определяем графическим путем  $t_2^{2расчет}$  и сопоставляем ее значение с экспериментально установленной величиной  $t_2^{2эксп}$ . При этом диапазон  $\Delta t_{жс}$  ( $\Delta h_2$ ) делится на  $n$  равных частей, причем с ростом  $n$  точность метода повышается. Равенство температур  $t_2^{2р} = t_2^{2э}$  свидетельствует о правильности выбора указанного выше соотношения, определяющего окончательное положение линии изменения состояния воздушного потока по высоте аппарата. Метод справедлив для системы вода-воздух в процессах, как испарения, так и конденсации. Применимость рассмотренного метода

ограничена рамками системы вода-воздух и отсутствием явления «реконденсации».

Запишем основное уравнение метода энтальпийного потенциала для двух характерных случаев,  $\alpha_{жс} = \infty (R_{жс} = 0)$  и  $\alpha_{жс} \neq \infty (R_{жс} \neq 0)$ :

$$dQ_{\Sigma} = K_h (h_r^* - h_r) dF \quad (4.14),$$

$$dQ_{\Sigma} = \beta_h (h_r^+ - h_r) dF \quad (4.15)$$

$$h_r^* = \bar{m} t_{ж} + b_1, \quad h_r^+ = \bar{m} t^* + b \quad (4.16)$$

$$K_h (h_r^* - h_r) dF = \beta_h (h_r^+ - h_r) dF,$$

где:  $\bar{m}$  – величина, учитывающая кривизну линии насыщения (тангенс угла наклона линии насыщения);  $b_1, b$  – постоянные величины. Справедливость последнего равенства при этих условиях отмечено в работах [13]. Далее

получим: 
$$\frac{1}{FK_h} = \frac{1}{F\beta_h} + \frac{\bar{m}}{F\alpha_{жс}}, \quad R_{\Sigma} = R_2 + \bar{R}_{жс} \quad (4.17),$$

Полученное уравнение *аддитивности фазовых сопротивлений* (4.17) связывает общее термическое сопротивление в системе ( $R_{\Sigma} = 1/FK_h$ ) с термическим сопротивлением воздушной ( $R_2 = 1/F\beta_h$ ) и водяной ( $\bar{R}_{жс} = \bar{m}/F\alpha_{жс}$ ) фаз. Преимущественное влияние сопротивления газовой или жидкостной пленки определяется в зависимости от растворимости газа в жидкости. Следует отметить минимальное количество данных в мировой научной периодике по этому вопросу применительно к процессам испарительного охлаждения сред. В отечественной литературе были опубликованы данные А. Дорошенко [13], полученные при испарительном охлаждении воды в градирнях, из которых следует, что величина  $R_{ж}$  может составлять до 50% от  $R_{\Sigma}$ . В монографии Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696 (глава 7: Одновременная тепло- и массопередача) указывается величина  $R_{ж}$  равная «27-46% от общего сопротивления переносу энтальпии между фазами». Здесь, в нашей

терминологии имеется в виду суммарный перенос тепла механизмами конвекции и диффузии между газом и жидкостью.

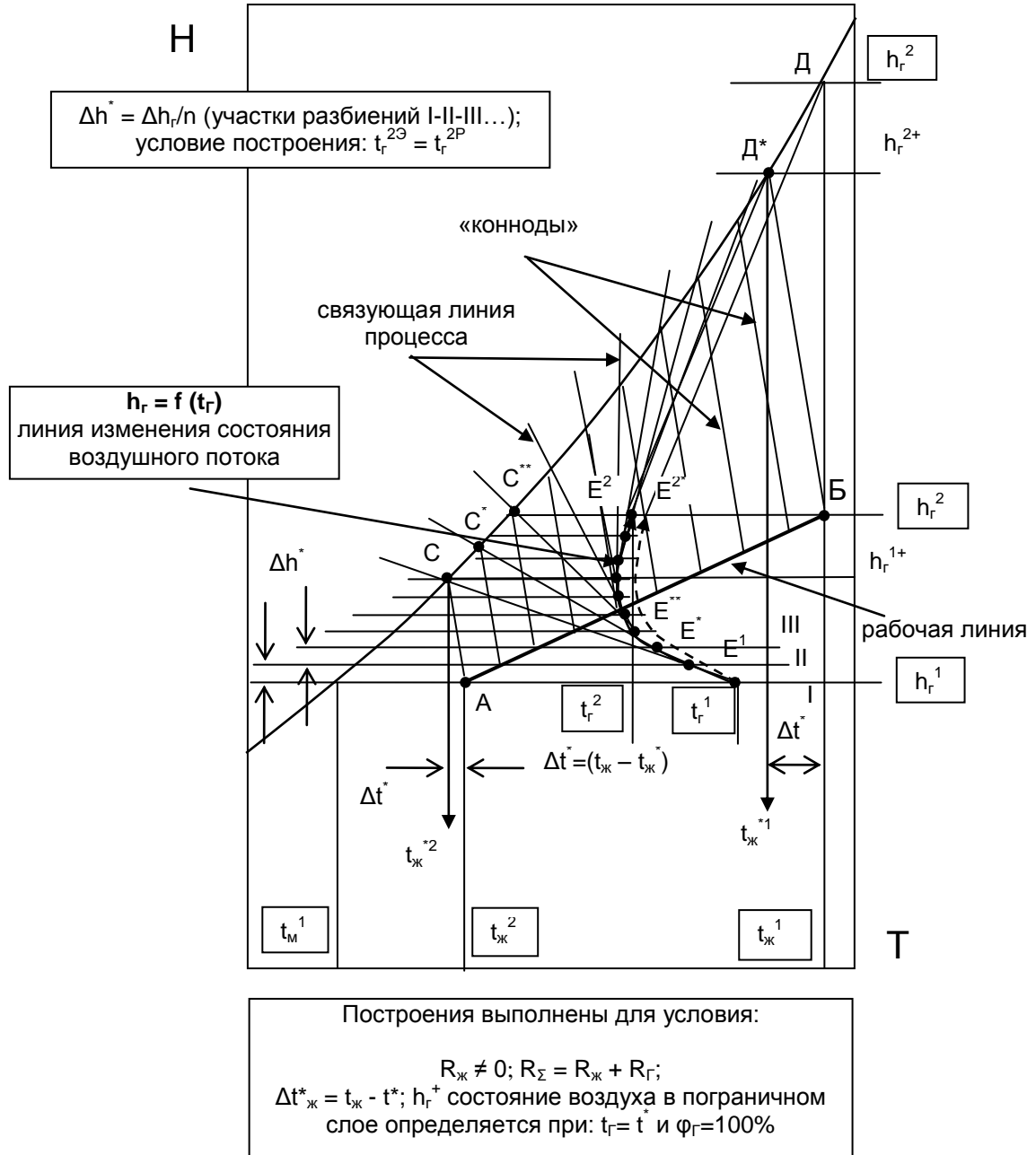
Разработанная расчетная процедура позволяет выявить опасность полного насыщения воздуха и выработать рекомендации к проектированию ИО, в частности градирен, исключая опасность явления реконденсации. Такой анализ представлен на рис. 4.5А, Б и В.

На рис. 4.5А выделен случай  $\Lambda < 1.0$  (где  $\Lambda = 1/l_{ид}$ , характеристическое число, см. §4.5.1) и анализ расширен в область меньших значений температуры воздуха на входе  $t_{г}^{1/3}$ , при этом варьировалась и степень приближения к пределу испарительного охлаждения  $\Delta t_{ж}^* = (t_{ж}^2 - t_{м}^1)$ , – (кривая 3В). Видно, что с ростом эффективности процесса (рабочая линия для случая 3В смещена и показана пунктиром) и снижением  $t_{г}^1$  опасность реконденсации значительно повышается.

На рис. 4.5Б этот результат проанализирован в широком интервале соотношений начальных температур воды и воздуха (линии изменения состояния воздушного потока  $h_{г} = f(t_{г})$  на графике соответствуют соотношениям температур: 2 –  $t_{г}^1 > t_{ж}^1$ ; 1 –  $t_{г}^1 < t_{ж}^1$ ; 3 –  $t_{г}^1 < t_{ж}^2$ ). Показано влияние этих параметров на положение рабочей линии и на ход процесса  $h_{г} = f(t_{г})$  в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха, при неизменном соотношении расходов газа и жидкости ( $\Lambda = 1/l_{ид} = 1$ ). Изменение положения рабочей линии (параллельный ее сдвиг в позициях 1-3) обусловлено именно влиянием реконденсации на эффективность процесса, что сказывается на повышении температуры охлаждаемой воды  $t_{ж}^{2/3}$ . На рис. 4.5В сдвиг рабочей линии процесса 1-1\* иллюстрирует снижение эффективности процесса испарительного охлаждения с повышением как температуры охлажденной воды, так и степени эффективности использования воздушного потока.

Особо отметим, что вопрос о фазовых сопротивлениях применительно к процессу в воздухоохладителях непрямого типа НИО вообще не рассматривался в научной литературе, в то время как эти процессы и аппараты получают в последние годы приоритетное направление развития.

Испарительный водоохладитель прямого типа ГРД.  
Cooling Tower CTW



**Рисунок 4.4.** Построение линии изменения состояния воздушного потока  $h_r = f(t_r)$  по высоте аппарата ( $E^1 E^{2*} \dots$ ) для противоточной схемы испарительного водоохладителя ГРД, при условии  $R_{ж} \neq 0$ .

**Испарительный водоохладитель  
прямого типа ГРД.  
Cooling Tower CTW**

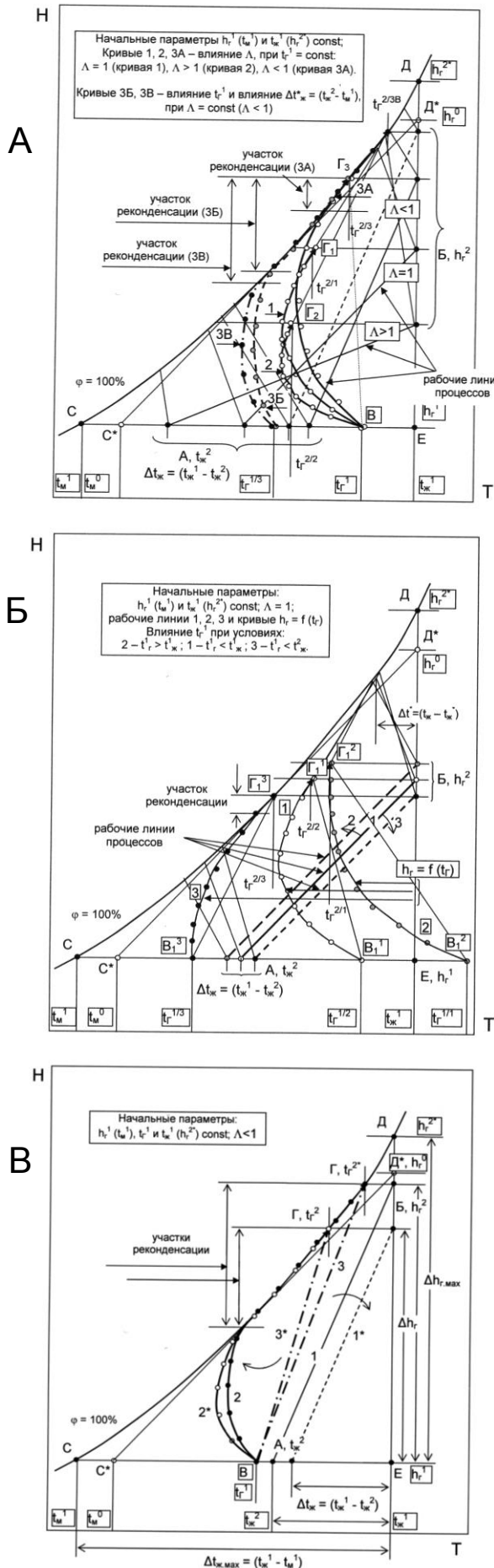
**Рисунок 4.5.** Процессы совместного  
теплообмена в испарительных  
охладителях прямого типа

**А.** – К анализу опасности полного насыщения воздушного потока до выхода из насадки аппарата [(влияние величин  $\Lambda = I/I_{ид}$ ; начальных параметров потоков  $h_{Г^1}$  ( $t_{Г^1}$ ),  $t_{Ж^1}$  ( $h_{Г^2}$ ) и  $t_{Г^1}$ ; кривые 3Б и 3В – влияние степени приближения к пределу испарительного охлаждения  $\Delta t_{Ж} = (t_{Ж^2} - t_{Ж^1})$ ]

**Б.** – Влияние соотношения начальных температур воды и воздуха на положение рабочей линии и ход процесса  $h_{Г} = f(t_{Г})$  в поле диаграммы влажного воздуха, при неизменном соотношении расходов газа и жидкости ( $\Lambda = I/I_{ид} = 1$ ).

**В.** – Влияние реконденсации на выходе из аппарата.

Обозначения: АБ – положения рабочей линии процесса испарительного охлаждения (1, 1\* – сдвиг рабочей линии с учетом реконденсации); ВГ – линия изменения состояния воздушного потока (3, 3\* – традиционный упрощенный подход, 2, 2\* – реальное протекание процесса).



#### 4.2.2. Процессы совместного тепломассообмена в испарительных воздухоохладителях непрямого типа НИО

В воздухоохладителе непрямого типа НИО основной воздушный поток, движущийся в «сухих» канала аппарата охлаждается при неизменном влагосодержании через холодную разделяющую «сухие» и «мокрые» каналы НИО стенку. Она, в свою очередь охлаждается стекающей с противоположной стороны водяной пленкой, находящейся в непосредственном контакте со вспомогательным воздушным потоком в соседних, чередующихся с «сухими», «мокрых» каналах аппарата. Таким образом, вспомогательный воздушный поток выносит из аппарата все тепло, а вспомогательный и основной воздушный потоки при прохождении через НИО снижают свою температуру. Вспомогательный поток при этом увлажняется, вынося все тепло в основном в «связанном» виде, за счет изменения влагосодержания.

Термическим сопротивлением разделяющей «сухие» и «мокрые» каналы аппарата стенки канала можно, как показали работы [14, 141], пренебречь, поскольку оно соизмеримо с термическим сопротивлением жидкостной пленки, покрывающей эту стенку со стороны вспомогательного канала НИО. Это подчеркивается и небольшой толщиной стенки (см. раздел 3). Это позволяет создавать НИО на основе насадок из полимерных материалов в виде многоканальных моноблоковых структур с тонкими стенками каналов.

Количество явной теплоты, отдаваемой основным воздушным потоком, (который охлаждается при неизменном влагосодержании) через разделяющую «сухие» и «мокрые» каналы аппарата стенку канала:

$$Q_{\alpha}^{\circ} = \alpha_{\Gamma}^{\circ} (t_o - t^*) F \quad (4.18)$$

Количество явной теплоты, отдаваемой вспомогательным воздушным потоком рециркулирующей воде выразится уравнением:

$$Q_{\alpha}^B = \alpha_{\Gamma}^B (t_b - t^*) F \quad (4.19)$$

Скорость перехода молекул пара из прилегающего парогазового слоя в поток воздуха пропорциональна разности влагосодержаний ( $x_B - x^*$ ), где  $x_B$  – влагосодержание вспомогательного воздушного потока на значительном удалении от поверхности воды (в ядре воздушного потока «В»). Количество испарившейся жидкости и соответствующее количество тепла, перешедшее во вспомогательный воздушный поток:

$$G_\beta^B = \beta_x^B (x_B - x^*) F, \quad Q_\beta^B = r \beta_x^B (x_B - x^*) F \quad (4.20)$$

Суммарно переносимое количество теплоты (отведенной от основного и вспомогательного воздушных потоков), может быть выражено на основании метода «энтальпийного потенциала»:

$$Q_\Sigma^B = \beta_h^B (h - h^*) F \quad (4.21)$$

На рис. 4.7А на диаграмме НТ влажного воздуха рассмотрены характерные случаи протекания процессов непрямого испарительного охлаждения в НИОг для различных соотношений расходов основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_O / G_B$ . Рабочая линия процесса в НИО – «КЛ» – связывает основные параметры основного (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного потоков (энтальпию, поскольку процесс в «мокрой» части аппарата связан с переносом тепла и массы) воздуха. Здесь, как и в случае процесса в градирне [13] особый интерес представляет возможность правильного построения линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока, поскольку это позволяет избежать опасности полного насыщения воздушного потока еще до его выхода из насадки аппарата, что может привести к реконденсации влаги и резкому падению эффективности процесса в НИОг. Анализ возможностей испарительных охладителей НИО выполнен на основе полученных в ОНАПТ экспериментальных данных [13, 14, 52-58] с привлечением метода «энтальпийного потенциала». Ранее этот метод был развит в работах Mickley H.S., Mizushina T., Park J.E., and Vance J.M., Дорошенко А. [13], [Mickley H.S., and Sherwood T.K., Applied Mathematics in Chemical Engineering/ McGraw-Hill, New York, 1957; Mizushina

T., Chem. Eng. Soc. (Japan), 13, p7-17, 1960; Park J.E., and Vance J.M., Computer Model of Crossflow Towers, in "Cooling Towers". American Institute of Chemical Engineers, 1972] применительно к процессу тепломассообмена при испарительном охлаждении воды в градирнях и получил широкое распространение в международной практике [Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696 (глава 7: Одновременная тепло- и массопередача)]. В настоящей работе метод «энтальпийного потенциала» используется применительно к анализу процессов в НИО. При анализе термическая эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята равной  $E_O = E_B \approx 0.65$ . Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО принята, на основании экспериментальных данных,  $t^*_{Ж} = t^*_M + 1,5-2,5^{\circ}\text{C}$ . На самом деле величина  $E_B$  несколько выше чем  $E_O$ , а реальное значение величины  $t^*_{Ж}$  зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО,  $l = G_O / G_B$ . Все тепломассообменные аппараты НИО, входящие в состав рассматриваемых охладителей, пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами на основе полимерных материалов (раздел 3).

На рис. 4.7 показаны процессы: ПО и ПВ – охлаждения основного воздушного потока и изменения состояния вспомогательного воздушного потока в НИО, соответственно. Процесс построения линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока А-В основан на использовании метода «энтальпийного потенциала», где линии КМ и ПМ «коннода» и «связующая линия процесса» для каждой ступени разбиения располагаемого перепада энтальпий по вспомогательному воздушному потоку, соответственно [13]. Наклон «коннод» КМ и связующих линий ПМ, выражающих характер изменения состояния воздушного потока на рассматриваемом участке разбиения располагаемого перепада энтальпий вспомогательного потока воздуха определяется соотношением интенсивностей переноса в воздушных потоках, то есть отношением  $(\alpha_r^B /$

$\beta_r^B$ ), при этом полагаем, что значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_r^B$  и  $\alpha_r^O$  равны. Разработано соответствующее программное обеспечение расчетов.

На рис. 7А представлено изображение процесса в НИОг на Н-Т диаграмме влажного воздуха для различных соотношений расходов основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_O / G_B$ . На рис. 4.7Б показано сравнительное протекание процессов для НИО и НИО-Р. Хорошо видно, как растет эффективность охлаждения основного воздушного потока, для которого теперь пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха  $t_{пр}$ . Этому соответствует и смещение рабочей линии процесса в направлении равновесной кривой. В то же время для НИО-Р отмечается опасность реконденсации влаги, обусловленная полным насыщением вспомогательного воздушного потока до его выхода из насадки аппарата. С этого момента изменение состояния вспомогательного потока В происходит непосредственно по равновесной кривой. На самом деле, реально, процесс в НИО-Р будет протекать иначе (рис. 4.7Б, позиция Б), со смещенной рабочей линией, так что изменение состояния вспомогательного воздушного потока будет протекать без реконденсации, при этом, естественно, снизится и эффективность процесса в НИО-Р на величину  $\Delta t_o$ , то есть реальная эффективность процесса в НИО-Р может быть близкой к процессу в НИО, при повышенных энергозатратах на организацию движения теплоносителей.

Аналогичная ситуация может возникать и в случае использования НИО в составе каскадных солнечных систем, что требует особого внимания. Решение вопроса может лежать в правильном регулировании соотношения контактирующих воздушных потоков в НИОг,  $l = G_O / G_B$ . Только в этом случае использование испарительных охладителей непрямого типа существенно расширит возможности практического использования испарительных охладителей, исключая возможность резкого снижения эффективности процессов в связи с опасностью реконденсации влаги при глубоком охлаждении сред. Особо отметим, что в опубликованных в

последние годы материалах [133, 134, 139] этому вопросу практически внимания не уделяется.

**Процессы теплообмена при поперечноточной схеме движения воды и воздуха.** В разрабатываемых теплообменных аппаратах (абсорбера-десорбера в контуре осушения и испарительных охладителей воды и воздуха в контуре охлаждения) реально принята поперечноточная схема контактирования потоков газа и жидкости, как наиболее приемлемая в случае совместной компоновки ряда теплообменных аппаратов в едином блоке охлаждения (разделы 2 и 3). Условия расчета процессов в аппаратах с поперечным током воздуха и воды сложнее, чем с противотоком. Здесь изменение параметров воды и воздуха происходит одновременно в двух направлениях – по высоте и длине аппарата, и задача является двумерной. Различными авторами предложен ряд методов для расчета. Наиболее точный из них это метод численного интегрирования системы дифференциальных уравнений теплообмена. Применимость интервально-итерационного метода к анализу поперечноточной схемы сводится к способу усреднения движущих сил в интервале, то есть возможности вычисления движущих сил в поперечноточной ячейке с заданной точностью. Площадь модуля разбивается на ячейки с размерами  $\Delta x = X/m$  и  $\Delta y = Y/n$ . При замене дифференциалов конечными разностями, получим:

$$\begin{aligned} K_h (h_g^* - h_g) \Delta x \cdot \Delta y &= \frac{G_{ж}}{m} \cdot \Delta x \cdot \Delta t_{ж} \\ K_h (h_g^* - h_g) \Delta x \cdot \Delta y &= -\frac{G_g}{n} \cdot \Delta y \cdot \Delta t_g \end{aligned} \quad (4.22),$$

где:  $m$  и  $n$  – число делений по осям абсцисс и ординат, соответственно. Среднедвижущую силу процесса в ячейке представим как разность потенциалов потоков газа и жидкости, характерную для более простой схемы параллельного течения. Предложены различные варианты для выражения  $\overline{\Delta h_2}$ , в частности, как разность потенциалов на входе в ячейку, как

среднеарифметическое значение разности потенциалов, либо их обратных величин на концах противоточной ячейки и др. Вопрос о вычислении  $\overline{\Delta h_2}$  сводится к обоснованию корректности замены схемы контактирования на более приемлемую в смысле анализа. В работах *Бермана* [13, 14] было предложено для определения средней разности энтальпий при поперечном токе воспользоваться приближенной формулой, вводя в нее корректирующий фактор  $\Delta h^*$ , учитывающий спрямление линии энтальпий для насыщенного воздуха. Тогда :

$$\overline{\Delta h_r} = \frac{h_{r1}^* - h_{r2}^*}{\ln \frac{h_{r1}^* - \Delta h^* - h_{r1}}{h_{r2}^* - \Delta h^* - h_{r1}}} - 0,5(h_{r2} - h_{r1}), \quad \text{где: } \Delta h^* = \frac{h_{r1}^* + h_{r2}^* + 2h_r^*}{4}$$

Рассмотрим возможность сведения поперечноточной схемы для ячейки разбиения к более простой схеме параллельного течения. При  $m = \text{const}$  более точным для параллельного течения является выражение среднедвижущей силы как среднелогарифмической, то есть представления  $\overline{\Delta h_2}$  как  $\overline{\Delta h_{2 \log}}$ . Для конкретной ячейки интенсивности процессов, в зависимости от принятой схемы контактирования потоков, соотносятся как  $N_{\Sigma \text{прям}} > N_{\Sigma} > N_{\Sigma \text{прот}}$ , при которой максимальная погрешность

исчисления  $N_{\Sigma} - \delta_{N_{\Sigma}} = \frac{(N_{\Sigma \text{прям}} - N_{\Sigma \text{прот}})}{N_{\Sigma \text{прям}}}$  обусловлена влиянием

линеаризации равновесной кривой и зависит от ширины зоны охлаждения  $\Delta t_{жс}$ , то есть от числа разделений модуля на ячейки. Здесь  $N_{\Sigma}$  – число единиц переноса суммарного тепла в рассматриваемой системе. При достаточно большом числе разбиений  $\overline{\Delta h_2}$  можно заменить на  $\overline{\Delta h_{2.арифм}}$ .

Тогда  $\overline{\Delta h_2}$  одинаково для противо- и прямоточных ячеек;

$N_{\Sigma \text{прям}} = N_{\Sigma} = N_{\Sigma \text{прот}}$  и  $\delta_{N_{\Sigma}} = 0$ . В наших расчетах использовался

интервально-итерационный метод, а значения фазовых термических сопротивлений определялись численным интегрированием. Вторая часть

расчета может быть значительно упрощена при достаточно большом числе разбиений модуля  $m \times n$ , поскольку отпадает необходимость в дальнейшем разбиении ячейки на участки. Отметим, что при одинаковых значениях  $l =$

$G_{\Gamma} / G_{\text{ж}}$  можно считать величину *критерия испарения*  $\frac{K_h F}{G_{\text{ж}}} = K_v$  для

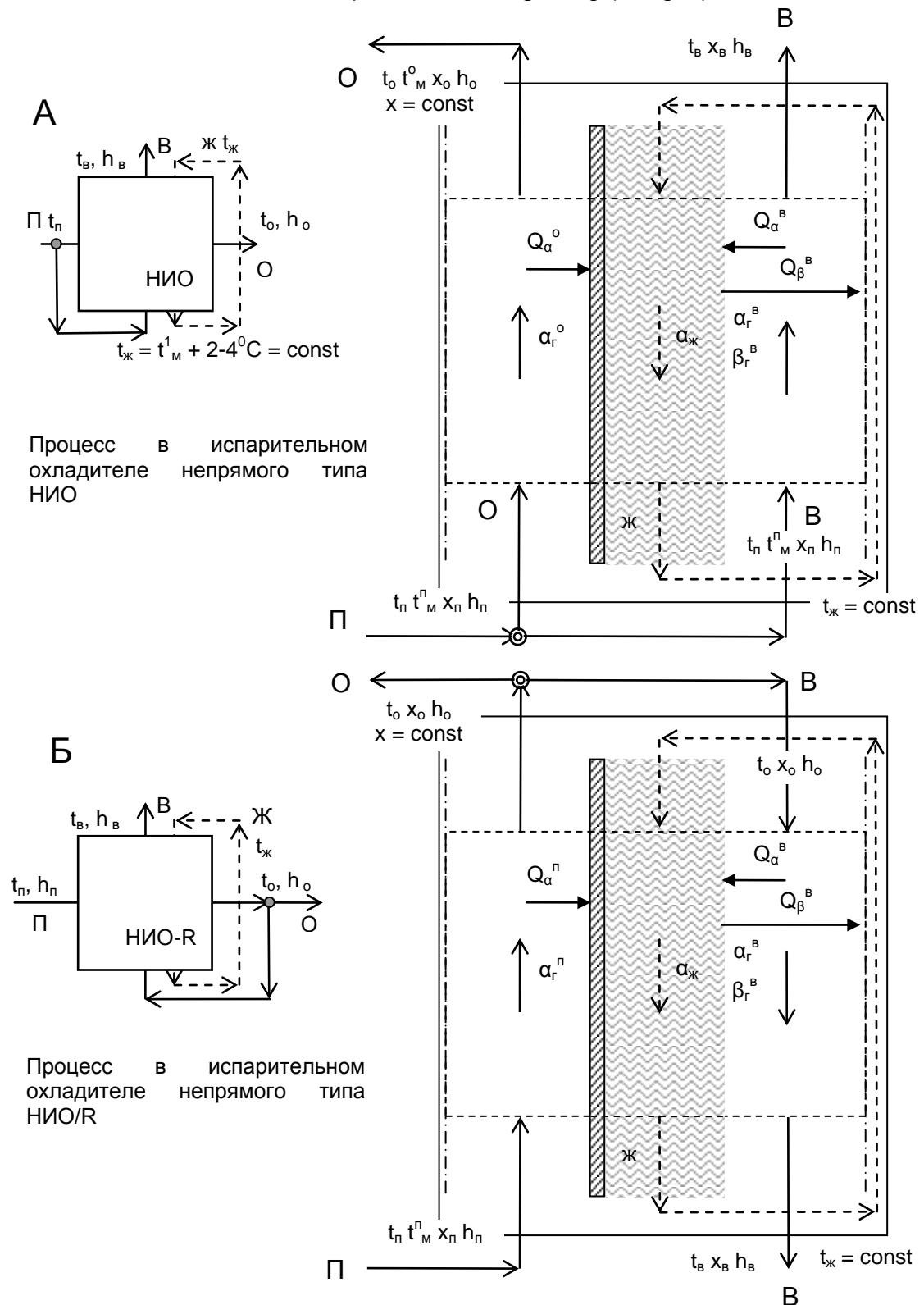
противоточной и поперечноточной схем практически одинаковым, что отмечается в исследованиях А. Дорошенко [13] и в монографии Шервуд Т., Пигфорд Р. и Уилки Ч. Массопередача. Москва, «Химия», 1982, с. 696 (глава 7: Одновременная тепло- и массопередача).

#### **4.3. Моделирование процессов совместного тепломассообмена в испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИОг**

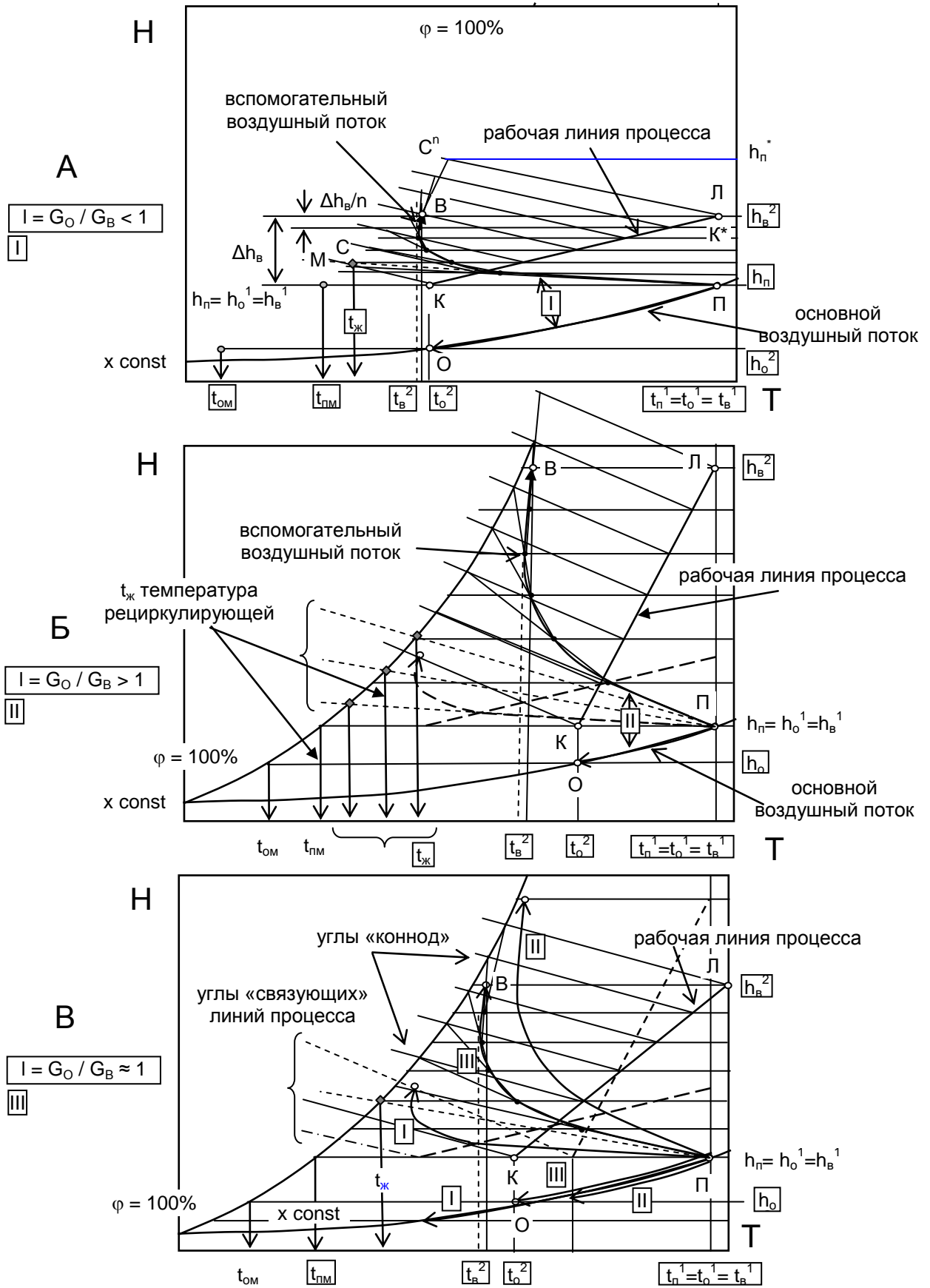
Рассмотрим математическую модель процессов в испарительном охладителе непрямого типа НИОг. Насадка НИО представляет собой многоканальную структуру (раздел 3, рис. №№ 3.11-3.13) с чередующимися каналами для охлаждения основного воздушного потока «О» (охлаждается в «сухом» канале через разделяющую каналы стенку) и для реализации собственно процесса испарительного охлаждения при непосредственном контакте вспомогательного воздушного потока «В» и рециркулирующей через «мокрые» каналы насадки воды. Вода стекает в виде тонкой пленки по стенкам «мокрых» каналов. В модели принята поперечноточная схема движения воздушных потоков и рассмотрены две возможные схемы взаимодействия вспомогательного воздушного потока «В» и водяной пленки, в виде нисходящего прямотока (рис. 4.8А) и противоточная схема (рис. 4.8Б). Для описания процессов тепломассообмена при условии материальной однородности потоков выделим элемент насадки протяжённостью  $0 \leq x \leq H$ ,  $a \leq y \leq b$ ,  $0 \leq z \leq L$ .

Вспомогательный воздушный поток находится в непосредственном контакте с жидкостью и движется относительно нее прямотоком (рис. 4.8.А).

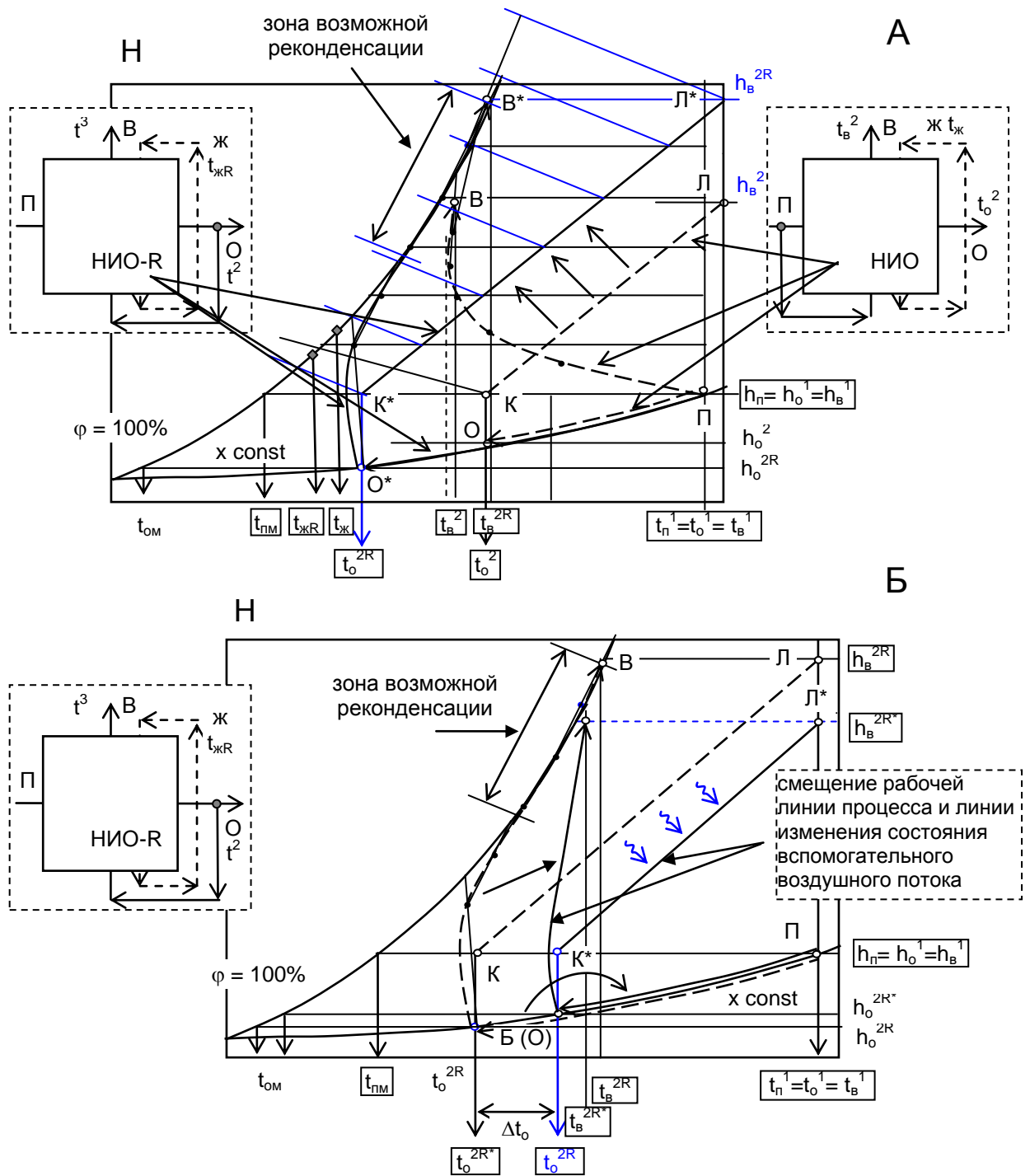
Испарительный воздухоохладитель непрямого типа НИОг.  
Indirect Evaporative cooling IECg (IECg/R)



**Рисунок 4.6.** К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении в аппаратах непрямого типа: А – процессы в воздухоохладителе НИО; Б – процессы в НИО-Р.



**Рисунок 4.7А.** Изображение процесса в НИОг на Н-Т диаграмме влажного воздуха для различных соотношений расходов основного и вспомогательного воздушных потоков  $I = G_O / G_B$ . Обозначения: ПО и ПВ – процессы по основному и вспомогательному потокам; КЛ – рабочая линия процесса.



**Рисунок 4.7Б.** Сравнительное изображение процесса в одноступенчатых охладителях НИОг и НИО-Рг на Н-Т диаграмме влажного воздуха (А) и реальное протекание процесса в НИО-Рг с учетом реконденсации влаги во вспомогательном воздушном потоке (Б)

Обозначения: ПО и ПВ – процессы по основному и вспомогательному потокам; КЛ – рабочая линия процесса (К\*Л\* – смещение рабочей линии, ее реальное положение).

Запишем основные уравнения тепломассообмена (ТМО) для каждого материального потока, а также соответствующие условия сопряжения в форме уравнений пограничного слоя [Кирилов В.Х. Гідродинаміка та тепломасообмін в двофазних потоках плівкових апаратів для холодильної техніки. Автореф. докт. дис.. Одеса, 1994]:

– для жидкости ( $0 \leq x \leq H$ ,  $0 \leq y \leq h$  ( $h$  ( $\delta_{ж}$ ) – толщина слоя жидкости),  $0 \leq z \leq l$ ).

$$TW_{\alpha}(y) \frac{\partial t_{\alpha}}{\partial x} = a_{\alpha} \frac{\partial^2 t_{\alpha}}{\partial y^2}, \quad (4.23),$$

а условие на входе, при  $x = 0$ , имеет вид:  $t_{ж}(0, y, z) = t_{\alpha}^0$ .

– для вспомогательного турбулентного потока газа ( $0 \leq x \leq H$ ,  $h \leq y \leq b$ ,  $0 \leq z \leq l$ ) температура  $t_B = t_B(x, y, z)$  и парциальное давление пара  $p_n = p_n(x, y, z)$  определяются уравнениями:

$$W_B(y) \frac{\partial t_B}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (a_{\bar{a}} + \dot{a}_{\bar{a}}^{\circ}) \frac{\partial t_B}{\partial y} \right], \quad (4.24)$$

$$W_B(y) \frac{\partial p_i}{\partial x} = R_i \dot{O}_{\bar{A}} \frac{\partial}{\partial y} \left[ (D_{\bar{a}} + D_{\bar{a}}^{\circ}) \frac{\partial p_i}{\partial y} \right], \quad (4.25)$$

( $\dot{a}_{\bar{a}}^{\circ}$  и  $D_{\bar{a}}^T$ , соответственно, турбулентные коэффициенты теплопроводности и диффузии воздушного потока)

$$\text{при условии, когда } x = 0: t_B = t_B^0, p_n = p_n^0, \quad (4.26)$$

$$\text{и при } y = b: \quad \frac{\partial t_B}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial p_i}{\partial y} = 0 \quad (4.27)$$

– для основного воздушного потока ( $0 \leq x \leq H$ ,  $-a \leq y \leq 0$ ,  $0 \leq z \leq L$ ) температура  $t_O = t_O(x, y, z)$  определяется из уравнения:

$$W_f(y) \frac{\partial t_f}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (a_{\bar{a}} + \dot{a}_{\bar{a}}^{\circ}) \frac{\partial t_f}{\partial y} \right], \quad (4.28)$$

$$\text{при } z = 0: t_O = t_O^0; \quad \text{при } y = -a: \quad \frac{\partial t_f}{\partial y} = 0 \quad (4.29)$$

– условия сопряжения:

температура  $t_{жс} = t_{жс}(x, y, z)$  определяется из уравнения:

$$\text{на стенке при } y = 0 \quad q_0 = k_\alpha (t_B - t_\alpha), \quad (4.30),$$

где  $q_0$  – тепловой поток при  $y = 0$ , а  $k$  – коэффициент теплопередачи через стенку толщиной  $\delta_{\bar{n}\bar{o}}$  и теплопроводностью  $\lambda_{\bar{n}\bar{o}}$ :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_{\bar{n}\bar{o}}}{\lambda_{\bar{n}\bar{o}}} + \frac{1}{\alpha_{\hat{A}}}};$$

( $\alpha_{\hat{i}}$  и  $\alpha_{\hat{A}}$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны основного и вспомогательного потоков газа)

На поверхности раздела, когда  $y = h$

$$p_n = p'', \quad q = q_\alpha + q_\beta. \quad (4.31)$$

Проведём осреднение уравнений ТМО (4.23), (4.24), (4.25) и (4.28) по поперечной координате  $y$ . Для этого введём средние значения температур и парциального давления пара:

$$t_\alpha(x, z) = \frac{\rho_\alpha}{g_\alpha} \int_0^h W_\alpha t_\alpha dy,$$

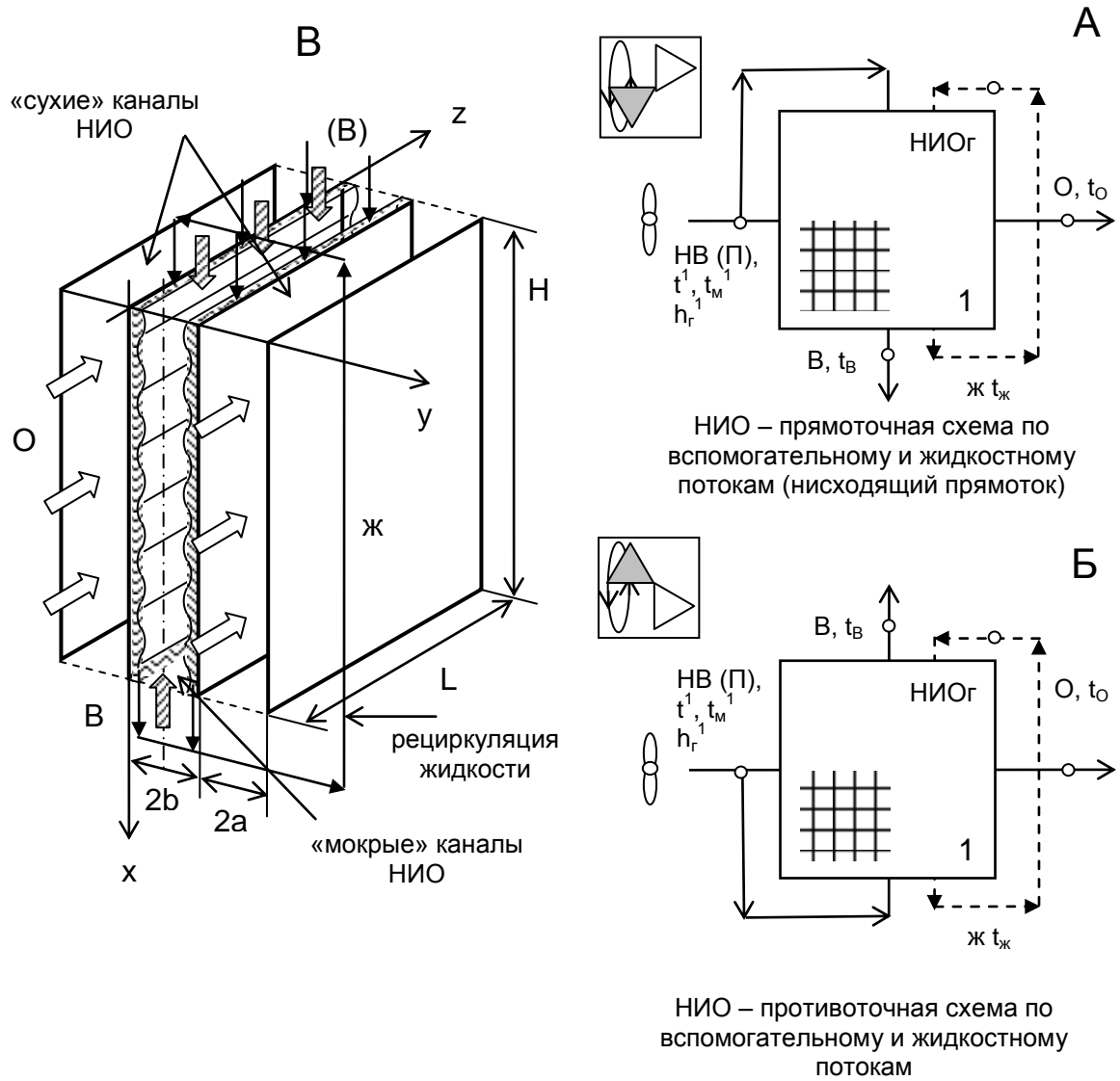
$$t_o(x, z) = \frac{\rho_{\bar{a}}}{g_o} \int_{-a}^0 W_{\hat{i}} t_{\hat{i}} dy,$$

$$t_B(x, z) = \frac{\rho_{\bar{a}}}{g_B} \int_h^b W_{\hat{A}} t_{\hat{A}} dy, \quad \dots \quad p(x, z) = \frac{\rho_u}{g_{\hat{A}}} \int_h^b W_{\hat{A}} p_{\hat{i}} dy,$$

где:  $g_{жс} = \rho_\alpha W_\alpha h$ ,  $g_{\hat{i}} = \rho_{\bar{a}} W_{\hat{i}} \hat{a}$ ,  $g_{\hat{A}} = \rho_{\bar{a}} W_{\hat{A}} (b - h)$  – удельный массовый расход жидкости и соответствующие «полурасходы» газа, приходящиеся на единицу ширины канала насадки (ширина чередующихся «сухих» и «мокрых» каналов НИО может несколько отличаться), кг / (м с).

