

КОРРОЗИОННАЯ КАРТА

Коррозионная среда	Материал	
	Алюминий	Медь
Азотная кислота	-	-
Алкоголь	⊕	⊕⊕
Аммиак	⊕⊕	-
Ацетон	⊕⊕	⊕⊕
Бензин	⊕⊕	⊕⊕
Борная кислота	⊕⊕	⊕
Бутан	⊕	⊕
Вино	-	⊕
Виски	-	⊕
Вода дистиллированная	⊕⊕	⊕
Вода	⊕	⊕
Глицерин	⊕⊕	⊕⊕
Водород	⊕⊕	⊕⊕
Глюкоза	⊕⊕	⊕⊕
Двуокись углерода	⊕⊕	⊕
Известь	-	⊕
Кислород	⊕⊕	⊕⊕
Молоко	⊕⊕	-
Нитрат натрия	⊕⊕	⊕
Патока	⊕⊕	⊕⊕
Пиво	⊕⊕	⊕
Природный газ	⊕⊕	⊕⊕
Пропан	⊕⊕	⊕⊕
Пропиленгликоль	⊕	⊕
Ртуть	-	-
Сероводород (газ)	⊕⊕	-
Сероводород (жидкость)	⊕⊕	-
Скипидар	⊕⊕	⊕⊕
Соляная кислота	-	-
Сульфат цинка	⊕	⊕
Толуол	⊕	⊕⊕
Формальдегид	⊕	⊕
Фосфорная кислота	⊕⊕	⊕
Фреоны	⊕	⊕
Фтористоводородная кислота	-	-
Хлор (жидкий)	-	-
Хлорид магния	⊕⊕	⊕⊕
Хлорид цинка	-	⊕
Хлористый натрий	⊕	⊕
Уксус	⊕⊕	⊕

Условные обозначения: - - применять не рекомендуется;
 ⊕ - хорошая совместимость; ⊕⊕ - очень хорошая совместимость.

При работе на водных растворах (этиленгликолях) особенно перспективно использование медно-алюминиевых теплообменников в качестве теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем для утилизации тепловой энергии низкопотенциальных вентиляционных и среднетемпературных газоздушных выбросов. Основными преимуществами таких утилизаторов являются полное разделение приточного и удаляемого потоков воздуха, сравнительно высокая степень утилизации теплоты удаляемого воздуха (до 40 – 45 %), простота установки и монтажа, а также приемлемый уровень капитальных затрат, что обеспечивает небольшой срок их окупаемости (примерно 1,5 – 2 года).

5. Несомненным достоинством конструкций медно-алюминиевых теплообменников является применение калачей для организации гидравлического тракта, что по технологическим причинам было невозможно в стальных пластинчатых и биметаллических калориферах. Во-первых, гидравлическое сопротивление таких конструкций при одинаковом числе ходов меньше, чем в конструкциях типа КСк и КВС, вследствие того что в последних при многоходовом движении теплоносителя имеет место неорганизованный поворот потока, его хаотическое смешивание, приводящее к существенному росту гидравлического сопротивления. Следует отметить, что снижение гидравлического сопротив-

ления в теплообменниках CuAl обусловлено еще одним обстоятельством, связанным с применением медных трубок вместо стальных. Дело в том, что в ходе эксплуатации даже гидравлически гладкая в начальный период внутренняя поверхность трубок, изготовленных из различных материалов, со временем становится шероховатой и это приводит к существенному росту гидравлического сопротивления. В частности, для стальных трубок относительная шероховатость, представляющая собой отношение абсолютной величины средней шероховатости к гидравлическому диаметру, при эксплуатации в отопительных системах достигает величин порядка 0,2, в то время как для медных труб она не превышает 0,015.