В результате осреднения, используя законы Ньютона и Дальтона, получим систему уравнений:

Испарительный воздухоохладитель непрямого типа НИОг.  
Indirect Evaporative cooling IECg



**Рисунок 4.8.** К моделированию процессов совместного теплообмена при испарительном охлаждении воздуха в воздухоохладителе непрямого типа.

А и Б – процессы в НИО с нисходящим и восходящим вспомогательным воздушным потоком (варианты);

В – расчетная принципиальная схема НИО.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial t_a}{\partial x} = a_1(t_B - t_a) + b_1(p - p'') + c_1(t_O - t_a) \\ \frac{\partial t_B}{\partial x} = a_2(t_a - t_B), \quad \frac{\partial p}{\partial x} = b_2(p'' - p) \\ \frac{\partial t_O}{\partial z} = c_2(t_a - t_i) \end{array} \right. \quad (4.32)$$

Граничные условия имеют вид:

$$\text{при } x = 0 \quad t_a = t_a^0, \quad t_{\hat{A}} = t_{\hat{A}}^0, \quad p = p_0; \quad \text{при } z = 0 \quad t_i = t_i^0. \quad (4.33)$$

Коэффициенты  $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$  определяются следующими соотношениями:

$$a_1 = \frac{\alpha}{c_{жс} g_{жс}}, \quad b_1 = \frac{r_D \beta_p}{c_{жс} g_{жс}}, \quad c_1 = \frac{k}{c_a g_a},$$

$$a_2 = \frac{\alpha}{c_2 g_B}, \quad b_2 = 1,61 \frac{p_B \beta_p}{g_B}, \quad c_2 = \frac{k}{c_{\hat{a}} g_O}.$$

В дальнейшем рассматривается только линейная теория испарительных охладителей, когда коэффициенты  $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$  являются постоянными величинами, а для парциального давления насыщенного пара  $p''$  предполагается нелинейная зависимость [13]

$$p''(t) = 690,5 \exp(0,0608 t). \quad (4.34)$$

Представим уравнения (4.32) в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial t_a}{\partial x} + \tilde{n}_0 t_a = a_1 \theta_B + b_1 (p - p'') + c_1 t_O, \quad c_0 = a_1 + c_1 \\ \frac{\partial t_B}{\partial x} + a_2 t_B = a_2 t_a, \quad \frac{\partial p}{\partial x} + b_2 p = b_2 p'' \\ \frac{\partial t_O}{\partial z} + c_2 t_O = c_2 t_a \end{array} \right. \quad (4.35)$$

Рассмотрим численное решение задачи (4.33) - (4.35). В качестве численного алгоритма применим явную разностную схему (метод Эйлера) [ 5 ]

$$\begin{aligned}
 t_{\alpha j}^{i+1} &= (1 - c_0 \Delta x) t_{\alpha j}^i + [a_1 t_{Bj}^i + b_1 (p_j^i - p_j^{m_i}) + c_1 t_{Oj}^i] \Delta x \\
 t_{Bj}^{i+1} &= (1 - a_2 \Delta x) t_{Bj}^i + a_2 t_{\alpha j}^i \Delta x, \\
 p_j^{i+1} &= (1 - b_2 \Delta x) p_j^i + b_2 \Delta x p_j^{m_i} \\
 t_{Oj+1}^i &= (1 - c_2 \Delta z) t_{Oj}^i + c_2 \Delta z t_{\alpha j}^i
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

где  $i, j$  определяют соответствующие узловые точки по  $x$  и по  $z$ , а  $\Delta x$  и  $\Delta z$  – это шаги разностной сетки. Для граничных узловых точек, в соответствии с граничными условиями (4.33), получим:

$$\begin{aligned}
 t_{\alpha j}^0 &= t_{\alpha}^0, \\
 t_{Bj}^0 &= t_B^0, \quad p_j^0 = p_0, \quad j = 1, 2, n \\
 t_{O0}^i &= t_O^0, \quad i = 1, 2, m
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Несмотря на широкое применение численных разностных схем для решения уравнений, которые встречаются в современных прикладных исследованиях, строгое обоснование устойчивости сеточной аппроксимации по входным данным часто отсутствуют. Во многом это объясняется тем, что пока не разработана достаточно полная математическая теория существования и единственности решения и непрерывной его зависимости от входных данных рассматриваемой задачи.

Проведём исследование устойчивости разностной схемы (4.36). С точки зрения разностной аппроксимации рассматриваемая схема является двухслойной с разностями вперёд по потоку (вниз по потоку жидкости и вспомогательного потока воздуха в рассматриваемом случае). Используя метод Самарского можно показать, что разностная схема устойчива, если [Кирилов В.Х. Гідродинаміка та тепломасообмін в двофазних потоках плівкових апаратів для холодильної техніки. Докт. дис. Одеса, 1994]:

$$\Delta x \leq \frac{2}{d}, \quad d = \max(a_1, b_1, c_0, c_1) \quad \text{и} \quad \Delta z \leq \frac{2}{c_2} \quad (4.38)$$

Для получения численного решения задачи применена явная разностная схема (метод Эйлера). На рис. 4.9 представлены характерные профили изменения основных параметров основного «О» (температура охлаждаемого при неизменном влагосодержании потока) и вспомогательного «В» (температура и влагосодержание) воздушных потоков в НИОг (рис. 4.9А и 4.9Б, соответственно) по длине и высоте расчетного модуля (результаты приведены для начальных параметров воздуха, поступающего в модуль НИОг: П (НВ):  $t_{\Gamma}^1/t_{\text{м}}^1/t_{\text{р}}^1 = 35/21/14^{\circ}\text{C}$ ;  $x_{\Gamma}^1 = 11\text{г/кг}$  и соотношения контактирующих воздушных потоков  $l = G_{\text{о}}/G_{\text{в}} = 0,5; 1,0; 1,5$ ).

На рис. 4.9Г показано влияние влагосодержания наружного воздуха на эффективность охлаждения воздушных потоков и температуру рециркулирующей воды в НИОг. Предварительное осушение воздуха, поступающего в охладитель, существенно снижает результирующую температуру охлажденного потока, как основного, так и вспомогательного. Температура рециркулирующей в НИО воды («мокрые» каналы НИО)  $t_{\text{ж}}^{\text{р}} = t_{\text{м}}^1 + 1-3^{\circ}\text{C}$  является неизменной в цикле. Отметим, что для НИО-Рг она составляет, по данным настоящего исследования,  $t_{\text{ж}}^{\text{р}} = t_{\text{м}}^{\text{о}} + 2,5-4,5^{\circ}\text{C}$ , при существенно более низкой температуре  $t_{\text{м}}^{\text{о}}$ .

На рис. 4.9В показано влияние соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_{\text{о}}/G_{\text{в}}$ : (1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5).



#### 4.4. Экспериментальное исследование испарительных охладителей прямого и непрямого типа

##### 4.4.1. Экспериментальное оборудование

Принципиальная схема стенда приведена на рис. 4.10. (Обозначения к рисунку: 1А – электронагреватель; 1Б – паровой увлажнитель воздуха; 2 – вентилятор; 3 – рабочая камера; 4 – распределитель жидкости; 5 – каплеуловитель; 6 – расходомер; 7 – рециркуляционная линия; 8, 9 – регуляторы расхода воздушного потока; 10 – водяные ротаметры; 11 – секционный измеритель расхода жидкости; 12 – водяной бак; 13 – насос; 14 – фильтр; 15 – водонагреватель; 16 – регулятор температуры жидкости; 17, 18 – ртутный термометр и термометр сопротивления (пары датчиков «сухой-мокрый»); 19 – отбор давления; 20 – дополнительная емкость для измерения задержки жидкости; 21 – измерительная линейка; 22 – измерительный комплекс).

Стенд (рис. 4.10, 4.11) обеспечивает возможность изучения рабочих процессов: в испарительном охладителе воды (градирня, ГРД) и охладителе воздуха непрямого типа (НИО). Воздух забирается из атмосферы вентилятором KD315XL1 (2), проходит термовлажностную обработку (подогрев в калорифере 1 и доувлажнение через байпасную линию 8 от воздушного потока, покидающего ИО и (либо) с помощью парового увлажнителя воздуха 1Б) и подается в рабочую камеру 3, где установлен модуль ИО. Наличие электродвигателя с изменяемым числом оборотов позволяет регулировать расход воздуха через аппарат. Температура воздуха регулируется с помощью канального электрокалорифера (1) и может составлять до 70°C. Головная часть стенда, в которой расположен модуль ИО, выполнена со смотровым окном (съёмной крышкой) из толстостенного прозрачного плексигласа. Габариты камеры: 460×400×180 мм (ширина), пропускная способность по полному воздушному потоку до 3500 м<sup>3</sup>/ч по газу. На воздушной линии установлен расходомер (6) и регуляторы расхода (8, 9).

Циркуляцию воды через модуль ИО обеспечивает насос (14) с регулируемой производительностью. Расход воды определяется при помощи блока ротаметров типа РС (10). Вода по напорному трубопроводу поступает в распределительную камеру (4), откуда поступает на орошение насадки. Конструктивное оформление всех ТМА, входящих в разрабатываемые альтернативные системы унифицировано (абсорбер АБР, градирня ГРД и испарительный охладитель непрямого типа НИО). Они решены в виде поперечноточных аппаратов, в которых, в качестве основных элемента насадки используется полимерные многоканальные композиции (раздел 3). Водосборник (11) состоит из 5-ти карманов. Это обеспечивает дифференцированный замер расхода жидкости и фиксацию ее продольного сноса воздушным потоком. Расход воздуха измеряется трубкой Пито (19) и микроманометром. Все коммуникации и аппараты теплоизолированы. В схеме предусмотрены измерения температуры и относительной влажности воздушных потоков перед и после рабочей камеры (пары ртутных термометров и термометров сопротивления 17--18), а также температуры циркулирующей воды. Для измерения параметров воздуха используются термопары с многоканальным измерительным преобразователем Ш711/1 И (МИП), – (22). Дополнительно осуществлялся замер температур при помощи лабораторных термометров ТЛ-4 с ценой деления  $0.1^{\circ}\text{C}$ .

**Программа исследования.** Экспериментальный стенд обеспечивает возможность исследования разработанных ИО с насадкой, образованной эквидистантно расположенными многоканальными элементами из ПМ (см. раздел 3, рис. 3.4 - 3.6 и 3.11-3.13), образующими многоканальную регулярную структуру. Ранее, в ОГАХ, в ходе исследований ИО с насадкой из продольно-гофрированных элементов из алюминиевой фольги [13] варьировали в широких диапазоне значения геометрических параметров: величина эквивалентного диаметра каналов варьировалась в диапазоне 15–20 мм; при этом конструктивная поверхность насадки в единице объема слоя варьировалась в диапазоне  $170\text{--}200\text{м}^2/\text{м}^3$ . Это позволило использовать

полученные рекомендации по указанным параметрам, при создании модулей ИО с новыми типами насадок ПМ. Предварительные расчеты показали возможность использования полимерных материалов в конструкции НИО, без существенного снижения эффективности процесса, поскольку термическое сопротивление стенок каналов сопоставимо с термическим сопротивлением жидкостной пленки на его поверхностях. Это подтверждается и данными исследования [141]. Однако это требует экспериментальной проверки, также как и ранее выработанные рекомендации относительно плотности слоя (величин эквивалентных диаметров каналов в «сухой» и «мокрой» частях НИО), соотношения поверхностей теплообмена и соотношения воздушных потоков  $l = G_o / G_v$ . В программе исследований было принято:

- В качестве базового элемента в модулях ИО использована многоканальные плиты из ПМ; модуль насадки представлял набор эквидистантно расположенных вертикальных элементов с разомкнутыми каналами (рис. 3.6 – 3.8 и 3.12-3.13), по внутренней поверхности которых подается жидкость, стекающая по наружным поверхностям плит; величина эквивалентного диаметра рабочих каналов составляла в опытах 20 мм;
- Изучали процессы испарительного охлаждения воздуха в НИО, а также процесс в градирне ГРД;
- Рабочий диапазон скоростей движения воздуха в каналах насадки изменялся в диапазоне  $w_r = 1,0 - 7,0$  м/с;
- Плотность орошения варьировали в диапазоне  $q_{ж} = 2-18$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч, причем рабочее значение этой величины для воздухоохлаждателей НИО не превышало 8 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч, что было обусловлено достаточным развитием величины смоченной поверхности аппарата; в опытах с испарительными водоохлаждателями величина соотношения расходов газа и жидкости  $l = G_r / G_{ж} \approx 1,0$ , при этом плотность орошения составляла  $q_{ж} = 5-18$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч.

Погрешность измерения основных величин, обусловленная точностью измерений, вычислялась при обработке данных для каждого опыта и составляет: точность сведения теплового баланса – до 12%; экспериментальный материал характеризуется надежной воспроизводимостью.

#### **4.4.2. Экспериментальные результаты. Гидроаэродинамика, задержка жидкости**

**Устойчивость и предельные нагрузки.** На рис. 4.12. приведены характерные данные, полученные в ходе аэродинамических испытаний на модулях НИО и ГРД. Из полученных графиков видно:

1. Для НИО в пределах эксперимента соотношение расходов основного и вспомогательного воздушных потоков составляло  $1 \approx G_O / G_B = 1,0$ ; увеличение расхода жидкости в диапазоне значений  $G_{ж}$  от «сухого» режима (линия 1) до значения плотности орошения  $q_{ж} = 8-12 \text{ м}^3 / \text{м}^2 \text{ч}$  (линии 2 и 3) не приводит к осязательному росту потери давления при прохождении воздушного потока через «мокрую» часть насадки НИО (либо насадку ГРД);

2. Для противоточной схемы контакта газа и жидкости в каналах ГРД и в «мокрых» каналах НИО (взаимодействие вспомогательного воздушного потока и рециркулирующей водяной пленки, стекающей по стенкам канала) существует критическое значение скорости воздушного потока,  $w_r^*$ , когда развивается явление захлебывания насадки аппарата, характеризующееся обращением противоточной схемы контакта в обращенный прямоток и вынос воздушным потоком жидкости из насадочного слоя (рис. 4.12А, линия 4); в нашем случае величина  $w_r^*$  составляет значения  $w_r^* \approx 6 \text{ м/с}$ .

3. Явление продольного сноса жидкости в насадке ГРД, при поперечноточной схеме контактирования газа и жидкости, приводящего к неблагоприятному ее перераспределению в объеме насадки и выносу из слоя,

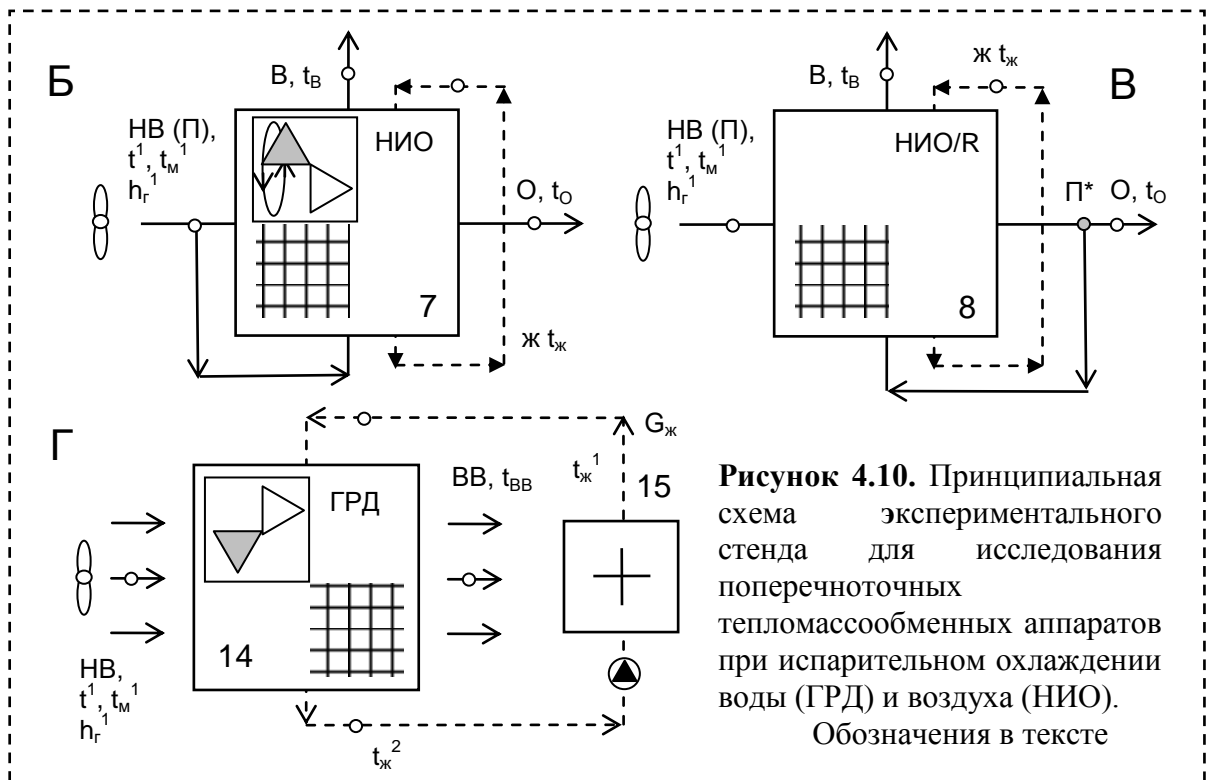
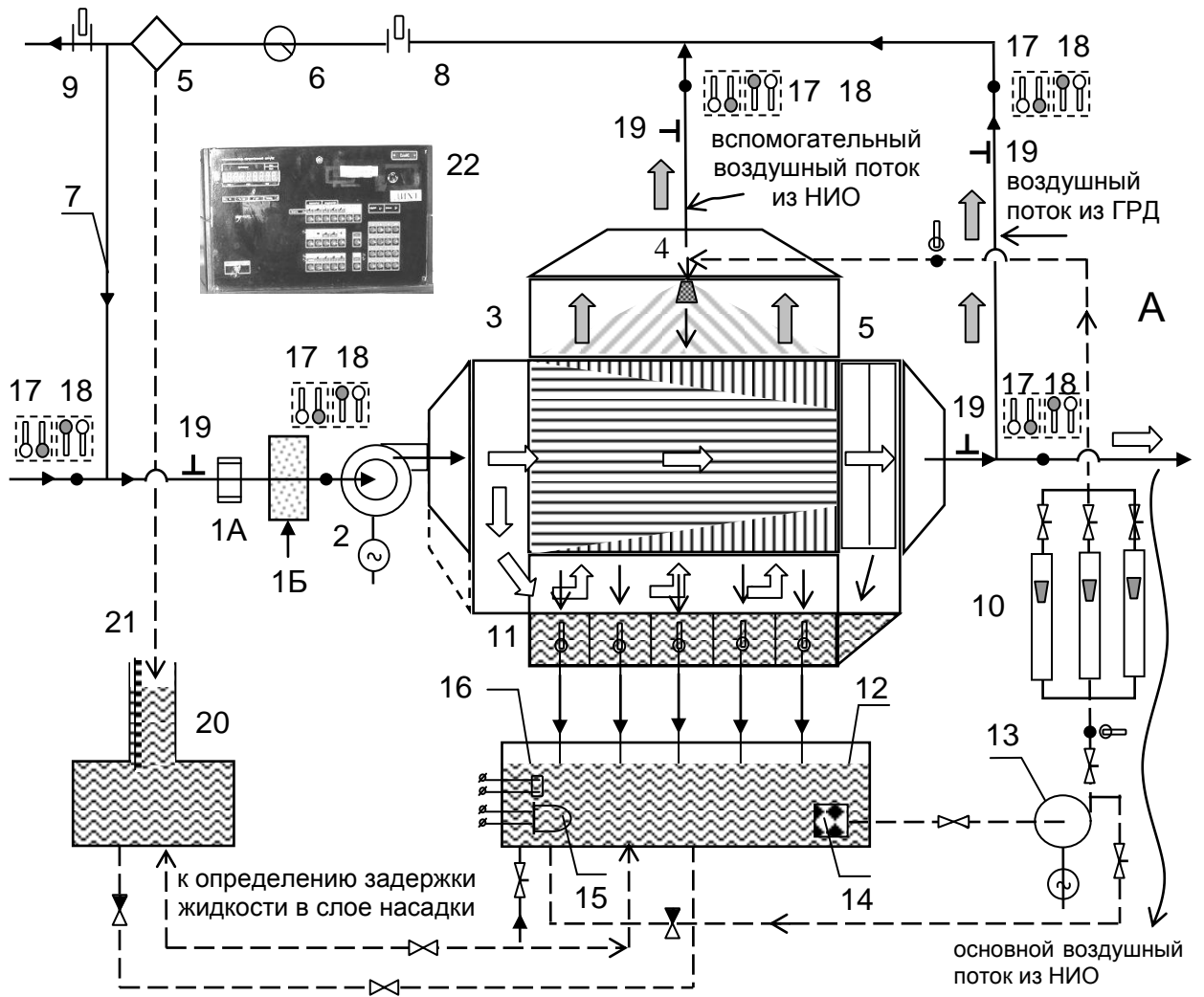
также практически отсутствует; установлено, что традиционное явление «захлебывания» (вынос жидкости из насадки аппарата газовым потоком и снижение до нуля пропускной способности аппарата) для принятой нами поперечноточной схемы контактирования потоков газа и жидкости (ГРД) отсутствует полностью, вплоть до значений  $w_2 > 8-10$  м/с;

4. Переход к поперечноточной схеме обеспечивает снижение уровня  $\Delta p$ , а, следовательно и снижение удельных энергозатрат, по сравнению с противотоком, и возможность значительного повышения нагрузок;

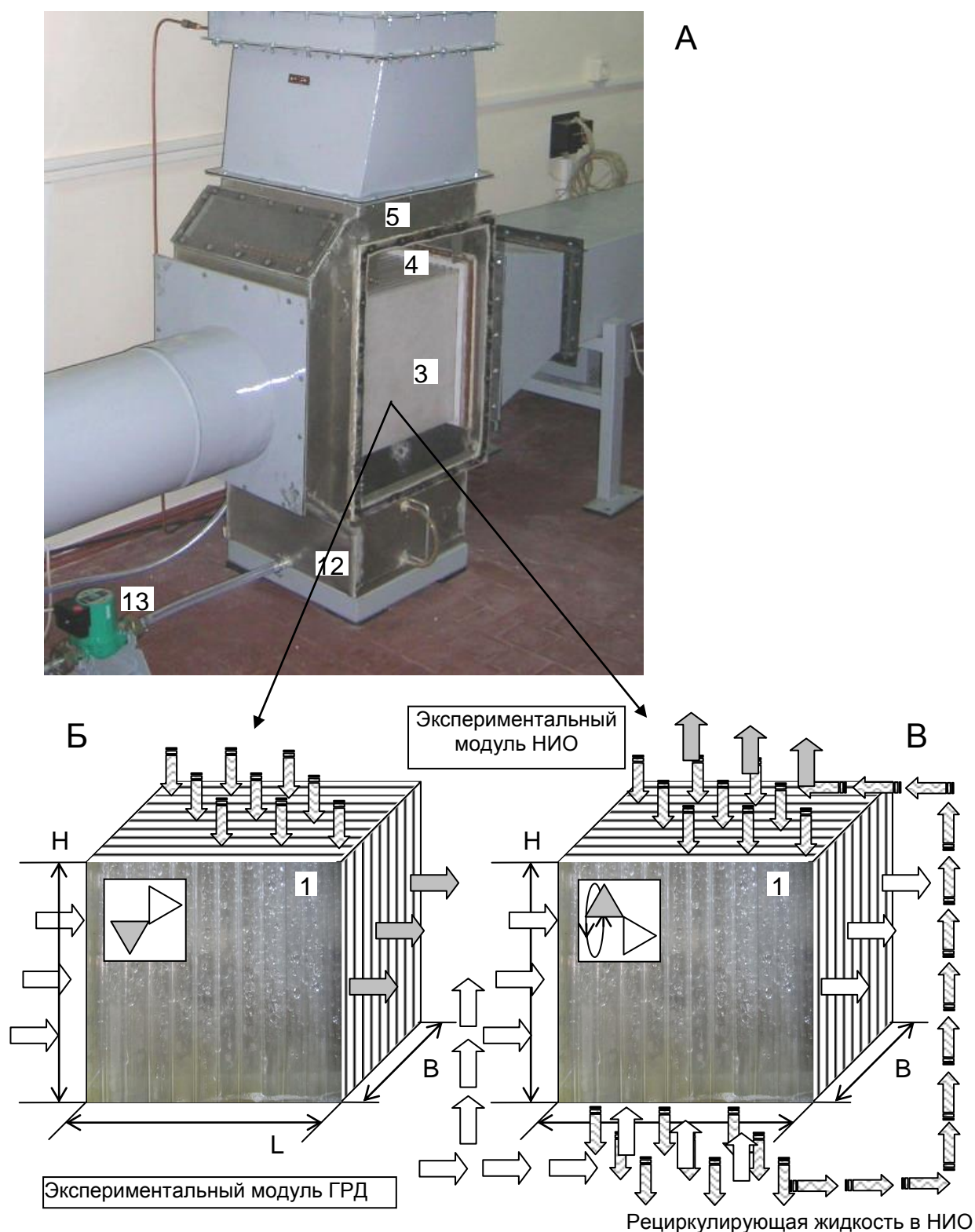
**Задержка жидкости в объеме насадочных поверхностей.** Важнейшей характеристикой аппаратов пленочного типа является количество удерживаемой жидкости (КУЖ), или задержка  $H_{ж}$ . Задержка жидкости в слое насадки реально обеспечивает высокое значение поверхности теплообмена, и, тем самым, достаточно высокую эффективность процесса испарительного охлаждения. Эта величина определяет реальную поверхность переноса в слое насадки и особенно важная для насадок РН выполненных на основе многоканальных полимерных структур. Известны следующие экспериментальные методы определения  $H_{ж}$ : 1) метод взвешивания; 2) отсечки орошения; 3) по поглощению радиоактивного излучения; 4) внесения возмущения в поток; 5) циркуляционный. Первый метод [14] применяется редко и приводит к погрешности из-за неучета дополнительных факторов, например, вибрации колонны. Второй метод состоит в измерении количества вытекающей из ТМА жидкости после отключения орошения. Здесь фиксируется только динамическая составляющая задержки, технически сложно одновременно прерывать оба потока, а присутствие газа искажает получаемые результаты. Сложность реализации третьего метода (поглощения  $\alpha$ - или  $\beta$ - излучения) ограничивает его применение. Определение КУЖ по кривым отклика на импульсное возмущение индикатором сдерживается технической сложностью получения достоверных кривых отклика. В работе, как и в более раннем исследовании

[13], был использован циркуляционный метод, основанный на принципе сохранения количества жидкости при работе по замкнутому контуру. Жидкость подается в аппарат из калиброванной емкости (12) и в нее же сливается. Разница между уровнями жидкости до включения аппарата и во время его работы пропорциональна удерживающей способности слоя насадки. Во время работы уровень в емкости меняется также из-за уноса жидкости и ее испарения. Разработанная методика позволяет учесть эти составляющие и определить реальную задержку жидкости. На противоточной системе вода-воздух предварительно было показано, что зависимость падения уровня жидкости в сливном баке (калиброванной емкости 20 – дополнительная емкость для измерения задержки жидкости; 21 – измерительная линейка) после включения аппарата, обусловленного уносом и испарением, можно экстраполировать прямой линией при стационарном режиме работы и определить задержку по падению уровня в начальный момент времени. Жидкость, удержанную в сепарационной зоне, определяли методом отсечки: при  $w_r$  до 4 м/с и  $q_{ж}$  до  $40 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \text{ ч})$  ее количество составляет менее 25% от всей жидкости, удерживаемой в аппарате. Точность эксперимента, определяемая по максимальной погрешности средств измерения, колебалась от  $\pm 30\%$  при малых значениях удерживающей способности ( $H_{ж} \sim 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ) до  $\pm 3$  при больших ( $H_{ж} \sim 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ). Для малых значений задержки жидкости была проведена статистическая оценка точности по большому числу экспериментальных точек: границы погрешности результатов измерений находятся в пределах  $\pm 8 - 12 \%$ , с доверительной вероятностью 0,95. Накопление жидкости в объеме насадки происходит практически мгновенно и так формируется общая поверхность теплообмена. В работе использован циркуляционный метод определения задержки жидкости в слое насадки, основанный на принципе сохранения количества жидкости при работе по замкнутому контуру.

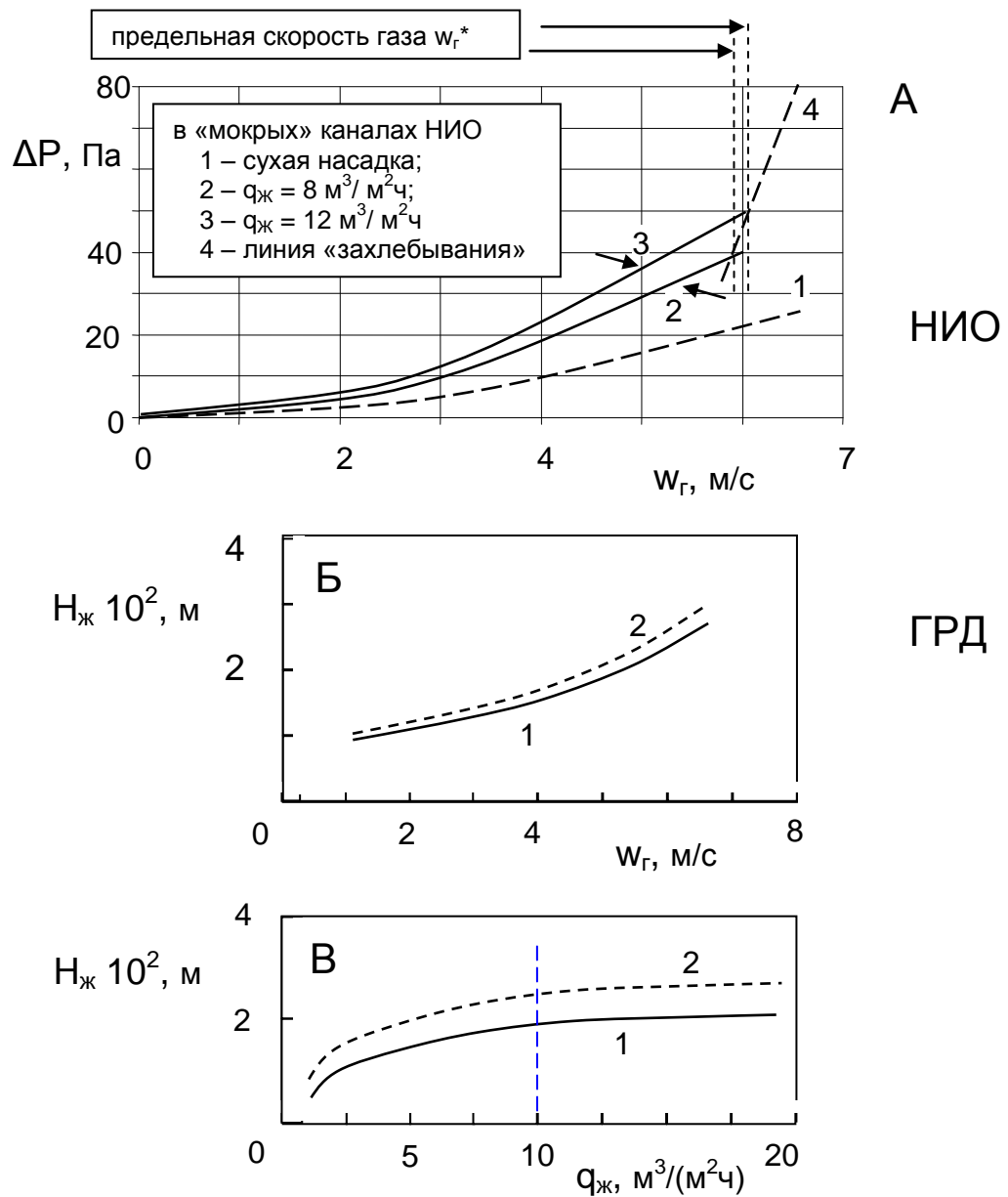
На рис. 4.12Б и В приведены зависимости задержки жидкости в слое насадки, в зависимости от расходов воды и воздуха.



**Рисунок 4.10.** Принципиальная схема экспериментального стенда для исследования поперечноточных теплообменников при испарительном охлаждении воды (ГРД) и воздуха (НИО).  
Обозначения в тексте



**Рисунок 4.11.** Экспериментальный стенд (головная часть) для исследования поперечноточных теплообменных аппаратов при прямом (Б, ГРД) и непрямом (В, НИО) испарительном охлаждении воды и воздуха, соответственно. А – головная часть стенда; Б и В – экспериментальные модули ГРД и НИО, соответственно.



**Рисунок 4.12.** Гидроаэродинамические характеристики насадки испарительных охладителей газа и жидкости.

А – потеря давления в мокрых каналах аппарата НИО (вспомогательный воздушный поток и рециркулирующая вода), в зависимости от расходов газа и жидкости;

Б и В – влияние расходов газа [при  $q_{ж} = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  (1) и  $12 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  (2)] и плотности орошения жидкостью [при  $w_g = 2,5 \text{ м/с}$  (1) и  $4,0 \text{ м/с}$  (2)] на величину задержки жидкости в слое полимерной насадки (СПК Polygal Termogal).

#### 4.5. Эффективность процессов в испарительных охладителях

Определение величин коэффициентов обмена зачастую не может быть признано удовлетворительным из-за наличия трудностей, связанных с правильным усреднением движущих сил по высоте аппарата. Определение действительной поверхности обмена является задачей чрезвычайно сложной, особенно применительно к аппаратам пленочного типа с высокой плотностью насадочного слоя. Это привело к развитию эмпирических методов, основанных на использовании коэффициентов эффективности процесса. Они позволяют провести анализ и представить опытные данные в виде простом и удобной для проектирования испарительных охладителей.

##### 4.5.1. Испарительное охлаждение воды в водоохладителе ГРД

**К определению предела охлаждения воды. Степень охлаждения воды и степень использования воздуха [14].** В качестве естественного предела охлаждения воды в градирне принято рассматривать температуру воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат  $t_m^1$  (рис. 4.13А, Б и В). На выходе из аппарата, в качестве предельного рассматривают состояние насыщенного воздуха, имеющего температуру поступающей на охлаждение воды  $t_{ж}^1$  (воздух с энтальпией  $h_{г}^{2*}$ ). Эффективность охлаждения воды в градирне  $E_{ж}$  и степень использования воздуха в аппарате  $E_{г}$  (равная отношению тепла, вынесенного из аппарата потоком воздуха к предельному его количеству, определяемому равенством  $h_{г}^2 = h_{г}^{2*}$ .) характеризуются:

$$E_{ж} = \frac{(t_{ж}^1 - t_{ж}^2)}{(t_{ж}^1 - t_m^1)}; \quad E_{г} = \frac{(h_{г}^2 - h_{г}^1)}{(h_{г}^{2*} - h_{г}^1)} \quad (4.39),$$

$$E_{ж} = f(l = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1) \quad \text{и} \quad E_{г} = f(l = G_{г}/G_{ж}, t_{ж}^1, t_m^1) \quad (4.40)$$

Очевидно, чем выше, при данном  $E_{ж}$ , степень использования воздуха, тем ниже расход энергии на привод вентилятора водоохладителя и ниже удельные энергозатраты. На рис.4.13Г представлены характерные зависимости  $E_{ж} = f(l)$  и  $E_{г} = f(l)$ , полученные при анализе экспериментальных

данных по работе [14], для ГРД пленочного типа с насадкой из гофрированной алюминиевой фольги. Видно, что: подтверждается существование рассматриваемых зависимостей; рост относительного расхода воздуха  $l = G_r/G_{ж}$  приводит к увеличению  $E_{ж}$  и уменьшению  $E_r$ ; большим значениям степени охлаждения воды соответствуют малые значения степени использования воздуха; величины  $E_{ж}$  и  $E_r$  оказываются независимыми от характера изменения величины  $l = G_r/G_{ж}$  (путем изменения расход воздуха, или путем изменения расхода воды); линии зависимостей  $E_{ж} = f(l)$  и  $E_r = f(l)$  пересекаются в точке с примерно равными значениями степени охлаждения воды и использования воздуха. Существует приближенное равенство:  $\Sigma E = E_{ж} + E_r \cong 1.0$ .

Реальные значения пределов охлаждения воды и нагревания воздуха определяются, помимо значений  $t_m^1$  и  $t_{ж}^1$ , соотношением потоков  $l = G_r/G_{ж}$  [13, 14]. Рабочая линия процесса АВ связывает в каждом сечении ТМА основные параметры взаимодействующих потоков газа ( $h_r$ ) и жидкости ( $t_{ж}$ ). В любом сечении аппарата температура воды выше температуры воздуха по мокрому термометру. Равенству этих температур соответствует точка, лежащая на линии насыщения (С). Положение, при котором рабочая линия касается кривой насыщения есть предельное ее положение. Разность ( $h_r^* - h_r$ ) в точке касания также обращается в нуль.

Рассмотрим характерные положения рабочей линии в поле диаграммы влажного воздуха. На рис.4.13Б показан случай, когда соотношение потоков  $l = G_r/G_{ж}$  велико. Увеличение поверхности обмена приводит к параллельному смещению рабочей линии АВ в направлении к кривой насыщения. Положение АВ''' ( $F = \infty$ ) – предельное (в нижнем сечении аппарата движущая сила процесса обращается в ноль). При этом вода может быть охлаждена до  $t_m^1$  ( $t_m^1 = t_m^2$ ) и в нижнем сечении аппарата выполняются условия равновесия. Предел нагревания воздуха выражаемый значением энтальпии  $h_r^0$  ниже величины  $h_r^{2*}$  (точка В\*), определяемой температурой горячей воды на входе

в испарительный охладитель. Когда значение  $l = G/G_{\text{ж}}$  мало (рис. 4.13В), точка касания предельного положения рабочей линии и кривой насыщения расположена в верхнем сечении аппарата (В). При этом вода может быть охлаждена до температуры, определяемой положением предельной линии  $A''B$  ( $t_m^0 > t_m^1$ ) и в верхнем сечении выполняется условие равновесия. На рис. 4.13А показан случай, когда точка касания С предельного положения рабочей линии к кривой насыщения ( $F = \infty$ ) расположена между точками А и В. Здесь, на обоих концах аппарата, устанавливаются состояния, отличные от равновесных, но достаточно, в равной мере, близкие к ним. В зависимости от величины  $l = G_{\Gamma}/G_{\text{ж}}$  состояние равновесия может иметь место на верхнем либо нижнем концах охладителя. Одновременно на обоих концах равновесие не наступает, что объясняется кривизной линии насыщения. В общем случае:

$$t_m^0 = f(t_{\text{ж}}^1, t_m^1, l = G_{\Gamma}/G_{\text{ж}}); \quad h_{\Gamma}^0 = f(t_{\text{ж}}^1, t_m^1, l = G_{\Gamma}/G_{\text{ж}}) \quad (4.41)$$

В работе [13] предложена модель «идеальной» градирни ( $F = \infty$ ), которой соответствует термодинамическое равновесие на обоих концах аппарата. Граничные условия модели: низ аппарата  $t_{\text{ж}}^2 = t_m^1$  (точка А); верх аппарата  $t_{\Gamma}^2 = t_{\text{ж}}^1$ ;  $\varphi_{\Gamma}^2 = 100\%$  ( $h_{\Gamma}^2 = h_{\Gamma}^{2*}$ , точка В). При адиабатическом протекании процесса в условиях противотока:

$$G_{\Gamma} h_{\Gamma}^1 + G_{\text{ж}}^1 c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}^1 = G_{\Gamma} h_{\Gamma}^2 + G_{\text{ж}}^2 c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}^2,$$

$$(G_{\Gamma} h_{\Gamma}^1 + G_{\text{ж}}^1 h_{\text{ж}}^1 = G_{\Gamma} h_{\Gamma}^2 + G_{\text{ж}}^2 h_{\text{ж}}^2),$$

$$G_{\Gamma} (x_{\Gamma}^2 - x_{\Gamma}^1) = (G_{\text{ж}}^1 - G_{\text{ж}}^2), \quad \text{откуда:}$$

$$l^1 = G_{\Gamma} / G_{\text{ж}}^1 = \frac{c_{\text{ж}} (t_{\text{ж}}^1 - t_{\text{ж}}^2)}{(h_{\Gamma}^2 - h_{\Gamma}^1) - c_{\text{ж}} t_{\text{ж}}^2 (x_{\Gamma}^2 - x_{\Gamma}^1)} \quad (4.42),$$

где  $l^1 = G_{\Gamma}/G_{\text{ж}}^1$  – относительный расход воздуха. Для этой модели:

$$l_{\text{ид}} = (G_{\Gamma} / G_{\text{ж}}^1)_{\text{ид}} = \frac{c_{\text{ж}} (t_{\text{ж}}^1 - t_m^2)}{(h_{\Gamma}^{2*} - h_{\Gamma}^1) - c_{\text{ж}} t_m^2 (x_{\Gamma}^{0*} - x_{\Gamma}^1)} \quad (4.43),$$

где  $l_{\text{ид}}$  – относительный минимальный расход воздуха. Когда  $l = l_{\text{ид}}$  и  $F = \infty$ , на обоих концах градирни устанавливаются состояния равновесия. Из

уравнения (4.43) следует:  $I_{ид} = f(t_{ж}^1, t_{г}^1, x_{г}^1)$ , т.е. величина  $I_{ид}$  определяется тремя независимыми друг от друга параметрами. Условия эксплуатации градирни характеризуются *характеристическим числом*  $\Lambda$  [13]:

$$\Lambda = 1 / I_{ид} \quad (4.44)$$

Можно дать графическую интерпретацию этой модели на Н-Т диаграмме влажного воздуха. Равновесие на нижнем и верхнем концах аппарата соответствует точкам А и В. Линия АВ – рабочая линия рассматриваемой идеальной модели, наклон ее равен  $1/I_{ид}$  ( $\Lambda = 1.0$ ) [интерпретация дана при условиях:  $\Delta G_{ж} = G_{ж}^1 - G_{ж}^2 = 0$ ;  $h_r^* = f(t_m)$ ]. Для реального аппарата ( $F \neq \infty$ ) рабочая линия сместится в область, расположенную под кривой равновесия (А\*В\*). Работа градирни характеризуется зависимостью

$$E_{ж} = f(\Lambda) \quad (4.45)$$

Метод нашел широкое распространение [АВд 174, 235, 96, 133]. Предельные значения степени охлаждения воды и использования воздуха в охладителе:

$$E_{г\text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{г} = 1.0, \text{ при } \Lambda \leq 1.0; \quad E_{г\text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{г} \cong 1/\Lambda, \text{ при } \Lambda \geq 1.0 \quad (4.46)$$

$$E_{ж\text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{ж} \cong \Lambda, \text{ при } \Lambda \leq 1.0; \quad E_{ж\text{ пред}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_{ж} = 1.0, \text{ при } \Lambda \geq 1.0 \quad (4.47)$$

Опытные значения  $E_{ж}$  могут располагаться лишь в области ниже линий  $E_{ж\text{ пред}}$ , а опытные значения  $E_{г}$  могут располагаться лишь в области ниже линий  $E_{г\text{ пред}}$ . В предположении линейности равновесной линии можно получить следующие выражения для определения рассматриваемых величин, достаточно удобные для инженерной практики:

$$E_{жс} = \left[ \frac{\Lambda - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}}{1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}} \right] \quad (4.48)$$

$$E_{г} = \left[ \frac{1 - e^{N(\Lambda-1)}}{1 - \Lambda e^{N(\Lambda-1)}} \right] \quad (4.49)$$

$$N_{\Sigma} = \frac{\beta_h F}{G_r} = \int_{h_r^1}^{h_r^2} \frac{dh_r}{(h_r'' - h_r)} \quad (4.50),$$

где  $N_{\Sigma}$  – число единиц переноса суммарного тепла в системе.

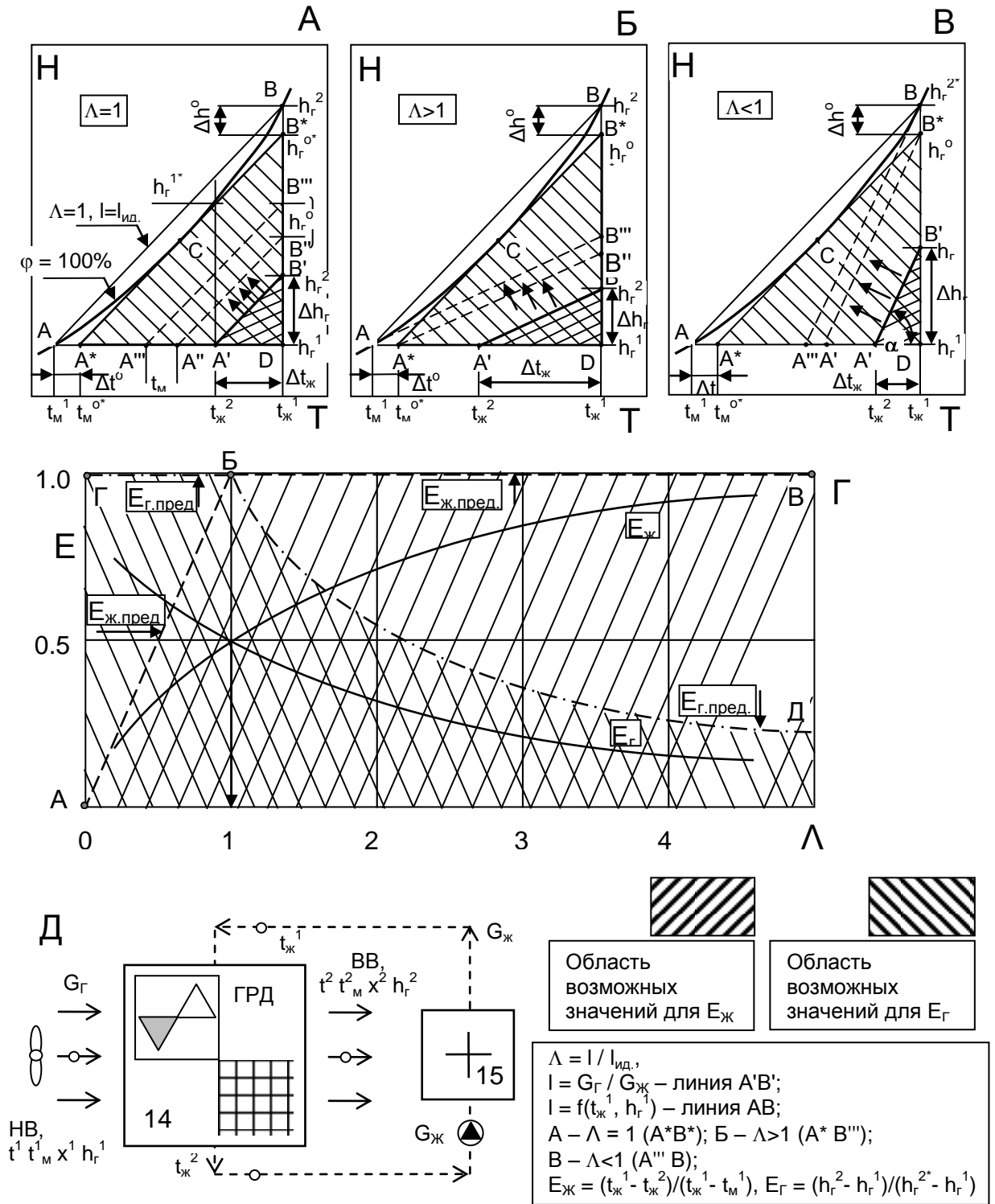
Полученные выражения все же затруднительны в практическом использовании. Для зависимости  $E = f(\Lambda)$  можно предложить такую форму представления:  $Y = ae^{bx} + c$ , где:  $Y = E$ ;  $x = \Lambda$ ;  $a, b, c$  – постоянные. Тогда можно получить эмпирические выражения для расчета всех основных величин:

$$E_{\text{ж}} = c(1 - e^{-1.1\Lambda}), \quad E_r = c(1 - e^{-1.1\Lambda})\Lambda^{-1} \quad (4.51)$$

Эта форма удобна для представления опытных данных для нужд расчетной практики при изучении процессов в испарительных охладителях как прямого, так и непрямого типов.