Поле температур воздуха после медно-алюминиевых теплообменников носит существенно более равномерный характер по высоте, чем после стальных и биметаллических. Дело в том, что конструкция гидравлического тракта последних в многоходовом исполнении такова, что ход по воде начинается, например при верхней подаче теплоносителя, в верхней части теплообменника, а заканчивается в нижней. В этом случае, в связи с тем что при нормальной работе системы перепады температур воды на входе и выходе могут достигать 60°C, воздух в верхней части воздушного тракта перегревается намного сильнее, чем в нижней его части, что и является причиной сильного расслоения температур потока воздуха по высоте. В медно-алюминиевой конструкции такого не происходит, так как гидравлический тракт каждого хода по теплоносителю охватывает блок трубок, число которых равно числу ходов, расположенных на определенной высоте. Таким образом, эти блоки размещаются как бы один над другим, и поэтому температура воздуха в выходном сечении по высоте теплообменника носит существенно более равномерный характер.

Калачевая конструкция вносит определенную гибкость в производство теплообменников, так как позволяет изготовить конструкцию с требуемым оптимальным числом ходов без каких-либо технологических изменений. Кроме того, калачевая конструкция позволяет реализовать противоточное движение взаимодействующих сред, что, в свою очередь, дает возможность существенно снизить величину теплопередающей поверхности воздухоохладителей и уменьшить их аэродинамическое сопротивление. Особенно большой эффект дает применение таких схем в многорядных воздухоохладителях и теплообменниках-теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем.

Калачевые конструкции медно-алюминиевых теплообменников обеспечивают осуществление процессов нагрева и охлаждения воздуха при достаточно высоких скоростях движения воды в трубках (порядка 0,8 – 1,5 м/с), чего не удастся достичь в конструкциях стальных и биметаллических теплообменников. Высокий уровень скоростей движения воды в номинальных режимах практически исключает возможность замораживания воздухонагревателей при эксплуатационных режимах в переходной период, когда температура наружного воздуха близка к 0°C и автоматика системы регулирования в том случае, если реализована схема количественного регулирования, снижает расход воды через калорифер и, следовательно, уменьшает скорости движения воды через трубки теплообменника.

В калориферах типа КВС и КСк вследствие конструктивных особенностей гидравлического тракта существует ограничение по минимальной скорости воды в трубках, которая не должна быть меньше 0,12 м/с. Это обусловлено следующими причинами. В многоходовых калориферах типа КСк с горизонтальным расположением трубок прекращение циркуляции и замерзание воды в отдельных трубках связано с возникновением зон с пониженным статическим давлением и с действием архимедовых сил. Зоны пониженного статического давления возникают непосредственно за перегородкой, отделяющей один ход теплоносителя от другого, в связи с поворотом жидкости. В трубках этой зоны скорость движения теплоносителя оказывается ниже средней. Уменьшить влияние этого эффекта можно, принимая площади сечения коллектора $f_{кол}$ и входного патрубка $f_{пат}$ равными площади сечения трубок одного хода $f_{ход}$. Действие архимедовых сил в многоходовых воздухонагревателях связано с разницей веса столбов жидкости в сборном и распределительном коллекторах, величина которой практически не зависит от сечения коллектора и патрубка. Обычно в расчетном режиме скорости движения теплоносителя в многоходовых теплообменниках достаточно велики и действие архимедовых сил не оказывает существенного влияния на распределение потоков. Однако в ходе количественного регулирования эти скорости могут значительно уменьшиться. При этом архимедовы силы становятся примерно равными перепаду давления в трубках и могут привести к прекращению циркуляции теплоносителя в отдельных трубках.

Наличие в гидравлическом тракте медно-алюминиевых теплообменников лишь труб и калачей позволяет использовать их для тепло- и холодоносителей, имеющих высокое давление, существенно превышающее 1,2 МПа. Поэтому медно-алюминиевые теплообменники могут быть использованы в качестве воздухоохладителей непосредственного испарения, работающих на фреоне 22. В конструкциях же теплообменников типа КВС и КСк большое количество сварных соединений, трубных досок и сварной коллектор не позволяют без специальных конструктивных мероприятий повысить давление выше указанной величины, в основном из-за недостаточной механической прочности коллектора.