#### **4.5.2. Анализ полученных результатов (испарительные водоохладители прямого типа ГРД)**

На рис. 4.14-4.15 приведены полученные экспериментальные результаты по эффективности процессов испарительного охлаждения в испарительных водоохладителях прямого типа ГРД. На рис. 4.14А приведены данные, полученные автором на насадке из полимерных материалов со сложнопрофилированным каналом (см. раздел 3; насадка из многоканальных многослойных поликарбонатных плит (поперечный ток;  $d_{\Sigma} = 15\text{мм}$ ,  $H_{\text{РН}} = 500\text{мм}$ .); сплошная линия с экспериментальными точками), наряду с ранее полученными в ОГАХ результатами на насадках пленочного типа из различных материалов. Оптимальное значение соотношения потоков газа и жидкости составляет  $1 = G_r/G_{\text{ж}} \approx 1.0$ , при этом эффективность охлаждения воды  $E_{\text{ж}}$  составляет в среднем, в зависимости от величины  $\Lambda$ , диапазон значений 0,5-0,88. Отметим, что ранее, в опытах с ГРД с насадкой из теплопроводного материала – алюминиевой фольги (кривая 1, [13]) величина  $\Lambda$  составляла в среднем 0,8 - 0.9, при несколько более высоком



**Рисунок 4.13.** К определению пределов испарительного охлаждения и степени эффективности процесса (А, Б и В) [по работе 14].

К определению предельных значений степени охлаждения воды (линии А-Б-В) и степени использования воздуха (линии Г-Б-Д, рисунок Г) в испарительном охладителе. На графике заштрихованы области возможных значений величин эффективности процессов и показано протекание соответствующих зависимостей по данным работы [13] в ГРН с насадкой из гофрированной алюминиевой фольги.

значении эффективности процесса. В выражениях для величины  $E_{ж}$  (4.51) величина  $c$  для исследованных типов насадок составляет  $c \approx 0.88-0.9$ .

Ранее было получено [14]: – для насадки из алюминиевой гофрированной фольги ( $d_{\text{э}} = 12\text{мм}$ ;  $H_{\text{РН}} = 400\text{мм.}$ ; величина  $c \approx c \approx 0.82-0.84$ ;  
– для насадки из полимерного материала мипласта (капиллярно-пористой структуры) получено  $c \approx 0.83$ ; – для насадки из многоканальных поликарбонатных плит (поперечный ток; каналы с регулярной шероховатостью поверхности;  $d_{\text{э}} = 15\text{мм}$ ,  $H_{\text{РН}} = 500\text{мм.}$ ); величина  $c \approx 0.85$ ; – для насадки из многоканальных многослойных поликарбонатных плит (противоток;  $d_{\text{э}} = 15\text{мм}$ ,  $H_{\text{РН}} = 400\text{мм.}$ ); величина  $c \approx 0.86-0.87$ . Величина показателя в уравнениях (4.51) определяется конструкцией насадки аппарата, обеспечившей реальный рост поверхности переноса в единице объема слоя насадки, за счет реальной задержки жидкости. Этим объясняется некоторый рост эффективности при переходе на полимерные материалы ПМ. Влияние реконденсации на эффективность процесса ИО воды представлено на рис. 4.14Б. На рис. 4.15 приведены экспериментальные данные по эффективности процесса охлаждения воды в градирне, как функции начального влагосодержания наружного воздуха (А) и температуры наружного воздуха (Б).

#### **4.5.3. Эффективность процессов при испарительном охлаждении в воздухоохладителе непрямого типа НИОг**

Применительно к процессу непрямого испарительного охлаждения в НИО в качестве естественных пределов охлаждения основного и вспомогательного воздушных потоков можно рассматривать температуру воздушного потока (поступающего в НИО) по мокрому термометру  $t_{m1}$ , увеличенную на несколько градусов, в зависимости от соотношения расходов воздушных потоков в аппарате  $l = G_0/ G_B$ :  $t_0 = t_{m1} + \Delta t$ , что связано с процессом переноса тепла в «явном» виде от основного к вспомогательному потоку через разделяющую каналы аппарата стенку и стекающую по

поверхности «мокрого» канала жидкостную пленку, и соответствующим повышением температуры рециркулирующей через «мокрую» часть аппарата жидкости, которая остается в цикле постоянной. Термическая эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам:

$$E_O = (t_o^1 - t_o^2)/(t_o^1 - t^0); E_B = (t_b^1 - t_b^2)/(t_b^1 - t^0) \quad (4.52)$$

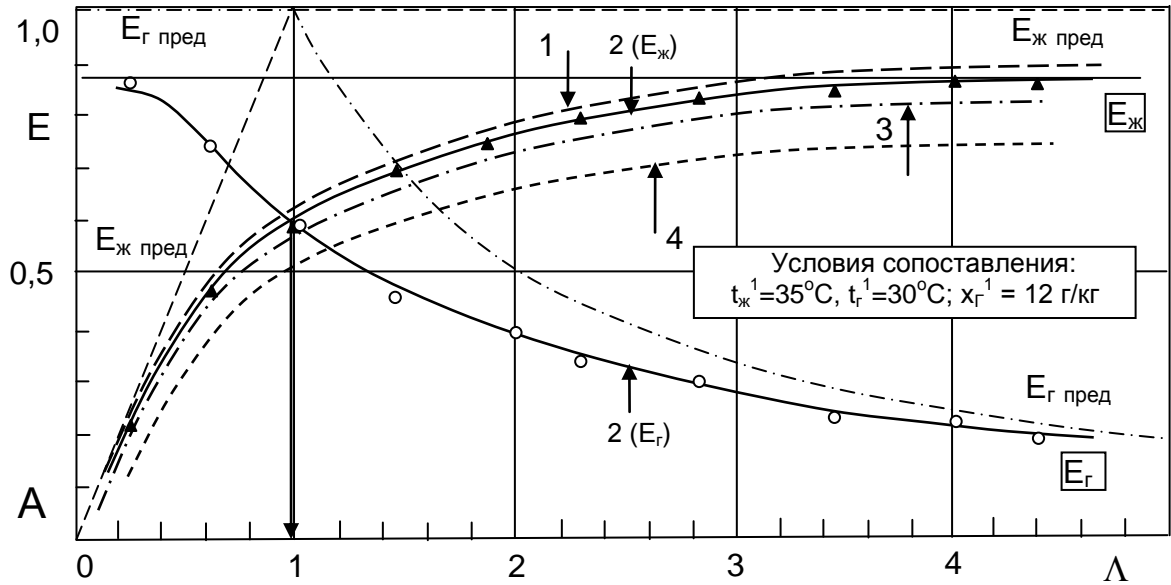
Термическая эффективность НИО по вспомогательному воздушному потоку в среднем на 10-15% выше, чем по основному потоку, что говорит о возможности увеличения рабочего диапазона величины  $l = G_O / G_B$  при расчете и проектировании НИО. Полная эффективность процесса по вспомогательному воздушному потоку, учитывая процесс совместного тепломассообмена с рециркулирующей водой, запишется:

$$E_B^* = (h_b^2 - h_b^1)/(h_n^* - h_b^1) \quad (4.53),$$

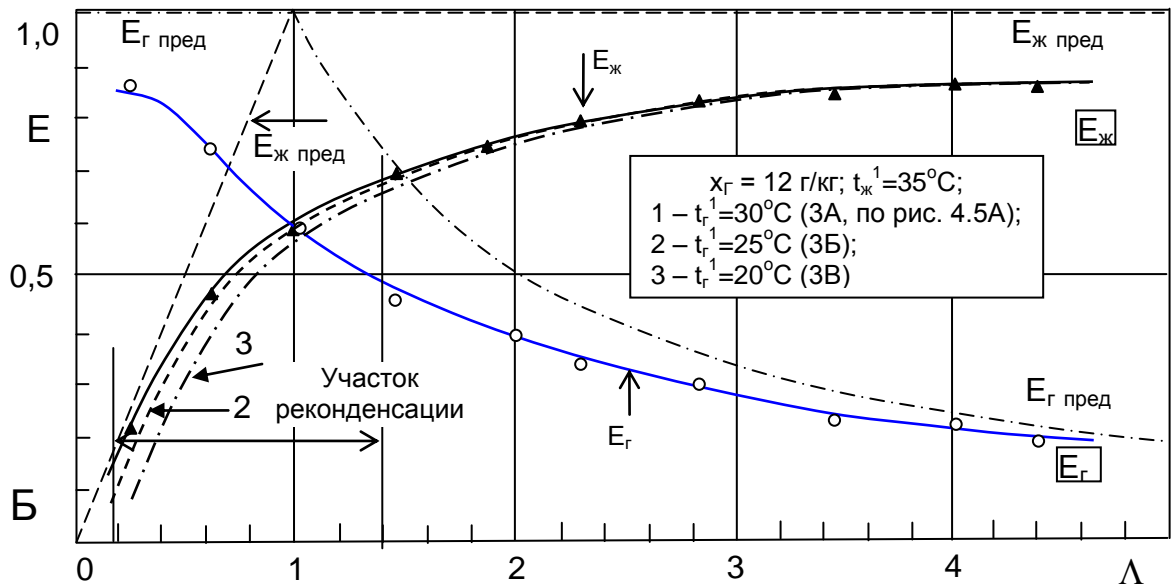
где  $h_n^*$  значение энтальпии вспомогательного воздушного потока, покидающего аппарат при условии  $\varphi_B^2 = 100\%$  (с учетом реального соотношения интенсивностей переноса тепла и массы в НИО: величиной соотношения коэффициентов тепло- и массообмена  $\alpha_T^O / \beta_T^B$  для НИО), т.е,  $h_b^2 = h_n^*$ ). Следует предположить наличие зависимостей:

$$E_O = f(l = G_O / G_B, t_n, t^0); E_B (E_B^*) = f(l = G_O / G_B, t_n, t^0) \quad (4.54)$$

Рабочая линия процесса в НИО связывает основные параметры основного «О» (температуру, поскольку он охлаждается при неизменном влагосодержании) и вспомогательного воздушного потока «В» (энтальпию, поскольку процесс в «мокрой» части аппарата связан с переносом тепла и массы, рис. 4.7) воздуха.

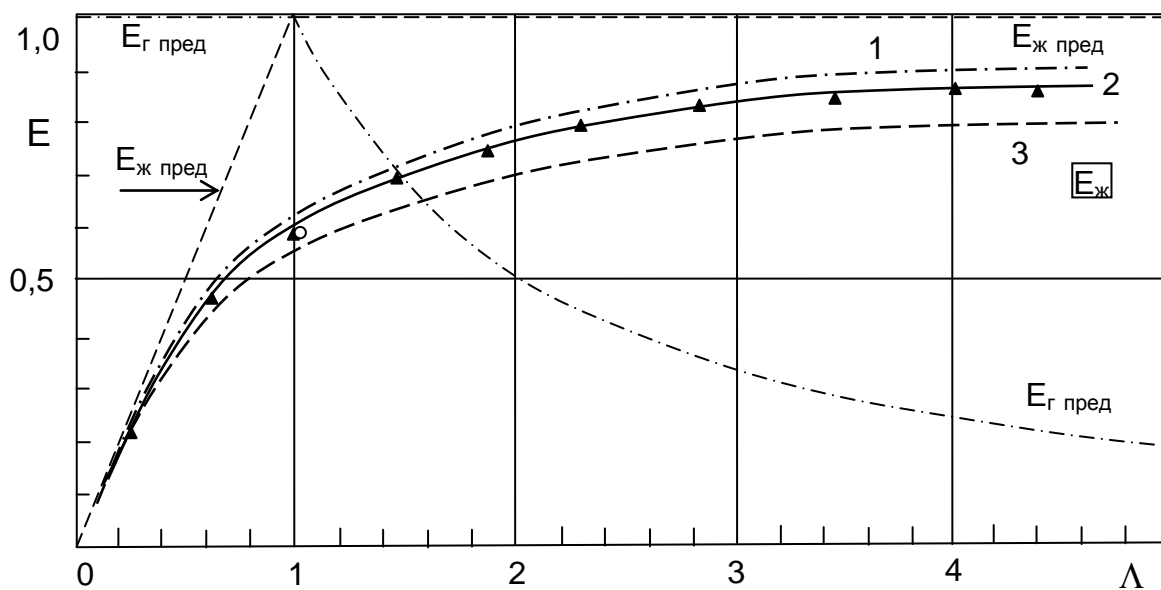


1. Данные работы [13]: насадка из алюминиевой гофрированной фольги ( $d_\Delta = 12\text{мм}$ ;  $H_{PH} = 400\text{мм}$ ).
2. Данные автора: насадка из многоканальных многослойных поликарбонатных плит (поперечный ток;  $d_\Delta = 15\text{мм}$ ,  $H_{PH} = 500\text{мм}$ ); сплошная линия с экспериментальными точками;
3. Данные для насадки из многоканальных многослойных поликарбонатных плит (противоток;  $d_\Delta = 15\text{мм}$ ,  $H_{PH} = 400\text{мм}$ );
4. Данные для насадки из многоканальных поликарбонатных плит (поперечный ток; каналы с регулярной шероховатостью поверхности;  $d_\Delta = 15\text{мм}$ ,  $H_{PH} = 500\text{мм}$ .)



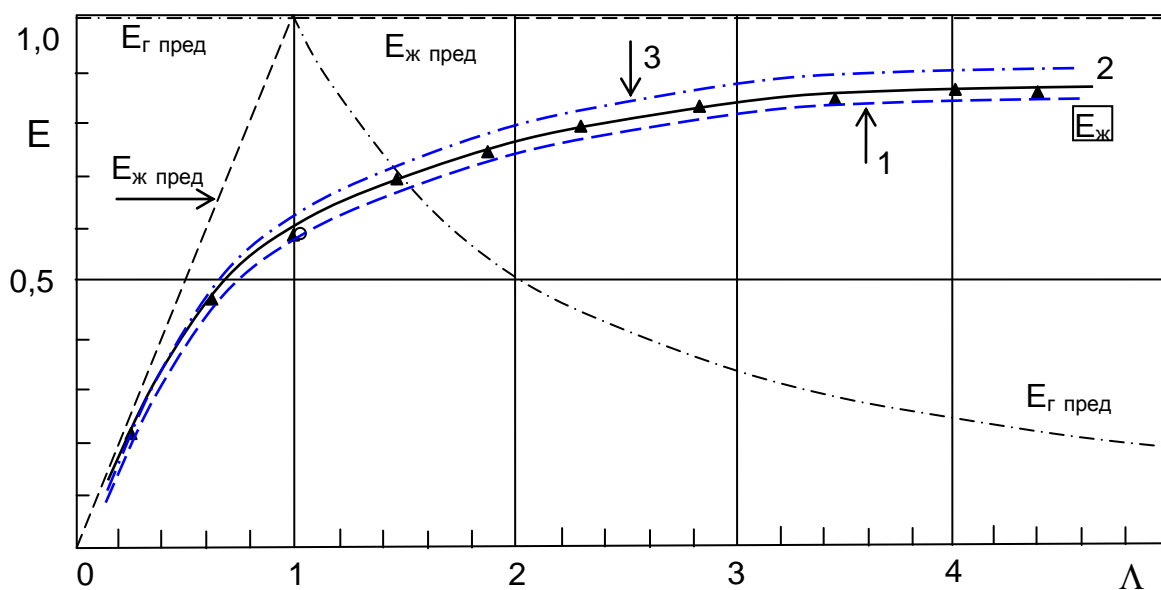
**Рисунок 4.14.** Эффективность процесса охлаждения воды и использования воздушного потока в градирне как функции характеристического числа  $\Lambda$  (А). Экспериментальные данные автора (сплошная линия) получены на поперечноточной насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя:  $d_\Delta = 15\text{мм}$ ,  $H_{PH} = 400\text{мм}$ .

Б — Влияние реконденсации на эффективность процесса испарительного охлаждения: влияние соотношения потоков и начальной температуры.



Влияние влагосодержания воздуха на входе в градирню.  
 Условия проведения эксперимента:  
 $t_{ж}^1=35^{\circ}\text{C}$ ,  $t_r^1=30^{\circ}\text{C}$ , при: 1 –  $x_r = 9$  г/кг, 2 –  $x_r = 12$  г/кг, 3 –  $x_r = 16$  г/кг

А



Влияние температуры воздуха на входе в градирню.  
 Условия проведения эксперимента:  
 $t_{ж}^1=35^{\circ}\text{C}$ ,  $x_r = 12$  г/кг, при 1 –  $t_r^1=35^{\circ}\text{C}$ ; 2 –  $t_r^1=30^{\circ}\text{C}$ ; 3 –  $t_r^1=25^{\circ}\text{C}$

Б

**Рисунок 4.15.** Эффективность процесса охлаждения воды в градирне, как функции характеристического числа  $\Lambda$ . Экспериментальные данные.

А – Влияние начального влагосодержания наружного воздуха.

Б – Влияние температуры наружного воздуха.

#### 4.5.4. Анализ полученных результатов (испарительные воздухоохладители непрямого типа НИОг)

На рис. 4.16-4.17 в поле Н-Х диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в воздухоохладителях НИОг. и НИО-Рг. Получены следующие значения термической эффективности процесса, соответственно

реальным значениям предела охлаждения  $t^0$ :  $l = G_o/G_b = 1,5$ ,  $E_o = 0,45$ ;  
 $l = G_o/G_b = 1,0$ ,  $E_o = 0,65$ ;  $l = G_o/G_b = 0,5$ ,  $E_o = 0,89$ .

Увеличение доли вспомогательного потока последовательно повышает глубину охлаждения основного потока, одновременно повышая и удельные энергозатраты на единицу «продукта». Обратим внимание на последовательное приближение состояния вспомогательного воздуха к равновесной кривой  $\varphi = 100\%$ , что является следствием приближения к естественному пределу охлаждения. Автором был приведен сравнительный анализ работы испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО (пунктирные линии) и воздухоохладителя НИО-Рг (рис. 4.17). Анализ выполнен для условия:  $l = G_o/G_b = 1.0$  для обеих схем НИО. Достигнуто снижение температуры основного воздушного потока от  $t_o = 26,5^0\text{C}$  для НИО ( $t_b = 25,5^0\text{C}$ ;  $\varphi_b = 95\%$ ) до  $t_o = 21,0^0\text{C}$  для НИО/Р (параметры вспомогательного воздушного потока  $t_b = 27,0^0\text{C}$ ,  $\varphi_b = 100\%$ ). Следует обратить особое внимание на выходные параметры вспомогательного воздушного потока, покидающего воздухоохладитель НИО-Рг. Практически, в отличие от процессов в НИОг, изменение состояния вспомогательного воздушного потока в НИО-Рг протекает вдоль линии  $\varphi_b = 100\%$ , что может приводить к реконденсации и снижению эффективности охлаждения. Это обстоятельство, крайне важное для развития техники испарительного охлаждения, практически не учитывается в публикациях последних лет [133, 134, 139], что может приводить к искажениям полученных результатов. Влияние на характер протекания процесса в НИО-Рг может оказывать правильный выбор соотношения  $l = G_o/G_b$ . Важную роль при этом имеет и соотношение вспомогательного воздушного потока и потока

рециркулирующей воды. Экспериментальные результаты, полученные для испарительного воздухоохладителя НИО (ИЕС) при различных значениях влагосодержания и температуры наружного воздуха, а также соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_o/G_B$ : (1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5) приведены на рис. 4.18. Показаны и характерные значения температуры рециркулирующей воды в «мокрых» каналах НИО. На рис. 4.19 показаны характерные профили изменения основных параметров воздушных и водяного потоков в НИО (А) и НИО-Рг (Б).

#### 4.6. Выводы по разделу

1. На основе метода «энтальпийного потенциала» разработана методология анализа процессов тепломассообмена и метод построения линии изменения состояния воздушного потока в испарительных охладителях как прямого, так и непрямого типов; как для случая  $R_{ж} = 0$ , так и с учетом реального градиента температур по глубине водяной пленки ( $R_{ж} \neq 0$ );

2. Следует отметить минимальное количество данных в мировой научной периодике по вопросу распределения фазовых термических сопротивлений в процессах испарительного охлаждения сред; в отечественной литературе были опубликованы данные [13], которые показывают, что величина  $R_{ж}$  может составлять до 50% от  $R_{\Sigma}$ ; в монографии Шервуд Т., Пигфорд Р., Уилки Ч. Массопередача) указывается величина  $R_{ж}$ , равная 27-46% от общего сопротивления переносу энтальпии между фазами»;

3. На основе проведенного анализа показано, что в среднем величина термического сопротивления водяной пленки  $R_{ж}$  составляет для ИО прямого типа с насадкой из полимерных материалов от 30 до 60% от  $R_{\Sigma}$ , что позволило разработать конфигурацию «мокрых» каналов насадки в ГРД и НИО, обеспечивающую активное перемешивание водяной пленки; впервые разработана методология определения фазовых термических сопротивлений применительно к испарительным охладителям непрямого типа НИО;

4. На основе полученных результатов показано реальное положение (смещение) рабочей линии процесса в НИО в поле Т-Х диаграммы влажного воздуха относительно ее положения без учета «реконденсации» в «мокрых» каналах НИО во вспомогательном потоке при  $\phi_B = 100\%$  и выработаны рекомендации по предотвращению полного насыщения вспомогательного «рабочего» потока до выхода из насадки ИО;

5. Предложена математическая модель процессов совместного тепломассообмена в испарительных охладителях непрямого типа НИОг и НИО-Рг позволяющая рассчитать параметры воздушных потоков и рециркулирующей воды и учесть опасность «реконденсации» во вспомогательном воздушном потоке, что принципиально важно при переходе к низкотемпературным испарительным охладителям сред;

6. Экспериментально установлены предельные нагрузки по газу и жидкости, при которых не происходит трансформация схемы контактирования газа и жидкости (противоток в обращенный прямоток) и не формируется режим «захлебывания» насадки ИО;

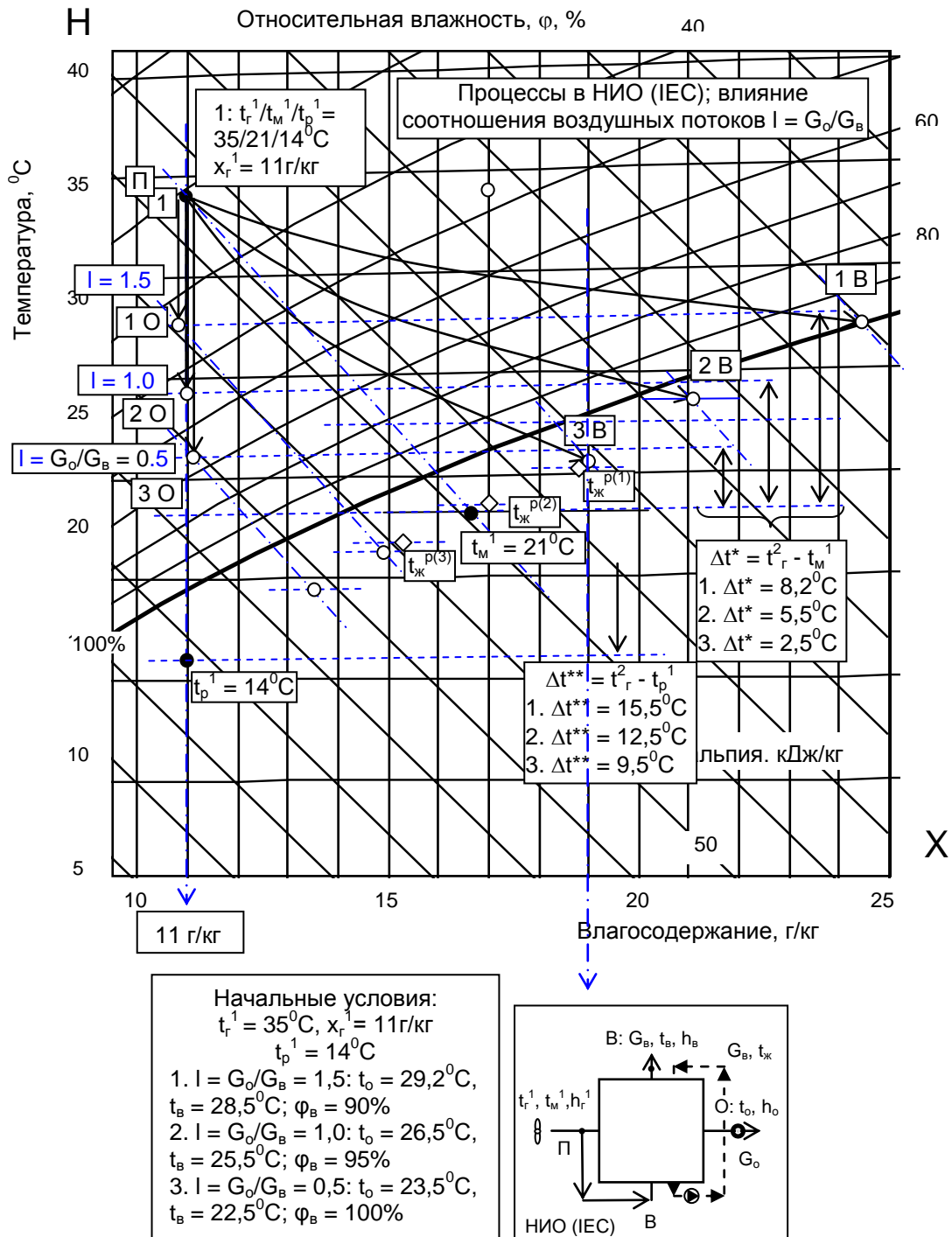
7. Показано, что эффективность процесса непрямого испарительного охлаждения определяется величиной реального соотношения массовых расходов основного и вспомогательного воздушных потоков  $I = G_O/G_B$  для НИО и полного и вспомогательного воздушных потоков для НИО/Р;

8. Экспериментально получены зависимости для эффективности процессов и испарительных водоохладителях с насадкой, выполненной на основе многоканальных полимерных структур;

9. Впервые изучался вопрос о влиянии реконденсации влаги в верхней зоне ТМА (противоток) или в объеме насадки (поперечный ток) и показана опасность возникновения этого явления именно применительно к схеме НИО/Р;

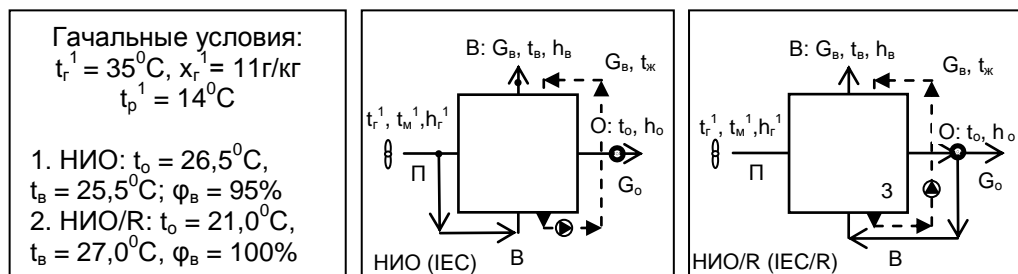
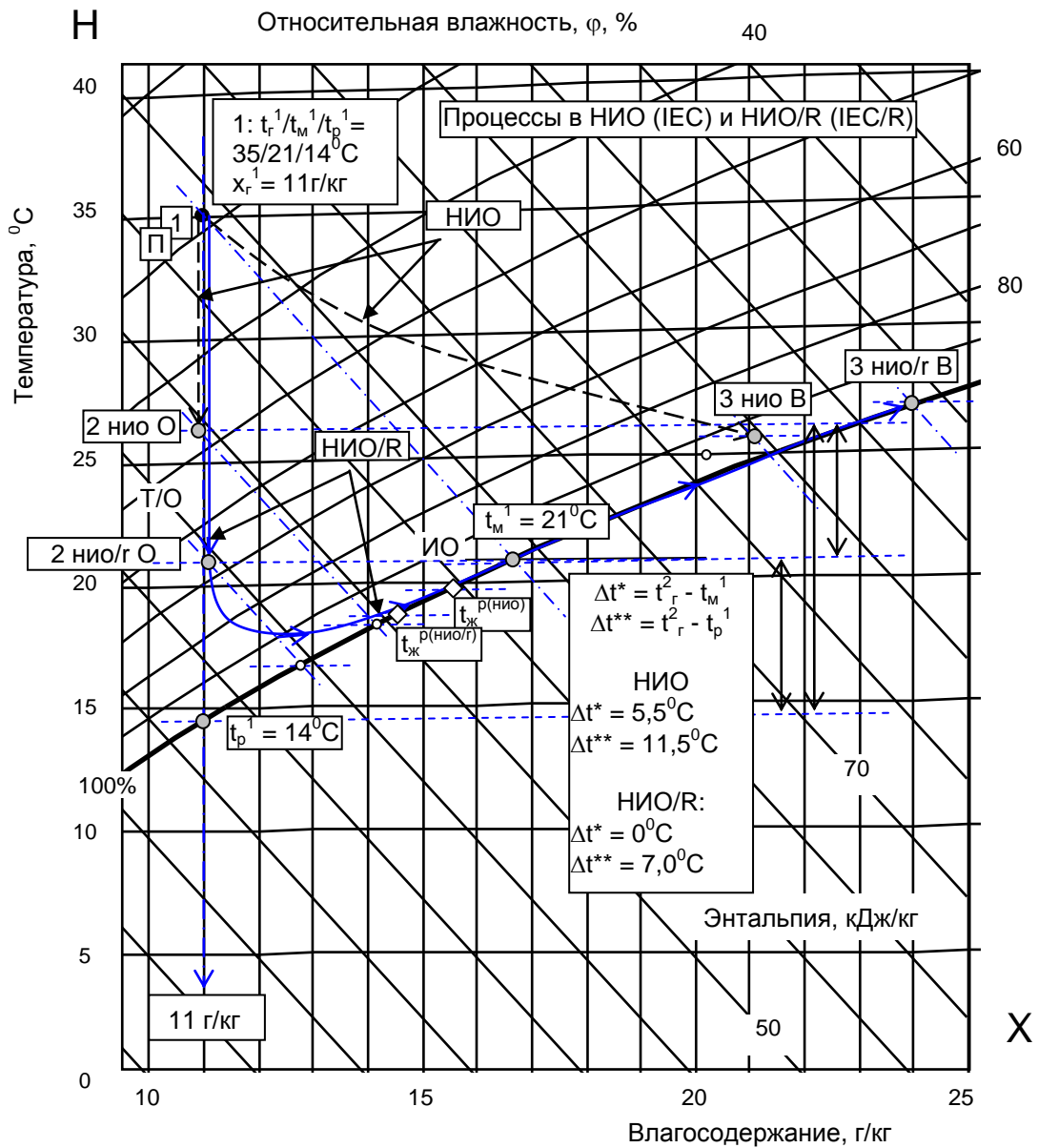
10. На основе комплексных теоретических и экспериментальных исследований выработаны рекомендации по оптимальным значениям

режимных параметров ( $t_r^1, t_m^1, t_p^1, x_r^1; l = G_o/G_b$ ) и геометрическим параметрам, как насадочного слоя, так и основных принципов компоновки ИО в целом.



**Рисунок 4.16.** Анализ работы испарительного воздухоохладителя НИО (ИЕС) для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_o/G_b$ : 1 – 1,5; 2 – 1,0; 3 – 0,5

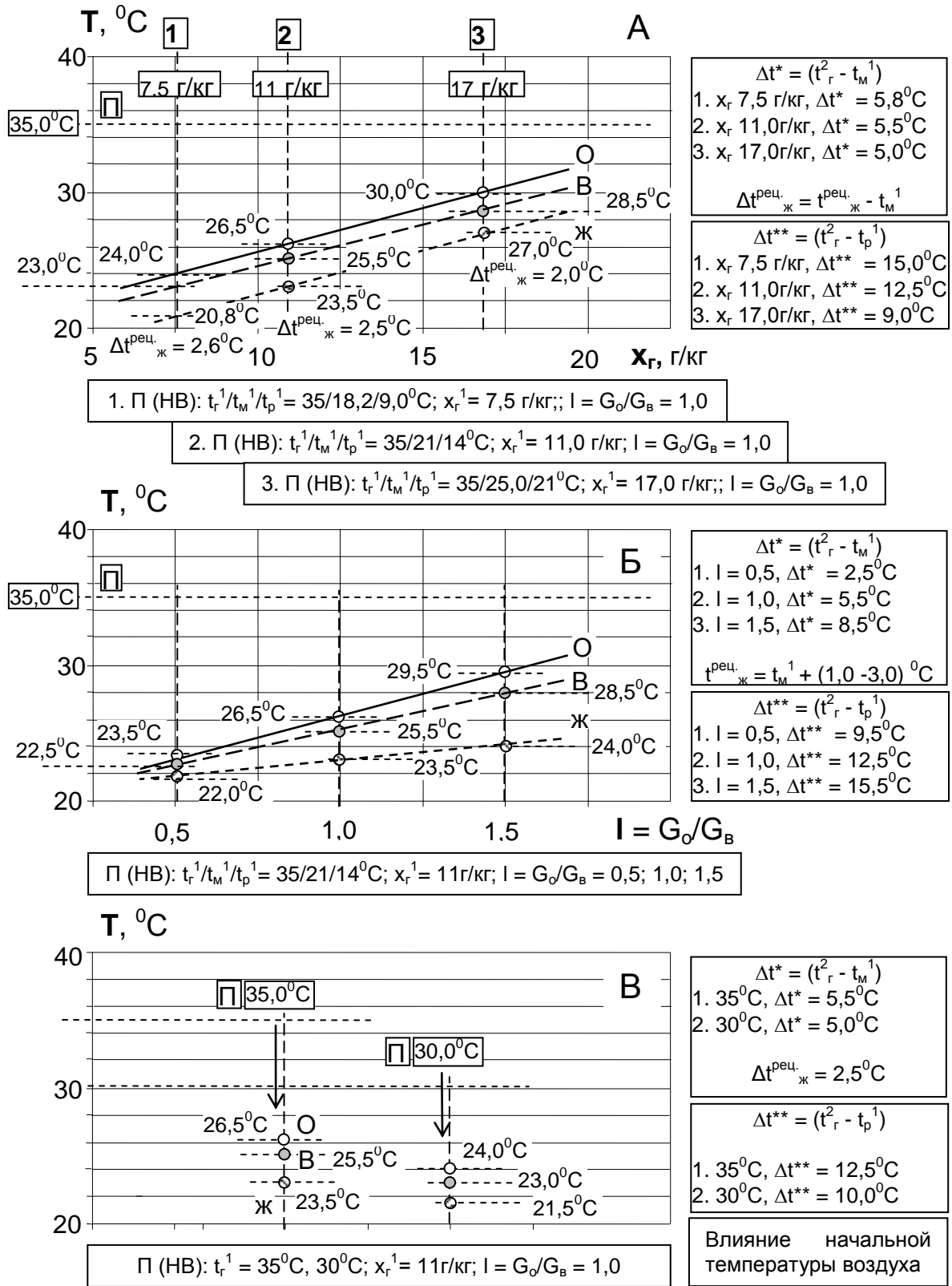
Обозначения: 1-1о-2о-3о – процессы по основному потоку; 1-1в-2в-3в – процессы по вспомогательному потоку.



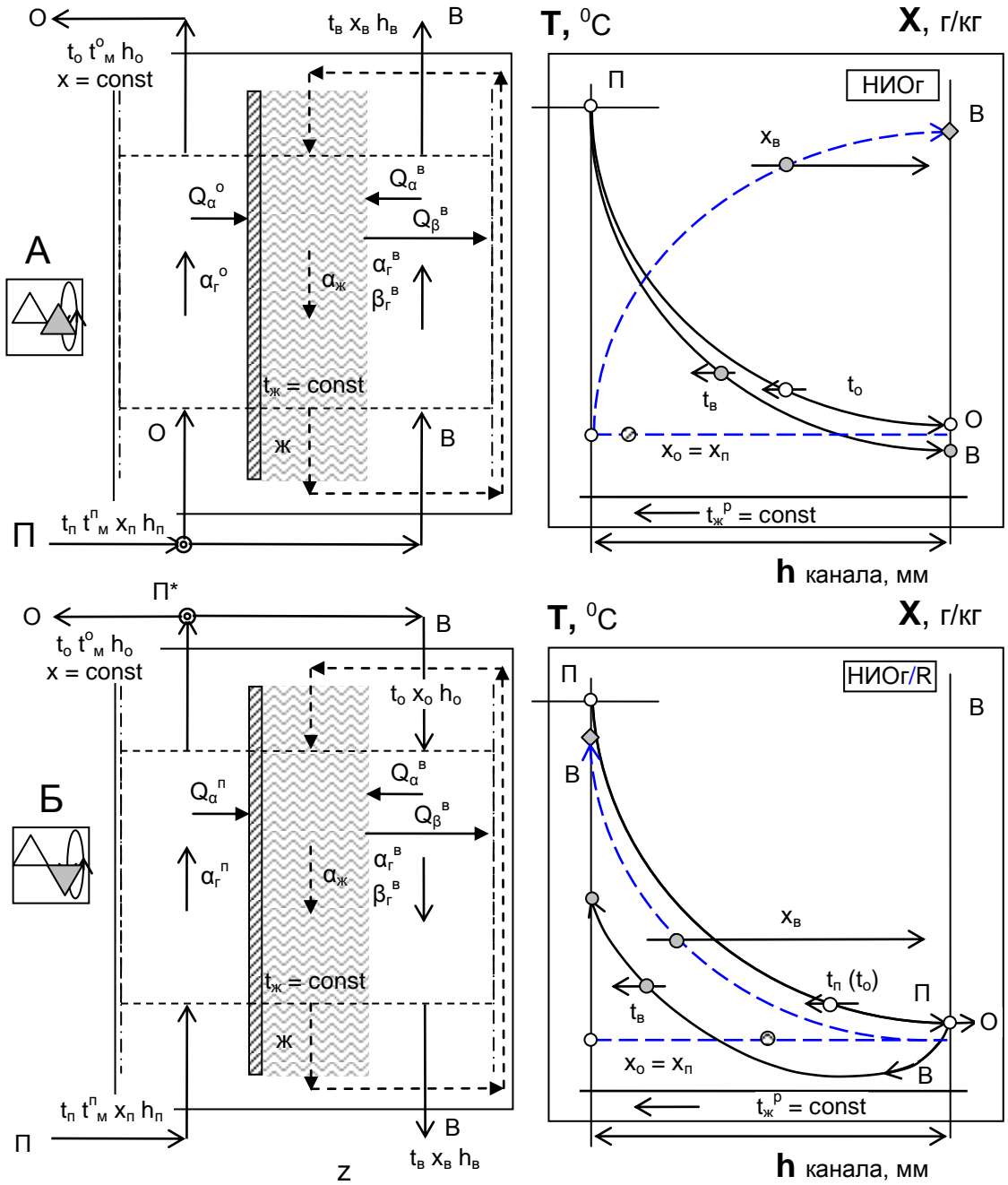
**Рисунок 4.17.** Анализ работы испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО (пунктирные линии) и воздухоохладителя НИО/R

Анализ выполнен для условия:  $l = G_o/G_b = 1.0$  для обеих схем

Обозначения: 1-2 – процесс по основному потоку; 1-3 – процесс по вспомогательному потоку;  $t_{ж}^{р(нио)}$  и  $t_{ж}^{р(нио/г)}$  – температура рециркулирующей через «мокрые» каналы НИО воды.



**Рисунок 4.18.** Экспериментальные результаты, полученные для испарительного воздухоохладителя НИО (ИЕС) при различных: А и В – влажностях и температурах наружного воздуха; Б – соотношениях основного и вспомогательного воздушных потоков  $l = G_o/G_b$ : 1 – 0,5; 2 – 1,0; 3 – 1,5.



характерное изменение параметров воздушных и водяного потоков в НИО

**Рисунок 4.19.** Характерные расчетные и экспериментальные профили изменения основных параметров воздушных и водяного потоков в НИО (А) и НИО-РГ (Б).

## РАЗДЕЛ 5

### ИНЖЕНЕРНЫЕ АСПЕКТЫ РАЗРАБОТКА СОЛНЕЧНЫХ СИСТЕМ, АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ И ЭКО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

#### 5.1. Основные варианты разработанных солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ

##### 5.1.1. Автономные испарительные охладители сред и одноступенчатые варианты разработанных солнечных систем

В таблице на рис. 5.1 представлены автономные базовые испарительные охладители сред (НИО, НИО/R и ГРД) и их варианты:

– с использованием части охлажденной в градирне воды для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в градирню (формула Т/О – ГРД), рис. 2.24Г;

– с использованием «вспомогательного» воздушного потока для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в НИО (формула: Т/О – НИО)

– ИО комбинированного типа, решаемые по формулам: НИО – ГРД и НИО/R – ГРД, существенно расширяющие возможности метода испарительного охлаждения, благодаря «сухому» охлаждению основной части воздушного потока, поступающего в испарительный вохоохладитель во второй ступени.

Здесь также представлены разработанные варианты одноступенчатых многофункциональных солнечных систем ССКВ и СХС, включающих осушительную (ДБР ↔ АБР) и охладительную части. На рис. 5.8 и 5.9 показаны основные принципы построения основного базового элемента таких солнечных систем.

### 5.1.2. Многоступенчатые варианты разработанных солнечных систем

В таблице на рис. 5.2 представлены основные многоступенчатые варианты разработанных многофункциональных солнечных систем осушения, тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха с использованием:

– одноступенчатого десорбера-регенератора, обслуживающего обе (все) ступени абсорбции по формулам:

$$(ДБР1 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР1 \leftrightarrow АБР2) - НИО2,$$

или  $(ДБР1 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР1 \leftrightarrow АБР2) - ГРД$

– двухступенчатого десорбера-регенератора, в котором каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, с возможностью последовательного роста концентрации крепкого раствора абсорбента от ступени к ступени.

Все эти варианты могут быть основаны на использовании двухступенчатой ГРД технологического назначения, обслуживающей соответствующие абсорберы (см., например, решения по рис. 2.9 и 2.11).

На рис. 2.12Б и В приведены трехступенчатые варианты солнечных систем. В системе АБР-НИО (ССКВ, цепочка [ДБР-АБР-НИО]) могут быть задействованы два варианта (рис. 2.12Б):

– Вариант А: поток О может идти последовательно (без деления на О и В) через все ступени охлаждения НИО, а вспомогательный воздушный поток для каждой последующей ступени НИО обеспечивается соответствующей ступенью абсорбера: АБР2-НИО2 и т.д. (вариант А). Это позволяет значительно снижать влагосодержание перед каждой ступенью испарительного охлаждения воздуха в НИО по вспомогательному потоку воздуха, обеспечивающему уровень охлаждения;

– Вариант Б: поток «О» после каждой ступени НИО делится на основной и вспомогательный, причем вспомогательный смешивается с осушенным в соответствующей ступени абсорбции воздухом; в этом случае

доля основного «продуктового» воздушного потока сравнительно невелика и тоже может дифференцироваться по ступеням охлаждения НИО.

В равной мере это касается схемы СХС на основе ступени каскада АБР-ГРД (СХС, цепочка [ДБР-АБР-НИО – ДБР-АБР-НИО – ДБР-АБР-ГРД]), которая может быть построена по такой же схеме (рис. 2.12В) причем в обоих вышерассмотренных вариантах А и Б.

Вопрос выбора числа ступеней охладителя связан с анализом возрастающих удельных энергозатрат.

### **5.1.3. Варианты разработанных солнечных систем на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением**

В таблице на рис. 5.3 представлены основные разработанные варианты солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРИО-Р, подробно рассмотренные в разделе 2.4 настоящей работы. Эти перспективные решения на основе АБРИО-Рг (ССКВ) и АБРИО-Рж (СХС) позволяют устранить из схемы отдельный испарительный охладитель (НИО или ГРД, соответственно), снизив, тем самым, габариты, вес и стоимость системы в целом, но, как уже указывалось (см. например, анализ работы такой системы на рис. 2.30 и 2.33) одновременно с понижением температурного уровня охлаждения может иметь место возрастание опасности реконденсации в охладительной части (в соответствующих каналах) абсорбера АБРИО. Следует отметить и усложнение конструктивного оформления абсорбера нового типа АБРИО, связанное как со сложностью организации насадочной части аппарата, так и с обеспечением равномерности ввода в насадку контактирующих потоков газа и жидкости (абсорбента и рециркулирующей через «охладительные» каналы насадки воды, см. рис. 3.18).

**Основная концепция создания одноступенчатых  
многофункциональных энергетических систем МЭС:**

Испарительные охладители ХС и СКВ:

18. НИО, НИО/R; ГРД;
19. Т/О – ГРД, с использованием части охлажденной в градирне воды для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в градирню-чиллер, рис. 2.24Г;
20. Т/О – НИО, с использованием охлажденного «вспомогательного» воздушного потока для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в НИО;
21. Комбинированные ИО: НИО – ПИО; НИО – ГРД; НИО/R – ГРД

Одноступенчатые варианты ССКВ:

22. (ДБР ↔ АБР) – НИО; (ДБР ↔ АБР) – НИО/R;  
– Формула (ДБР ↔ АБР) – НИО с осушением только вспомогательного воздушного потока (рис. 2.15);  
– Формула Т/О – АБР – НИО (использование вспомогательного воздушного потока, покидающего НИО для предварительного охлаждения наружного воздуха), – рис. 2.14 и 2.15;  
– формула НИО – АБР – НИО, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед второй ступенью НИО, рис. 2.16.

Одноступенчатые варианты СХС:

23. (ДБР ↔ АБР) – ГРД;  
– Использование части «продуктовой» воды от ГРД для охлаждения абсорбера АБР (рис. 2.24А);
24. (ДБР ↔ АБР) – НИО – ГРД (рис. 2.19Г);
25. НИО – (ДБР ↔ АБР) – ГРД, с использованием воздухоохладителя непрямого типа на наружном воздухе и последующим осушением основного воздушного потока перед градирней ГРД.  
– Формула (ДБР ↔ АБР) – ГРД (для охлаждения абсорбера используется часть «продуктовой» воды от градирни ГРД), (рис. 2.24А)

Одноступенчатые комбинированные варианты СХС и ССКВ:

9. (ДБР ↔ АБР) – НИО (ГРД) (осушенный воздух поступает параллельно как в НИО, так и в градирню, рис. 2.24В, позиции А и Б).

**Рисунок. 5.1.** Концепция создания одноступенчатых многофункциональных солнечных систем.

**Основная концепция создания многоступенчатых  
многофункциональных энергетических систем МЭС:**

Многоступенчатые варианты СХС и ССКВ:

26. (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2 (рис. 2.17);  
27. (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2;

– Эти же варианты с использованием как одно, так и двухступенчатой технологической градирни ГРД/т, обслуживающей абсорберы;

– Эти же варианты с использованием воздухо-воздушных теплообменников на отбросных «вспомогательных» воздушных потоках (рис. 2.18);

28. (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД;  
29. (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД;

– Эти же варианты с использованием как одно, так и двухступенчатой технологической градирни ГРД/т, обслуживающей абсорберы;

– Использование части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2 (рис. 2.12, 2.20В);

– Эти же варианты, но поток «О» может идти последовательно (без разделения на О и В) через все ступени охлаждения НИО, а вспомогательный воздушный поток для каждой последующей ступени НИО обеспечивается соответствующей ступенью абсорбера: АБР2-НИО2 и т.д. (рис. 2.12Б и 2.12В);

– Эти же варианты, но поток «О» после каждой ступени НИО делится на основной и вспомогательный, причем вспомогательный смешивается с осушенным в соответствующей ступени абсорбции воздухом; в этом случае доля основного «продуктового» воздушного потока невелика и тоже может дифференцироваться по ступеням охлаждения НИО (рис. 2.12Б и 2.12В)

**Рисунок. 5.2.** Концепция создания многофункциональных солнечных систем.

**Основная концепция создания многофункциональных энергетических систем МЭС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением:**

ССКВ и СХС строятся по формулам на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением (раздел 2.4):

- (ДБР ↔ АБРио), разделение воздуха на осушаемый и вспомогательный потоки на входе в АБР, рис. 2.24В, позиция А; 2.26А;
- (ДБР ↔ АБРио-Р), разделение воздуха на осушаемый и вспомогательный потоки на выходе из АБР, (рис. 2.24В, позиция Б; рис. 2.26Б);
- (ДБР ↔ АБРио-Рг), абсорбер-воздухоохладитель, рис. 2.27, 2.29Б;
- (ДБР ↔ АБРио-Рж), абсорбер-водоохладитель, рис. 2.28, 2.29В;

ССКВ и СХС строятся по формулам на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением (двухступенчатые схемные решения)

- (АБР1 → НИО1) → АБРио-Рг → «охлажденный воздух» (использование части осушенного в абсорбере воздуха для испарительного охлаждения абсорбера, с одновременным получением охлажденного воздушного потока (рис. 2.31А);
- (АБР1 → НИО1) → АБРио-Рж → «охлажденная вода» (использование части осушенного в абсорбере воздуха для испарительного охлаждения абсорбера, с одновременным получением охлажденной воды (рис. 2.31Б)

**Рисунок. 5.3.** Концепция создания многофункциональных солнечных систем на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением.

## **5.2. Разработанные солнечные многофункциональные системы тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха**

### **5.2.1. Инженерные разработки солнечных систем**

Все ТМА солнечных систем конструктивно унифицированы, основаны на использовании тепломассообменных аппаратов пленочного типа (см. раздел 3), и, преимущественно, на поперечноточной схеме контактирования потоков газа и жидкости, что обеспечивает:

- рост предельных нагрузок по газу, исключаяющий, до значений скоростей воздуха 6 - 7 м/сек, возникновение «захлебывания» насадочного слоя [13, 14];

- высокую равномерность распределения контактирующих потоков по всему объему насадки [1-21];

- упрощение коммуникаций между ТМА и создание «линейной» схемы построения систем, что снижает энергозатраты на организацию движения теплоносителей.

#### **Осушительная часть солнечной системы**

Осушительная часть солнечной абсорбционной системы включает абсорбер-осушитель и десорбер-регенератор, взаимосвязанные в едином цикле. На рис. 5.7 представлены принципиальные схемы регенерации раствора абсорбента энергетической системы МЭС в вариантах СХС и ССКВ. Использование одноступенчатого десорбера-регенератора, обслуживающего обе ступени абсорбции оформлено по формулам (рис. 5.7А):

ССКВ: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2

СХС: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД)

Использование двухступенчатого десорбера-регенератора приведено на рис. 5.7Б, где каждая ступень регенерации абсорбента замкнута на соответствующую ступень абсорбера-осушителя воздуха, с последовательным ростом концентрации крепкого раствора абсорбента:

ССКВ: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2 → «О»

СХС: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД →  
«охлажденная вода»

### Охлаждающая часть солнечной системы

На рис. 5.1. представлена основная разработанная концепция автономных ИО в составе:

1. НИО, НИО/Р; ГРД;
2. Т/О – ГРД, с использованием части охлажденной в градирне воды для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в градирню, рис. 2.24Г;
3. Т/О – НИО, с использованием «вспомогательного» воздушного потока для предварительного охлаждения наружного воздуха, поступающего в НИО;
4. НИО – ГРД; НИО/Р – ГРД

На рис. 5.4 представлен разработанный блок испарительного охлаждения в составе НИО/ГРД, существенно расширяющий традиционные возможности метода испарительного охлаждения и позволяющий вплотную приблизиться к естественному пределу испарительного охлаждения  $t_M^1$  наружного воздуха без привлечения методов предварительного осушения воздуха. На рис. 2.21 раздела 2 приведены сравнительные расчеты процесса в ГРД на наружном воздухе и ИО в составе НИО-ГРД:

$$1: \text{НВ: } t_B^1 35^\circ\text{C}, t_M^1 24^\circ\text{C}, t_P^1 20^\circ\text{C}, x^1 15 \text{ г/кг};$$

$$\text{ГРД} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 29,0^\circ\text{C}};$$

$$2: \text{НВ: } t_B^1 35^\circ\text{C}, t_M^1 24^\circ\text{C}, t_P^1 20^\circ\text{C}, x_B^1 15 \text{ г/кг}$$

$$\text{НИО} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 26,0^\circ\text{C}}$$

Аналогично может использоваться блок испарительного охлаждения воздуха в составе НИО/ПИО, где ПИО испарительный воздухоохладитель прямого типа (рис. 5.4В). Здесь охлажденный при постоянном влагосодержании основной воздушный поток поступает в ПИО, где доохлаждается в условиях адиабатического процесса, в прямом контакте с рециркулирующей через насадку ПИО воды. С точки зрения обеспечения

комфортных параметров воздуха такая схема возможна только с учетом параметров наружного воздуха, поскольку в ПИО воздух доувлажняется. Сравнительно с НИО, это решение может обеспечить снижение удельных энергозатрат, перераспределяя тепловую нагрузку между ступенями охлаждения НИО и ПИО, снижая нагрузку на НИО, где удельные энергозатраты всегда выше, чем в ПИО.

### **Основные блоки солнечной абсорбционной системы**

На рис. 5.5 - 5.6 показана компоновка двух основных блоков солнечных абсорбционных систем:

- для создания СХС используется блок в составе АБР-ГРД
- для создания ССКВ используется блок в составе АБР-НИО

Из таких автономных блоков строится многофункциональная солнечная система в двух- или трехступенчатых вариантах, представленных в основной разработанной концепции на рис. 5.2. Для обоих блоков охлаждения в составе абсорбера и испарительного охладителя целесообразно использовать потенциал холодного выбросного потока из градирни (рис. 5.5В) или из НИО (рис. 5.6В) для промежуточного охлаждения осушенного воздушного потока в АБР. Это может сократить и энергозатраты на градирню технологического назначения ГРДт.

Принципы построения многоступенчатых солнечных систем показаны на рис. 5.8 и 5.9. На последнем рисунке показано построение ССКВ на основе одновременного использования после абсорбера как воздухо- так и водоохладителей. Подобные системы СКВ (см. также рис. 2.24В) находят широкое практическое использования, поскольку обеспечивают требуемую кратность воздухообмена в кондиционируемом помещении.

Общие принципы инженерной компоновки солнечных систем показаны на рис. 5.10 и 5.11 для ССКВ с использованием автономных градирен ГРДт для обслуживания абсорберов каждой из ступеней охлаждения и для СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2, соответственно.

В этих решениях схема может быть построена как на прямом взаимодействии каждого десорбера с соответствующим абсорбером:

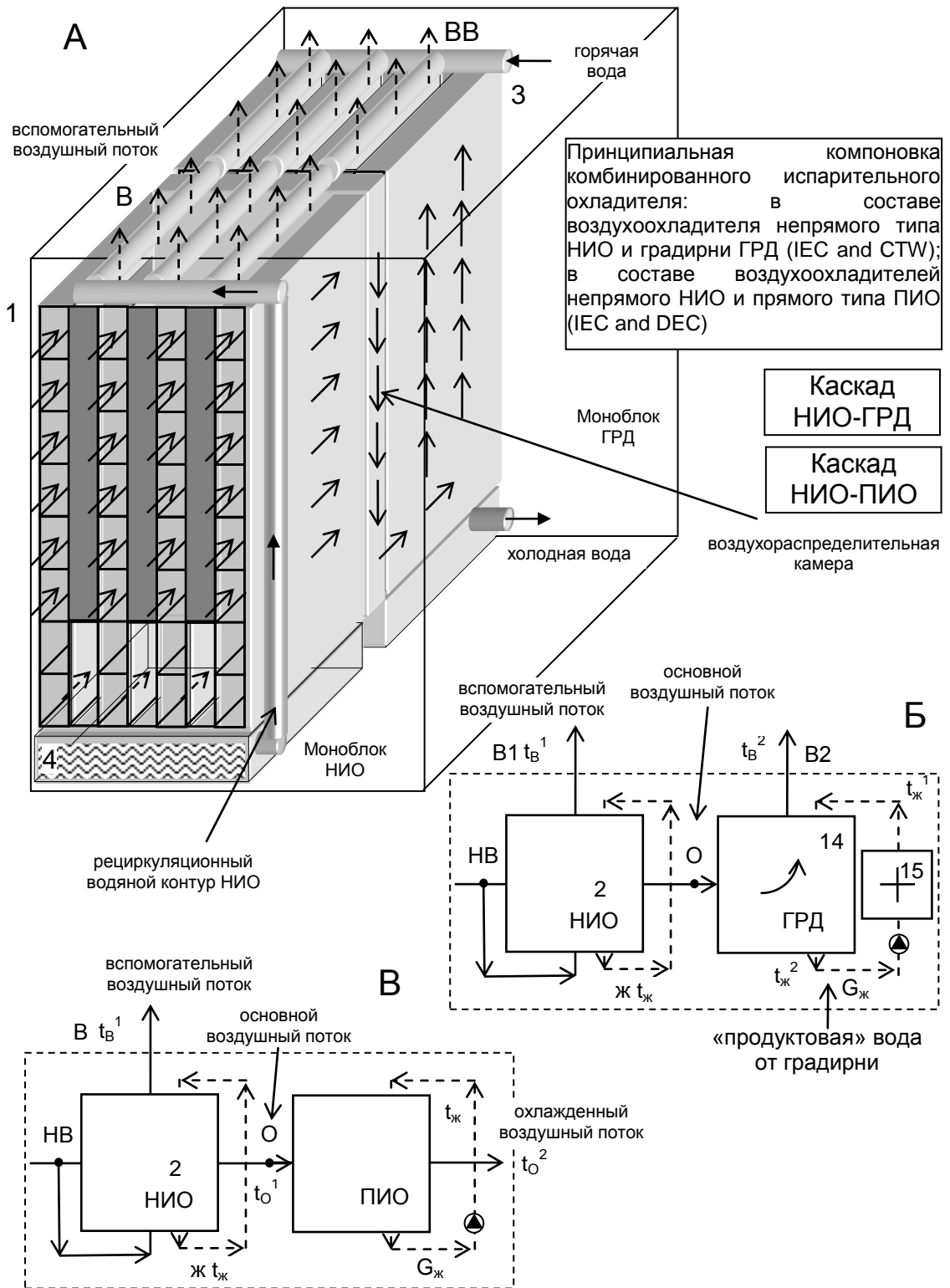
формула:  $(ДБР1 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР2 \leftrightarrow АБР2) - НИО2$ ,

так и на подаче крепкого раствора из ДБР2 в каждый из абсорберов обеих ступеней:

формула:  $(ДБР2 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР2 \leftrightarrow АБР2) - НИО2$

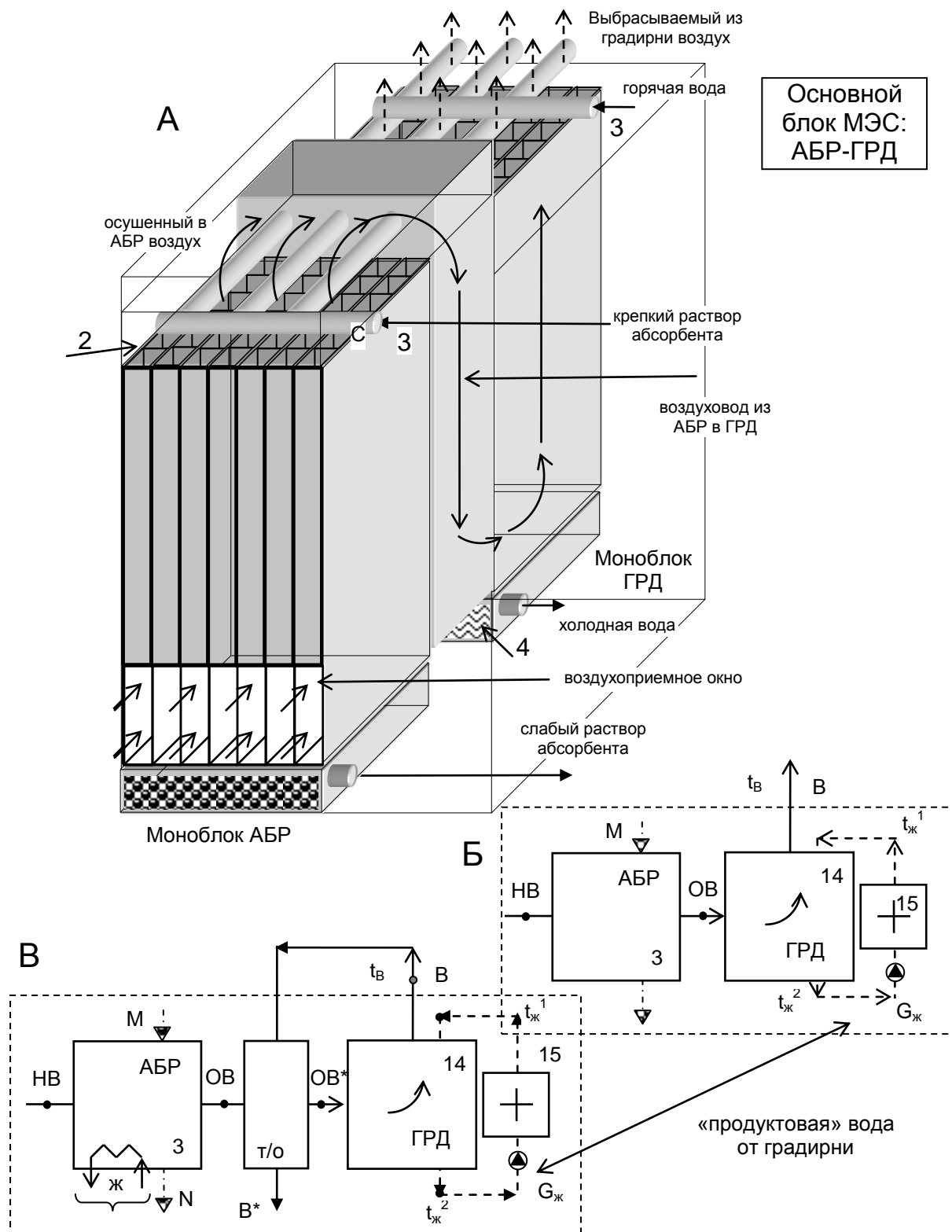
Общий вид блока охлаждения ССКВ (солнечная система построена по одноступенчатой формуле  $(ДБР \leftrightarrow АБР) - НИО$ ), по схеме на рис. 5.6) представлен на рис. 5.12, а схема размещения установки ССКВ на обслуживаемом объекте (подача в помещение воздуха, прошедшего термовлажностную обработку) на рис. 5.13. Здесь показана возможность использования воздуха и помещения в качестве частичного рециркуляционного потока (R) на входе в ССКВ.

Охлаждающий контур солнечной холодильной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), – IEC-CTW

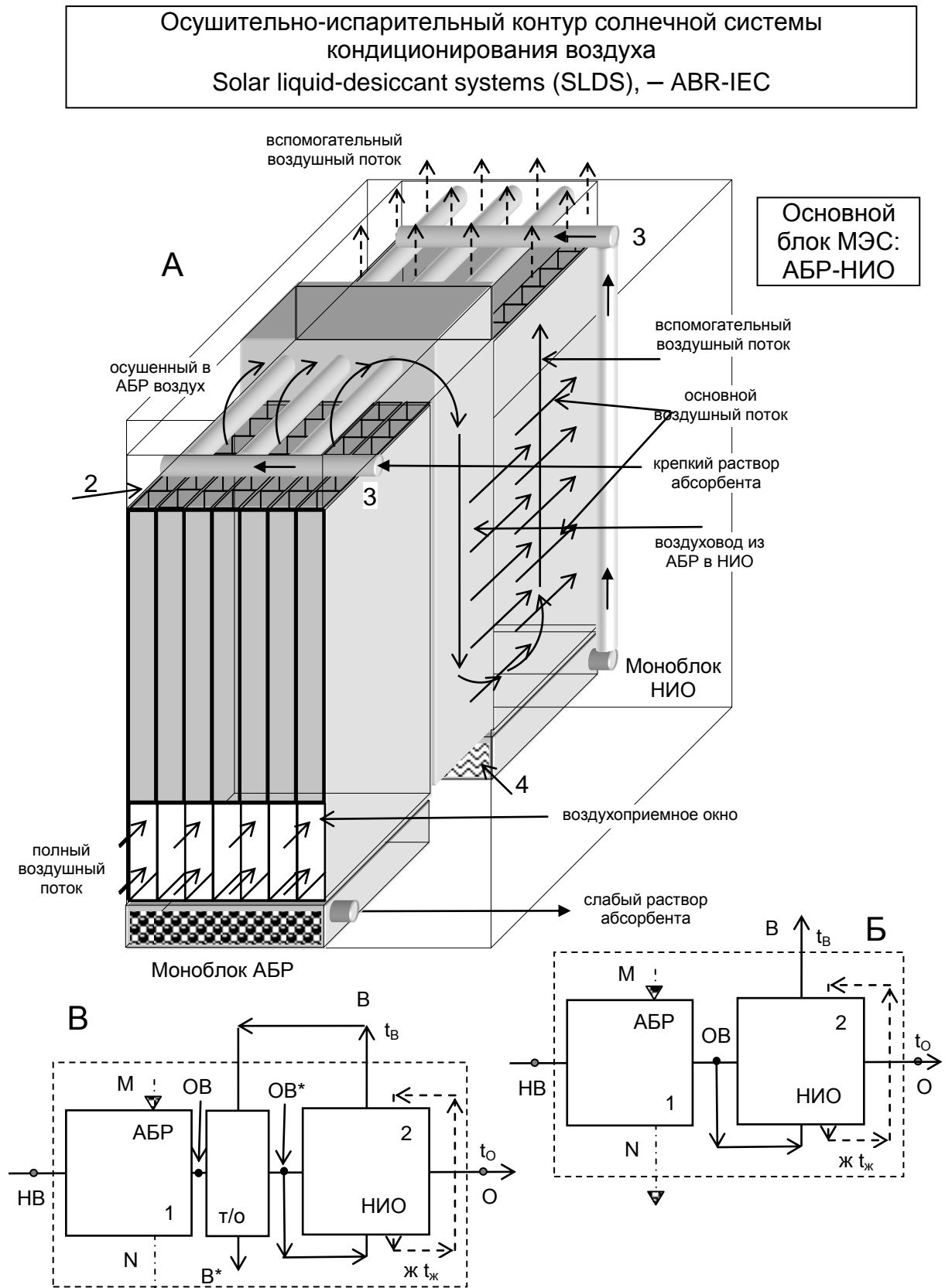


**Рисунок 5.4.** Принципиальная компоновка комбинированного испарительного воздухоохладителя в составе воздухоохладителей непрямого (НИО) и прямого типа (ПИО), каскад НИО-ПИО (В); в составе НИО и водоохладителя прямого типа, градирни, ГРД (А и Б). Обозначения по рис. 3.9.

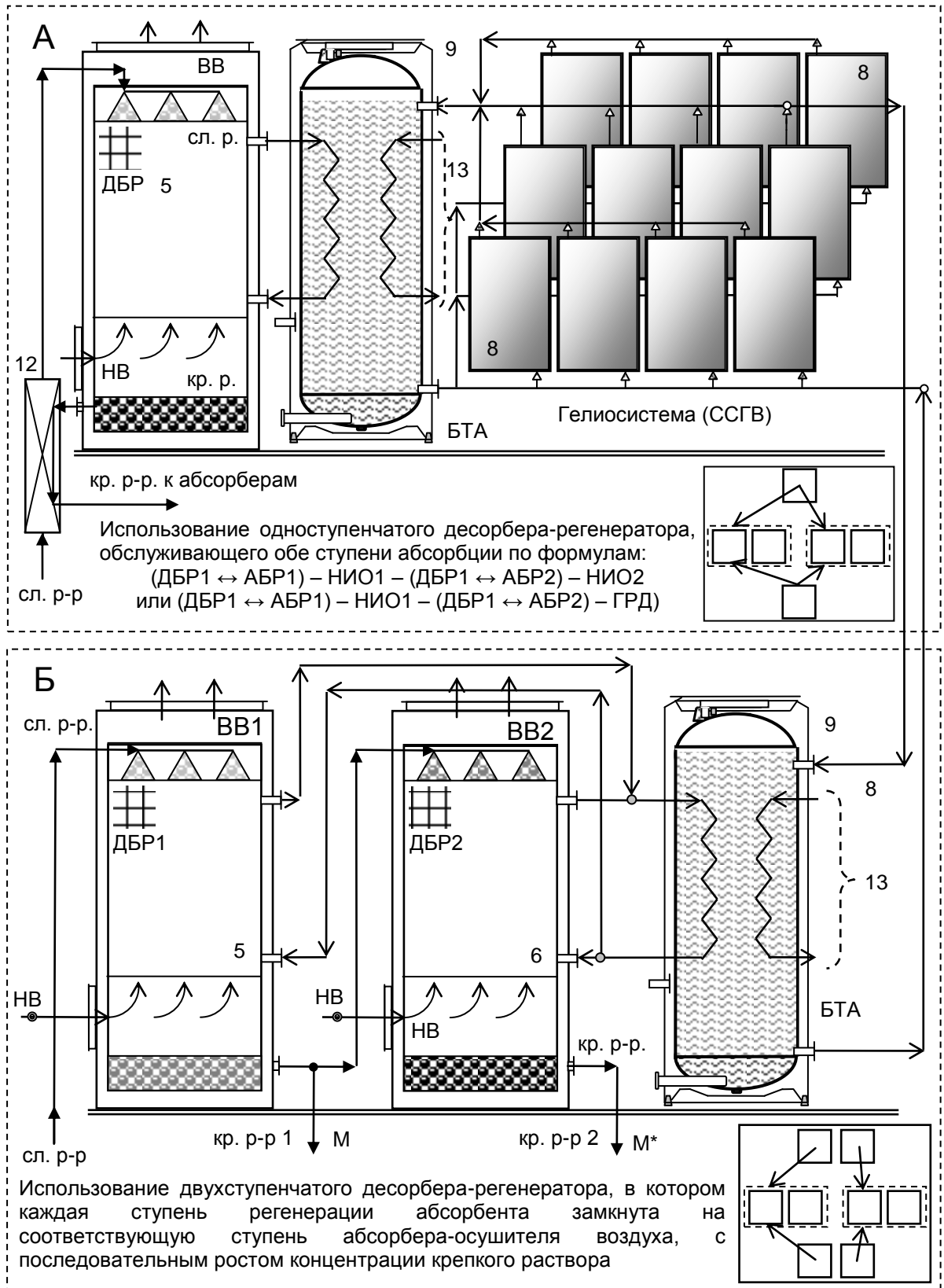
Осушительно-испарительный контур солнечной холодильной системы  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), – ABR-CTW



**Рисунок 5.5.** Принципиальная компоновка элемента СХС (моноблочный испарительный водоохладитель, построенный по формуле АБР-ГРД). Обозначения в тексте, доп.: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – распределитель жидкости (воды в ГРД и абсорбента в АБР); 4 – жидкостная емкость; 5 – насос; НВ, ВВ – наружный и выбрасываемый воздушные потоки, ОВ – осушенный в АБР воздух.

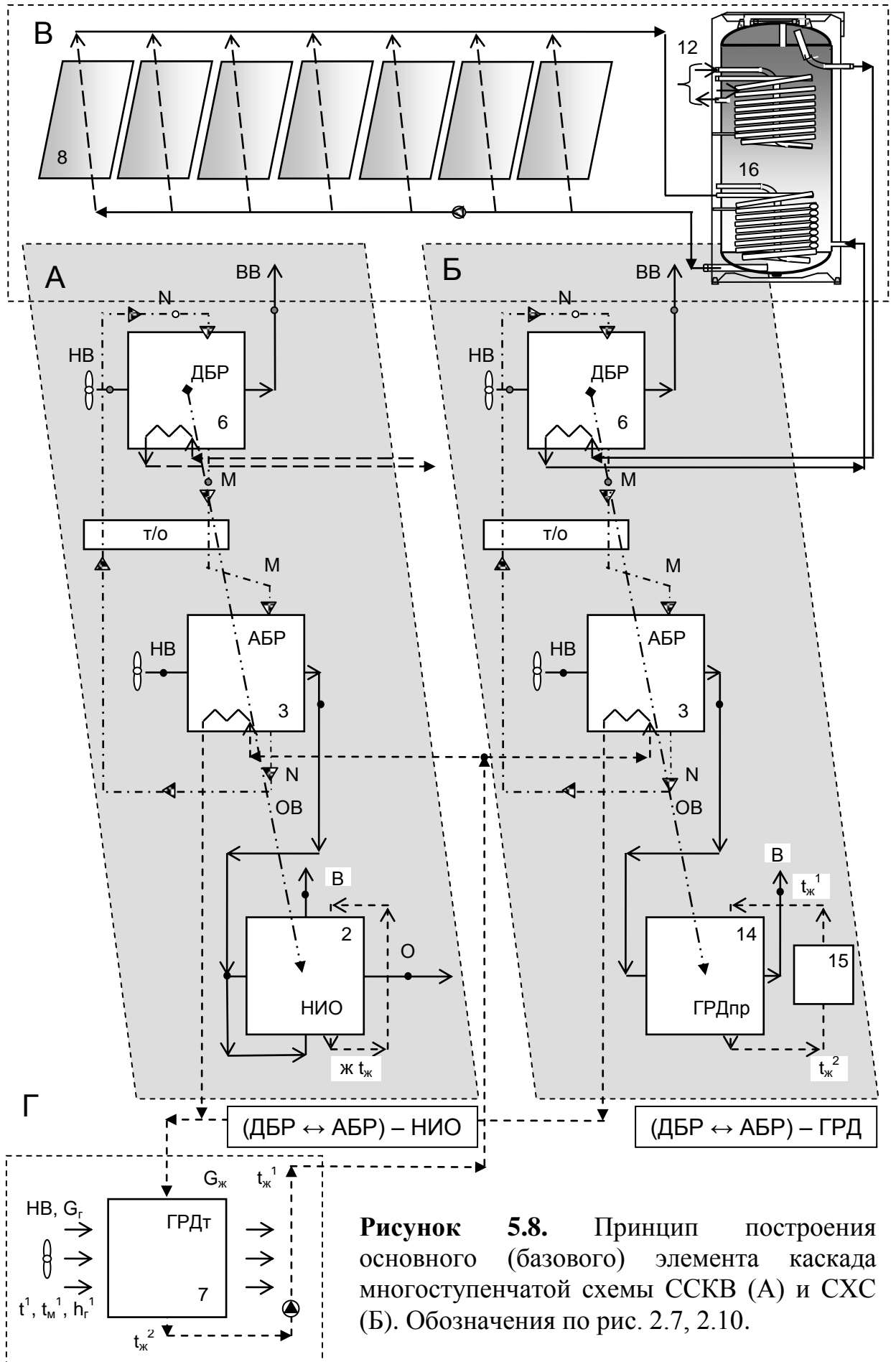


**Рисунок 5.6.** Принципиальная компоновка ССКВ (моноблочный испарительный воздухоохладитель, построенный по формуле АБР-НИО). Обозначения: 1 – корпус аппарата; 2 – каналы насадки; 3 – распределитель жидкости (рециркулирующей воды в НИО и абсорбента в АБР); 4 – жидкостная емкость; 5 – насос; НВ – наружный воздушный поток, ОВ – осушенный в АБР воздух.

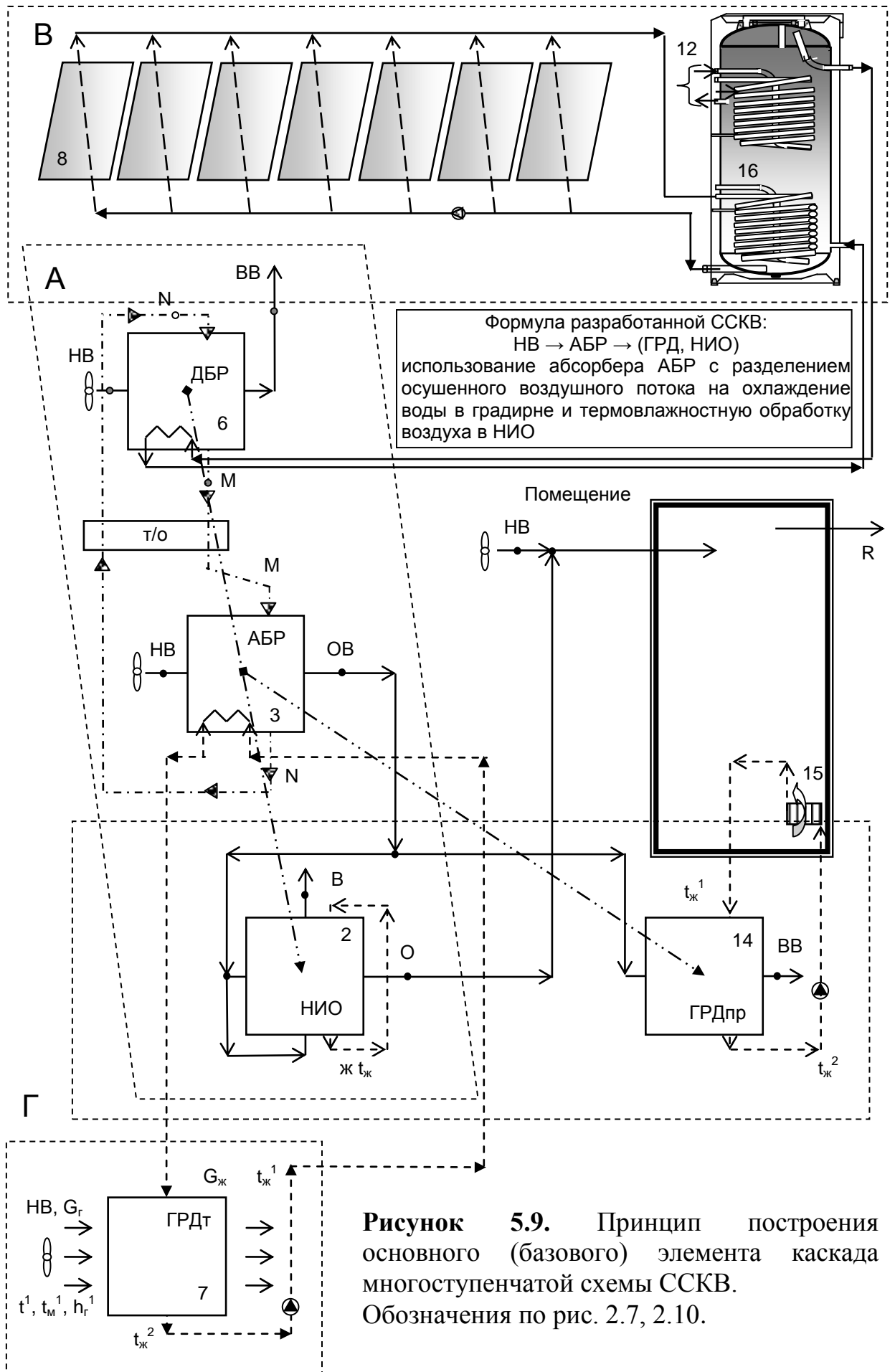


**Рисунок 5.7.** Принципиальные схемы системы регенерации раствора абсорбента энергетической системы МЭС (СХС, ССКВ).

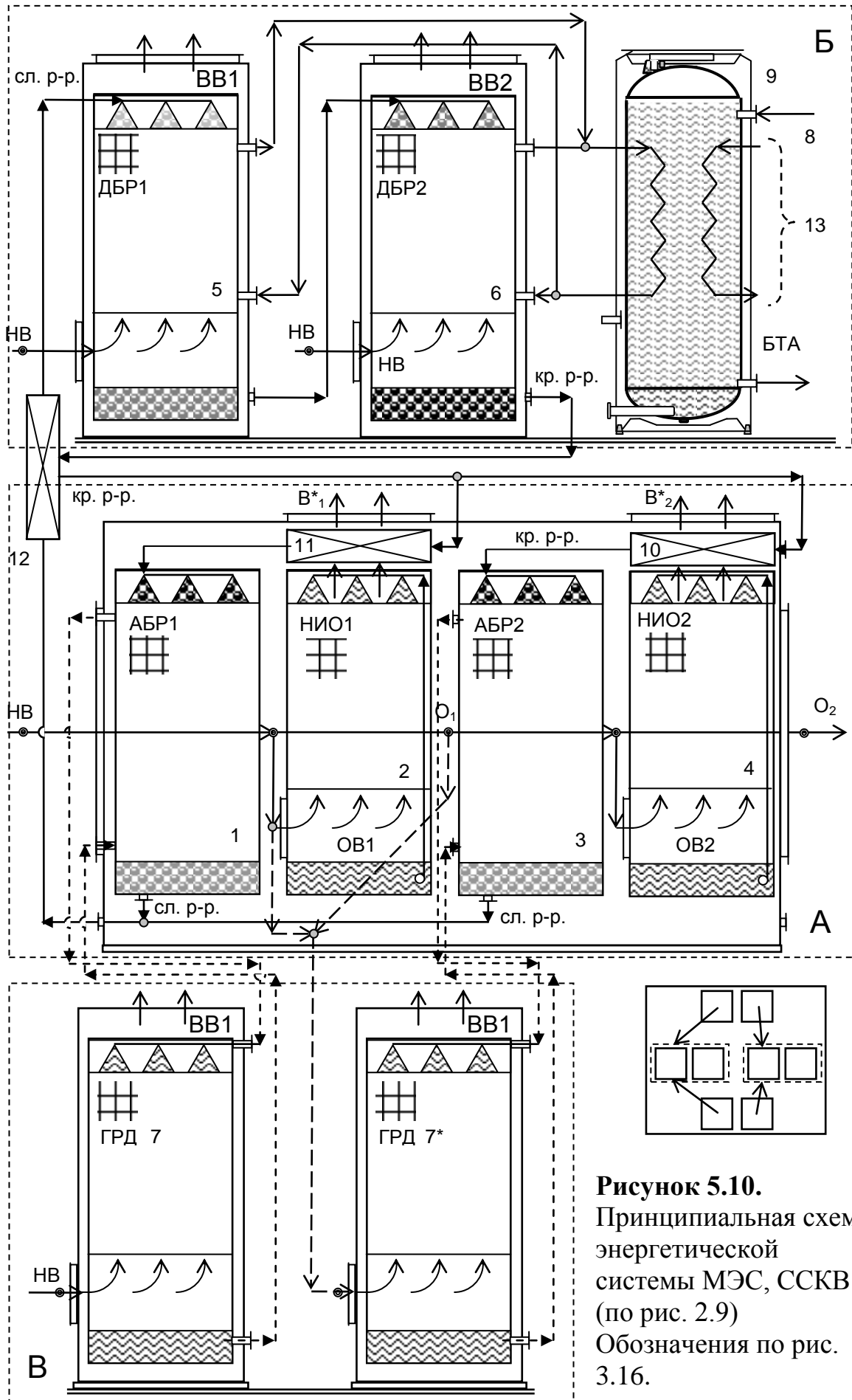
Обозначения по рис. 3.16 и 3.17, здесь: 5, 6 – десорбер-регенератор; 8, 9 – солнечная система (система ССГВ на основе СКж и бак-теплоаккумулятор БТА), обеспечивающая процесс регенерации абсорбента; 13 – дополнительный греющий источник. НВ (П) – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; ВВ – выбрасываемый в среду воздух; М, N – крепкий и слабый растворы абсорбента.



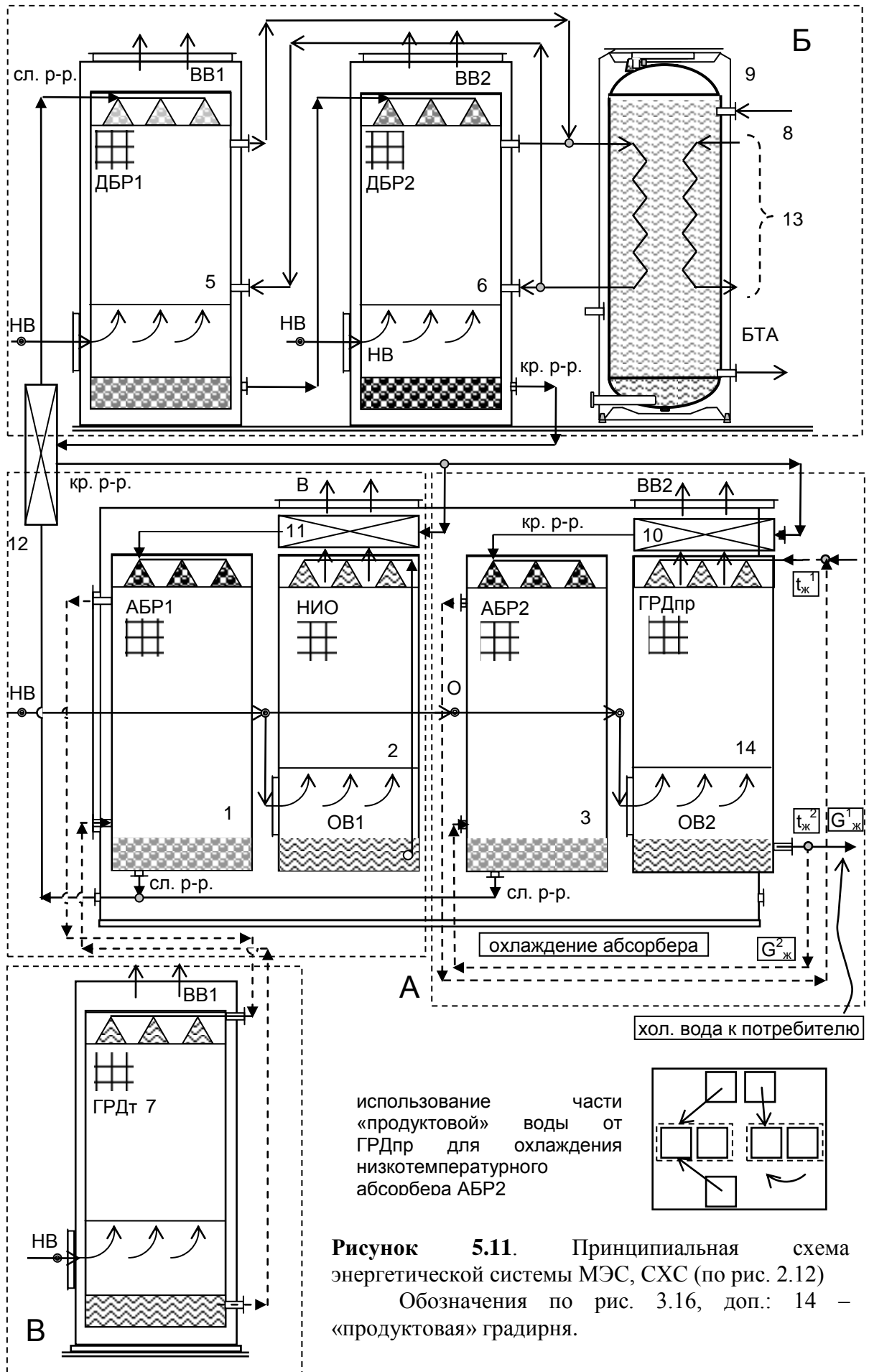
**Рисунок 5.8.** Принцип построения основного (базового) элемента каскада многоступенчатой схемы ССКВ (А) и СХС (Б). Обозначения по рис. 2.7, 2.10.



**Рисунок 5.9.** Принцип построения основного (базового) элемента каскада многоступенчатой схемы ССКВ. Обозначения по рис. 2.7, 2.10.

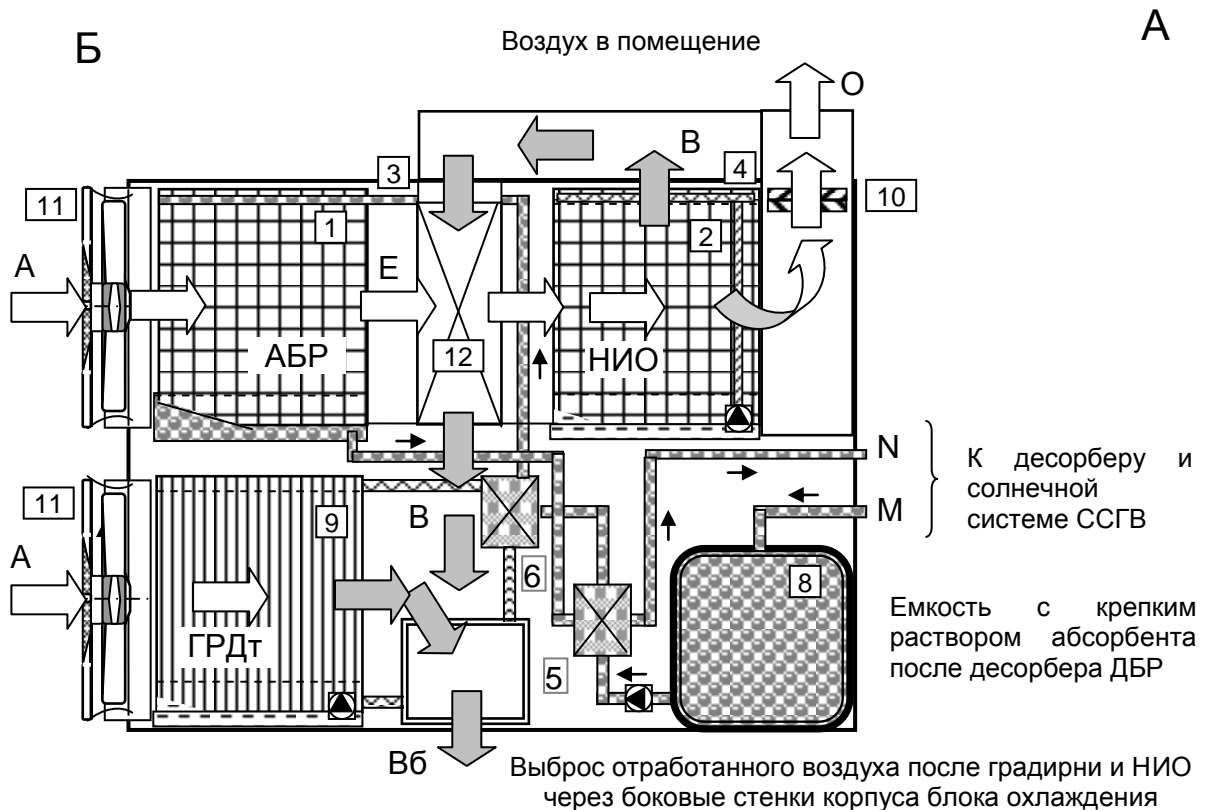
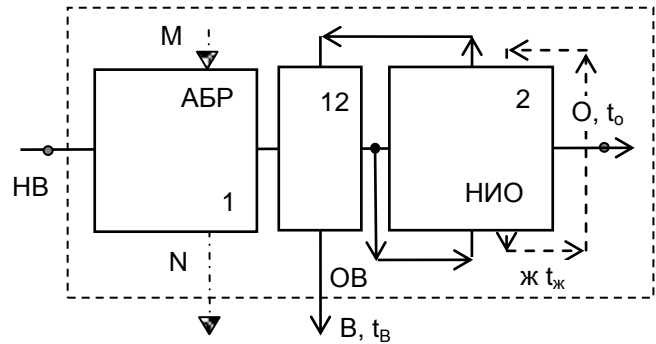


**Рисунок 5.10.**  
 Принципиальная схема  
 энергетической  
 системы МЭС, ССКВ  
 (по рис. 2.9)  
 Обозначения по рис.  
 3.16.

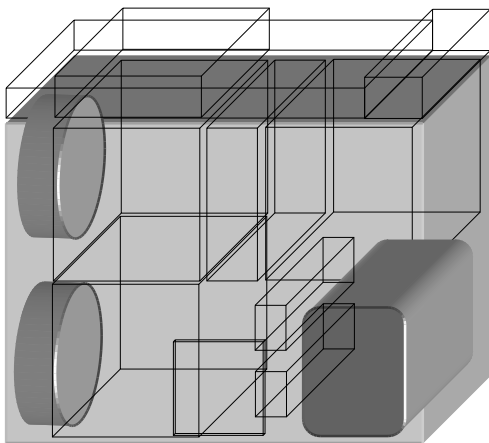


**Рисунок 5.11.** Принципиальная схема энергетической системы МЭС, СХС (по рис. 2.12)  
 Обозначения по рис. 3.16, доп.: 14 – «продуктовая» градирня.

Осушительно-испарительный контур солнечной системы кондиционирования воздуха в составе  
(ДБР ↔ АБР) – НИО  
Solar liquid-desiccant systems (SLDS), – (DBR ↔ ABR) – IEC

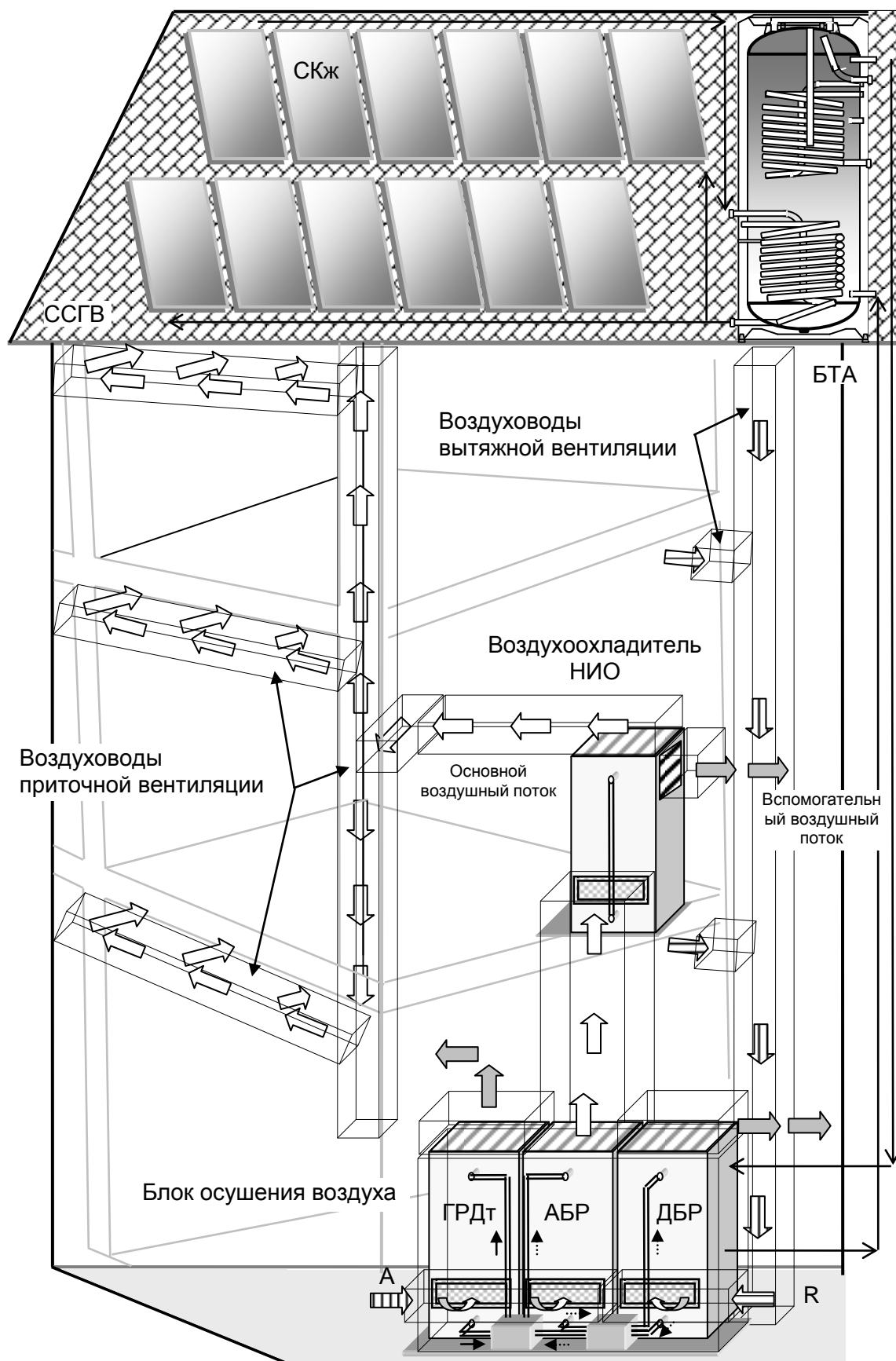


В



**Рисунок 5.12.** Общий вид (Б) блока охлаждения ССКВ (по схеме на рис. 5.6).

Обозначения: 1 - абсорбер; 2 - испарительный охладитель непрямого типа НИО; 3, 4 - распределители жидкости в аппаратах; 5, 6 - теплообменники; 8 - танк (емкость для абсорбента); 9 - градирня ГРДТ; 10 - сепаратор капельной влаги; 11 - вентилятор; 12 - теплообменник (осушенный воздух - вспомогательный воздух из НИО).