6. Производство медно-алюминиевых теплообменников, осуществляемое на высокоэффективном технологическом оборудовании, практически полностью автоматизировано, что обеспечивает высокую стабильность теплоаэродинамических характеристик, в отличие от характеристик стальных и биметаллических калориферов. Дело в том, что стабильность теплотехнических характеристик калориферов типа КСк зависит от ряда факторов, которые во многом случайным образом меняются в процессе производства: соблюдения технологических режимов формообразования алюминиевой трубы, допусков на диаметры стальной и алюминиевой труб, физико-механических свойств алюминиевой трубы, качества поверхности стальной трубы и т.п. При производстве калориферов типа КВС основные теплотехнические характеристики зависят от соблюдения температурных режимов горячего цинкования и поддержания оптимальных величин зазоров между воротничками и трубками: при слишком большом зазоре цинк вытекает из него и не образуется теплового мостика между пластинами и трубкой, а при малых зазорах цинк с трудом в них затекает, что также исключает появление надежного термического контакта.

7. Используемые автоматизированные линии позволяют производить теплообменники с фронтальными сечениями от 0,2 до 7,5 м² при большом разнообразии длин трубок и высот теплообменников. При таком способе производства можно расширить гамму выпускаемых теплообменников, изготавливая их практически с любыми длинами в пределах, допускаемых технологическим оборудованием, и с высотой трубной решетки от минимального до максимально допустимого размера с шагом 50 мм. Возможности технологического оборудования и физико-химические характеристики используемых материалов позволяют изготовить медно-алюминиевые теплообменники с шагами установки пластин от 1,8 до 4,5 мм и с числом рядов медных трубок от 1 до 16.

Производство теплообменников CuAl с большими фронтальными сечениями, достигающими 7,5 м², позволяет создавать приточные установки и агрегаты с одним теплообменником, а не делать их составными из нескольких воздухонагревателей, что ранее было связано с ограниченным числом существующих базовых фронтальных сечений. В этом случае резко упрощается монтаж и обслуживание всей приточной установки.

8. Медно-алюминиевые теплообменники удобны при использовании в проектной практике. В связи с разнообразием параметров наружного и внутреннего климата при подборе воздухонагревателей часто оказывается необходимым иметь достаточно широкий набор теплообменников, обеспечивающих разную глубину нагрева воздуха. В этом смысле трех- и четырехрядные калориферы типа КСк, выпускаемые Костромским калориферным заводом, не дают возможности проектантам подобрать требуемую рядность воздухонагревательной установки, особенно тогда, когда необходимы малые перегревы воздуха. В этих случаях проектируемые установки имеют неоправданно большой запас по теплопередающей поверхности, что приводит, с одной стороны, к удорожанию всей установки, а с другой требует специальных мероприятий по защите от замораживания.

Разнообразие типоразмеров медно-алюминиевых теплообменников, отличающихся различным числом рядов трубок по ходу движения воздуха, числом ходов по теплоносителю и шагом расположения пластин, позволяет конструировать агрегаты и приточные установки оптимальным образом с минимальными запасами по теплопередающей поверхности.

9. Конструкции медно-алюминиевых теплообменников хорошо приспособлены для реализации схем качественного регулирования теплопроизводительности. В этом случае расход воды через теплообменник поддерживается примерно постоянным, независимо от параметров воды и воздуха, с помощью малонапорного смесительного насоса, который подает на вход теплообменника смесь горячей воды, поступающей от источника тепла, с оборотной водой, выходящей из теплообменника, соотношение которых регулируется системой автоматики, поддерживающей за теплообменником заданную температуру воздуха. При этом, учитывая то, что в связи с описанными выше особенностями гидравлического тракта медно-алюминиевых теплообменников поле температур на выходе из него достаточно равномерно, информация температурных датчиков о температурном состоянии потока носит достоверный характер.