**Рисунок 5.13.** Схема размещения установки ССКВ (вариант) на обслуживаемом объекте (подача в помещение воздуха, прошедшего термовлажностную обработку).

### **5.2.2. Рабочие вещества (абсорбенты) – основные требования, выбор растворов и их теплофизические свойства [14]**

В качестве абсорбентов в открытых абсорбционных системах обычно используются водные растворы хлористого кальция, хлористого лития, бромистого лития, а также многокомпонентные растворы на основе указанных веществ. Абсорбцией называют процесс поглощения газа жидким поглотителем, в котором газ растворим в той, или иной степени. Обратный процесс, выделение растворенного газа из раствора, носит название десорбции. Абсорбция – один из видов массообменных процессов, в котором участвуют две фазы, жидкая и газовая, и происходит переход вещества из газовой фазы в жидкую (абсорбция), или обратный процесс (десорбция). Жидкая фаза состоит из абсорбированного компонента и поглотителя, непоглощаемый компонент называется инертным газом. При физической абсорбции инертный газ и поглотитель не расходуются и не участвуют в процессах перехода компонента из одной фазы в другую.

Процесс абсорбции характеризуется статикой и динамикой. Статика – это равновесие между фазами, которое определяется термодинамическими свойствами компонента и поглотителя и зависит от состава одной из фаз, температуры и давления. Кинетика абсорбции, т.е. скорость процесса массообмена, определяется движущей силой процесса (степенью отклонения системы от равновесного состояния) свойствами поглотителя, компонента и инертного газа, а так же, как и любой массообменный процесс, способом соприкосновения фаз. При физической абсорбции над раствором существует равновесное давление компонента и его поглощение происходит до тех пор, пока его парциальное давление в газовой фазе выше равновесного давления над поверхностью раствора. Если десорбцию не проводить, поглотитель используется однократно и только сочетание абсорбции с десорбцией позволяет создать непрерывный цикл и многократно использовать поглотитель (абсорбент).

Раствор хлористого кальция ( $\text{CaCl}_2$ ) является наиболее дешевым, экологически чистым, хорошо изученным абсорбентом, однако его использование в ССКВ, как это будет показано ниже, является проблематичным. Раствор хлористого лития ( $\text{LiCl}$ ) получил широкое распространение в качестве абсорбента. Основные его достоинства: бактерицидное действие и безвредность для людей. Воздух, обработанный этим раствором, имеет высокую степень стерилизации, – в осушенном воздухе снижение содержания микроорганизмов может достигать 97%. Для него характерны способность абсорбировать вредные запахи, возможность регенерации низкопотенциальной теплотой (например, низкотемпературная вода от ТЭЦ, отходы промышленных предприятий, солнечная энергия); возможность значительного снижения влагосодержания осушаемого воздуха; широкий диапазон рабочих параметров [14]. Недостатком раствора хлористого лития является коррозионное действие на металлы, что требует применения специальных покрытий поверхностей или введения в раствор ингибиторов. Стойкими к раствору являются латунь, алюминий, олово и т.д.

Наилучшей поглощающей способностью из перечисленных выше абсорбентов обладает водный раствор бромистого лития ( $\text{LiBr}$ ) [Daffi J.A., Beckman Y.A, 1977, Heat processes with the use of solar energy, Moscow, Mir, pp. 566; 43, 68, 82, 87, 117, 125]. Однако он агрессивен по отношению к металлам и другим материалам и дороже, чем раствор хлористого лития. Раствор бромистого лития получил наибольшее распространение в качестве рабочего тела в закрытых абсорбционных системах. Данные по теплофизическим свойствам раствора в широком диапазоне параметров были получены по расчетным формулам, приведенным в работах [87, 117, 125].

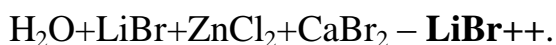
Для достижения требуемой движущей силы в ССКВ требуемая концентрация  $\text{LiBr}$  должна составлять 60-65%, т.е. линия процесса находится очень близко к линии кристаллизации в интервале температур 30-60°C (рис. 5.14А). В связи с этим в настоящее время разрабатываются новые многокомпонентные рабочие вещества (композиты), содержащие

составляющие, увеличивающие растворимость и снижающие коррозионную активность. В качестве добавок используются  $\text{LiNO}_3$ ,  $\text{ZnCl}_2$ ,  $\text{CaBr}_2$ ,  $\text{LiI}$  и другие составляющие.

В последнее время нашла применение система бромистый литий-нитрат лития-вода (4:1  $\text{LiBr}:\text{LiNO}_3$  в молях), которая, по данным авторов работы [68], уменьшает коррозионную активность и улучшает характеристики цикла по сравнению с раствором бромистого лития. Авторами работы [68] были проведены измерения плотности, вязкости и других теплофизических свойств раствора в широком диапазоне параметров.

Несомненный интерес в качестве рабочего тела представляет система бромистый литий-хлорид цинка-бромид кальция-вода (1.0:1.0:0.13  $\text{LiBr}:\text{ZnCl}_2:\text{CaBr}_2$  в массовых долях, соответственно), которая наравне с  $\text{LiBr}+\text{LiNO}_3$  уменьшает коррозионную активность и улучшает характеристики цикла по сравнению с раствором бромистого лития, как указывают авторы [68]. Такая система, также как  $\text{LiBr}+\text{LiNO}_3$  и  $\text{LiBr}$ , обладает бактерицидным действием и является безвредным для людей. Данные по теплофизическим свойствам раствора в широком диапазоне параметров приведены в работе [82].

В работе [82] исследовались давление насыщенных паров и растворимость пятикомпонентного раствора  $\text{H}_2\text{O}+\text{LiBr}+\text{LiI}+\text{LiNO}_3+\text{LiCl}$ . Заключение об эффективности этого раствора сделать трудно, так как приведенные в графическом виде результаты измерений в интересующем нас интервале температур имеют очень малый масштаб. Кроме того, отсутствуют данные по теплофизическим свойствам этого раствора. В настоящем разделе проводится анализ рабочих веществ на основе их теплофизических свойств. В дальнейшем растворы нами будут обозначаться так:



### Давление пара.

Давление пара  $p_s$  является наиболее важной характеристикой рабочих веществ в альтернативных системах. Для повышения эффективности системы зависимость  $p_s(\zeta)$  должна удовлетворять следующим требованиям:

- низкое значение давления при температуре абсорбции ( $\sim 30^\circ\text{C}$ );
- сильная температурная зависимость давления, а, следовательно, высокое значение давления пара при температурах десорбции ( $\sim 60^\circ\text{C}$ , при использовании солнечной энергии в качестве основного греющего источника);
- крутой характер линии кристаллизации.

Последний фактор обеспечивает высокую надежность эксплуатации теплообменной аппаратуры (абсорбера и десорбера) в районе линии кристаллизации, т.к. уменьшается вероятность отложения солей на поверхностях аппаратуры при нарушении режима эксплуатации.

Как указывалось выше, использование раствора хлористого кальция в открытых ССКВ является проблематичным. Если, например, параметры окружающего воздуха  $t_{aA}^1 = 30^\circ\text{C}$ ,  $x_g^1 = 10$  г/кг (типичная ситуация для регионов с умеренным климатом), конечное влагосодержание на выходе из абсорбера  $x_g^2 = 5$  г/кг, то парциальные давления водяного пара равны, соответственно,  $p_g^1 = 1,6$  кПа и  $p_g^2 = 0,8$  кПа. Температура окружающего воздуха по мокрому термометру составляет около  $20^\circ\text{C}$ . С учетом реальности тепло- и массообменных процессов в градирне осушительного контура и теплообменнике «вода-крепкий раствор абсорбента», температура раствора на входе в абсорбер будет не менее  $25^\circ\text{C}$ . Минимальное парциальное давление (на линии кристаллизации) над поверхностью раствора при этой температуре равно  $0,93$  кПа. Даже при такой, почти идеальной ситуации (в действительности температура абсорбента будет выше), движущая сила

процесса становится отрицательной; поэтому в дальнейшем этот раствор в качестве абсорбента нами не рассматривается.

Давление пара раствора  $\text{LiBr}^{++}$ , при различных температурах и концентрациях, вычислялось по формуле Антуана [43, 68]:

$$\log p_s = \sum_{n=0}^6 A_n \cdot \zeta^n + [1000/(T - 43.15)] \cdot \sum_{n=0}^6 B_n \cdot \zeta^n, \quad (5.1)$$

Давление раствора  $\text{LiBr}^+$  при различных температурах и концентрациях рассчитывалось по формуле [5.1] в диапазоне температур  $278.35 \leq T \leq 335.95$  К:

$$\log p_s = \sum_{n=0}^4 A_n \cdot \zeta^n + [1000/(T - 43.15)] \cdot \sum_{n=0}^4 B_n \cdot \zeta^n \quad (5.2)$$

На рис. 5.14А приведены давления пара водных растворов  $\text{LiCl}$  (1),  $\text{LiBr}$  (2),  $\text{LiBr}^+$  (3) и  $\text{LiBr}^{++}$  (4) на двух характерных для открытого абсорбционного цикла изотермах: 303.15 К (абсорбция) и 333.15 К (десорбция). При одинаковых давлениях на изотермах 303.15 К растворы  $\text{LiBr}$  и  $\text{LiBr}^+$  находятся дальше от линии кристаллизации, чем раствор  $\text{LiCl}$ , следовательно, их использование предпочтительнее с точки зрения надежности эксплуатации оборудования в альтернативных системах, при одинаковых движущих силах процессов абсорбции.

Достоинством растворов  $\text{LiBr}$  и  $\text{LiBr}^+$  является также более крутой характер линии кристаллизации. При больших концентрациях (более 45%) раствор  $\text{LiBr}$  имеет меньшее давление, чем раствор  $\text{LiBr}^+$  (разница составляет около 0.1 кПа в районе линии кристаллизации), т.е. обладает лучшей абсорбционной способностью. При температуре 333.15 К и  $\xi = 47\%$  (концентрация на линии кристаллизации при  $T = 303.15$  К), давление пара над раствором  $\text{LiCl}$  составляет 1.73 кПа. При этой же температуре и аналогичной концентрации давление пара над раствором  $\text{LiBr}$  равно 1.34 кПа, а над раствором  $\text{LiBr}^+$  – 1.8 кПа. Тот факт, что при одинаковых условиях, для раствора  $\text{LiBr}^+$  требуется меньшая температура десорбции, имеет существенное значение при использовании низкопотенциальных

источников энергии в качестве греющего источника (например, солнечной энергии). Достоинством этого раствора является также низкая коррозионная активность.

Безусловный интерес как рабочее вещество представляет собой раствор  $\text{LiBr}^{++}$ . Как следует из рис. 5.14А, для него характерны: высокая растворимость (79.2%) при  $T = 303.15 \text{ K}$ , низкое давление ( $p_s = 0.01 \text{ кПа}$  на линии кристаллизации при  $T = 303.15 \text{ K}$ ) и практически вертикальное расположение линии кристаллизации.

Если принять, что давление раствора  $\text{LiBr}^{++}$  при  $T = 303.15 \text{ K}$  (т.  $B_1$ ) такое же, как у раствора  $\text{LiBr}^+$  на линии кристаллизации (т.  $A_1$ ), то давление при десорбции у  $\text{LiBr}^{++}$  (т.  $B_2$ ) будет практически таким же, как у раствора  $\text{LiBr}^+$  (т.  $A_2$ ), однако линия  $B_1B_2$  находится на существенном отдалении от линии кристаллизации. К сожалению, практически вертикальное положение линии кристаллизации для раствора  $\text{LiBr}^{++}$  в ССКВ с солнечной регенерацией использовать сложно, т.к. для десорбции вблизи линии кристаллизации потребуется слишком высокая температура. Эта область представляет интерес для глубокой осушки воздуха и при создании СХС.

На основании выполненного анализа можно сделать выводы:

- О перспективности использования растворов  $\text{LiBr}$ ,  $\text{LiBr}^+$ ,  $\text{LiBr}^{++}$  в качестве рабочих веществ в ССКВ и СХС;
- Раствор  $\text{LiBr}^{++}$  является наиболее предпочтительным с точки зрения надежности эксплуатации теплообменной аппаратуры;
- Ориентировочно рабочий интервал концентраций этого раствора составляет 70-75%.

#### **Теплопроводность.**

Экспериментальные данные по теплопроводности растворов  $\text{LiBr}^+$  и  $\text{LiBr}^{++}$  отсутствуют, поэтому теплопроводность этих растворов рассчитывалась по формуле [117]:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \left( 1 - \sum_{i=1}^h \beta_i \cdot \zeta_i \right), \quad (5.3)$$

где:  $\lambda_0$  - теплопроводность воды, Вт/(м·К);

$\beta_i$  - коэффициенты, определяемые по данным [117];

$\zeta_i$  - концентрация  $i$ -того компонента, кг вещества на 1 кг раствора.

Теплопроводность воды аппроксимирована выражением [125]:

$$\lambda_0 = 0.5545 + 0.00246 \cdot t + 0.00001184 \cdot t^2 \quad (5.4)$$

с погрешностью 0.01 Вт/(м·К) в интервале температур 0-100°C.

Коэффициенты  $\beta_i$ , полученные путем математической обработки экспериментальных данных, для компонентов рассматриваемых растворов составляют: 1) для LiBr,  $\beta = 0.16442$ ; 2) для LiNO<sub>3</sub>,  $\beta = 0.19961$ ; 3) для ZnCl<sub>2</sub>,  $\beta = 0.37108$ ; 4) для CaBr<sub>2</sub>,  $\beta = 0.41701$ .

В работе [68] исследовался раствор LiBr<sup>+</sup>, в котором соотношение LiBr к LiNO<sub>3</sub> составляло 4:1 в мольных долях. В связи с этим производился пересчет мольных концентраций в массовые. В смеси LiBr<sup>++</sup> соотношение между компонентами LiBr: ZnCl<sub>2</sub>: CaBr<sub>2</sub> составляло 1.0:1.0:0.13 в массовых долях, поэтому концентрация каждого компонента составляла, соответственно,  $0.469 \times \xi$ ,  $0.469 \times \xi$  и  $0.069 \times \xi$ .

### **Объемная теплоемкость.**

Тепловой поток, который переносится рабочим веществом при разности температур на выходе и на входе аппарата, равной  $\Delta T$ , описывается известным уравнением:

$$Q = (\rho \cdot C_p) \cdot V \cdot \Delta T \quad (5.5)$$

Объемная теплоемкость, или произведение  $(\rho C_p)$  является комплексом, характеризующим «транспортную способность» (“transport capability”) теплоносителя. Зависимость объемной теплоемкости от концентрации для растворов LiBr, LiBr<sup>+</sup> и LiBr<sup>++</sup> представлена на рис. 5.14Б. В диапазоне рабочих концентраций,  $(\rho C_p)$  у раствора LiBr<sup>+</sup> несколько выше, чем у

раствора LiBr и составляет около 3400 кДж/(м<sup>3</sup>·К) и значительно ниже, чем у раствора LiBr<sup>++</sup> (объемная теплоемкость последнего равна 5000 кДж/(м<sup>3</sup>·К), при  $\xi = 72\%$ ). Таким образом, с точки зрения «транспортной способности», лучшим теплоносителем также является LiBr<sup>++</sup>.

### **Вязкость.**

Вязкость как теплофизическое свойство представляет особый интерес, так как она в значительной степени определяет характер движения рабочего тела в тепломассообменной аппаратуре и влияет на величину потерь давления. Слишком большая вязкость не дает возможности организовать турбулентное течение при рациональных транспортных затратах, а переход к ламинарному режиму приводит к снижению коэффициента теплопередачи, а, следовательно, к увеличению требуемой массообменной поверхности аппаратов, при одинаковой тепловой нагрузке. Для теплообменников пластинчатого типа критическое число Рейнольдса равно 200, эквивалентный диаметр сетчато-поточных пластин составляет 8 мм, рекомендуемая скорость течения – 0.25 – 0.8 м/с. Таким образом, «критическое» значение вязкости равно:

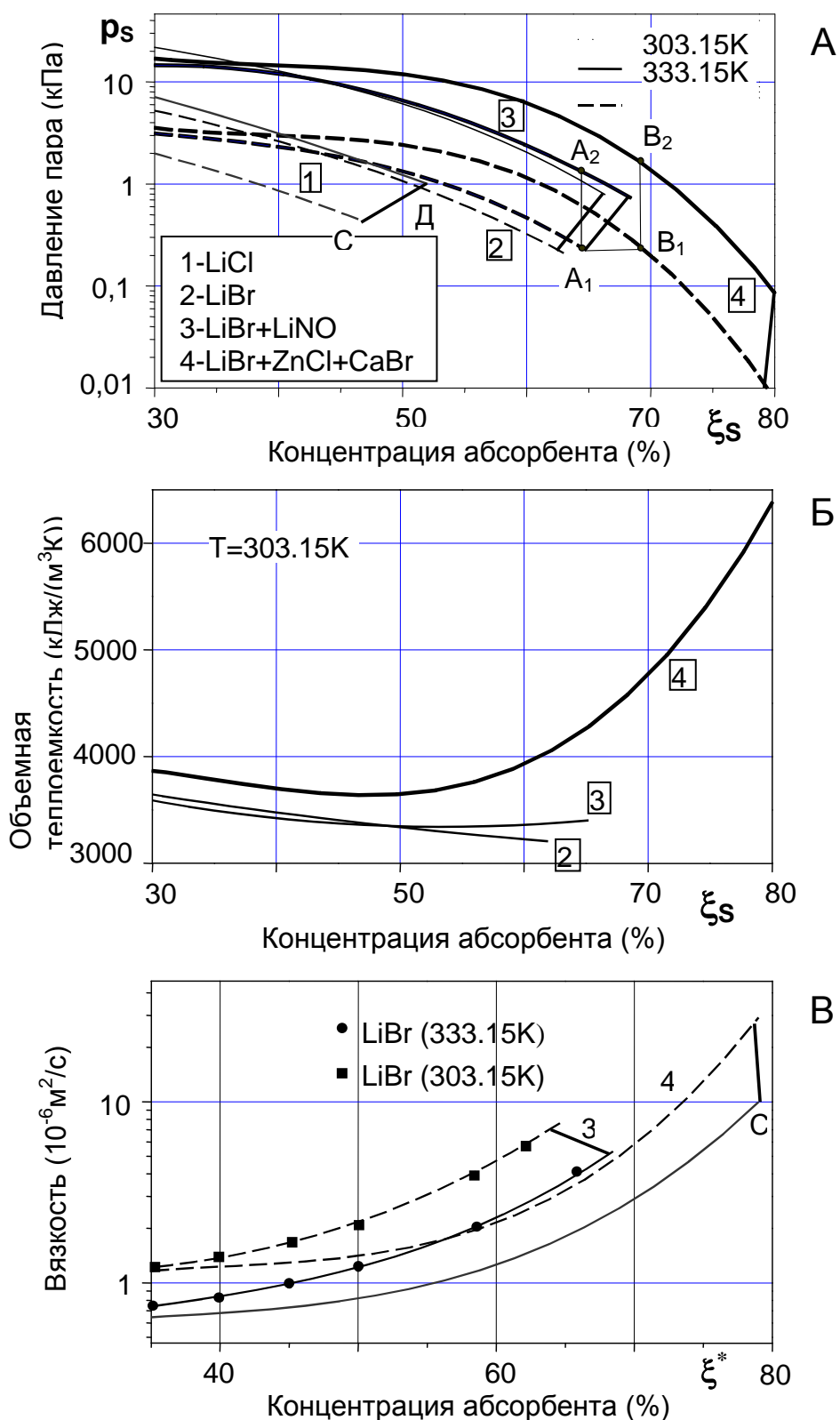
$$v^* = \frac{w \cdot d_e}{Re} = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (5.6)$$

Зависимости кинематической вязкости для растворов LiBr, LiBr<sup>+</sup> и LiBr<sup>++</sup> представлены на рис. 5.14В. Растворы LiBr и LiBr<sup>+</sup> имеют практически одинаковую вязкость и находятся ниже «критической» линии. При концентрации 70% у раствора LiBr<sup>++</sup> вязкость меньше, чем у растворов LiBr и LiBr<sup>+</sup>. При концентрации 75% на изотерме 303.15 К вязкость раствора LiBr<sup>++</sup> превышает «критическое» значение. «Критическое» значение концентрации  $\xi^*$ , соответствующей началу турбулентного режима, составляет 74%.

Таким образом, с точки зрения вязкости, раствор  $\text{LiBr}^{++}$  является наиболее приемлемым при концентрации 70%; рабочий диапазон концентраций для этого раствора составляет 70%-74%.

На основании выполненного в настоящем разделе анализа можно сделать следующие выводы:

- Из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития; при этом целесообразно использовать добавки, снижающие коррозионную активность и увеличивающие растворимость ( $\text{LiNO}_3$ ,  $\text{ZnCl}_2$ ,  $\text{CaBr}_2$  и др.);
- Для решения задач кондиционирования воздуха в ССКВ и охлаждения воды в СХС целесообразно использовать растворы  $\text{LiBr}$ ,  $\text{LiBr}^+$  и  $\text{LiBr}^{++}$ ;
- Раствор  $\text{LiBr}^{++}$  является наиболее предпочтительным с точки зрения тепло- и массообменных характеристик, а также надежности эксплуатации (высокая растворимость и относительно низкая коррозионная активность), однако, при больших концентрациях, имеет высокую температуру регенерации; ориентировочный рабочий интервал концентраций для  $\text{LiBr}^{++}$  составляет 70-75%.



**Рисунок 5.14.** Теплофизические характеристики рабочих веществ (абсорбентов). А – Давление пара над поверхностью абсорбента, СД – линия кристаллизации; Б – объемная теплоемкость абсорбентов; В – кинематическая вязкость абсорбентов.

### 5.3. Анализ возможностей разработанных солнечных систем

#### 5.3.1. Двухступенчатая ССКВ

Анализ принципиальных возможностей разработанных солнечных систем был рассмотрен на примере двухступенчатых ССКВ с одним (единым для двух степеней) десорбером, решенная по формуле:  $(ДБР1 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР1 \leftrightarrow АБР2) - НИО2 \rightarrow \langle O \rangle$  (рис. 5.16) и ССКВ с двумя десорберами, решенная по формуле:  $(ДБР1 \leftrightarrow АБР1) - НИО1 - (ДБР2 \leftrightarrow АБР2) - НИО2 \rightarrow \langle O \rangle$  (рис. 5.18). Поскольку речь идет о создании систем, обеспечивающих комфортные параметры для людей в помещении, важным понятием является определение требований к таким системам с точки зрения обеспечения этих комфортных параметров среды.

#### **Зона комфортных параметров воздушной среды в помещении**

Важнейшим для систем кондиционирования воздуха ССКВ является создание микроклимата в помещениях, где находятся люди, и работает оборудование. Основным источником влажности в зданиях является присутствие людей. Влажность является следствием передачи тепла между человеком и воздухом комнаты и оказывает активное влияние на общий микроклимат помещения. Перенос тепла от человеческого тела осуществляется путем конвекции, радиации и испарения влаги в окружающую среду. Различные виды теплообмена принимают различное участие в общей тепловой нагрузке. Уровень их влияния зависит от множества параметров (уровня активности людей находящихся в помещении, количества одежды на каждом из них, температуры воздуха и стен здания, относительной влажности и скорости воздуха внутри помещения). С повышением температуры воздуха в помещении конвекция уменьшается, в то же время скрытое тепло испарения увеличивается, а передача тепла радиацией изменяется незначительно (рис. 5.15А) [14]. Если рассмотреть потери тепла с различными средними уровнями активности человека (120, 250, 350 W), то становится видна основная тенденция: общие потери тепла в некоторой степени постоянны в широком диапазоне

температур, но соотношение между «скрытым» теплом и физическим теплом («явным» теплом, в отечественной терминологии) весьма различно при разных температурах воздуха в помещении. Из-за довольно стабильных параметров тепловой конвекции и из-за постоянной температуры тела и неизменного количества одежды, механизм контроля температуры тела путем изменения потерь тепла, может быть, достигнут путем изменения количества скрытого тепла. Повышение температуры поверхности тела может быть лишь немного изменено, а температура и скорость воздуха не корректируется индивидуально. Изменение радиации также невозможно при фиксированной температуре стен и данной температуре комнаты.

Для достижения теплового баланса человеческое тело испаряет воду, обеспечивая испарительное охлаждение. Соотнесенное количество воды может быть при 20°C между 45 гр./час и 220 гр./час, а при 26°C между 90 гр./час и 300 гр./час, в зависимости от активности человека. Это количество воды должно быть перенесено в воздух. Это может быть достигнуто при большом коэффициенте переноса массы, или при большой разнице между абсолютной влажностью на уровне температуры кожи и на уровне температуры в помещении. Увеличение коэффициента переноса массы дает также увеличение коэффициента переноса тепла. Эта корреляционная связь показана в известном эмпирическом соотношении Льюиса (между коэффициентами тепло- и массоотдачи существует известное постоянное соотношение, - см. раздел 4).

Для создания комфортных условий для всех групп людей с различной активностью, находящихся в комнате, необходимо придерживаться определенной температуры (например, 20°C) и низкой абсолютной влажности воздуха с нормальной скоростью воздуха внутри помещения. Небольшая температурная разница и нормальный коэффициент переноса тепла не приведут к сквозняку для людей с низкой активностью, и обеспечат достаточный потенциал испарения людям с высокой активностью. Однако при этом относительная влажность не должна быть меньше 30%, потому что

ниже этого уровня может пересыхать нос и горло. Также стоит отметить, что во многих материалах, которые используются в строительстве, низкая влажность приводит к высокой электростатической нагрузке, что тоже вызывает дискомфорт. Вследствие всего изложенного уместно говорить о комфортной зоне (рис. 5.15Б) в диапазоне границ которой человек чувствовал бы себя комфортно и безопасно. Комфортная зона составлена на основе тестирования определенной группы людей в кондиционируемых тестируемых помещениях. Например, все члены группы установили, что в комнате с температурой  $26^{\circ}\text{C}$  и 30% влажностью определенно холоднее, чем в комнате с температурой  $24^{\circ}\text{C}$  и влажностью 60%.

**Двухступенчатая ССКВ с одним (единым для двух степеней) десорбером.** Анализ принципиальных возможностей разработанных солнечных систем рассмотрен на примере двухступенчатых ССКВ с одним (единым для двух степеней) десорбером, решенных по формуле:  $(\text{ДБР1} \leftrightarrow \text{АБР1}) - \text{НИО1} - (\text{ДБР1} \leftrightarrow \text{АБР2}) - \text{НИО2} \rightarrow \text{«О»}$  (рис. 2.7, 2.17 и 5.16). Охлаждение абсорберов-осушителей обеспечивается единой градирней технологического назначения ГРДт, – рис. 2.7, либо несколькими водоохладителями, причем в каждом последующем используется часть уже осушенного наружного воздуха в абсорбере предыдущей ступени каскада, либо часть осушенного и охлажденного воздуха в предыдущей ступени НИО (см, например, схему на рис. 2.9). Поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система ССГВ в составе требуемой площади солнечных жидкостных коллекторов СКж и бака-теплоаккумулятора БА.

Здесь и далее в разделе начальные условия для наружного воздуха были приняты в самом тяжелом варианте, как по его температуре ( $t^1 40^{\circ}\text{C}$ ), так и по влагосодержанию ( $x^1 20 \text{ г/кг}$ ), чтобы наглядно выявить предельные возможности разрабатываемых ССКВ. Все результаты получены на основе выполненного в работе теоретического и экспериментального исследований,

опираясь на зависимости эффективности процессов от определяющих параметров (расходы газа и жидкости в ТМА осушительного и охладительного контуров и начальные температуры и влагосодержания контактирующих потоков, а также концентрацию раствора абсорбента). Результаты анализа приведены на рис. 5.16 на Н-Т диаграмме влажного воздуха.

Получено (последовательно по ступеням ССКВ):

1: НВ:  $t^1 40^0\text{C}$ ,  $t^1_{\text{М}} 28^0\text{C}$ ,  $t^1_{\text{Р}} 25^0\text{C}$ ,  $x^1 20 \text{ г/кг}$ ;

2: АБР1: ( $\xi^1 60\%-51\%$ ),  $t^2 41^0\text{C}$ ,  $x^2 13 \text{ г/кг}$ ;

4: НИО1 (основной поток воздуха):  $t^4 31^0\text{C}$ ;  $x^2 13 \text{ г/кг}$ ;

5: НИО1 (вспомогательный поток воздуха) :  $t^5 29,5^0\text{C}$ ,  $\phi 86\%$ ;

2\*: АБР2: ( $\xi^1 60\%-51\%$ ),  $t^{2*} 32^0\text{C}$ ,  $x^{2*} 8 \text{ г/кг}$ ;

4\*: НИО2 (основной поток воздуха):  $t^4 23,5^0\text{C}$ ;  $x^{2*} 8 \text{ г/кг}$ ;

5\*: НИО2 (вспомогательный поток воздуха):  $t^5 21-22,5^0\text{C}$ ,  $\phi 100\%$   
(возможна реконденсация во вспомогательном возд. потоке)

Первая ступень абсорбера обеспечивает снижение влагосодержания от 20 до 13 г/кг, вторая до 8 г/кг. Температура осушаемого в абсорбера воздушного потока несколько возрастает. Это определяется оптимизацией энергозатрат на охлаждение соответствующего абсорбера (по ступеням охладителя), на привод вентилятора и жидкостных насосов, в первую очередь речь идет о градирне технологического назначения, обслуживающей соответствующий абсорбер. На схеме по рис. 2.7 используется одна общая для обеих ступеней градирня ГРДт, но правильнее использовать две градирни, причем так, чтобы вторая, сориентированная на охлаждение АБР2, использовала частично уже осушенный в АБР1 воздушный поток.

Температура вспомогательного потока воздуха несколько ниже, чем у основного, но его относительная влажность, особенно с понижением общего температурного уровня при переходе ко второй ступени охлаждения, практически равна 100% (линия процесса 2\*-6-6\*). Здесь существует опасность полного насыщения воздушного потока еще до его выхода из

насадки ТМА и резкого снижения эффективности охлаждения, как по основному, так и по вспомогательному воздушным потокам. Решение задачи лежит в перераспределении соотношения расходов  $l = G_o/G_v$ . Для первой ступени охлаждения (НИО1) может быть принято значение  $l = 1,0$ , для последующей (НИО2), расход  $G_v$  следует увеличивать, перераспределяя тепловую нагрузку на «сухую» и «мокрую» части НИО. Достигнутый уровень охлаждения  $t_o = 23,5^{\circ}\text{C}$  оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t_M^1 28^{\circ}\text{C}$ ) и даже ниже его точки росы ( $t_P^1 25^{\circ}\text{C}$ ). Для очень тяжелых параметров наружного воздуха разработанная ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении.

Результаты анализа приведены также на совмещенной диаграмме р-Т для раствора (LiBr+ – влажный воздух), рис. 5.17. Здесь показаны процессы изменения состояния раствора абсорбента в абсорберах по ступеням охладителя (7-8, АБР1) и (7-8\*, АБР2), теплообменнике (8-9, 8\*-9 и 10-7) и десорбере-регенераторе (9-10, ДБР). Потоки слабого раствора абсорбента по ступеням АБР1 и АБР2 имеют различную температуру и смешиваются перед теплообменником.

**Двухступенчатая ССКВ с двумя десорберами, решенная по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2 → «О»**

Основные двухступенчатые варианты десорберов ДБР приведены на рис. 2.5, 2.8 и 2.9. Оптимально использование двухступенчатого варианта десорбера, когда каждая его ступень обеспечивает последующий рост концентрации абсорбента и связана в работе с соответствующей ступенью абсорбера. Получено (последовательно по ступеням ССКВ), рис. 5.18 (совмещенная диаграмма р-Т для раствора (LiBr+ – влажный воздух):

1: НВ:  $t^1 40^{\circ}\text{C}$ ,  $t_M^1 28^{\circ}\text{C}$ ,  $t_P^1 25^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1 20 \text{ г/кг}$ ;

2: АБР1: ( $\xi^1 60\%-53\%$ ),  $t^2 41^{\circ}\text{C}$ ,  $x^2 13 \text{ г/кг}$ ;

4: НИО1 (основной поток воздуха):  $t^4 30^{\circ}\text{C}$ ;  $x^2 13 \text{ г/кг}$ ;

5: НИО1 (вспомогательный поток воздуха) :  $t^5 28,5^0\text{C}$ ,  $\phi 86\%$ ;

2\*: АБР2: ( $\xi^1 67\%-55\%$ ),  $t^{2*} 32^0\text{C}$ ,  $x^{2*} 6,5 \text{ г/кг}$ ;

4\*: НИО2 (основной поток воздуха):  $t^4 21,0^0\text{C}$ ;  $x^{2*} 6,5 \text{ г/кг}$ ;

5\*: НИО2 (вспомогательный поток воздуха):  $t^5 20,0^0\text{C}$ ,  $\phi 100\%$

(возможна реконденсация во вспомогательном возд. потоке)

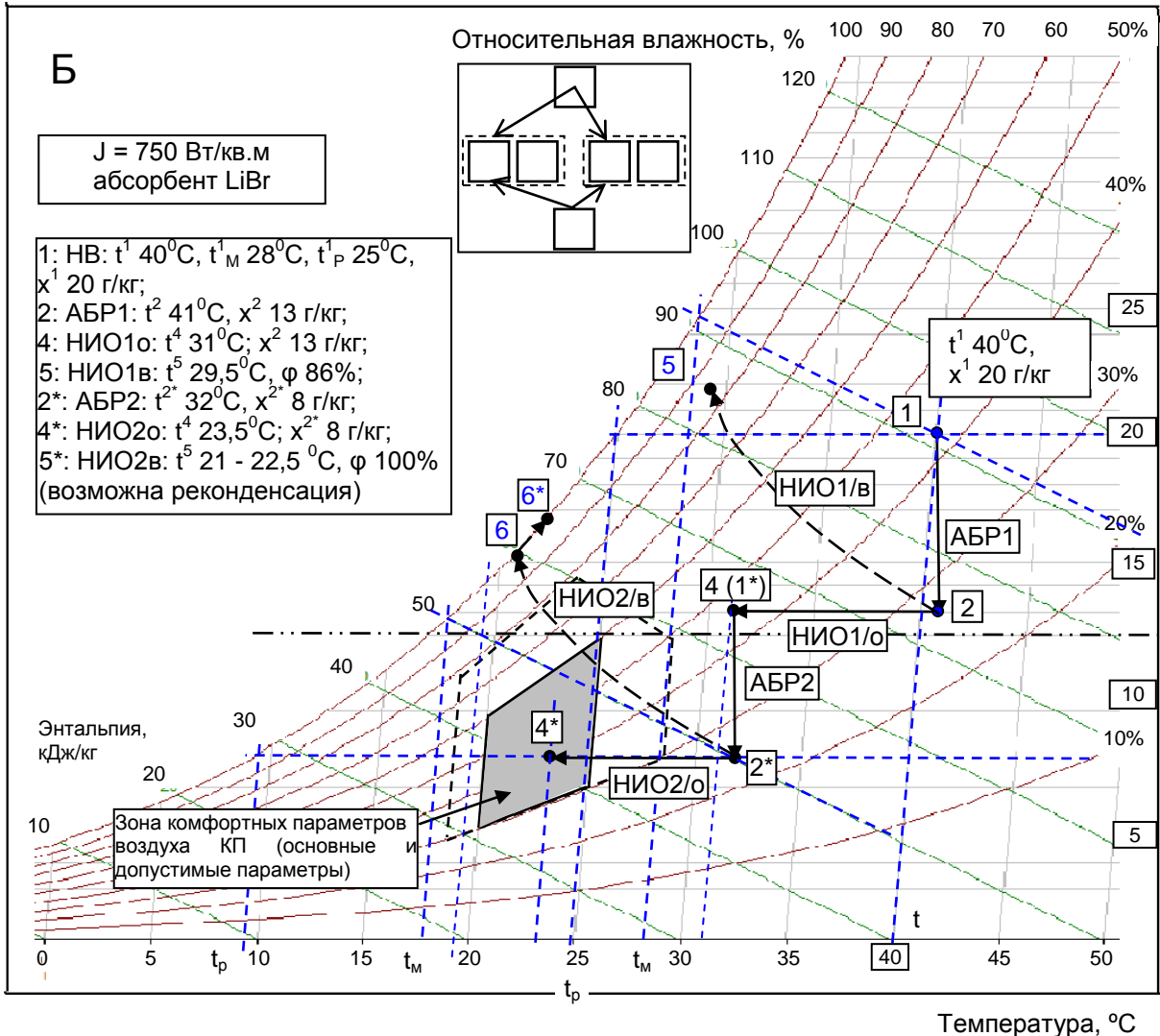
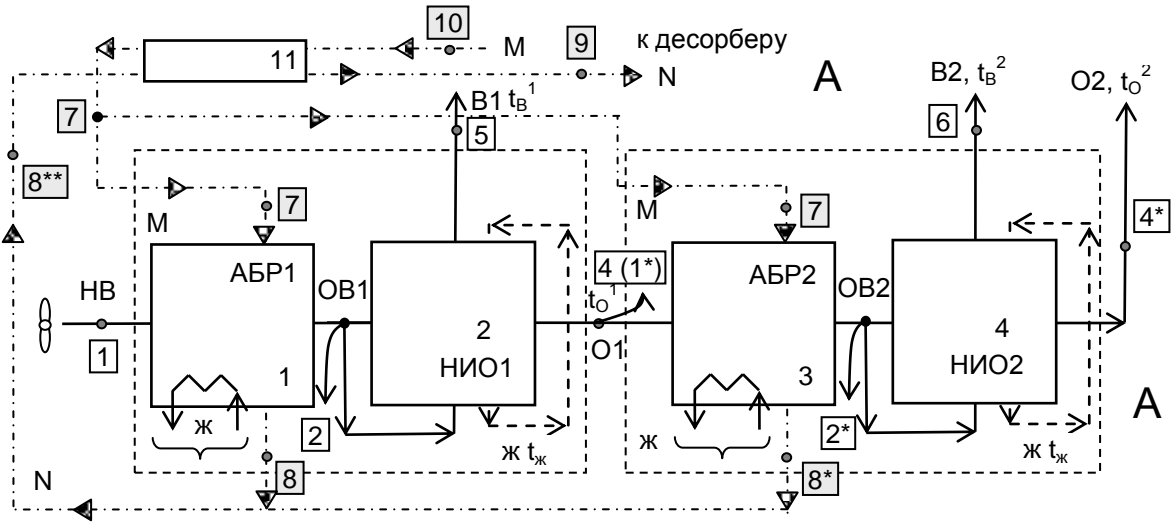
Воздушные потоки: 1-2 и (4)1\*-2\* – процессы осушения воздуха в ступенях абсорбера АБР1 и АБР2; 2-4(1\*) (основной воздушный поток) и 2-5 (вспомогательный воздушный поток) – процессы в испарительном охладителе НИО1; 2\*-4\* и 2\*-6-6\* – процессы в испарительном охладителе НИО2; на участке 6-6\* процесс изменения состояния вспомогательного воздушного потока протекает непосредственно по линии  $\phi = 100\%$ !

Раствор абсорбента: 8\*\*(7-8, 7\*8\*)-9-10-10\* – процессы изменения состояния раствора абсорбента в абсорберах: (7-8-8\*\*, АБР1) и (7\*-8\*-8\*\*, АБР2), теплообменнике (8\*\*-9 и 10-7, 10\*-7\*) и десорбере (9-10-10\*).

Достигнут более глубокий уровень охлаждения, чем в случае схемы с одним десорбером,  $t_0 = 21,0^0\text{C}$ . Он оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t^1_{\text{м}} 28^0\text{C}$ ) и ниже его температуры точки росы ( $t^1_{\text{р}} 25^0\text{C}$ ). Видно, что для очень тяжелых параметров наружного воздуха разработанная ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении.

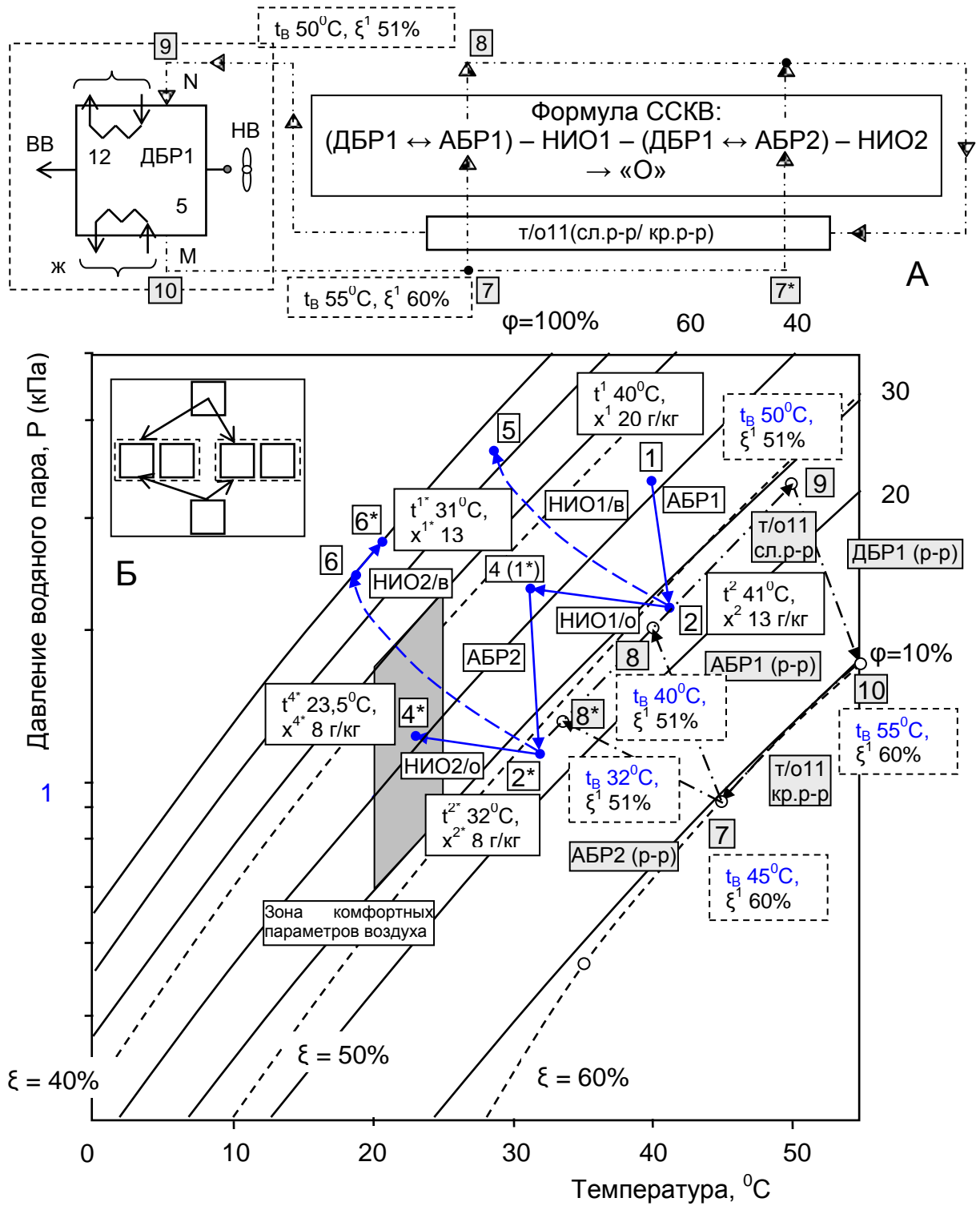
Число требуемых ступеней охлаждения [(ДБР ↔ АБР) – НИО] в охладителе ССКВ определяется степенью трудности решаемой задачи, и, например, для условий Украины и Европы в целом, можно обойтись одноступенчатым вариантом ССКВ (см. например, рис. 2.14 и 2.15, где представлен анализ для наружных параметров воздуха:  $t^1 35^0\text{C}$ ,  $x^1 15 \text{ г/кг}$ ).

Формула ССКВ: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – НИО2 → «О»



**Рисунок 5.16.** Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР1-НИО1-АБР2-НИО2, схема по рис. 2.7).

Обозначения по рис. 2.14, доп: 1-2 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-4 – охлаждение основного воздушного потока в НИО; 2-5 – вспомогательный воздушный поток в НИО.



**Рисунок 5.17.** Изображение процессов в ССКВ на совмещенной диаграмме p-T для раствора LiBr+ – влажный воздух (формула АБР1-НИО1-АБР2-НИО2, схема по рис. 2.7 и 5.16).

Показаны: 1-2 и 1\*-2\* – процессы осушения воздуха в ступенях абсорбера АБР1 и АБР2; 2-4(1\*) (основной возд. поток) и 2-5 (вспомогат. возд. поток) – процессы в испарительном охладителе непрямого типа НИО1; 2\*-4\* и 2\*-6-6\* – процессы в испарительном охладителе непрямого типа НИО2; 7-8(8\*)-9-10 – процессы изменения состояния раствора абсорбента в абсорбере (7-8, АБР1) и (7-8\*, АБР2) теплообменнике (8-9, 8\*-9 и 10-7) и десорбере (9-10).

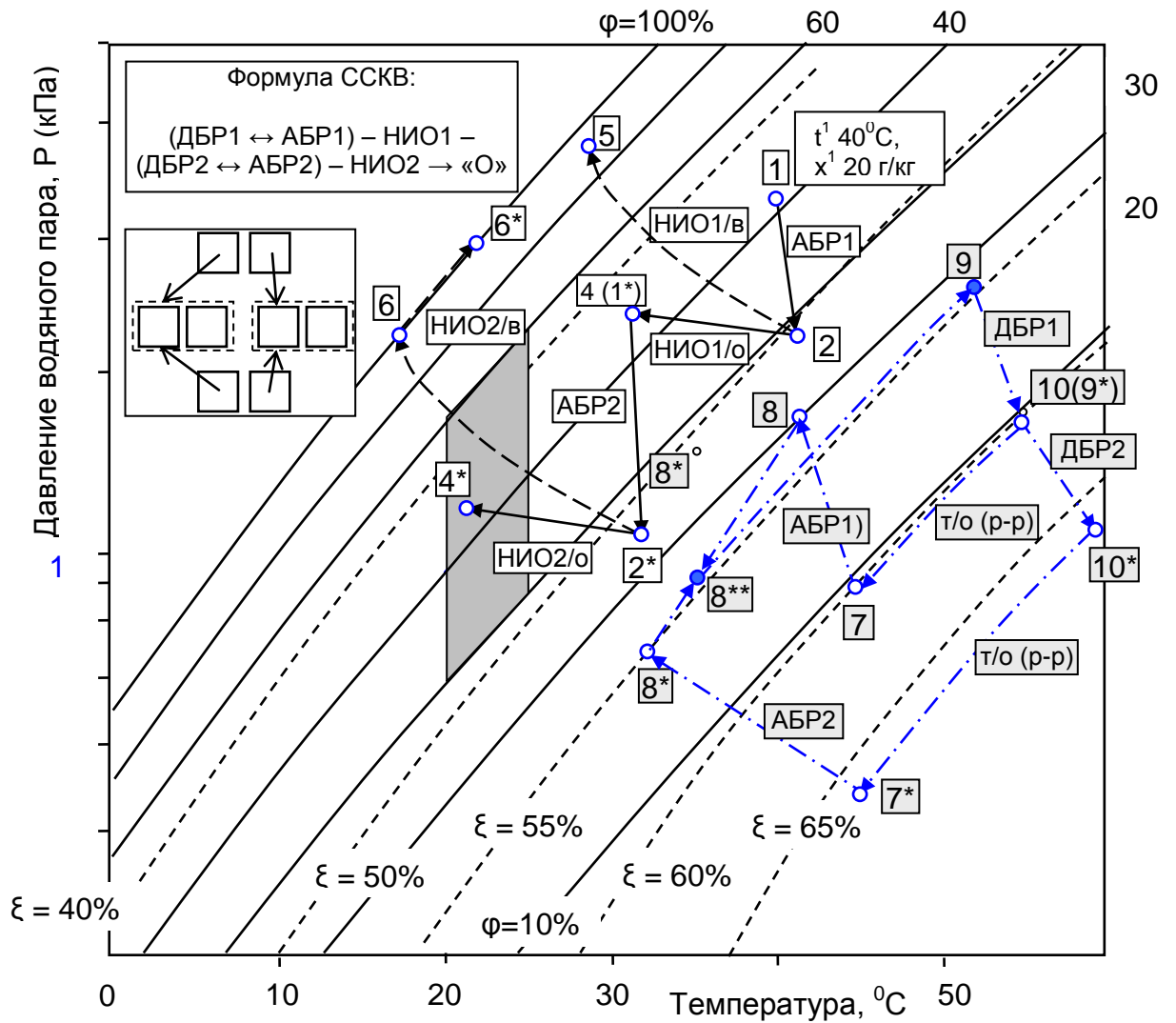
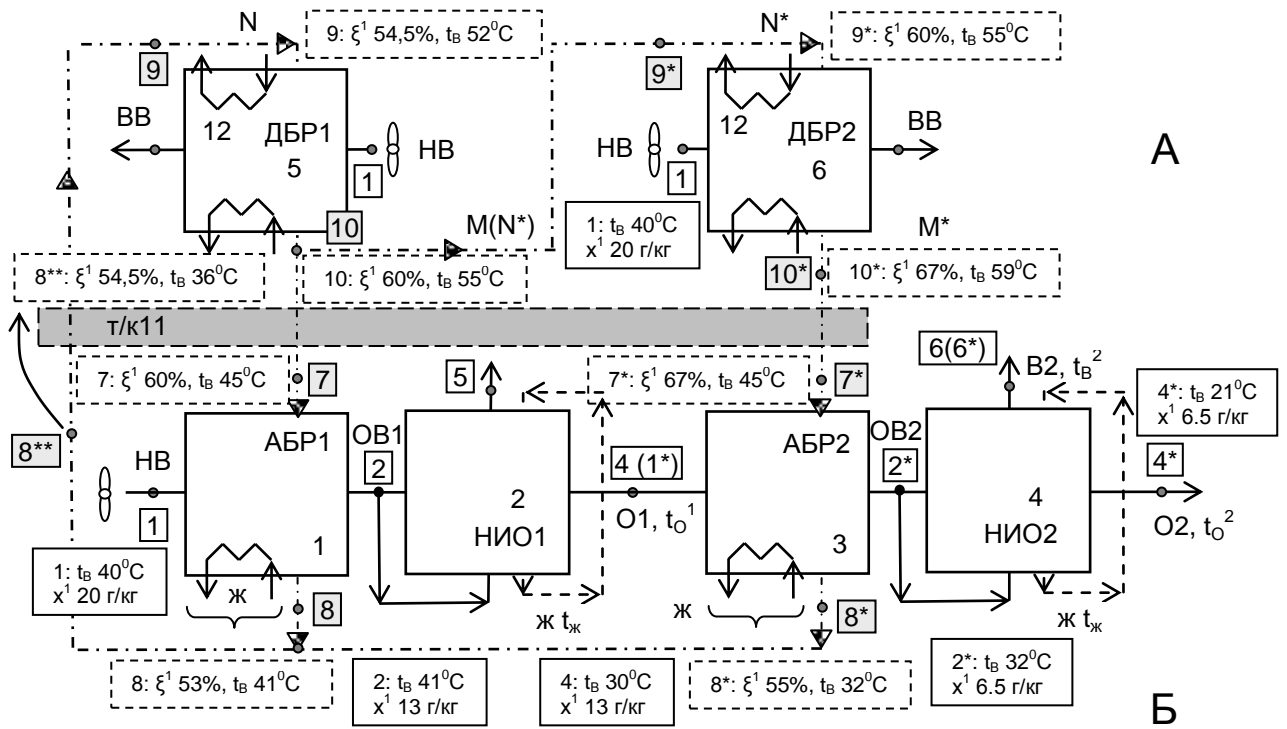


Рисунок 5.18. Процессы в ССКВ на диаграмме p-T (раствор LiBr+ – влажный воздух).

### 5.3.2. Двухступенчатая солнечная холодильная система СХС

#### Двухступенчатая СХС с одним (единым для двух степеней) десорбером

Анализ принципиальных возможностей разработанных солнечных холодильных систем рассмотрен на примере двухступенчатых СХС с одним (единым для двух степеней) десорбером, решенных по формуле: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода» (рис. 5.19-5.21) и СХС с двумя десорберами, решенная по формуле: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода» (рис. 5.22-5.25).

Для двухступенчатых СХС с одним (единым для двух степеней) десорбером (формула: (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД), получено (последовательно по ступеням охлаждения, рис. 5.19):

$$1: \text{НВ: } \underline{t_{\text{В}}^1 40^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}, t_{\text{Р}}^1 25^{\circ}\text{C}, x^1 20 \text{ Г/КГ}};$$

$$\text{ГРД} \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 32,5^{\circ}\text{C}};$$

$$2: \text{АБР1: } \underline{t_{\text{В}}^1 41^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 24,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ Г/КГ}}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 28,5^{\circ}\text{C}};$$

$$3: \text{НИО: } \underline{t_{\text{В}}^1 31^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 22^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ Г/КГ}}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 26,5^{\circ}\text{C}};$$

$$4: \text{ГРД: } \underline{t_{\text{В}}^1 31,8^{\circ}\text{C}, t_{\text{М}}^1 17,5^{\circ}\text{C}, x_{\text{В}}^1 8,0 \text{ Г/КГ}}$$

$$\text{АБР1} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{АБР2} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 21,5^{\circ}\text{C}}$$

Достигнутый уровень охлаждения воды  $t_{\text{Ж}}^2 = 21,5^{\circ}\text{C}$  оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}$ ) и даже ниже его точки росы ( $t_{\text{Р}}^1 25^{\circ}\text{C}$ ). Результаты анализа приведены также на совмещенной диаграмме р-Т для раствора (LiBr+ – влажный воздух), рис. 5.20. Здесь показаны процессы изменения состояния раствора абсорбента в абсорберах по ступеням охладителя (7-8, АБР1) и (7-8\*, АБР2), в теплообменнике (8\*\*)-9 и 10-7) и десорбере-регенераторе (9-10, ДБР).

На рис. 5.21 показаны сравнительные результаты для этого варианта СХС на внешних начальных условиях  $t^1 40^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1 20 \text{ Г/КГ}$  ( $t_{\text{М}}^1 28^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{Р}}^1 25,0^{\circ}\text{C}$ ) и

$t^1$  35<sup>0</sup>С,  $x^1$  15 г/кг ( $t^1_M$  24<sup>0</sup>С,  $t^1_P$  20,5<sup>0</sup>С). Для последних, существенно более «легких» условий, получено:

$$1: \text{НВ: } \underline{t^1_B 35^0\text{С}, t^1_M 24^0\text{С}, t^1_P 20,5^0\text{С}, x^1 15 \text{ г/кг};}$$

$$\text{ГРД} \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 29,0^0\text{С};}$$

$$2: \text{АБР1: } \underline{t^1_B 36\text{С}, t^1_M 20,0\text{С}, x^1_B 9 \text{ г/кг}}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 24,5^0\text{С};}$$

$$3: \text{НИО: } \underline{t^1_B 27^0\text{С}, t^1_M 17^0\text{С}, x^1_B 9 \text{ г/кг}}$$

$$\text{АБР} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 21,0^0\text{С};}$$

$$4: \text{ГРД: } \underline{t^1_B 27,5^0\text{С}, t^1_M 11,5^0\text{С}, x^1_B 3,0 \text{ г/кг}}$$

$$\text{АБР1} \rightarrow \text{НИО} \rightarrow \text{АБР2} \rightarrow \text{ГРД: } \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 15,0^0\text{С}}$$

Определяющую роль в этом результате играет в первую очередь начальное влагосодержание воздуха.

**Двухступенчатая СХС с двумя десорберами по формуле: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода».**

Основной вариант разработанной СХС с двухступенчатым десорбером ДБР приведен на рис. 5.22А, Оптимально, как и для ССКВ, использование двухступенчатого варианта десорбера, когда каждая его ступень обеспечивает последующий рост концентрации абсорбента и связана в работе с соответствующей ступенью абсорбера (рис. 5.22А, 5.23 и 5.24). На двух последних рисунках в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха приведен анализ работы СХС по ступеням охлаждения для двух уровней концентрации абсорбента (ориентировочный предельный уровень концентраций для LiBr++ составляет 70-75%).

– ( $\xi^1$  60% и 67% на входе в ступени охлаждения, рис. 5.23):

$$1: \text{НВ: } \underline{t^1_B 40^0\text{С}, t^1_M 28^0\text{С}, t^1_P 25^0\text{С}, x^1 20 \text{ г/кг};} \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 32,5^0\text{С};}$$

$$2: \text{АБР1: } \underline{t^1_B 41^0\text{С}, t^1_M 24^0\text{С}, x^1_B 13 \text{ г/кг},} \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 28,5^0\text{С};}$$

$$3: \text{НИО: } \underline{t^1_B 30^0\text{С}, t^1_M 21^0\text{С}, x^1_B 13 \text{ г/кг},} \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 26,5^0\text{С};}$$

$$4: \text{ГРД: } \underline{t^1_B 31^0\text{С}, t^1_M 15,5^0\text{С}, x^1_B 6 \text{ г/кг},} \rightarrow \underline{t^2_{\text{Ж}} 19,0^0\text{С}}$$

– ( $\xi^1$  69% и 75% на входе в ступени охлаждения, рис. 5.24):

$$1: \text{НВ: } \underline{t_{\text{В}}^1 40^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 28^0\text{C}, t_{\text{Р}}^1 25^0\text{C}, x^1 20 \text{ г/кг}}; \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 32,5^0\text{C}};$$

$$2: \text{АБР1: } t_{\text{В}}^1 41^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 21,5^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 10,5 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 25,5,0^0\text{C}};$$

$$3: \text{НИО } t_{\text{В}}^1 30^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 18,5^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 10,5 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 22,5^0\text{C}};$$

$$4: \text{ГРД: } t_{\text{В}}^1 31^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 9,0^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 1,5 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 13,0^0\text{C}}$$

Видно, как рост концентрации абсорбента снижает достигаемый уровень влагосодержания, и, соответственно, общий уровень охлаждения среды.

**Двухступенчатая СХС с двумя десорберами и использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2.**

На рис. 2.20В, 2.24А и 5.22Б приведены решения для СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера второй ступени АБР2.

Результаты анализа были приведены во втором разделе работы на рис. 2.25 для одноступенчатой схемы СХС, а на рис. 5.25 для двухступенчатой схемы. Получено:

$$1: \text{НВ: } \underline{t_{\text{В}}^1 40^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 28^0\text{C}, t_{\text{Р}}^1 25^0\text{C}, x^1 20 \text{ г/кг}}; \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 32,5^0\text{C}};$$

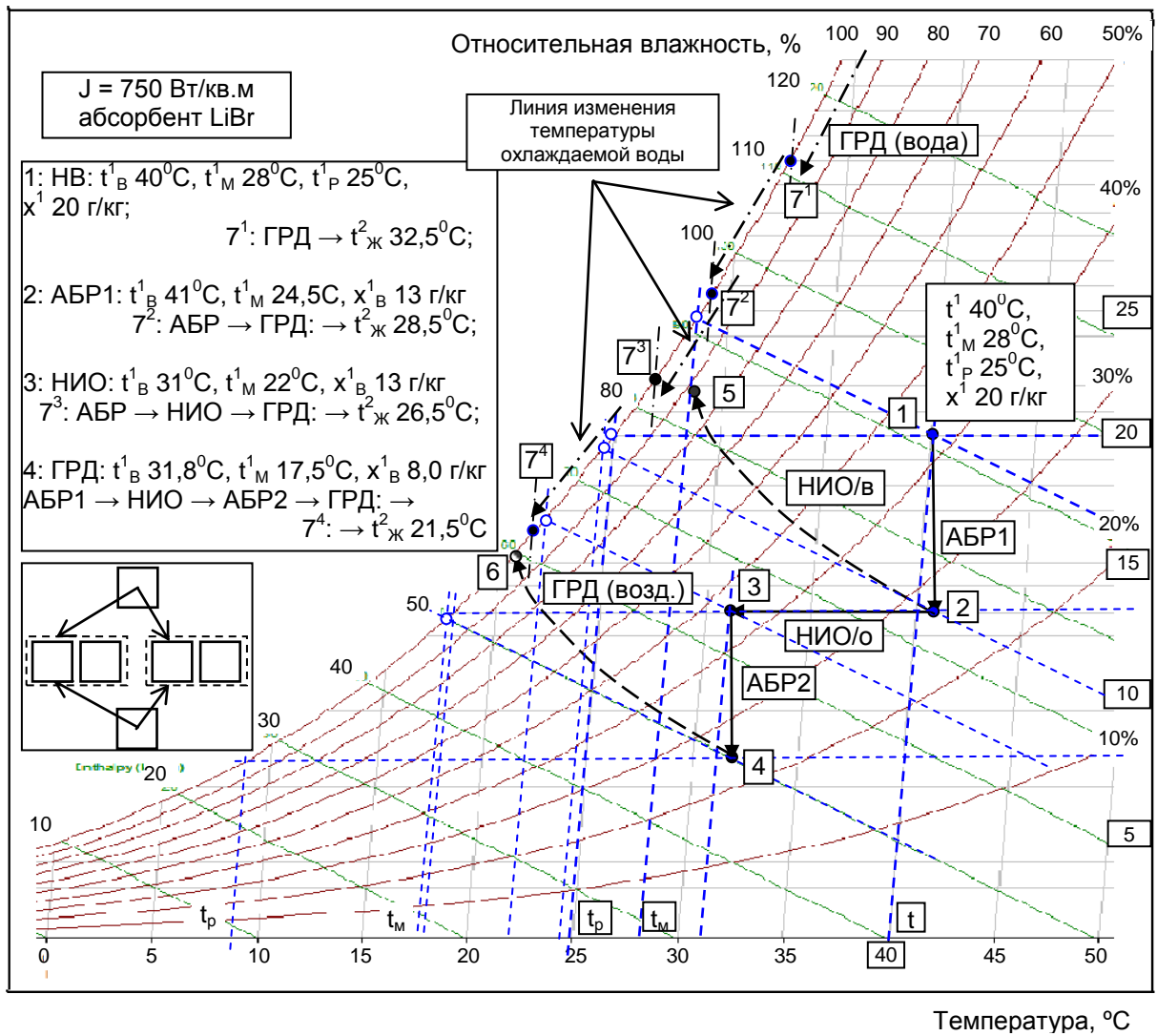
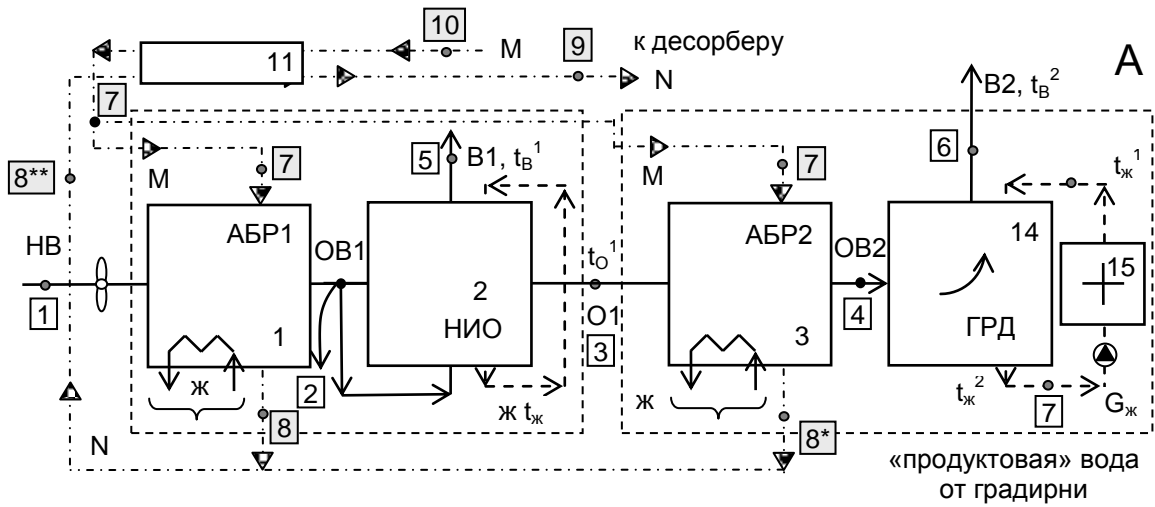
$$2: \text{АБР1: } t_{\text{В}}^1 41^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 24^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 28,5^0\text{C}};$$

$$3: \text{НИО1: } t_{\text{В}}^1 30^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 21^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 13 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 26,5^0\text{C}};$$

$$4: \text{ГРД: } t_{\text{В}}^1 31^0\text{C}, t_{\text{М}}^1 15,5^0\text{C}, x_{\text{В}}^1 4 \text{ г/кг}, \rightarrow \underline{t_{\text{Ж}}^2 15,0^0\text{C}};$$

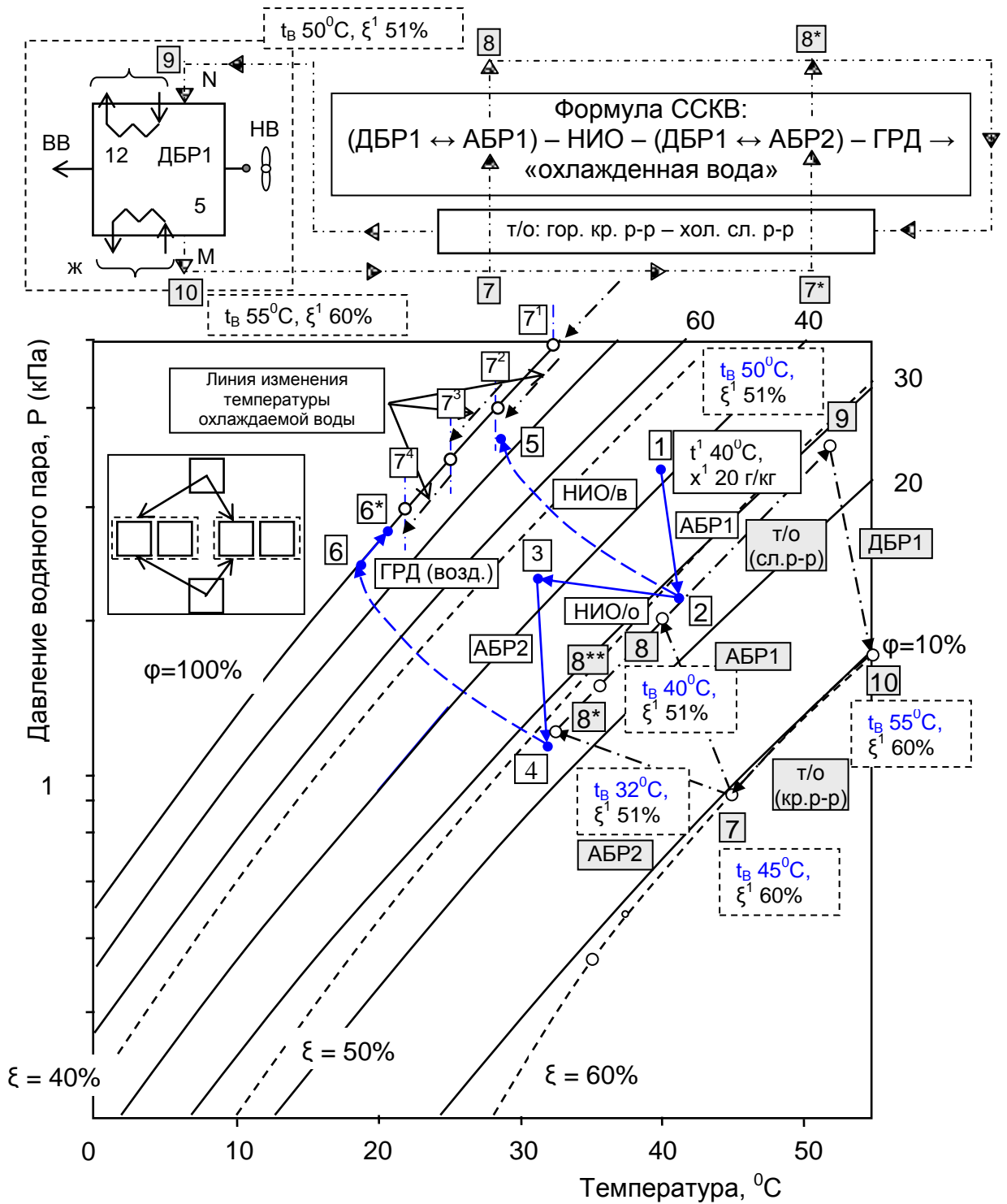
Процесс осушения воздуха в низкотемпературном абсорбере АБР2 реализуется при одновременном его охлаждении, причем линия изменения состояния воздушного потока (процесс 3-4) носит криволинейный характер. Линия изменения состояния воздушного потока в градирне также криволинейна и до выхода из насадки ТМА выходит на кривую  $\phi = 100\%$ , с определенного момента следуя непосредственно по ней (участок 4-6-6\*).

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода»



**Рисунок 5.19.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД, по рис. 2.10 и 2.22). НВ:  $t^1$  40°C,  $x^1$  20 г/кг.

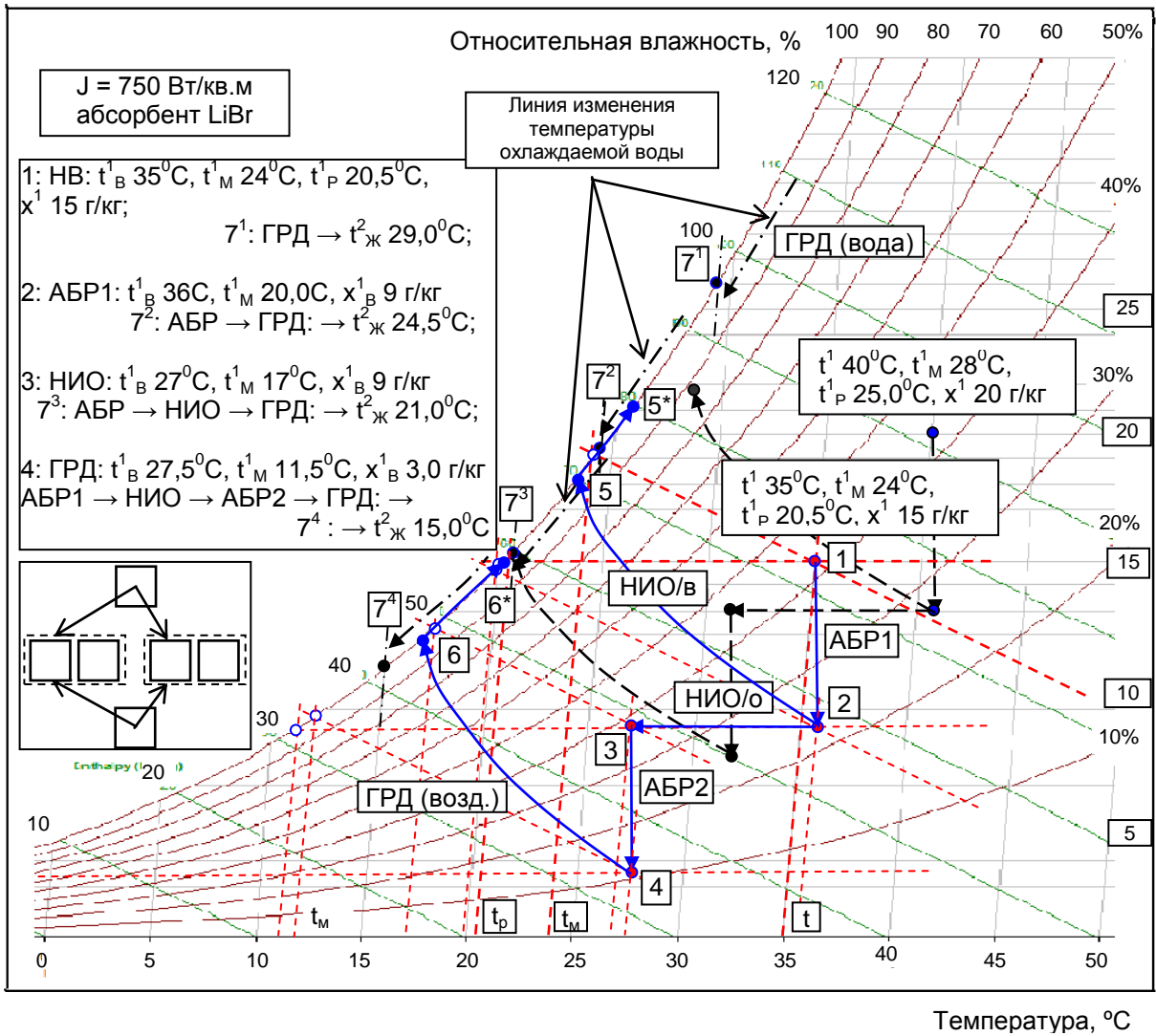
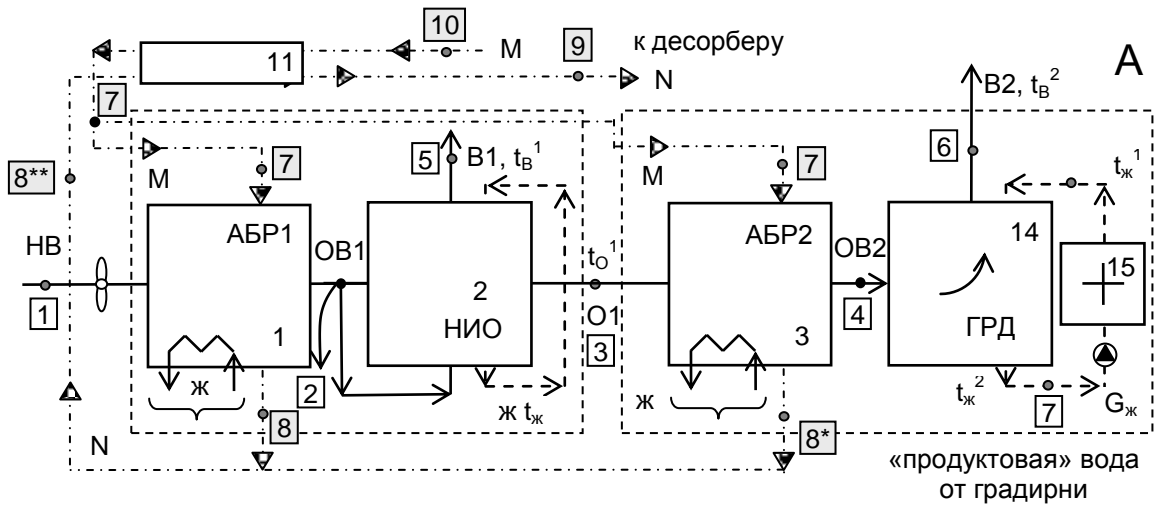
Обозначения: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7<sup>1</sup>, 7<sup>2</sup>, 7<sup>3</sup>, 7<sup>4</sup> – охлажденная в ГРД вода  $t_{ж}^2$  (ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД).



**Рисунок 5.20.** Изображение процессов в СХС на совмещенной диаграмме  $p$ - $T$  для раствора  $\text{LiBr}+$  – влажный воздух (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД, схема по рис. 5.19).

Показаны: 1-2 и 1\*-2\* – процессы осушения воздуха в ступенях абсорбера АБР1 и АБР2; 2-4(1\*) (основной возд. поток) и 2-5 (вспомогат. возд. поток) – процессы в испарительном охладителе непрямого типа НИО1; 2\*-4\* и 2\*-6-6\* – процессы в испарительном охладителе непрямого типа НИО2; 7-8(8\*)-9-10 – процессы изменения состояния раствора абсорбента в абсорбере (7-8, АБР1) и (7-8\*, АБР2) теплообменнике (8-9, 8\*-9 и 10-7) и десорбере (9-10).

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР1 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода»



**Рисунок 5.21.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР1-НИО1-АБР2-ГРД, по рис. 2.10 и 2.22, 5.19). НВ:  $t^1 35^\circ\text{C}$ ,  $x^1 15 \text{ г/кг}$ .

Обозначения: 1-2, 3-4 – процесс осушения воздуха в абсорбере; 2-3, 2-5 – основной и вспомогательный воздушные потоки в НИО; 7<sup>1</sup>, 7<sup>2</sup>, 7<sup>3</sup>, 7<sup>4</sup> – охлажденная в ГРД вода  $t_{ж}^2$  (ГРД, АБР-ГРД, АБР-НИО-ГРД, АБР1-НИО-АБР2-ГРД).

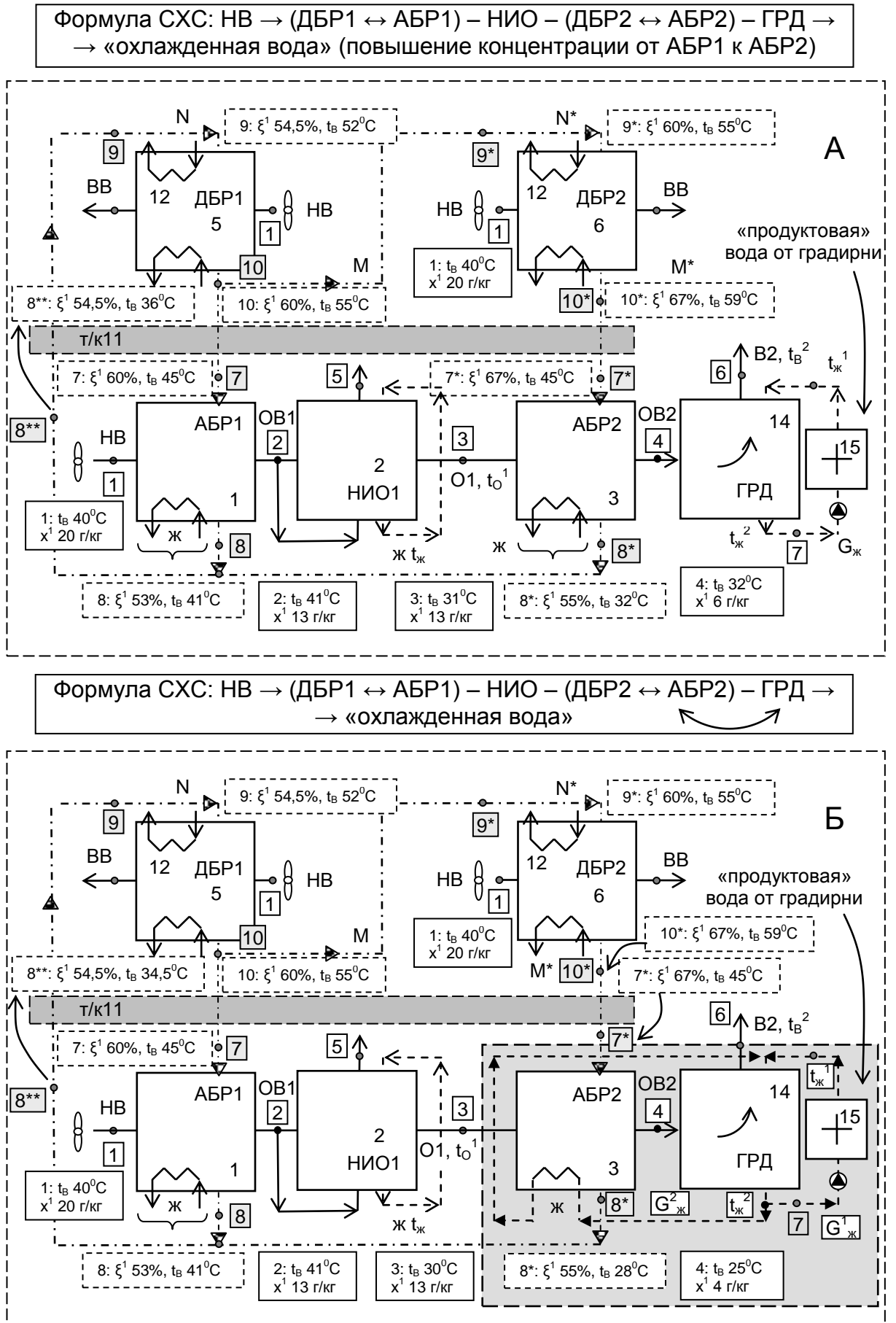
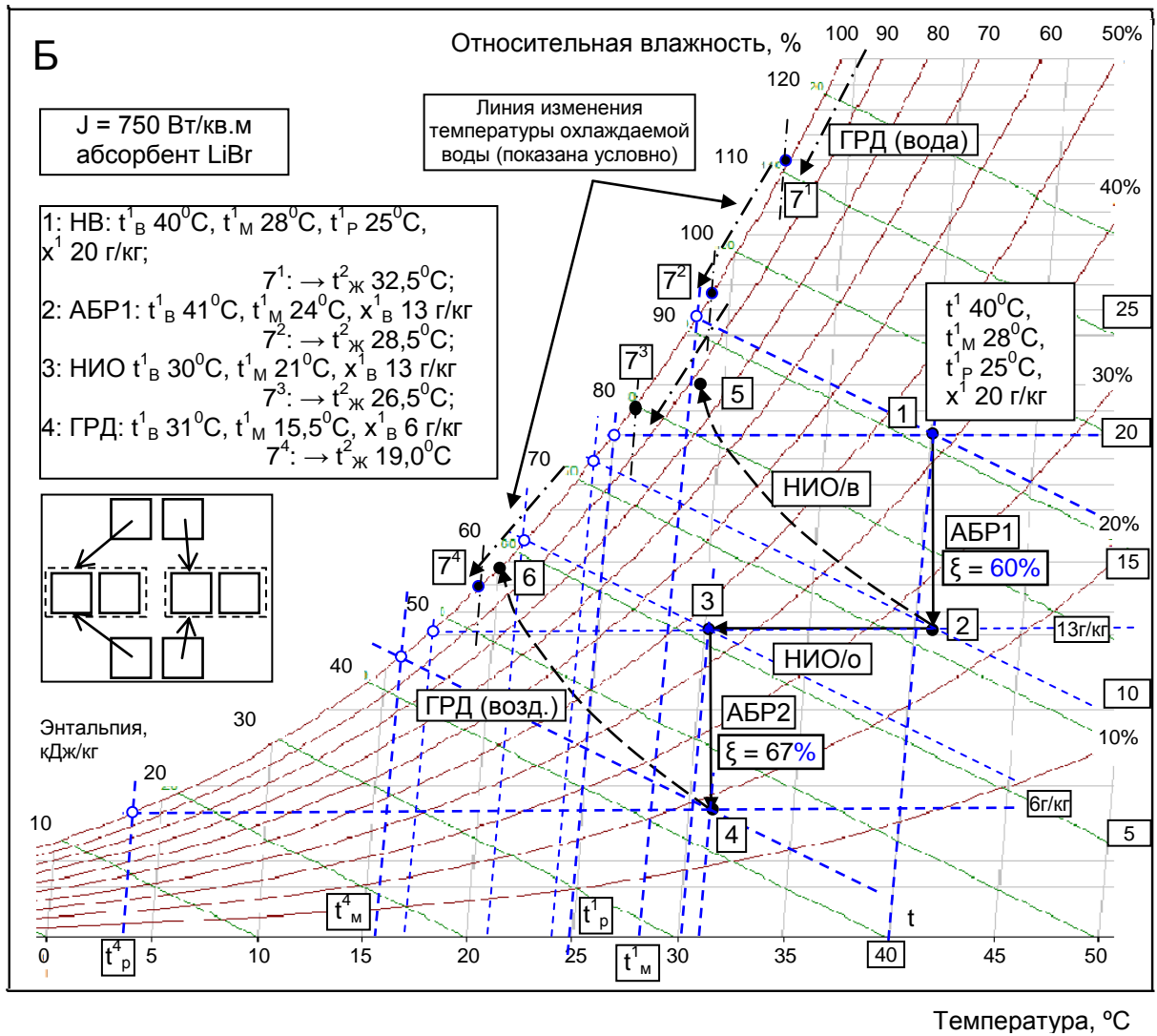
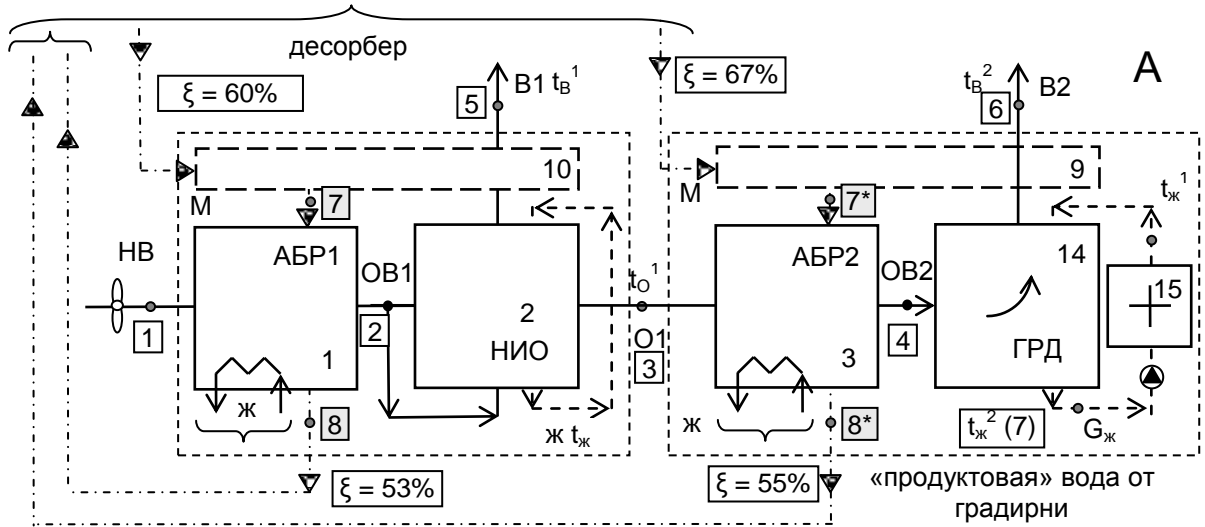


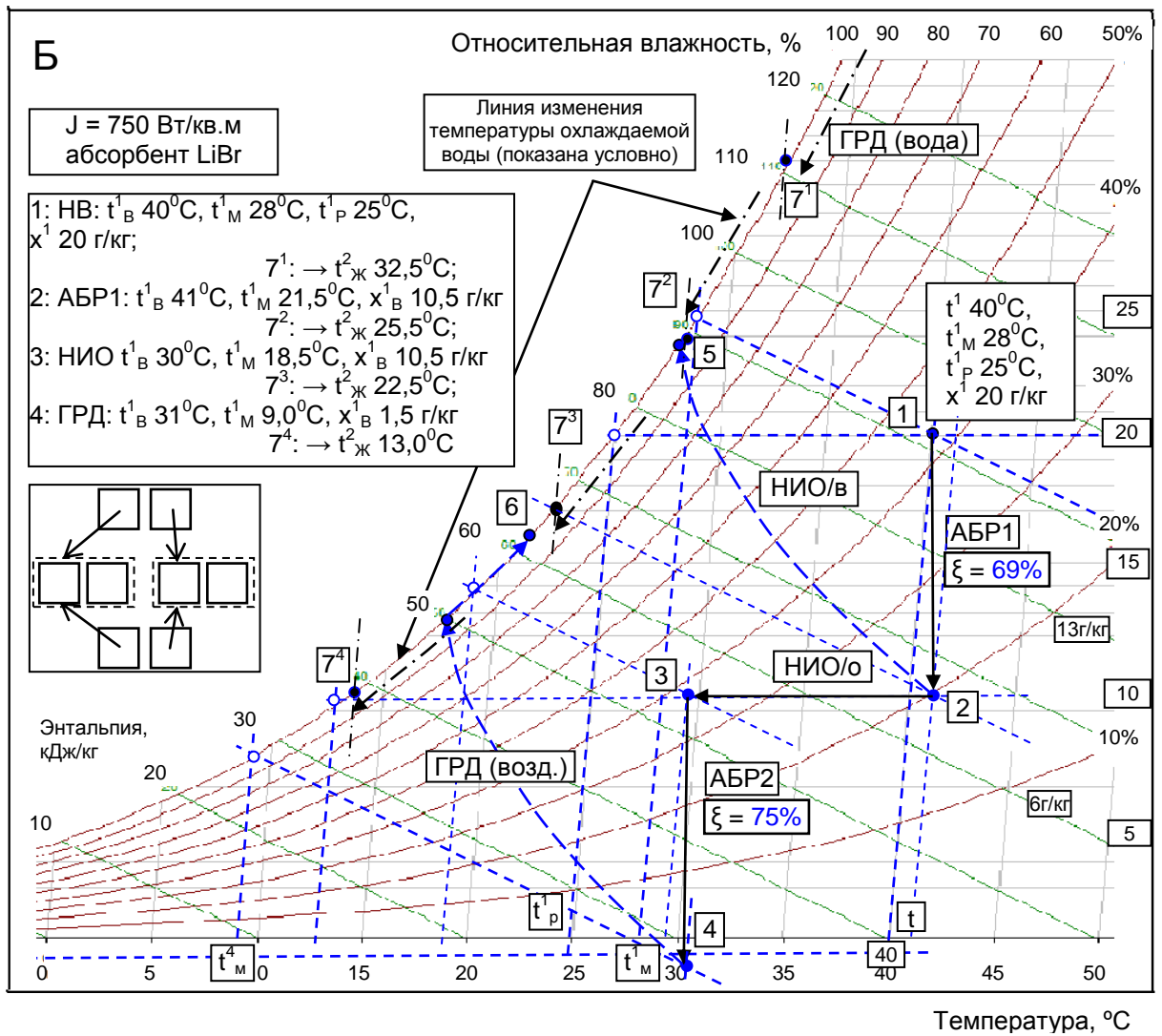
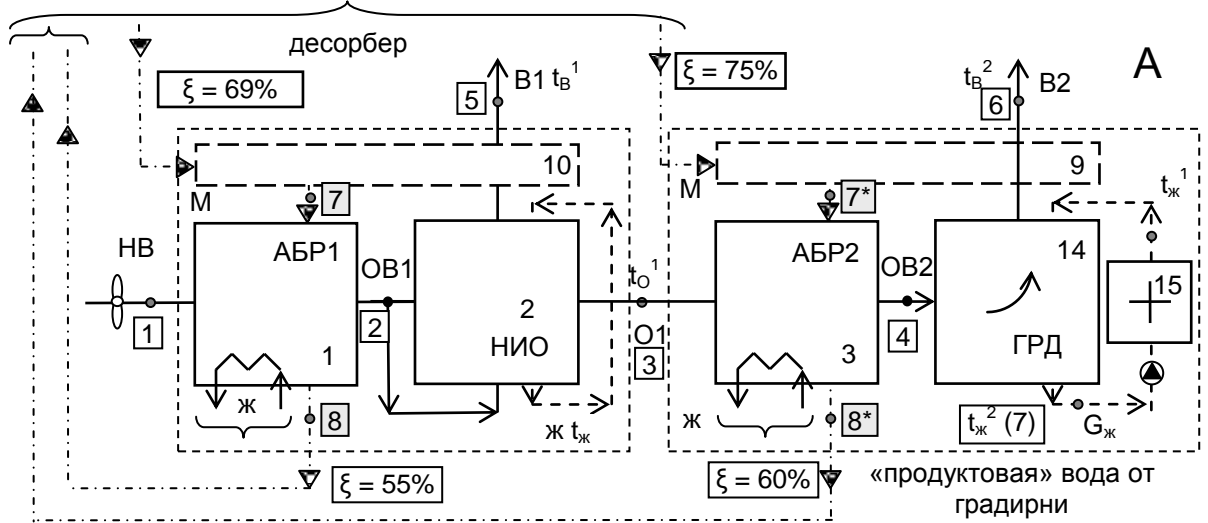
Рисунок 5.22. СХС по формулам (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД.