10. Медно-алюминиевые теплообменники, имея малую массу, характеризуются существенно меньшими постоянными времени, чем стальные и биметаллические воздухонагреватели, что делает их незаменимыми в прецизионных системах кондиционирования воздуха, когда точность поддержания температур составляет $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

11. Практически все процессы изготовления медно-алюминиевых теплообменников экологически безопасны, в то время как при производстве стальных пластинчатых теплообменников используется очень вредный процесс горячего цинкования, который, к тому же, требует большого количества дорогого и дефицитного цинка. Производство калориферов типа КСк имеет другой недостаток. Дело в том, что при производстве биметаллических теплообменников типа КСк затрачивается большое количество механической энергии на деформацию алюминиевых трубок в процессе выдавливания ребер.

При производстве медно-алюминиевых теплообменников суммарные энергетические затраты на изготовление пластинчатой поверхности оказываются существенно ниже. Процесс производства алюминиевой фольги, осуществляемый на специализированном предприятии, намного экономичнее, вследствие того что деформация алюминия производится не в холодном, а в горячем состоянии, когда пределы текучести малы по сравнению с пределами текучести в холодном состоянии. Затраты же энергии на дорнование трубок при изготовлении медно-алюминиевых теплообменников незначительны.

Благодаря совокупности достоинств пластинчатые медно-алюминиевые теплообменники могут: широко применяться для нагрева и охлаждения приточного и рециркуляционного воздуха в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха общественных, промышленных и гражданских зданий;

входить в состав приточных камер и центральных кондиционеров каркасно-панельной конструкции, воздушно-отопительных и воздушно-охладительных агрегатов;

использоваться для замены вышедших из строя или исчерпавших свой ресурс калориферов типа КФС, КФБ, КФСО, КФБО, КВБ, КВС, КСк3, КСк4 и др., входящих в состав функционирующих приточных установок;

являться комплектующим изделием для нагрева и охлаждения газообразных сред в многочисленных технологических установках (например, «сухих галирнях», разнообразных сушилках, размораживающих помещениях ГРЭС и т.п.);

использоваться в качестве конденсаторов и воздухоохладителей непосредственного испарения холодильных систем, работающих на фреонах, а также входить в состав теплообменного оборудования автономных кондиционеров.

2.3. МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ, ВЫПУСКАЕМЫЕ ООО «ВЕЗА»

2.3.1. КОНСТРУКЦИЯ, ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ОСНОВНАЯ НОМЕНКЛАТУРА ВЫПУСКАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Впервые в России серийное производство медно-алюминиевых теплообменников для систем вентиляции и кондиционирования воздуха было начато в середине 90-х годов фирмой «ВЕЗА», которая и в настоящее время является практически единственным отечественным производителем этого вида оборудования для СКВ и В, отвечающего международным критериям качества (рис. 2.8).

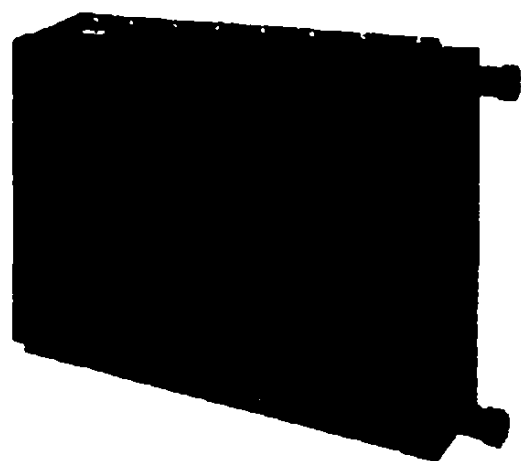


Рис. 2.8. Медно-алюминиевые теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА»