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД →  
→ «охлажденная вода» (повышение концентрации от АБР1 к АБР2)



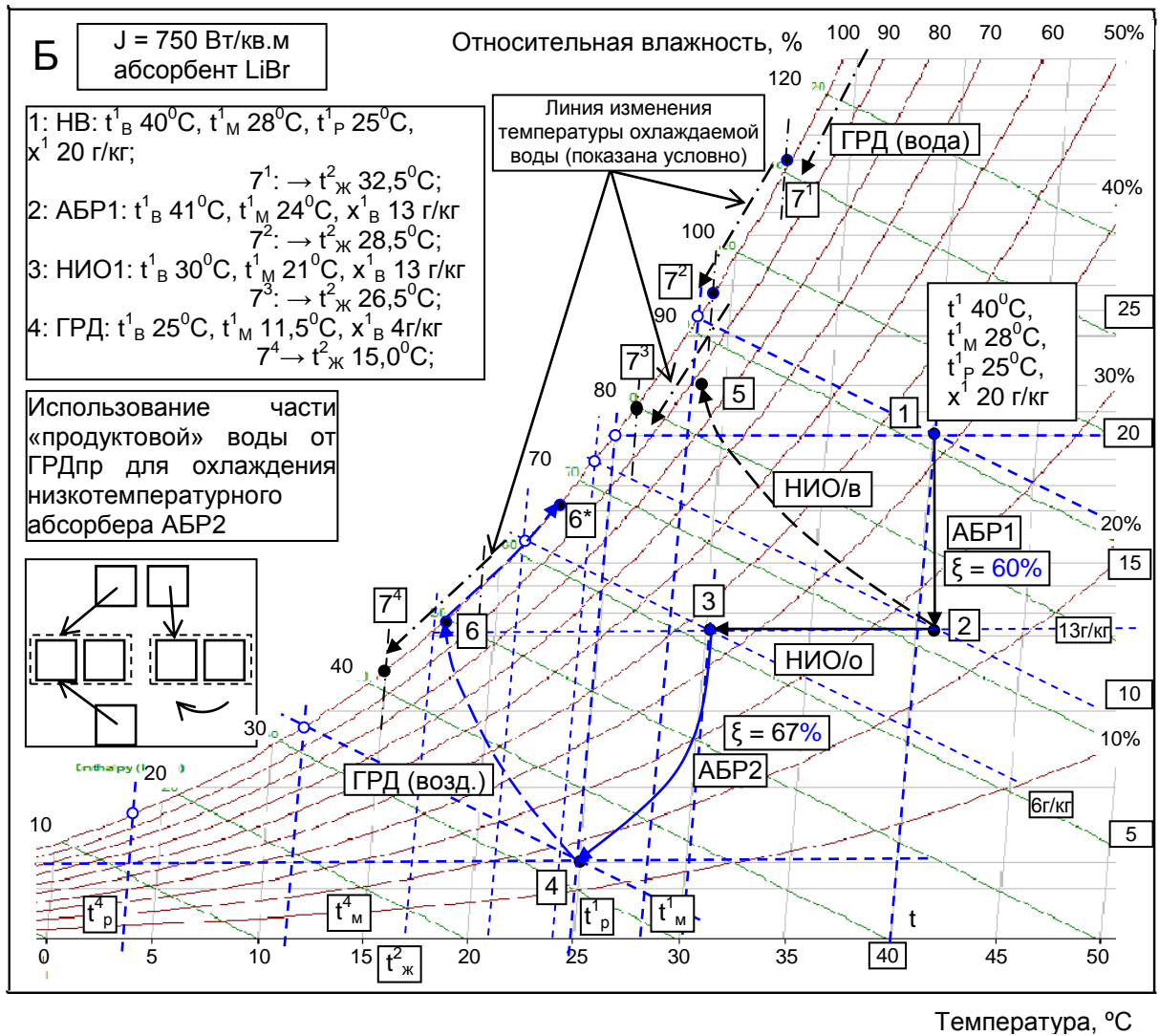
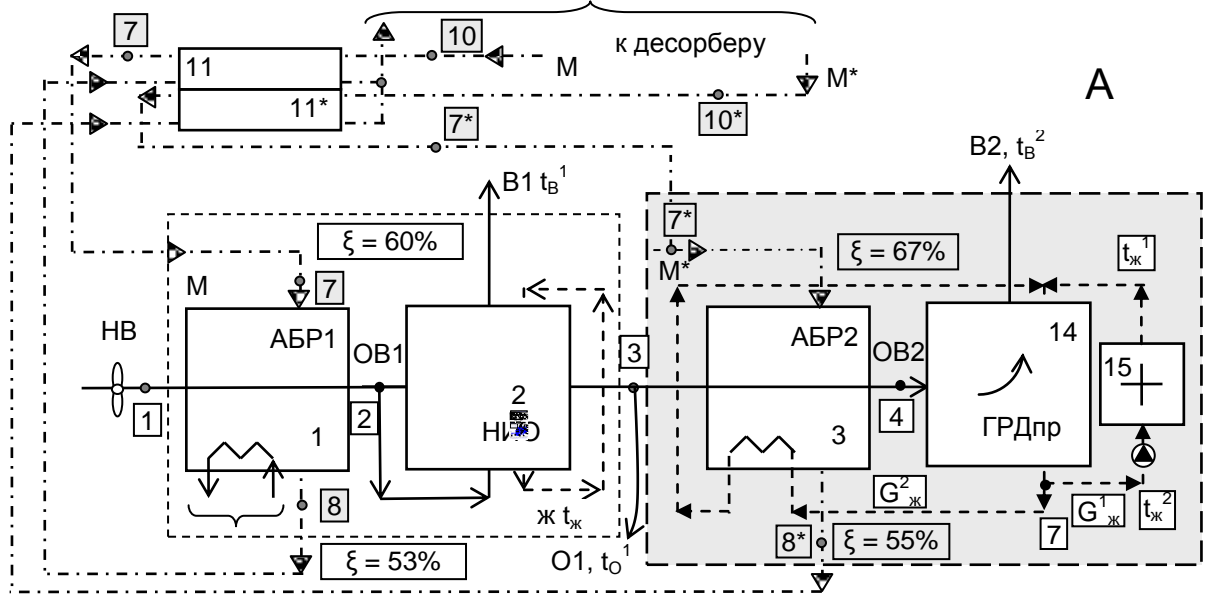
**Рисунок 5.23.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД); концентрация абсорбента по первому и второму каскадам АБР-ИО соответственно 60 и 67% (схема на рис. 2.23).

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД → → «охлажденная вода» (повышение концентрации абсорбента до 69 - 75%)



**Рисунок 5.24.** Принципиальные возможности разработанных СХС (формула (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД); концентрация абсорбента по первому и второму каскадам АБР-ИО соответственно 69 и 75% (схема на рис. 2.23).

Формула СХС: НВ → (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД → «охлажденная вода»



**Рисунок 5.25.** Анализ СХС по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД (схема на рис. 2.20В). Обозначения по рис. 2.14, 2.20 и 5.22Б

### 5.3.3. Анализ полученных результатов

Как было показано, разработанные ССКВ однозначно обеспечивают получение требуемых параметров комфортности воздуха при самых тяжелых внешних условиях (раздел 5.3.1).

Возможная степень осушения воздушного потока при различных конфигурациях солнечных систем СХС и ССКВ иллюстрируется графиками зависимости достигаемой степени осушения воздуха  $\Delta x_v$  от определяющих параметров наружного воздуха: влагосодержания (рис. 5.26А), температуры (рис. 5.26Б) и концентрации абсорбента (рис. 5.26В). Величина  $\Delta x_v$  характеризует и реальный эффект испарительного охлаждения в СХС.

Сравнительный уровень охлаждения солнечных холодильных систем СХС при использовании части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (анализ выполнен для различных параметров наружного воздуха и для СХС в одноступенчатом варианте по формуле АБР1 – ГРД) приведен на рис. 5.27 и базируется на результатах расчетов, приведенных на рис. 2.25 и 2.51. Варьировался относительный расход жидкости, идущей на охлаждение АБР,  $l^* = G_{ж}^1 / G_{ж}^2$ , при сохранении соотношения  $l = G_{г} / G_{ж}^1 = 1,0$ , которое для работы градирни является оптимальным. Увеличение доли охлажденной воды, идущей на охлаждении АБР, существенно снижает уровень охлаждения, но при этом, естественно снижается производительность СХС по охлаждаемой воде, поступающей потребителю.

Результаты анализа, приведенные на рис. 5.28 для десяти вариантов разработанных солнечных холодильных систем СХС иллюстрируют их сравнительные возможности с точки зрения достигаемого уровня охлаждения. Самый глубокий уровень охлаждения обеспечивают двухступенчатые охладители, причем уровень охлаждения определяется ростом концентрации абсорбента от ступени к ступени охлаждения. Несомненный интерес представляет вариант СХС по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО – (ДБР2 ↔ АБР2) – ГРД с использованием части

«продуктовой» воды от «продуктовой» градирни ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2.

Для европейских условий солнечные абсорбционные СХС обеспечивают получение захлажденной воды на уровне 8-10<sup>0</sup>С, что позволяет обслуживать ряд пищевых технологий, не прибегая к пароконденсационным охладителям. Дальнейшее снижение температурного уровня охлаждения связано с переходом к трехступенчатым СХС, или с ростом концентрации абсорбента, что связано с увеличением энергозатрат и опасностью кристаллизации вблизи критической линии для абсорбента.

Разработанные СХС могут найти успешное применение и в решении задач традиционной энергетики, холодильной и криогенной техники, а также в системах кондиционирования воздуха, комфортного и технологического назначения.

### **Общий термодинамический анализ открытых абсорбционных систем.**

Термодинамическая эффективность абсорбционных циклов с солнечной регенерацией сорбента определяется их тепловым коэффициентом COP и степенью термодинамического совершенства  $\theta$ :

$$\text{COP} = \frac{Q_0}{Q_{\text{ДБР}}}, \quad \theta = \frac{\text{COP}}{(\text{COP})_{\text{К}}}, \quad (5.7)$$

где:  $Q_0$  ( $Q_{\text{Е}}$ ) – холодопроизводительность цикла;

$Q_{\text{ДБР}}$  – тепловая нагрузка на десорбер;

$(\text{COP})_{\text{К}}$  – тепловой коэффициент цикла Карно, построенный в основном интервале температур подвода и отвода тепла.

$$(\text{COP})_{\text{К}} = \frac{T_{\text{Н}} - T_{\text{аА}}}{T_{\text{Н}}} \cdot \frac{T_{\text{С}}}{T_{\text{аА}} - T_{\text{С}}} \quad (5.8),$$

где:  $T_{\text{Н}}$  – температура десорбции (регенерации абсорбента, heat);  $T_{\text{аА}}$  – температура окр. среды;  $T_{\text{С}}$  – температурный уровень охлаждаемой в ИО среды (воды или воздуха, cool). Холодопроизводительность цикла и тепловая нагрузка десорбера-регенератора (на примере ССКВ) определяются

количеством испарившейся в испарителе  $(\Delta G_L)_{IEC}$  и поглощенной в регенераторе  $(\Delta G_L)_{DBR}$  влаги:

$$Q_0 = (\Delta G_L)_{IEC} \cdot r_{IEC}, \quad Q_D = (\Delta G_L)_{DBR} \cdot r_{DBR} \quad (5.9)$$

Поскольку:

$$\begin{aligned} (\Delta G_L)_{IEC} &= (x_{out} - x_{in})_{IEC} \cdot (G_g)_{IEC}, \\ (\Delta G_L)_{DBR} &= (x_{out} - x_{in})_{DBR} \cdot (G_g)_{DBR}, \end{aligned} \quad (5.10)$$

где:  $x_{in}, x_{out}$  – влагосодержание воздуха на входе и выходе соответствующего аппарата.

Поскольку, в установившемся режиме работы, накопление влаги в схеме не происходит, то:

$$(x_{out} - x_{in})_{DBR} = (x_{out} - x_{in})_{ABR} \quad (5.11)$$

В однопоточной (по воздушному потоку) схеме и при атмосферном давлении в аппаратах выполняются условия:

$$\begin{aligned} (G_g)_{IEC} &= (G_g)_{DBR} = G_g, \\ r_{IEC} &= r_{DBR} = r. \end{aligned} \quad (5.12)$$

(то есть, расходы воздуха через абсорбер и десорбер одинаковы, и весь поток осушенного воздуха направляется в НИО). Тогда:

$$COP = \frac{Q_0}{Q_{DBR}} = \frac{(x_{out} - x_{in})_{IEC}}{(x_{out} - x_{in})_{DBR}} = \frac{(x_{out} - x_{in})_{IEC}}{(x_{out} - x_{in})_{ABR}}. \quad (5.13)$$

Для такого идеализированного цикла при нулевой недорекупации по концам теплообменных аппаратов:

$$COP_{id} = \frac{x_s(T_C) - x_{min}}{x_{aA} - x_{min}}, \quad (5.14)$$

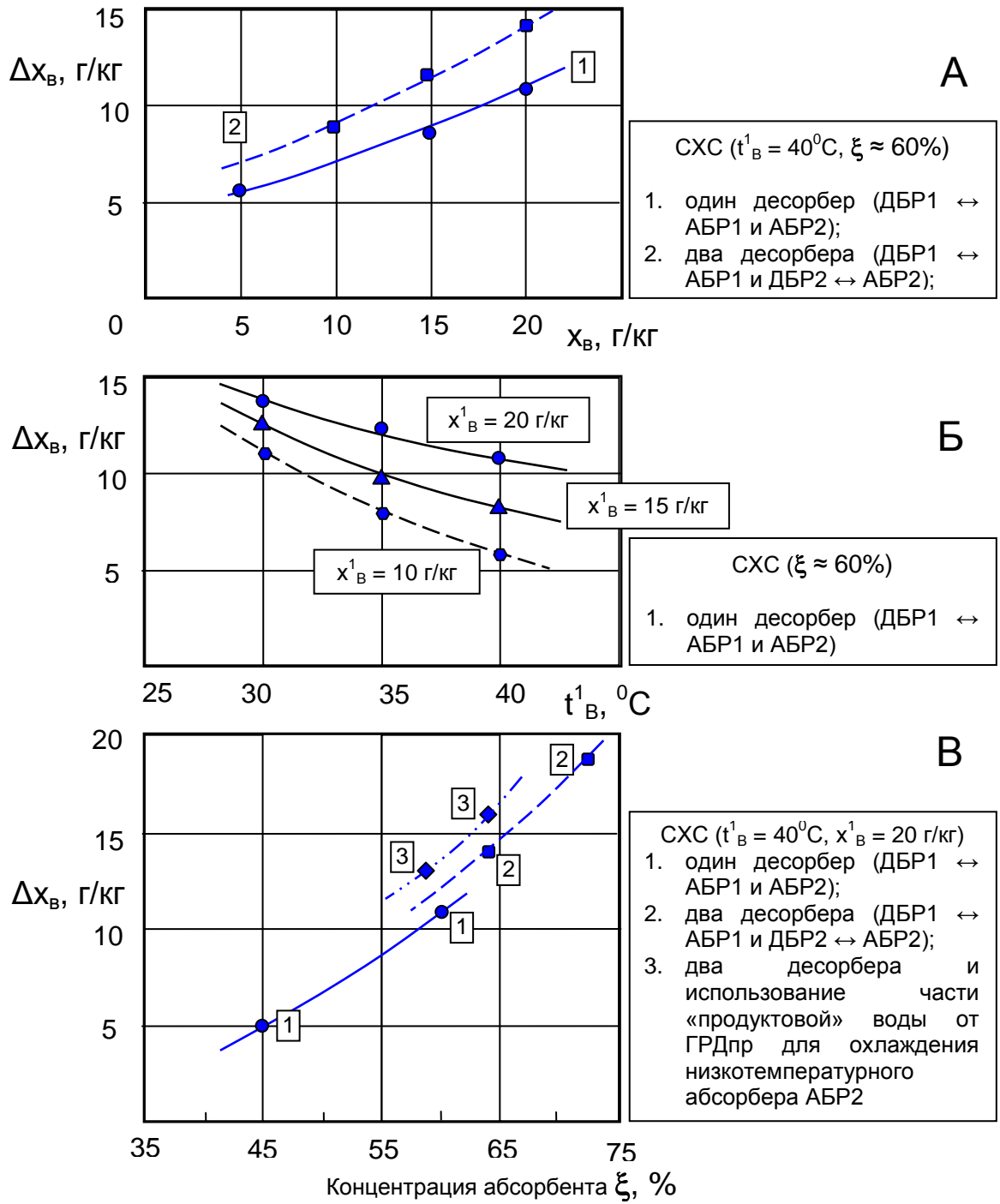
где:  $x_s(T_C)$  – влагосодержание насыщенного воздуха на выходе из испарительного охладителя;

$x_{min}$  – минимальное влагосодержание, соответствующее парциальному давлению паров воды над крепким

раствором абсорбента;

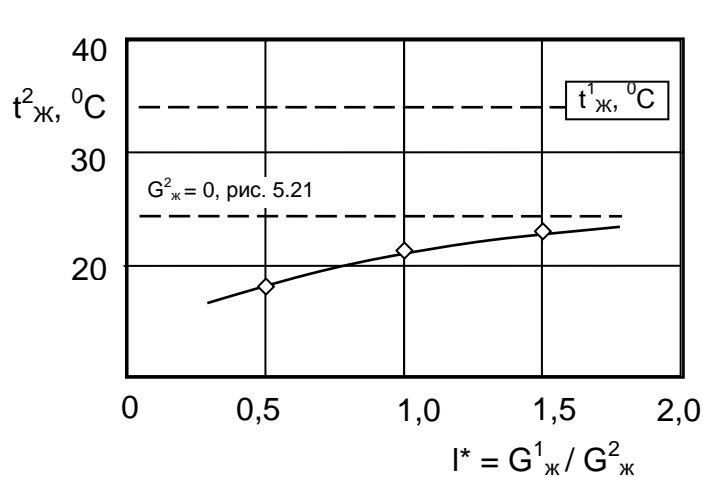
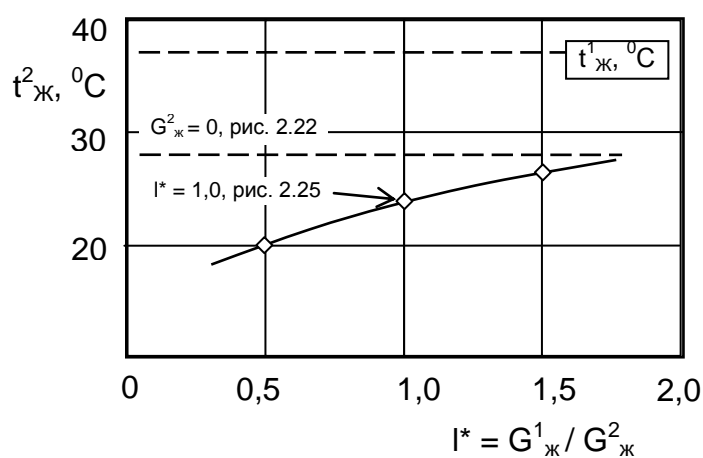
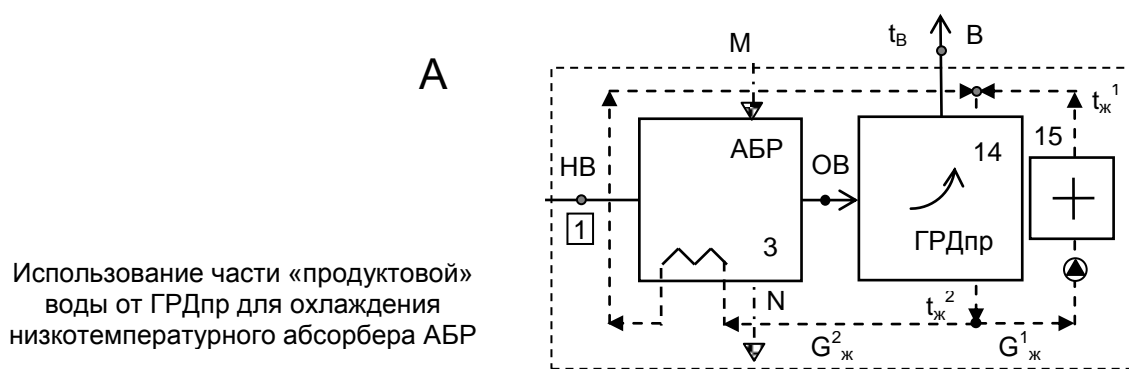
$x_{aA}$  – влагосодержание наружного воздуха, поступающего в систему.

Нами ранее были выполнены расчеты для идеализированного цикла солнечной системы, в виде зависимости характеристик системы от температуры греющего источника, при различных значениях относительной влажности наружного воздуха. Зависимости построены для значений относительной влажности наружного воздуха, соответствующих температуре точки росы более высокой, чем требуемая температура охлаждения в цикле. Случай более низкой относительной влажности не рассматривался, так как при этих условиях требуемое снижение температуры реализуется в обычном испарительном охладителе без предварительного осушения воздуха и последующей регенерации сорбента, например, в НИО. Было показано, что температура греющего источника на уровне 55-70°C вполне обеспечивает в идеализированном цикле приемлемые значения COP для самого широкого диапазона относительной влажности наружного воздуха. При переходе к действительному циклу для определения значений влагосодержания в соответствующих точках при расчете COP в расчеты были введены значения тепловой эффективности всех аппаратов, входящих в состав альтернативной системы (раздел 4). Результаты выполненного анализа приведены на рис. 5.29 в зависимости от основных параметров работы системы, – начальных параметров воздуха и концентрации абсорбента. В целом, эти результаты соответствуют значениям COP, полученным для открытого абсорбционного цикла в работе Hellmann and Grossmann [71-73].

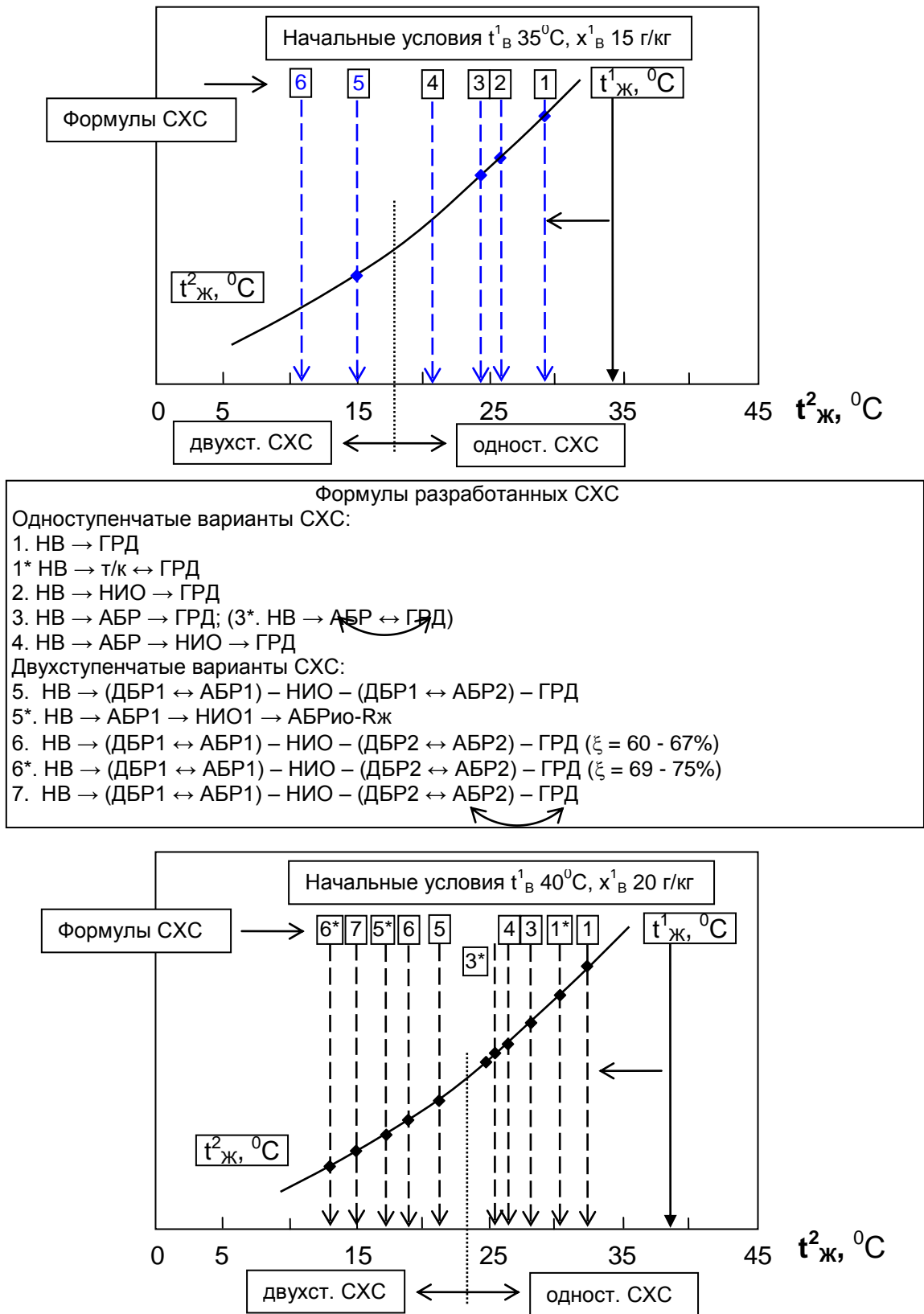


**Рисунок 5.26.** Принципиальные возможности разработанных солнечных холодильных систем на основе открытого абсорбционного цикла с точки зрения достигаемого уровня осушения воздуха.

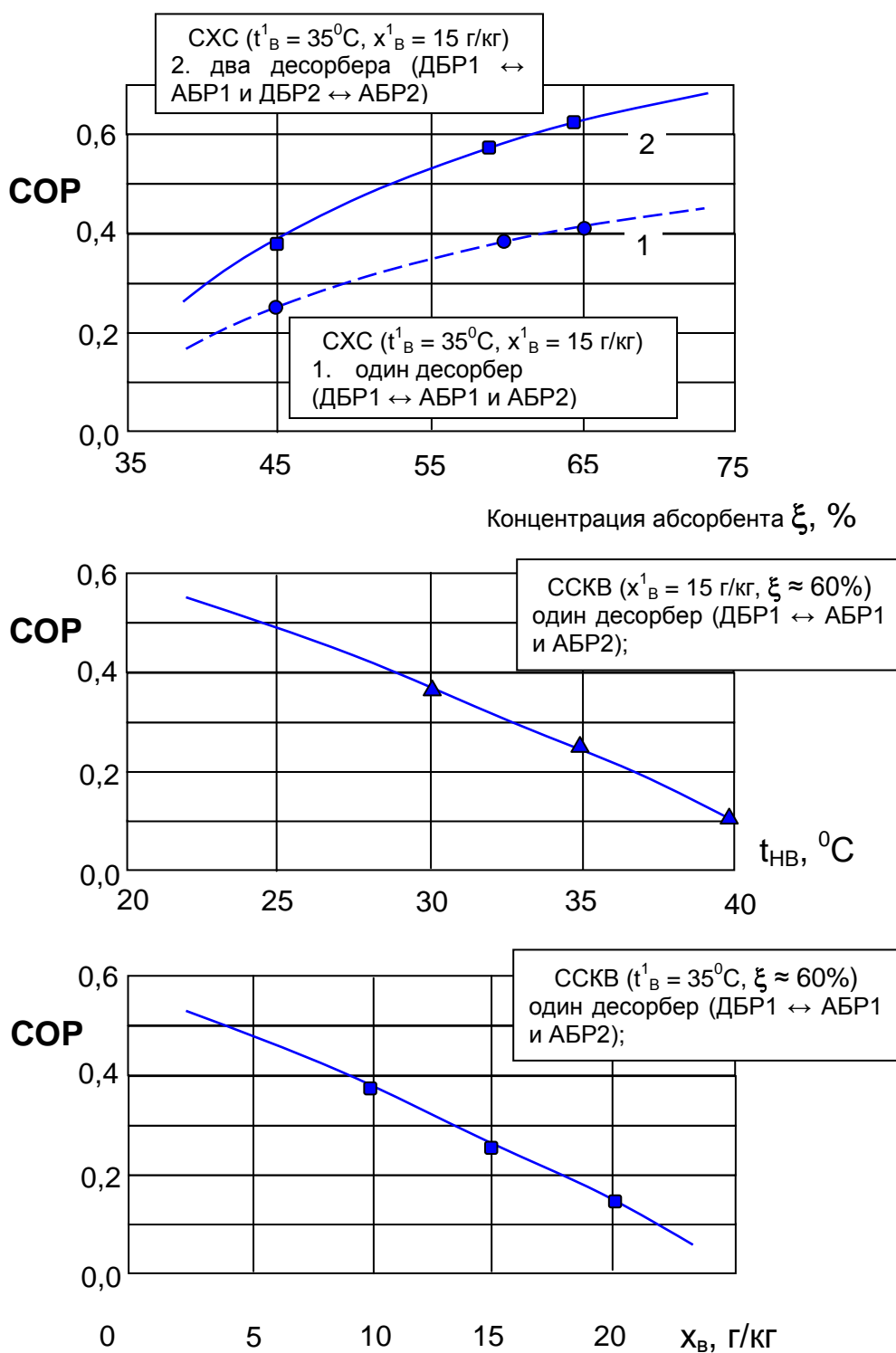
Влияние основных параметров работы системы, начальных параметров воздуха и концентрации абсорбента.



**Рисунок 5.27.** Сравнительный уровень охлаждения солнечных холодильных систем СХС при использовании части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (анализ выполнен для различных параметров наружного воздуха).



**Рисунок 5.28.** Принципиальные возможности (уровень охлаждения) разработанных солнечных холодильных систем СХС на основе открытого абсорбционного цикла, основанных на различных формулах солнечной холодильной системы.



**Рисунок 5.29.** Зависимость величины COP для разработанных солнечных систем ССКВ от основных параметров работы системы, — начальных параметров воздуха и концентрации абсорбента.

## **5.4. Разработка концепции «Полный жизненный цикл, ПЖЦ – Life Cycle Assessment, LCA», как метода анализа новых решений и выбора перспективных направлений развития альтернативных систем**

### **5.4.1. Базовые понятия и определения. Методология ПЖЦ (LCA) – анализ полного жизненного цикла объекта**

Этот раздел работы посвящен анализу полного жизненного цикла двух сравниваемых систем предназначенных для охлаждения сред и кондиционирования воздуха: традиционной и альтернативной. В отличие от традиционно используемого технико-экономического анализа для выбора альтернативной системы, в работе была выполнена оценка экологических индикаторов на основе методологии «оценки полного жизненного цикла» системы. Обычно, при сравнении альтернативных вариантов, традиционно использовался технико-экономический анализ, в котором рассматривались лишь стадии изготовления и эксплуатации оборудования. Последние годы наметилась тенденция проводить анализ оборудования за его полный жизненный цикл (т.е. с учетом стадии утилизации). Но и у такого технико-экономического анализа (учитывающего все стадии) есть свои недостатки. Прежде всего, он учитывает только денежные затраты за полный жизненный цикл оборудования или систем. В настоящее время очень остро стоят экологические проблемы. Поэтому предпринимаются попытки разработки комплексных экологических методов анализа оборудования. Но экологический анализ нельзя проводить в отрыве от технико-экономического. Еще в 1988 г. В.М. Бродянский, анализируя тенденции развития современных методов анализа эффективности, справедливо отмечал, что в современных условиях развития промышленности должна быть разработана новая «*технико-экономико-экологическая оптимизация*» [14]. Очень важно проводить одновременно технико-экономический и экологический анализ альтернативных систем, поскольку их внедрение в промышленность часто обосновывают соображениями энергосбережения при эксплуатации, не оговаривая при этом значительные затраты на их создание.

Большие затраты на создание, сложные технологии производства оборудования, а так же последующие затраты на его утилизацию влекут за собой большую нагрузку на окружающую среду, что простой технико-экономический анализ не может учесть. Наиболее сложным моментов при проведении экологического анализа является правильный выбор экологических критериев.

Методология LCA по определению SETAC [36, 89] – это: оценка экологического воздействия продукции (процесса), путем установления и количественного определения всех используемых за полный жизненный цикл продукции (процесса) энергии и материалов, и соответствующих вредных выбросов в окружающую среду; оценка возможности снижения экологического воздействия анализируемой продукции (процесса).

Методология LCA разработана в соответствии со стандартами ISO 14040 (ISO 14040, 14041, 14042 и 14043). Общая схема движения материальных и энергетических потоков при производстве альтернативных систем и их основных элементов, и соответствующая блок-схема потоков энергоресурсов, материальных ресурсов и эмиссии вредных веществ, анализируемых систем приведены на рисунках 5.28 и 5.29 для солнечных испарительно-осушительных систем СХС и ССКВ.

Методику расчета экологических индикаторов за полный жизненный цикл системы применяют для сравнения различных альтернативных систем (продуктов, технологий и т.п.) с целью выбора системы, оказывающей наименьшее влияние на окружающую среду. Рассчитанные в рамках методологии LCA критерии можно использовать также для выявления потенциальных возможностей снижения антропогенной нагрузки рассматриваемого оборудования. Выполнение оценки с помощью метода LCA позволяет проанализировать антропогенное воздействие на *стадиях производства, использования и утилизации* рассматриваемого объекта, то есть в пределах полного жизненного цикла существования продукта.

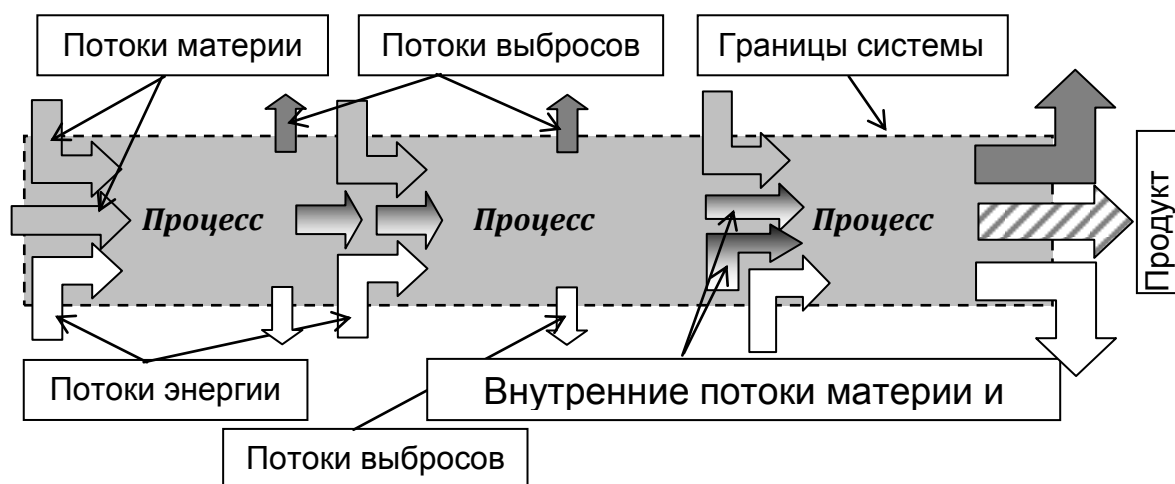
В самом общем случае, при анализе, учитываются: расход энергии и

выделения вредных веществ при производстве конструкционных материалов для рассматриваемого объекта; потребление энергии и других расходных материалов (например, хладагента) при эксплуатации объекта; дополнительные затраты энергии при утилизации объекта (либо получение энергии при рециркуляции материалов утилизируемого объекта) и все сопутствующие выбросы вредных веществ.

Для оценки перспективности применения того или иного объекта (альтернативных систем ССКВ и их отдельных элементов) были выбраны эколого-энергетические критерии, которые, при нынешнем состоянии промышленности, определяют направления ее дальнейшего развития: влияние полного жизненного цикла сравниваемых систем на *глобальное изменение климата* (соответствует полной эмиссии парниковых газов); *истощение природных ресурсов* при создании, эксплуатации и утилизации систем (соответствует полному потреблению органического топлива и минеральных ресурсов за полный жизненный цикл системы); ущерб, наносимый окружающей природной среде, т.е. соответствующие данному ущербу эко-индикаторы (отдельно может учитываться ущерб человеческому здоровью, экосистеме и истощение природных ресурсов).

Расчет всех выбранных критериев основан на методологии ECO-INDICATOR 99. Этот метод был разработан по Dutch NOH программе совместного проекта с Philips Consumer Electronics, NedCar (Volvo/Mitshubishi), Océ Copiers, Schuurink, CML Leiden, TU-Delft, IVAM-ER and CE Delft) [14, 89]. В соответствии с широко распространенной в настоящее время методикой оценки полного эквивалента глобального потепления, влияние на изменение климата принято выражать через кг CO<sub>2</sub>.

При расчетах влияния на изменение климата, учитываются все выбросы CO<sub>2</sub>: имевшие место при производстве энергии и материалов, а также при эксплуатации оборудования и его утилизации. Кроме того, учитываются выбросы всех других парниковых газов на всех стадиях полного жизненного цикла.



**Рисунок 5.28.** Общая схема движения материальных и энергетических потоков при производстве альтернативных систем.



**Рисунок 5.29.** Упрощенная блок-схема определения системных границ для методологии LCA «Полный жизненный цикл» («ECO-INDICATOR 95»), применительно к задачам СХС и ССКВ.

Концепция «*Полный жизненный цикл*», как метод анализа новых решений и выбора перспективных направлений развития новой техники. *Методология LCA по определению SETAC* – это:

- процесс оценки экологического воздействия продукции (процесса), путем установления и количественного определения используемых за полный жизненный цикл продукции (процесса) энергии и материалов, и соответствующих вредных выбросов в окружающую среду;
- оценка возможности снижения экологического воздействия анализируемой продукции (процесса).

*Методология LCA разработана в соответствии со стандартами ISO 14040 (ISO 14040, 14041, 14042 и 14043).*

*Шкала, в которой сравнивается относительное воздействие на окружающую среду, выбрана таким образом, чтобы 1 Pt (эко-единица) представляла одну тысячную часть ежегодной нагрузки на окружающую среду, протекающей от одного среднестатистического жителя Европы. (Это значение рассчитывается отношением общей нагрузки на окружающую среду, связанной с полными выбросами какого-либо вредного вещества в Европе, к общему количеству жителей Европы и умножением на 1000).*

*Вклад в истощение ресурсов выражается в мДж и показывает дополнительные затраты энергии, необходимые в будущем для извлечения руды, топлива более низкого качества.*

Для оценки перспективности применения объекта выбраны такие эколого-энергетические критерии, которые, при нынешнем состоянии промышленности, определяют направления ее дальнейшего развития:

- влияние полного жизненного цикла сравниваемых систем на глобальное изменение климата (соответствует полной эмиссии парниковых газов);
- истощение природных ресурсов при создании, эксплуатации и утилизации систем (соответствует полному потреблению органического топлива и минеральных ресурсов за полный жизненный цикл системы);
- ущерб, наносимый окружающей природной среде, т.е. соответствующие данному ущербу эко-индикаторы (отдельно учитывается ущерб человеческому здоровью, экосистеме и истощение природных ресурсов).

Три категории ущерба – влияние на здоровье человека, качество экосистемы и истощение ресурсов, оцениваются в эко-единицах.

При оценке влияния на здоровье человека (т.е. на число и продолжительность болезней и на длительность жизни) определяются: влияние системы на: изменение климата; разрушение озонового слоя; выбросы канцерогенов; радиоактивное излучение; вредные выбросы в атмосферный воздух.

При оценке влияния на качество экосистемы (т.е. на биоразнообразие) определяются: выбросы экотоксинов; вклад в образование кислотных дождей; эвтрофикация водоемов; разрушение почвы.

При оценке влияния на истощение природных ресурсов определяется истощение минеральных и топливных ресурсов.

Разработана обширная международная база данных для определения качества и количества различных вредных воздействий и выбросов при производстве определенных материалов, необходимая для выполнения расчетной программы LCA.

Первым и обязательным шагом при выполнении такого анализа является определение всех использованных ресурсов на всех стадиях жизненного цикла рассматриваемой системы. Это является стандартной процедурой в анализе LCA.

**Рисунок 5.30.** Методология (основная концепция) программы ПЖЦ «*Life Cycle Assessment*».

Вклад парниковых газов в изменение климата также вычисляется в кг CO<sub>2</sub> (пересчитывается с помощью специальной величины GWP парникового газа, кг/кг CO<sub>2</sub>). Вклад в истощение ресурсов выражается в мДж (показывает дополнительные затраты энергии, необходимые в будущем для извлечения руды и топлива более низкого качества). Эта величина прямо пропорциональна количеству потребленных энергоресурсов на создание, эксплуатацию и утилизацию рассматриваемого объекта.

Три основные категории ущерба: – влияния на здоровье человека, качество экосистемы и истощение ресурсов, оцениваются в эко-единицах. Дать определение абсолютному значению этих эко-единиц достаточно точно нельзя. При расчете данных единиц преследуется несколько иная цель: – **сравнение между собой объектов**. Поэтому при сравнении можно пользоваться относительными величинами. Шкала, в которой сравнивается относительное воздействие на окружающую среду, выбрана таким образом, чтобы *1 Pt* (эко-единица) представляла одну тысячную часть ежегодной нагрузки на окружающую среду, проистекающая от одного среднестатистического жителя Европы (это значение рассчитывается отношением общей нагрузки на окружающую среду, связанной с полными выбросами какого-либо вредного вещества в Европе, к общему количеству жителей Европы и умножением на 1000). Здесь так же следует отметить те вредные воздействия, которые отвечают за перечисленные выше три категории ущерба.

**При оценке влияния на здоровье человека** (т.е. на число и продолжительность болезней и на длительность жизни) определяется влияние системы на: изменение климата; разрушение озонового слоя; выбросы канцерогенов; радиоактивное излучение; вредные выбросы в атмосферный воздух.

**При оценке влияния на качество экосистемы** (т.е. на биоразнообразие) определяются: выбросы экотоксинов; вклад в образование кислотных дождей; эвтрофикация водоемов; разрушение почвы.

*При оценке влияния на истощение природных ресурсов* определяется истощение минеральных и топливных ресурсов (а истощение, например, сельскохозяйственных угодий, учитываются при оценке качества экосистемы). В настоящее время разработана обширная база данных для определения качества и количества различных вредных воздействий и выбросов при производстве определенных материалов, необходимая для выполнения расчетной программы LCA. Следует отметить, что первым и обязательным шагом при выполнении такого анализа является определение всех использованных ресурсов на всех стадиях жизненного цикла рассматриваемой системы. Это является стандартной процедурой в анализе LCA. При оценке эко-индикаторов (эко-индикаторов-99) после выполнения первой стадии осуществляется последовательно следующие два шага: расчет вредного влияния всех этих потоков на здоровье человека, качество экосистемы и ресурсы; определение веса каждой этой категории вреда. После учета весовых коэффициентов и суммирования всех вредных воздействий получается экоиндикатор, имеющий размерность *Pt* (эко-единица), который можно использовать для сравнения альтернативных объектов. Следует отметить, что наиболее критическим и спорным моментом является именно определение веса каждой категории. Ведь некоторые из них имеют разные размерности (влияние на изменения климата – кг CO<sub>2</sub>, на разрушение озонового слоя – кг R11, влияние на образование кислотных дождей – кг SO<sub>2</sub>). Оценить какой из этих факторов является более важным, сложно, а рассматривать каждый из них в отдельности невозможно для получения однозначного результата анализа. В нашей работе этот этап анализа выполнялся с использованием базы данных программы “SIMAPRO-6”. Сравнительный экологический анализ солнечных систем тепло- и хладоснабжения (анализ альтернативных солнечных осушительно-испарительных охладителей) был выполнен на примере «полного жизненного цикла» СКВ традиционного и нового типа. Метод LCA используется в качестве инструмента для выбора оптимального направления

разработок и может использоваться для определения времени возврата энергии, затраченной на производство и установку солнечных систем и их отдельных элементов. В модели LCA была рассчитана полная используемая энергия и выбросы, связанные с производством, перевозкой и получением 1 кг материала, использованного при изготовлении каждого ТМА холодильной системы как традиционного, так и нового типа. Все стадии цикла жизни были включены в модель и оценены. Стадия уничтожения материалов также включает потребление энергии. Для большинства материалов эта энергия и выбросы увеличиваются во время разборки изделия и перевозки материалов и при переработке или уничтожении, однако, большая часть материалов может быть переработана. В модели LCA было сделано допущение о том, что 50 % алюминия впоследствии перерабатываются, а 50 % пластика сжигается для производства электроэнергии.

**Сравнительный экологический анализ традиционных систем кондиционирования воздуха СКВ и альтернативных ССКВ на основе осушительно-испарительного цикла.** В работе последовательно выполнялась оценка перечисленных выше критериев для трех основных стадий жизненного цикла сравниваемых СКВ на стадиях: стадии производства, эксплуатации и утилизации. Выполнение анализа с помощью метода «полного жизненного цикла» ПЖЦ (LCA) позволяет проанализировать все стадии двух сравниваемых установок, традиционного типа – парокомпрессионной СКВ, и альтернативной ССКВ, учитывая производство материалов системы, хладагента, а также упрощенные производственные процессы при создании обеих СКВ. При анализе не рассматривалась система воздухопроводов (система распределения потоков воздуха и воды) в кондиционируемом здании, поскольку для сравниваемых систем она практически идентична. Анализ уровня выбросов вредных веществ на стадии производства системы основан на полном жизненном цикле материалов, а это означает, что энергозатраты на производство материалов являются суммой энергозатрат на получение, обработку,

подготовку и транспортировку соответствующих материалов. Для выполнения анализа необходимо знать виды и массы материалов, из которых изготовлена система. В табл. 5.1 представлены данные по структуре материальных затрат на создание двух сравниваемых установок СКВ, массы материалов, а так же мощности компрессора, вентилятора и водяного насоса. Для сравнения был взят крышный кондиционер французского производства СААЕ/САЕН – 51, так чтобы холодопроизводительность у сравниваемых вариантов кондиционеров была примерно одинаковой (14.0 кВт). Материалы, из которых состоят рассматриваемые системы, во многих случаях производятся в различных странах. Получить надежные данные по затратам на производство энергии и эмиссии вредных веществ в различных процессах в разных странах достаточно проблематично. Поэтому, при выполнении анализа, использовались данные по выбросам в разных процессах, как средние для стран Евросоюза (они представлены в программе “SIMAPRO-6”, с использованием которой и выполнялся анализ).

Таблица 5.1

Технические характеристики сравниваемых СКВ

| <b>Технические характеристики рассматриваемых систем</b><br>(холодопроизводительность, состав, материал, вес) | <b>Традиционная система СКВ</b><br><i>(воздушный кондиционер СААЕ/САЕН-51, производства Франции)</i> | <b>Альтернативная осушительно-испарительная ССКВ</b> |
|---|--|--|
| Холодопроизводительность, кВт   | 14.3   | 14.0   |
| Компрессор:<br>Корпус (сталь 45), кг<br>Провода (медь), кг  | 45.0<br>2.3  | –  |
| Вентилятор:<br>Двигатель (сталь 45), кг<br>Импеллер (алюминий), кг<br>Провода (медь), кг                      | 6.0<br>2.0<br>1.1  | 3.6x2<br>2.6x2<br>3,0                                |
| Жидкостные насосы:<br>Двигатель (сталь 45), кг<br>Провода (медь), кг  | –  | 1.5x2<br>2.5   |

| <b>Технические характеристики рассматриваемых систем</b><br>(холодопроизводительность, состав, материал, вес)                   | <b>Традиционная система СКВ</b><br><i>(воздушный кондиционер СААЕ/САЕН-51, производства Франции)</i> | <b>Альтернативная осушительно-испарительная ССКВ</b> |
|---|--|--|
| Воздушный конденсатор<br>ХМ: Корпус (сталь 45), кг<br>Рёбра (алюминий), кг<br>Трубки (медь), кг                                 | 6.9<br>9.0<br>9.3  | –  |
| Воздухоохладитель (испаритель) ХМ:<br>Корпус (сталь 45), кг<br>Рёбра (алюминий), кг<br>Трубки (медь), кг<br>Хладагент (R22), кг | 5.4<br>7.9<br>8.6<br>4.0   | –  |
| Осушитель воздуха:<br>Корпус (сталь 45), кг<br>Алюминий, кг<br>Медь, кг   | 1.5<br>3.7<br>4.0  | –  |
| Парогенератор (нержавеющая сталь), кг   | 20.0   | –  |
| Фильтр, рамка, элементы фильтра (сталь), кг   | 100.5  | 96.0   |
| Абсорбер АБР:<br>– насадка ячеистой структуры, кг;<br>– крепежная рама из поликарбоната), кг                                    | –  | 5.5<br><br>3.0                                       |
| Испарит. охладитель НИО:<br>– насадка ячеистой структуры, кг;<br>– крепежная рама из поликарбоната), кг                         | –  | 4.0<br><br>2.0                                       |
| Градирня ГРДт:<br>– насадка ячеистой структуры, кг;<br>– крепежная рама из поликарбоната), кг                                   | –  | 5.0<br><br>3.5                                       |
| Теплообменники жидкость-жидкость, медь (2 шт.), кг  | –  | 15x2   |
| Солнечные жидкостные коллекторы, кг   | –  | Двенадцать СК/П, площадью каждый в 2.0 кв.м., 86 кг  |

| Технические характеристики рассматриваемых систем (холодопроизводительность, состав, материал, вес) | Традиционная система СКВ<br>(воздушный кондиционер СААЕ/САЕН-51, производства Франции) | Альтернативная осушительно-испарительная ССКВ |
|---|--|---|
| Общий вес   | 237.3  | 252.9   |

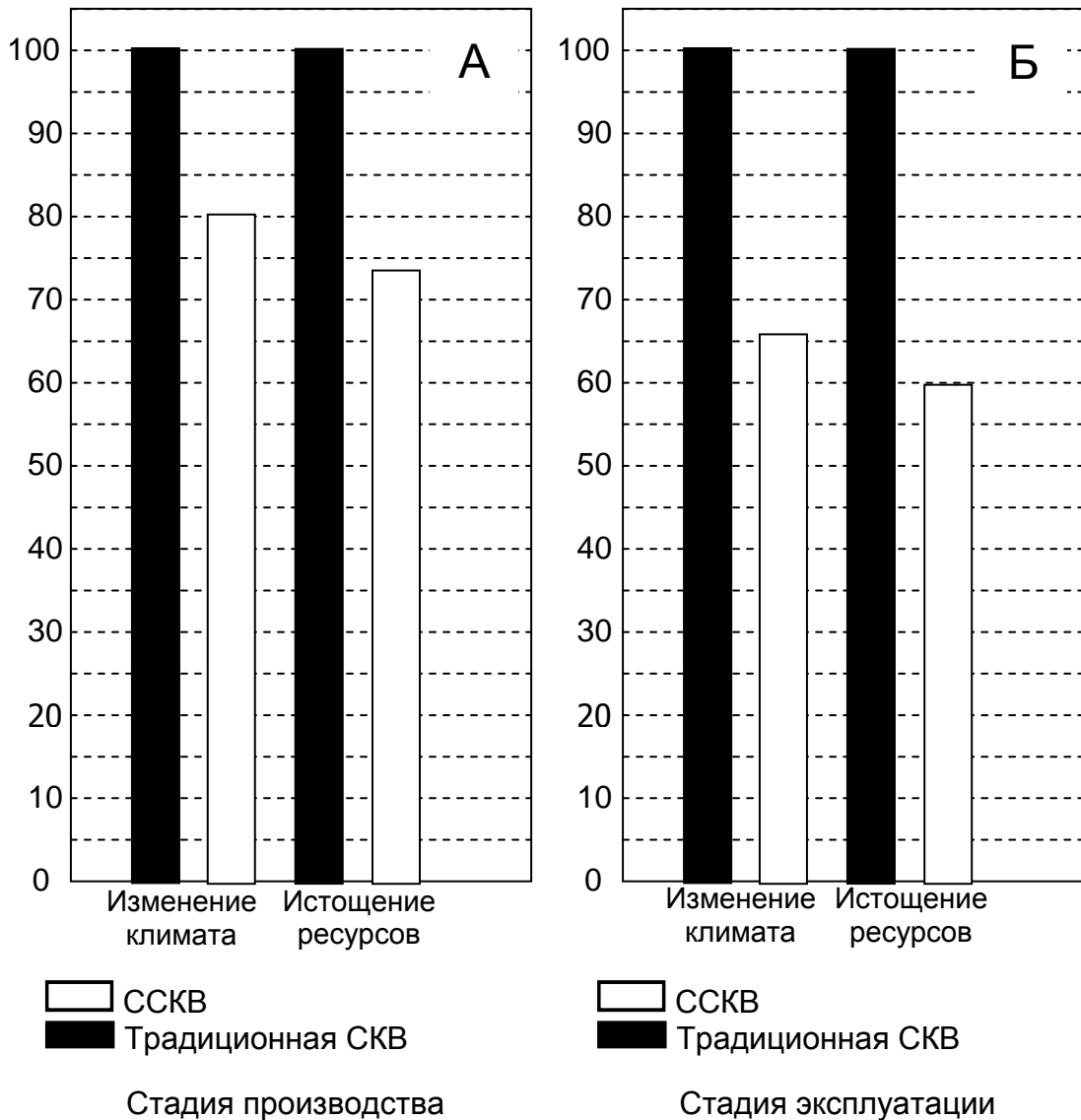
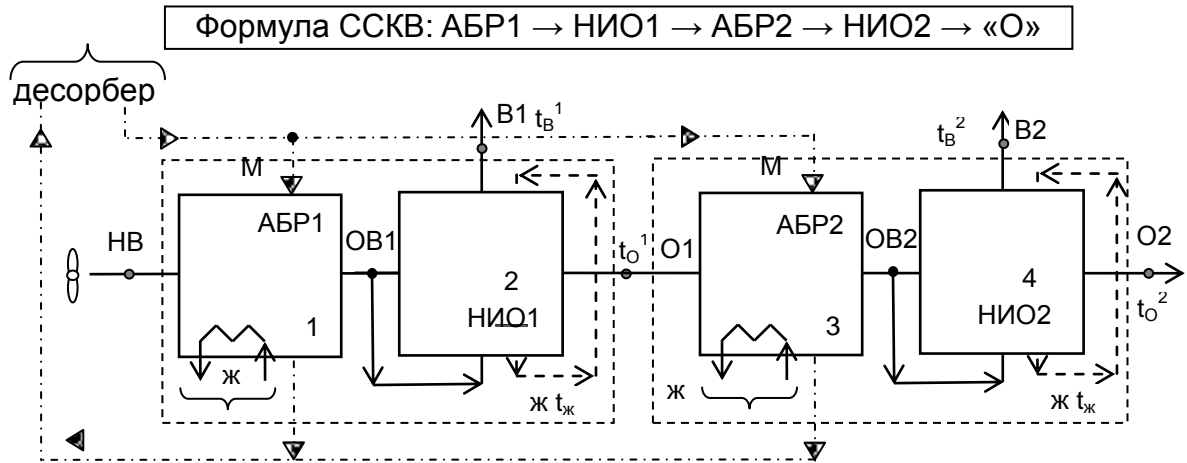
Так как основной целью работы является сравнение СКВ традиционного и альтернативного типов, то принятое допущение не скажется на качестве анализа и правильности сделанных выводов. Это означает, что, несмотря на реальную структуру производства электроэнергии в стране-производителе конкретных материалов, при выполнении анализа учитывались вредные выбросы, соответствующие производству энергии в странах Евросоюза. Выбросы при повторном использовании и утилизации материалов принимались такими же, как в среднем по странам ЕС.

**Стадия производства сравниваемых СКВ.** В стадии производства учитывается влияние следующих процессов: добычи сырья, включая добычу нефти и газа для производства: полимерных материалов для изготовления насадки ТМА; металлов; производства различных деталей СКВ, их сборки и транспортировки. Следует отметить, что, согласно методологии ПЖЦ, в данную стадию включено и повторное использование металлов. В модели принято, что 50% стали, 40% меди и 30% алюминия произведено из металлолома (это соответствует средним данными по повторному использованию материалов в ЕС). На рис. 5.31А представлены основные результаты. Расчет вредного воздействия оценивался с использованием базы данных программы SIMAPRO-6 с учетом расхода энергии на изготовление установки из различных материалов (металлов, пластиков) и на производство хладагента (R22). Как видно из результатов анализа стадии создания оборудования, по всем категориям экологического воздействия традиционная СКВ уступает альтернативной.

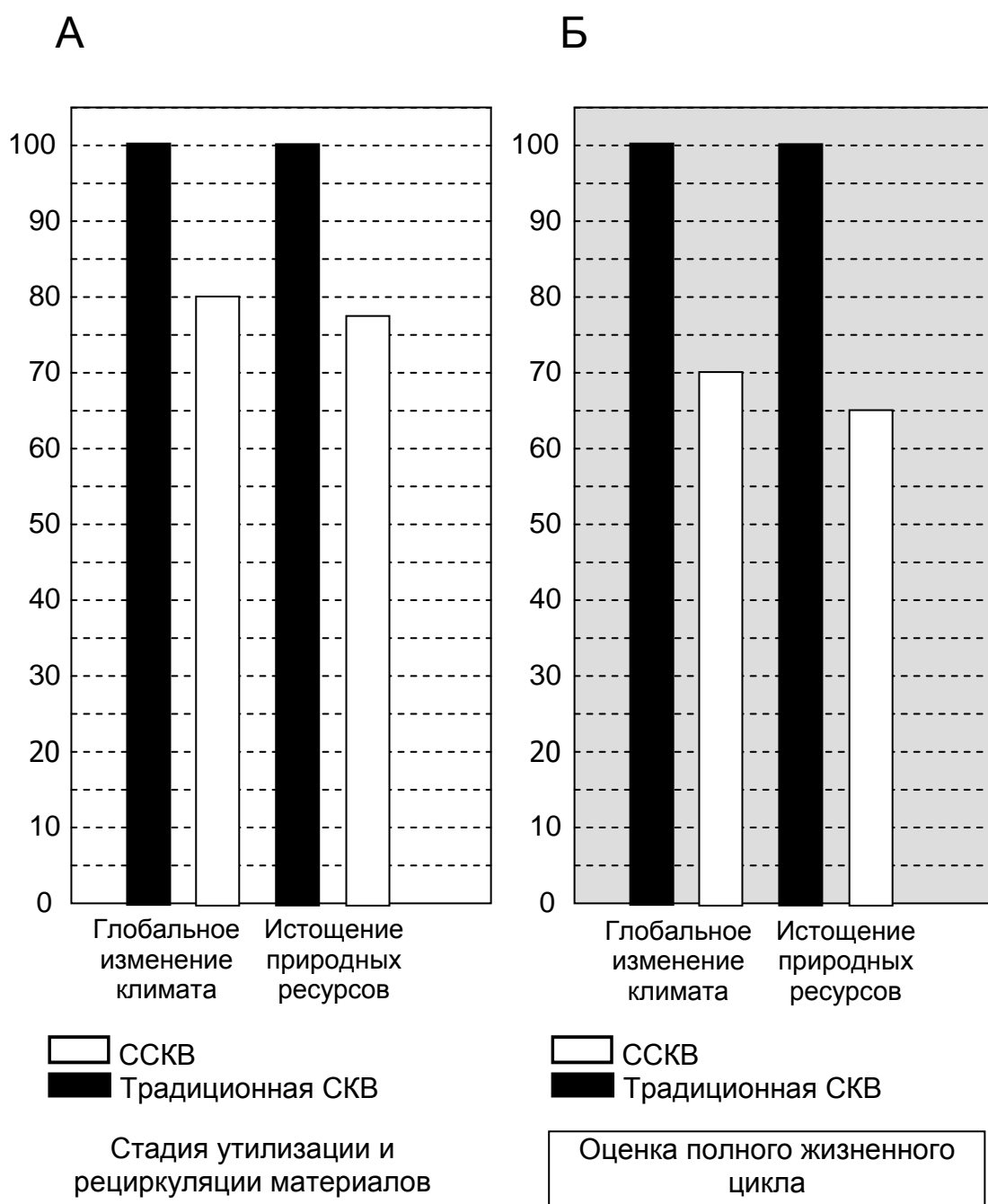
**Стадия эксплуатации сравниваемых систем.** На стадии эксплуатации СКВ учитываются энергопотребление систем (с учетом структуры производства электроэнергии в Украине: тепловые электростанции – 49 %, атомные электростанции – 43% и гидроэнергетика – 8% [143]) и утечек хладагента (принимая утечки хладагента 3% от его общей массы в год для парокомпрессионной СКВ). Потребление электроэнергии компрессором, вентилятором и водяным насосом за время эксплуатации СКВ количественно определены с учетом профиля нагрузки за сутки (при вычислении величины этой нагрузки предполагалось, что минимальная суточная производительность СКВ – 20% в рабочем режиме [5]). Используя данные по климатическим условиям для Одесского региона в течение года, установленную холодопроизводительность для каждой СКВ, и, принимая, что средняя продолжительность эксплуатации рассматриваемых СКВ одинакова и равна 10 годам, был проведен анализ периода эксплуатации СКВ (рис. 5.31Б), показавший, что по всем основным категориям экологического воздействия традиционная СКВ так же уступает альтернативной ССКВ. Здесь разница еще более существенна, чем для периода производства рассматриваемых систем.

**Стадия утилизации СКВ.** Предполагается, что после окончания срока эксплуатации СКВ демонтируется и направляется на утилизацию. Металлические детали отправляются на повторное использование, а хладагент под давлением извлекается и транспортируется на утилизацию (например, его разрушают пиролизом с получением в качестве конечного продукта веществ, содержащих аргон, диоксид углерода и водяной пар [8]). При оценке влияния этой стадии на общее экологическое воздействие учитывалась также транспортировка (на расстояние 100 км для металлолома и 300 км для утилизации хладагента, – это усредненные параметры, принятые для ЕС). Как видно из приведенных результатов (рис. 5.32А), и на этой стадии преимущества сохраняются за альтернативной системой.

**Экологическое воздействие за полный жизненный цикл.** Для объективной оценки и окончательных выводов по перспективам применения той или иной альтернативной системы следует оценить экологическое воздействие за полный жизненный цикл. Общее экологическое воздействие для обеих СКВ представлено на рис. 5.32Б. Результаты выполненного экологического анализа традиционной и альтернативной систем кондиционирования воздуха позволяют сделать вывод о преимуществе последней. Как видно из выполненного исследования, осушительно-испарительная система оказывает существенно меньшее вредное воздействие на окружающую среду, чем традиционная по всем основным сравниваемым категориям. Альтернативная система ССКВ приводит к меньшему истощению природных ресурсов ( $\approx$  на 25%, в т.ч. и энергоресурсов), что говорит о ее большей энергетической эффективности и вносит меньший вклад в глобальное изменение климата ( $\approx$  на 22%). Следует отметить, что высокая энергоэффективность и низкий вклад в глобальное потепление напрямую связаны друг с другом, поскольку наибольший вклад в изменение климата вносят выбросы  $\text{CO}_2$  от потребляемой электроэнергии. Поэтому выбор альтернативного оборудования по двум анализируемым критериям (влияние на истощение природных ресурсов и вклад в глобальное потепление) будет способствовать реализации закона Украины об энергосбережении и Киотского протокола (направленного на снижение эмиссии парниковых газов). Общее экологическое воздействие для традиционной системы так же больше, чем для альтернативной, что еще раз подтверждает преимущества последней. Полученные результаты показывают, что наибольшее воздействие на окружающую среду производится во время эксплуатации системы. Причем наибольшее влияние в этот период связано с энергопотреблением СКВ.



**Рисунок 5.31.** Сравнение экологического воздействия на стадии производства (А) и в период эксплуатации оборудования (Б) для традиционной (парокомпрессионной) СКВ и осушительно-испарительной ССКВ.



**Рисунок 5.32.** Сравнение экологического воздействия на стадии утилизации оборудования (А) и в полном жизненном цикле сравниваемого оборудования (Б) для традиционной СКВ парокомпрессионного типа и осушительно-испарительной ССКВ.

### 5.5. Выводы по пятому разделу

1. Выполнен анализ принципиальных возможностей разработанных ССКВ, показавший, что даже для очень тяжелых параметров наружного воздуха, ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники; число требуемых ступеней охлаждения [(ДБР ↔ АБР) – НИО] в охладителе ССКВ определяется степенью трудности решаемой задачи, и, например, для условий Украины и Европы в целом, можно обойтись одно- либо двухступенчатым вариантом ССКВ;

2. Достигнутый уровень охлаждения основного воздушного потока в НИО,  $t_0 = 23,5^{\circ}\text{C}$ , оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t_{\text{м}}^1 28^{\circ}\text{C}$ ) и даже ниже его точки росы ( $t_{\text{р}}^1 25^{\circ}\text{C}$ ); переход к двухступенчатой ССКВ с двумя десорберами (по формуле (ДБР1 ↔ АБР1) – НИО1 – (ДБР2 ↔ АБР2) – НИО2) приводит к дальнейшему понижению уровня охлаждения ( $t_0 = 21,0^{\circ}\text{C}$ );

3. Результаты анализа, приведенные для десяти разработанных вариантов СХС иллюстрируют их сравнительные возможности с точки зрения достигаемого уровня охлаждения; самый глубокий уровень обеспечивают двухступенчатые охладители, причем это определяется ростом концентрации абсорбента от ступени к ступени охлаждения; несомненный интерес представляет вариант СХС с использованием части «продуктовой» воды от «продуктовой» градирни ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР2;

4. Сравнительный уровень охлаждения солнечных холодильных систем СХС при использовании части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера АБР (анализ выполнен для различных параметров наружного воздуха и для СХС в одноступенчатом варианте по формуле АБР1 – ГРД; варьировался относительный расход жидкости, идущей на охлаждение АБР,  $1^* = G_{\text{ж}}^1 / G_{\text{ж}}^2$ , при сохранении

соотношения  $1 = G_{г} / G_{ж}^1 = 1,0$ , которое для работы градирни является оптимальным), показал, что увеличение доли охлажденной воды, идущей на охлаждение АБР существенно снижает достигаемый уровень охлаждения, но при этом, естественно снижается производительность СХС по охлаждаемой воде, поступающей потребителю;

5. Для европейских условий солнечные абсорбционные СХС обеспечивают получение захлажденной воды на уровне  $8-10^{\circ}\text{C}$ , что позволяет обслуживать ряд пищевых технологий, не прибегая к парокомпрессионным охладителям; дальнейшее снижение температурного уровня охлаждения связано с переходом к трехступенчатым СХС, или с ростом концентрации абсорбента, что связано с увеличением энергозатрат и опасностью кристаллизации вблизи критической линии для абсорбента;

6. Выполнен общий экологический анализ новых решений в области разработанных солнечных холодильных систем СХС и систем кондиционирования воздуха ССКВ с использованием методологии и базы данных «Полный жизненный цикл» (ПЖЦ, международные стандарты ISO (ISO 14040, 14041, 14042 и 14043, «ECO-INDICATOR 99», база данных программы «SIMAPRO-6»); работа выполнялась совместно с Австралийским исследовательским центром (Commonwealth Science and Industrial Research Organisation, 3072, Australia);

7. Показано, что альтернативная система ССКВ приводит к меньшему истощению природных ресурсов (в том числе, энергоресурсов), чем традиционная СКВ, основанная на парокомпрессионном принципе, что говорит о ее большей энергетической эффективности; она вносит меньший вклад в глобальное изменение климата; наибольшее воздействие на окружающую среду производится во время эксплуатации системы, причем наибольшее влияние в этот период связано с энергопотреблением СКВ;

8. Выбор СХС и ССКВ по двум анализируемым критериям (влияние на истощение природных ресурсов и вклад в глобальное потепление) будет способствовать реализации закона Украины об

энергосбережении и Киотского протокола, направленного на снижение эмиссии парниковых газов.

9. Для альтернативной системы, основанной на осушительно-испарительном принципе (открытом абсорбционном цикле с непрямой регенерацией абсорбента), показаны преимущества в энергетическом и экологическом отношениях; результаты сопоставления возможностей парокомпрессионного кондиционера СААЕ/САЕН – 51 и осушительно-испарительного ССКВ показали, что альтернативная система позволяет снизить энергозатраты примерно на 25 - 35 %, в зависимости от используемого схемного решения и начальных параметров.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана концепция создания нового поколения многофункциональных солнечных систем, основанная на теплоиспользующем абсорбционном цикле открытого типа и состоящая из осушительной и охладительной частей; поддержание непрерывности цикла обеспечивает солнечная система; основным элементом систем является комплекс взаимосвязанных ТМА в виде автономного блока [(ДБР ↔ АБР) – ГРД] для создания СХС и [(ДБР ↔ АБР) – НИО] для создания ССКВ;

2. Использование многоступенчатой регенерации абсорбента в десорберах обеспечивает последовательный рост концентрации абсорбента, поступающего в сопряженные с ними абсорберы, что повышает глубину охлаждения в СХС и обеспечивает достижение параметров комфортности воздуха в ССКВ;

3. Для одноступенчатых охладителей пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей в целом; двухступенчатая ССКВ с одним (единым для двух ступеней охлаждения) десорбером, либо с несколькими десорберами, каждый из которых обслуживает соответствующую ступень абсорбции, обеспечивает получение комфортных параметров воздуха независимо от уровня температуры и влагосодержания наружного воздуха; соответственно двухступенчатая СХС обеспечивает глубокое охлаждение воды и принципиально новые возможности техники испарительного охлаждения;

4. Перспективным решением является использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБР<sub>ио</sub>, позволяющее устранить из схемы отдельный испарительный охладитель второй ступени, снизив, тем самым, габариты, вес и стоимость системы в целом;

5. Выполнено моделирование процессов тепломассообмена в испарительных воздухоохладителях непрямого типа; показано, что

использование НИО со сниженным пределом охлаждения сред, как и построение на их основе абсорбционных осушительно-испарительных солнечных систем, требует решения проблемы «реконденсации», связанной с опасностью полного насыщения воздушного потока в пределах насадочной части аппаратов; выполнен анализ условий такой опасности и выработаны рекомендации по ее предотвращению;

6. Экспериментальное исследование позволило конкретизировать рабочие нагрузки на ТМА пленочного типа осушительного и охладительного контуров, с учетом критических явлений «захлебывания» насадочной части аппаратов; определена эффективность процессов осушения воздуха в абсорбере и испарительного охлаждения сред в аппаратах охладительного контура в зависимости от начальных параметров наружного воздуха и концентрации раствора абсорбента, поступающего в абсорбер;

7. Выполнен анализ принципиальных возможностей ССКВ, показавший, что даже для очень тяжелых параметров наружного воздуха, разработанная ССКВ однозначно обеспечивает получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники; число требуемых ступеней охлаждения в ССКВ определяется степенью трудности решаемой задачи, и, для условий Украины и Европы в целом, можно обойтись одно- или двухступенчатыми вариантами ССКВ;

8. Сравнительный анализ принципиальных возможностей разработанных СХС показал, что самый глубокий уровень охлаждения обеспечивают двухступенчатые охладители, причем уровень охлаждения определяется ростом концентрации абсорбента от ступени к ступени охлаждения; несомненный интерес представляет двухступенчатый вариант СХС с использованием части охлажденной воды от градирни ГРДпр для охлаждения низкотемпературного абсорбера, обеспечивающий глубокое охлаждение и повышающий эффективность процесса осушения воздушного потока в низкотемпературном абсорбере;

9. Общий экологический анализ новых решений в области СХС и ССКВ с использованием методологии и базы данных «Полный жизненный цикл» показал, что солнечная система приводит к меньшему истощению природных ресурсов (в том числе, энергоресурсов), чем традиционная, основанная на парокомпрессионном принципе, что говорит о ее большей энергетической эффективности; она вносит меньший вклад в глобальное изменение климата.

## ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Дорошенко А., Людницкий К. Холодильные системы на основе многоступенчатых теплообменных аппаратов // *Problemele energeticii regionale* - № 2 (25) 2014 – с.59 – 72.
2. Дорошенко А., Людницкий К. Процессы общего теплообмена в аппаратах солнечных абсорбционных холодильных систем // *Problemele energeticii regionale* - № 3 (26) 2014 – с.29 – 41.
3. Дорошенко А., Людницкий К. Солнечные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения на основе многоступенчатых аппаратов // *Холодильна техніка та технологія* - № 6 (152) 2014 – с. 32 – 42.
4. Дорошенко А., Людницкий К. Солнечные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения на основе многоступенчатых теплообменных аппаратов // *Материалы научно-техн.конф. «Енергія. Бізнес. Комфорт».* – 2014. – С. 9-12.
5. Дорошенко А., Антонова А., Людницкий К. Солнечные многоступенчатые абсорбционные холодильные системы на основе теплообменных аппаратов пленочного типа // *Холодильна техніка та технологія* - № 2 (том 51) 2015 – с. 25 - 31.
6. Дорошенко А., Людницкий К. Солнечные холодильные системы на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением // *Холодильна техніка та технологія* - № 3 (том 51) 2015 – с. 42 – 52.
7. Дорошенко А., Кирилов В., Людницкий К. Солнечные многоступенчатые холодильные системы. Новые решения и анализ возможностей // *Холодильна техніка та технологія* - №5 (том 51) 2015 – с. 35 – 46.
8. Дорошенко А., Кирилов В., Антонова А., Людницкий К. Солнечные многоступенчатые холодильные системы на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением // *Problemele energeticii regionale* - № 2 (28) 2015 – с.77 – 88.
9. Дорошенко А., Кирилов В., Людницкий К., Гончаренко А. Испарительные охладители газов и жидкостей непрямого типа со сниженной границей охлаждения // *Problemele energeticii regionale* - № 3 (29) 2015 – с.74 – 85.
10. Дорошенко А., Глауберман М., Кирилов В., Антонова А., Людницкий К. Солнечные абсорбционные холодильные системы. Принцип построения и анализ возможностей // *Фізика аеродисперсних систем – випуск №52, 2015р.*
11. Дорошенко А., Гоголь Н., Демьяненко Ю., Людницкий К. Солнечные абсорбционные холодильные системы многоступенчатого типа // *ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Національного університету кораблебудування* - №5 (461) 2016 – с. 68 – 74.

12. Дорошенко А., Кирилов В., Антонова А., Людницкий К., Мелехин В. Испарительные охладители газов и жидкостей прямого и непрямого типов со сниженным уровнем охлаждения// Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №4 (том 52). – С. 35-46.

13. Дорошенко А. Компактная теплообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.

14. Альтернативная энергетика. Солнечные системы теплоснабжения: монография /А. В. Дорошенко, М. А. Глауберман. - Одесса: ОНУ, 2012. - 446 с

15. Дорошенко А., Ахиезер В., Гликсон А., Лавренченко Г., Власюк В. Солнечные системы автономного теплоснабжения // Технические газы. - 2002. - №2. - С. 10-21.

16. Дорошенко А., Гликсон А. Гелиосистемы и тепловые насосы в системах автономного тепло- и хладоснабжения. // АВОК (Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика). - 2004. - №7. - С. 2–6.

17. Дорошенко А., Филипцов С., Горин А. Испарительные охладители непрямого и комбинированного типов // Холодильная техника и технология. - 2005. - №7. - С. 80 – 85.

18. Дорошенко А., Демьяненко Ю., Филипцов С., Горин А. Испарительные охладители непрямого и комбинированного типов для СКВ // Холодильная техника и технология. - 2005. - № 2. - С.46–52.

19. Дорошенко А., Горин А. Альтернативные системы кондиционирования воздуха (солнечные холодильные и кондиционирующие системы на основе открытого абсорбционного цикла) // АВОК (Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика). 2005. - №1. - С. 60–64.

20. Дорошенко А., Горин А. Солнечные холодильные и кондиционирующие системы // Отопление, водоснабжение, вентиляция + кондиционеры. – 2005. - №1. - С. 67–72.

21. Концов М., Дорошенко А., Филипцов С., Горин А. Интенсификация тепло- и массообмена в аппаратах альтернативных холодильных систем// Холодильна техніка і продовольча безпека. Сб. научных трудов научно-технической конференции. - 2004. - С. 39 – 46.

22. Кэйс В., Лондон А. Компактные теплообменники. М., Энергия. – 1967.- 224 с.

23. Патент на винахід № 19637, Устройство для непрямого испарительного охлаждения воздуха, Дорошенко А., Денисов Ю.

24. Деклараційний патент на винахід № 41629, Сонячний колектор, Дорошенко О., Концов М.

25. Патент на винахід № 73696, Спосіб непрямого випарного охолодження повітря або води, Дорошенко О., Дем'яненко Ю., Горін О., Філіпцов С.

26. Патент на винахід № 73697, Спосіб двоступінчатого комбінованого охолодження і кондиціонування повітря, Дорошенко О., Дем'яненко Ю., Горін О., Філіпцов С.

27. Патент на винахід № 73698, Спосіб сонячного охолодження і кондиціонування повітря, Дорошенко О., Дем'яненко Ю., Горін О., Філіпцов С.

28. Патент на винахід № 74525, Испарительный охладитель непрямого типа, Горин А., Филипцов С., Федоров А., Дорошенко А., Демьяненко Ю.

29. Патент на винахід № 74524, Двухконтурная мокро-сухая вентиляторная градирня, Горин А., Филипцов С., Дорошенко А., Демьяненко Ю., Бузань А.

30. Патент на винахід № 74526, Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением, Горин А., Филипцов С., Дорошенко А.

31. Патент на винахід № 74522, Полимерный солнечный коллектор, Горин А., Филипцов С., Дорошенко А., Шестопалов К., Сухнатов А.

32. Патент на винахід № 74521, Полимерный солнечный коллектор, Горин А., Филипцов С., Дорошенко А., Глауберман М., Гликсон А.

33. Патент на винахід № 74523, Плоский солнечный металло-полимерный коллектор, Горин А., Филипцов С., Дорошенко А., Глауберман, М.

34. Филипцов С, Горин А., Дорошенко А., Демьяненко Ю. Энергетические и экологические аспекты применения испарительных охладителей непрямого и комбинированного типов для СКВ // Вісник Донецького університету, Сер. А: Природничі науки, науковий журнал, 2005. - вип. 1.- С. 368 – 374.

35. Холпанов Л., Дорошенко А., Квурт Ю., Гайдай В. Особенности течения жидкостной пленки по элементам насадки с регулярной шероховатостью поверхности // Известия вузов, сер. Химия и химическая технология. - 1986. - т. 29. - вып. 10. - С.117-120.

36. Alexis de L., Clément P., Nadine A., Isabelle B. Environmental Impacts of Solar Thermal Systems with Life Cycle Assessment. Word Renewable Energy Congress 2011 – Sweden 8-13 May 2011, Linkoping, Sweden.

37. AIRAH Handbook, 3rd Edition, 2000.

38. Akahira A., Alam K.C.A., Hamamoto Y., Akisawa A., Kashiwagi T. Mass recovery adsorption refrigeration cycle-improving cooling capacity. Int. J. Refrig., 27. – 2004. - P. 225-234.

39. Akahira A., Alam K.C.A., Hamamoto, Y., Akisawa A., Kashiwagi T. Experimental investigation of mass recovery adsorption refrigeration cycle. Int. J. Refrig., 28. - 2005. - P. 565-572.

40. Albers J. Solar gestützte Sorptionskältesysteme bei den umzugsbedinten Bundesbaumabnahmen. KI Luft- und Kältetechnik, 9. – 2003. - P. 394-399.

41. Al-Farayedhi A.A., Gandhidasan P., Al-Mutairi M.A. Evaluation of heat and mass transfer coefficient in a gauze-type structured packing air dehumidifier operating with liquid desiccant. *Int. J. Refrig.*, 25. – 2002. - P. 330-339.
42. ARI Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Catalog of Publications.
43. Asdrubali F., Grignaffini S. Experimental evaluation of the performances of H<sub>2</sub>O/LiBr absorption refrigerator under different service conditions. *Int. J. Refrig.*, 28. – 2005. - P. 489-497.
44. Alklaibi A. Experimental and theoretical investigation of internal two-stage evaporative cooler. *Energy Conversion and Management* 95 (2015) 140–148.
45. Abu-Hamdeh K., Khalid H. Almitani. Solar liquid desiccant regeneration and nanofluids in evaporative cooling for greenhouse food production in Saudi Arabia. *Solar Energy* 134 (2016) 202–210.
46. Cuia X., Islam M., Mohan B., Chua K. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system. *Energy* 95 (2016) 303e312.
47. Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. *Building and Environment* 95 (2016) 330e345.
48. Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. *Applied Energy* 2016.
49. Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis of indirect evaporative cooler (IEC) with condensation from primary air. *Energy Procedia* 88 (2016) 498 – 504.
50. Commission of the European DGXVII. The European renewable energy study, Office for Official Publications of the European Communities, Luxembourg, vol. 1. – 1994. - P. 38.
51. Dhar P.L., Kaushik S.V. Analysis of a field-installed hybrid solar desiccant cooling system, desiccant-augmented evaporative cooling cycles for Indian conditions. *ASHRAE Trans.*, vol. 101, n. 1. – 1995. - P. 735-749.
52. Doroshenko A. Alternative Air-Conditioning. International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR, 1996. - P. 102-108.
53. Doroshenko A. New Developments of Air-Conditioning. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. - P. 339-345.
54. Doroshenko A., Glikson. Non-Conventional Energy Sources in Today's Heat Supply systems. 10-th Intern. Conference on Thermal Engng and Thermogrammetry, June 14–16 Budapest, Hungary, 1997.
55. Doroshenko A., Karev V., Kirillov V., Kontsov M. Heat and Mass Transfer in Regenerative Indirect Evaporative Colling. Intern. Conference IIR/IIF of Advanes in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold Chain-Sofia'98, September 23-26, Sofia, Bulgaria, 1998.

56. Doroshenko A., Kirillov V., Kontsov M. Alternative Refrigerating Systems on the basis of Open Absorption Cycle Using Solar Energy as a Heat Source. Intern. Conference IIR/IIF of Advances in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold Chain- Sofia'98, September 23-26, Sofia, Bulgaria, 1998.

57. Doroshenko A., Kontsov M. Mathematical modeling and optimization of a Solar Hot-Water System. 8-th Intern. Conference on Thermal Engng and Thermogrammetry, Budapest, Hungary, 1993.

58. Doroshenko A., Kontsov M. Theoretical and Experimental investigations of solar Hot Water Systems; The optimization of contraction of flat-plate Solar Collectors in Hot Water supply Systems. 9-th Intern. Conference on Thermal Engng and Thermogrammetry, June 14–16 Budapest, Hungary, 1995.

59. EUREC Agency. The future renewable energy – Prospects and directions. James & James Ltd, London, 1996.

60. Eloy V., Ana Tejero G., Francisco J. Experimental characterization of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes. Applied Energy - 14 December 2011.

61. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. - P. 101-109.

62. Gao W., Cheng Y., Jiang A., Anderson K. Experimental investigation on integrated liquid desiccant Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotsenko Cycle. Applied Thermal Engineering 88 (2015) 288e296.

63. Gandhidasan, P. Performance analysis of an open liquid desiccant cooling system using solar energy for regeneration. Int. J. Refrig., vol. 17, no. 7, 1994. - P. 475-480.

64. Grossman G., Gomed K. Heat and mass transfer in film absorption in the presence of non-absorbable gases. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 15-1997 - P. 3595-3606.

65. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified e-NTU method. Applied Energy 89 (2012) 237–245.

66. Haj Assad M. El., Lampinen M.J. Mathematical modeling of falling liquid film evaporation process. Int. J. Refrig., 25, 2002. - P. 985-991.

67. Hamamoto Y., Alam K.C.A., Akisawa A., Kashiwagi T. Performance evaluation of a two-stage adsorption refrigeration cycle with different mass ratio. Int. J. Refrig., 28, 2005. - P. 344-352.

68. Hammand M.A., Audi M.S. Performance of solar LiBr-water absorption refrigeration system. Renewable Energy, 2(3), 1992. - P. 275-282.

69. Handbook –HVAC Application. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1991.

70. Hauer A. Heating, cooling and storage in open sorption systems for residential use. World Scientific, 1999. - 5 p.

71. Hellman H.M., Grossman G. Simulation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization. *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 3. - 1995. - P. 177-189.
72. Hellman H.-M., Grossman G. Improved Property Data Correlations of Absorption Fluids for Computer Simulation of Heat Pump Cycle. *ASHRAE TRANSACTIONS*, V.102, Pt. 1, 1996. - 18 p.
73. Hellman H.-M., Schweigler S., Ziegler F. A simple method for modeling the operating characteristics of absorption chillers. *Thermodynamics, heat and mass transfer of refrigeration machines and heat pumps*, Seminar, EURO THERM, N. 59, 1998. - P. 219-226.
74. Henning H., Häberle A., Gerber A. Building climatization with solar assisted open cycle solid sorption cooling systems – design rules and operation strategies. *Proceedings of 2nd Munich Discussion Meeting ‘solar Assisted Cooling with Sorption System’*, München, Paper No. 9. - 1995.
75. Henrich C., Safarik M. Variation von Anlagenkomponenten eines solaren Klimatisierungssystems. *KI Luft- und Kältetechnik*, 9, 2004. - P. 341-348.
76. Höper F. Optimierte anlagenschaltung zur solaren Kühlung mit absorptionskältetechnik. *KI Luft- und Kältetechnik*, no. 8, 1999. - P. 397-400.
77. Islam Md. R., Wijesundera N.E., Ho J.C. Performance study of a falling-film absorber with a film-inverting configuration. *Journal of Refrigeration*, 26, 2003. - P. 909-917.
78. Islam Md. R., Wijesundera N.E., Ho J.C.. Evaluation of heat and mass transfer coefficients for falling-films on tubular absorbers. *Int. J. Refrig.*, 26, 2003. - P. 197-204.
79. Jain S., Dhar P.L., Kaushik, S.C. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycle for typical hot humid climates. *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 5, 1995. - P. 287-296.
80. Kabeel A., Abdelgaied M. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management* 126 (2016) 526–536.
81. Kaita Y. Simulation results of triple-effect absorption cycles. *Int. J. Refrig.*, 25, 2002. - P. 999-1007.
82. Kang Y.T., Christensen R.N. Transient analysis and design model of a LiBr-H<sub>2</sub>O absorber with rotating drums. *ASHRAE Trans.*, US, vol. 101, n. 1, 1995.- P. 1163-1174.
83. Kaushik S.C., Kaudinya J.V. Open cycle absorption cooling – a review. *Energy Conversion Management*, 29(2), 1989. - P. 89-109.
84. Kessling W., Laevemann E., Peltzer M. Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems. *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 2, 1998. - P. 150-156.
85. Khan A.Y. Parametric analysis of heat and mass transfer performance of a packed-type liquid desiccant absorber at part-load conditions. *ASHRAE Trans.*, US, vol. 102, n. 1, 1996. - P. 349-357.
86. Killion J.D., Garimella S. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. *Int. J. Refrig.*, 24, 2001. - P. 755-797.

87. Kim J.-S., Lee H, Sun Il Yu. Absorption of water vapour into lithium bromide-based solutions with additives using a simple standart pool absorber. *Int. J. Refrig.*, vol. 22, 1999. - P. 188-193.
88. Knabe G., Werdin H. Wissensbasierte inbetriebnahme heiz- und raumluftechnischer Anlagen. *KI Luft- und Kältetechnik*, 6, 2003. - P. 276-281.
89. Koltun P., Ramakrishnan R. Thrumarajah A. An Approach to Treatment of Recycling Processes in LCA Study. 4th Australian Life Cycle Assessment Conference, Australia, Sydney, 23-25 Feb., 2005.
90. Kren C., Kaelcke M., Oberdorf C., Winkelmüller S., Schweigler C. Simulationswerkzeuge als Designhilfen für solare Kühjsysteme. *KI Luft- und Kältetechnik*, 91, 2003. - P. 31-37
91. Kühn A., Harm M., Kohlenbach P., Petersen S., Schweigler C., Ziegler F. Betriebsverhalten einer 10 kW Absorptionskälteanlage für solare Kühlung. *KI Luft- und Kältetechnik*, 7, 2005. - P. 263-266.
92. Lin J., Thu T., Bui D., Wang R. Unsteady-state analysis of a counter-flow dew point evaporative cooling system. *Energy* 113 (2016) 172e185.
93. Lamp P., Costa A., Ziegler F., Collares Pereira M., Farinha Mendes J., Pinazo Ojer J., Garcia Conde A., Granados C. Solar assisted absorbtion cooling with optimized utilization of solar energy. IIF-IIR-Commissions B, E-Oslo, Norway, 1998. - 8 p.
94. Lazzarin R.M., Gasparella A., Longo G.A. Chemical dehumidification by liquid disiccants: theory and experiment. *Int. J. Refrig.*, vol. 22, 1999. - P. 334-347.
95. Liu Y.L., Wang R.Z., Xia Z.Z.. Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design. *Int. J. Refrig.*, 28, 2005. - P. 218-230.
96. Lowenstein A. Liquid desiccant air-conditioners: An attractive alternative to vapor-compression systems. Oak-Ridge nat. Lab/Proc. Non-fluorocarbon Refrig. Air-Cond. Technol. Workshop. Breckenridge, CO, US, 06.23-25, 1993. - P. 133-150.
97. Lowenstein A.I., Dean M.N. The effect of regenerator performance on a liquid-desiccant air conditioner. *ASHRAE Trans.*, US, vol. 98, n. 1. – 1992. - P. 704-711.
98. Lowenstein A.J., Gabruk R.S. The effect of absorber dising on the performance of a liquid-desiccant air conditionaer. *ASHRAE Trans.*, US, vol. 98, n. 1. – 1992. - P. 712-720.
99. Lu S.-M., Shyu R.-J., Yan W.-J., Chung T.-W. Development and experimental validation of two novel solar desiccant-dehumidification-regeneration systems. *Energy*, vol. 20, n. 8. – 1995 - P. 751-757.
100. Mitzushita T., Oishi J., Hasimoto N. Method of calculations for absorbtion accompanied with heart liberation. *Chemical Engineering Sience*, Vol. 10. P. 31-36, 1959.
101. Ney A. Room air conditioning by means of adiabatic evaporative cooling. *Tech. Bau*, DE, n. 1. - 1995. - P. 35-40.

102. Otterbein R.T. A theory for heat exchangers with liquid-desiccant-wetted surfaces. *ASHRAE Trans., US*, vol. 101, 1995. - P. 317-325.
103. Pietro F., Marco B., Bettina N. Advanced solar assisted desiccant and evaporative cooling system equipped with wet heat exchangers. *Solar Energy* 86 (2012) 608–618.
104. Pires L., Pedro D. Silva J., Castro Gomes P. Performance of textile and building materials for a particular evaporative cooling purpose. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35 (2011) 670–675.
105. Pandelidis D., Sergey A., William M. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 81 (2015) 207–221.
106. Park C.W., Kim S.S., Cho H.C., Kang Y.T. Experimental correlation of falling film absorption heat transfer on micro-scale hatched tubes. *Journal of Refrigeration*, 26, 2003. - P. 758-763.
107. Patnaik S., Lenz T.G., Löf G.O.G. Performance studies for an experimental solar open-cycle desiccant air dehumidification system. *Solar Energy*, Vol. 44, No. 3. - 1990.
108. Saman W., Alizadeh S. Modeling and performance analysis of a cross – flow type plate heat exchanger for dehumidification / cooling. *Solar Energy* Vol. 70, No. 4, pp. 361–372, 2001.
109. Sohani A., Zabihigivi M., Moradi M., Sayyaadi H. A comprehensive performance investigation of cellulose evaporative cooling pad systems using predictive approaches. *Applied Thermal Engineering* 110 (2017) 1589–1608.
110. Schweigler C., Costa A., Högenauer-lego M., Harm M., Ziegler F. Absorptionskaltwassersaltz zur solaren Kühlung mit 10 kW Kälteleistung. *KI Luft- und Kältetechnik*, 4, 2002. - P. 201-205.
111. Schweigler C., Ziegler F. Single-Effect/Double-lift Absorption Chiller: operational experience and prospect. 20th International congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999. - 7 p.
112. Solar absorption refrigeration cycle using LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> solution and flat plate collectors. *Proc. ISHPC 2002, Shanghai, CN, 2002. 09, 24-27.* - P. 101-106.
113. Solar assisted sorption cooling in a federal building. 1. Measurement result. *KI Luft Kältetech*, 2003, v. 39, n. 9. - P. 394-399.
114. Solar assisted sorption cooling in a federal building. 1. System description. *KI Luft Kältetech*, 2003, v. 39, n. 8. - P. 339-343.
115. Steimle F. Development in Air-Conditioning. *International Conference of Research, Design and Conditioning Equipment in Eastern European Countries*, September 10-13, Bucharest, Romania, IIF/IIR. - P. 13-29.
116. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 6. – 1998. - P. 463-471.

117. Takamatsu H., Yamashiro H., Takata N., Honda H. Vapor absorption by LiBr aqueous solution in vertical smooth tubes. *Int. J. Refrig.*, 26, 2003. - P. 659-666.
118. Tan K., Deng S. A method for evaluating the heat and mass transfer characteristics in a reversibly used water cooling tower (RUWCT) for heat recovery. *Int. J. Refrig.*, 25, 2002. - P. 552-561.
119. Touma A., Ghali K., Ghaddar K. Solar chimney integrated with passive evaporative cooler applied on glazing surfaces. *Energy* 115 (2016) 169e179.
120. UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. Final Act: date – 11 September 1987. - 6 p.
121. United Nations on Climate Change. General Convention Kyoto, 1997.
122. Velasco G., Martínez R., Tejero G. The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning. *International journal of energy and environment*. Volume 1, issue 1, 2010 pp. 69-96.
123. Wurm J., Kosar D., Clemens N. Solid Desiccant Technology Review. *Bulletin*, 3, 2002. - P. 3-16.
124. Yonggao Y., Xiaosong Z., Geng W., Lei L. Experimental study on a new internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems. *International journal of refrigeration* 31 (2008) 857–866
125. Zhao Z., Zhou F., Zhang X., Li S. The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids. *Journal of Refrigeration*, 26, 2003. - P. 315-320.
126. Ziegler F., Grossman G. Heat-transfer enhancement by additives. *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 5, 1996. - P. 301-309.
127. Ziegler F., Hellmann H.-M., Schweigler C. An approximative method for modeling the operating characteristics of advanced absorption chillers. 20th International congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999. - 7 p.
128. Ziegler F., Hoffmann L., Beutler A., Grossman G. Heat and Mass Transfer Enhancement by Additives. *Eurotherm*, No. 59. - P. 21-27.
129. Ziegler F., Kahn R., Summerville F., Alefeld G. Multi-effect absorption chillers. *Rev. Int. Froid*, Vol. 16, No. 5. – 1993. - P. 301-311.
130. Daffi J.A., Beckman Y.A., 1977, Heat processes with the use of solar energy, Moscow, Mir, pp. 566.
131. Nielsen J.E., Bezzel E., 1996, "Duct Plate" Solar Collectors in plastic materials, Solar Energy Laboratory, Danish Technological Institute
132. Rekstad J., 1997, SolarNor AS and General Electric Plastics, Solar Collectors in plastic materials from Norway.
133. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
134. Maisotsenko V. United States Patent № 6,497, 107 B2, Date of patent Dec.24,2002.

135. Mohammad S., Mohamed G. Performance assessment of integrated PV/T and solid desiccant air-conditioning systems for cooling buildings using Maisotsenko cooling cycle. *Solar Energy* 127 (2016) 79–95.

136. Martinopoulos G., Missirlis D., Tsilingiridis G., Yakinthos K. Investigation of the heat transfer behaviour of a novel polymer solar collector. *Third International Conference on Applied Energy - 16-18 May 2011 - Perugia, Italy*.

137. Moshari S., Heidarinejad G., Fathipour A. Numerical investigation of wet-bulb effectiveness and water consumption in one-and two-stage indirect evaporative coolers. *Energy Conversion and Management* 108 (2016) 309–321.

138. Moshari S., Heidarinejad G. Numerical study of regenerative evaporative coolers for sub-wet bulb cooling with cross- and counter-flow configuration. *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 669e683.

139. Muhammad H., Muhammad S., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko S. Overview of the Maisotsenko cycle—A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 66 (2016) 537–555.

140. Jain J., Hindoliya D. Experimental performance of new evaporative cooling pad materials. *Sustainable Cities and Society* 1 (2011) 252– 256.

141. JOHN L. McNAB, PAUL McGREGOR/ 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. *21h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646*.

142. E.V. Gomes, F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martin. Description and Experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. *Int/ Journal of Refrigeration*. 28 (2005) 654-662).

143. Доклад Жореса Алферова "Известия-Наука" 02.07.2003.

Остальные литературные источники, не вошедшие в общий перечень, приведены по месту ссылок непосредственно в тексте монографии.