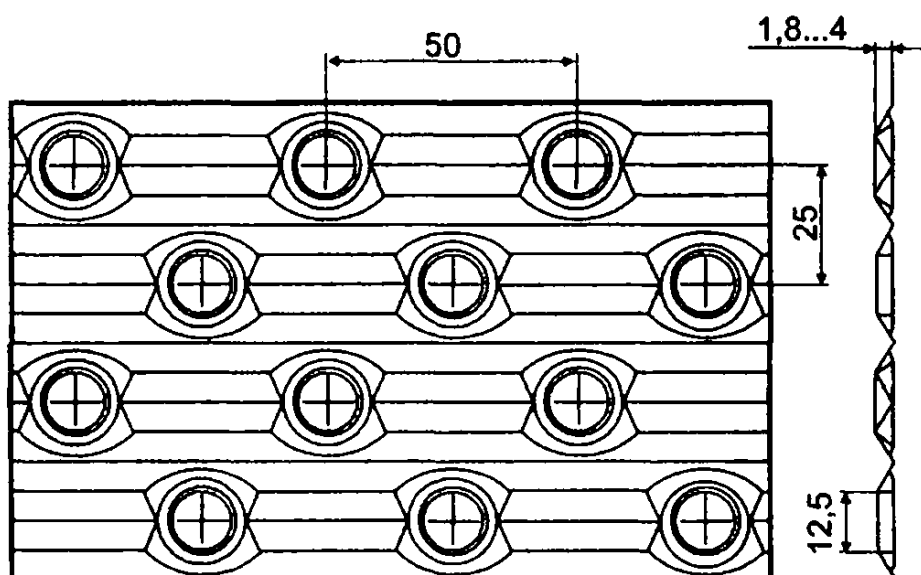


Рис. 2.9. Теплопередающая пластина теплообменников типа ВНВ

Выпускаемые ООО «ВЕЗА» медно-алюминиевые теплообменники относятся к классу трубчато-пластинчатых конструкций. Их теплопередающая поверхность представляет собой пучок медных трубок с шахматным расположением, оребренных алюминиевыми пластинами, которые образуют щелевые каналы для прохода воздуха. Продольный шаг расположения трубок в трубном пучке 25 мм, а поперечный 50 мм. Наружный диаметр медных трубок 12 мм, толщина стенок в зависимости от типа применяемых трубок может изменяться от 0,4 до 0,5 мм. В этой конструкции используются теплопередающие алюминиевые пластины толщиной 0,17 – 0,2 мм интенсифицированного типа. Элементом интенсификации является система гофров, размещенных перпендикулярно набегающему потоку воздуха (рис. 2.9),

характеризующаяся амплитудой гофров и шагом их расположения. В рассматриваемой конструкции величина амплитуды гофрирования 2,5 мм, а шаг расположения пластин 15 мм.

Указанный способ интенсификации является одним из наиболее известных и широко применяется для повышения эффективности процессов теплообмена в пластинчатых теплообменниках. Механизм интенсификации в этом случае состоит в следующем. При перемещении по изогнутым каналам воздух последовательно проходит по конфузторным и диффузорным участкам, вследствие чего образуется цепочка вихревых зон, в которых локальные коэффициенты теплоотдачи резко возрастают за счет интенсивного вращения попавшего в них воздуха. Возникает нестационарная, быстро меняющаяся во времени структура потока, вследствие чего воздух в этих зонах периодически заменяется поступающими из ядра потока новыми порциями воздуха. Тем самым увеличиваются тепловые напоры между теплопередающей стенкой и воздухом и, следовательно, интегральные значения коэффициентов теплоотдачи. Применение способа интенсификации с гофрами, расположенными перпендикулярно набегающему потоку, позволяет, кроме всего прочего, существенно увеличить жесткость пластин, что, в свою очередь, дает возможность использовать для изготовления более тонкую фольгу.

Гидравлический тракт в теплообменниках, выпускаемых ООО «ВЕЗА», как и во всех медно-алюминиевых теплообменниках, образуется подводящим и отводящим теплоноситель устройствами, в основном коллекторами, к которым припаиваются соответственно входные и выходные трубки каждого хода. Между собой они соединяются с помощью припаянных к ним калачей (рис. 2.10). Такой способ создания гидравлического тракта позволяет наиболее полно удовлетворять основному требованию, предъявляемому к системе подвода теплоносителя, а именно: обеспечить равномерность подачи теплоносителя к медным трубкам при минимальных потерях сопротивления. Подвод теплоносителя к коллекторам осуществляется с помощью патрубков, предназначенных для подсоединения их к подающим трубопроводам. Указанные патрубки изготавливаются, как правило, гладкими, но могут иметь и резьбовое или фланцевое соединение.

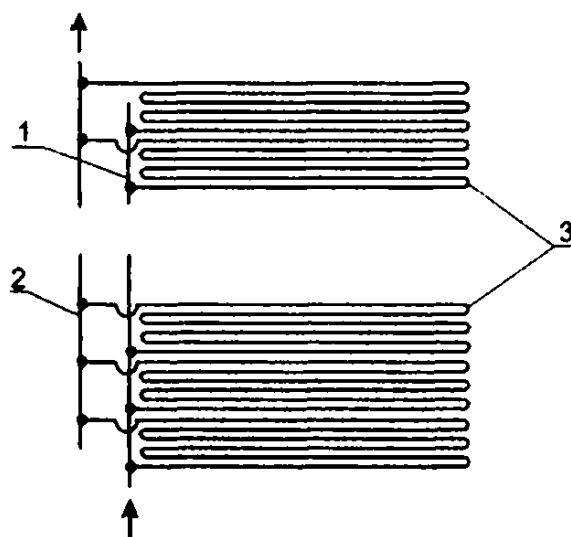


Рис. 2.10. Схема шестиходовых циркуляционных контуров с калачевым соединением теплопередающих трубок:
1 — подводящий коллектор; 2 — отводящий коллектор;
3 — циркуляционный контур



Рис. 2.11. Станок для изготовления медных калачей

Изготовление медно-алюминиевых теплообменников, осуществляемое ООО «ВЕЗА» на высокоэффективном технологическом оборудовании фирмы «ОАК TOOLS», практически полностью автоматизировано, что обеспечивает стабильность теплоаэродинамических характеристик этих теплообменников. Технологические процессы производства отличаются экологической чистотой. Производство теплообменников сосредоточено на нескольких участках. На участке изготовления каркасов производится раскрой оцинкованного железа с помощью программно-управляемых станков, а затем выполняются порезка материала, штамповка отверстий и другие формообразующие операции на автоматизированном оборудовании. На этом же участке на специальном станке (рис. 2.11) изготавливаются медные калачи. На втором участке происходит размотка трубных рулонов, калибровка трубок и порезка их на специальных станках (рис. 2.12). На третьем участке устанавливаются высокопроизводительные прессы (рис. 2.13), на которых штампуются алюминиевые пластины. Процесс изготовления теплообменного пакета полностью автоматизирован. Алюминиевая фольга непрерывно разматывается из рулона, рассекается на отдельные полосы и подается в штамп автоматизированного прессы. Готовые пластины поступают на специальный накопитель, где улавливаются штырями и фальштрубками. В ходе непрерывной штамповки в соответствии с настройкой прессы в накопителе образуется пакет пластин нужного размера (по количеству пластин и их геометрическим размерам). Для увеличения износостойкости оборудования в процессе штамповки пластин, а также для снижения усилий в трущихся элементах прессы

фирма «ВЕЗА» использует новую технологию производства, в соответствии с которой в процессах штамповки применяются самовысыхающие смазочные вещества. Это новшество позволило сделать процесс производства медно-алюминиевых теплообменников полностью экологически безопасным, так как удалось исключить из технологического цикла специальные моечные камеры, в которых осуществлялась промывка теплопередающей поверхности перхлоровым раствором.



Рис. 2.12. Станок для изготовления медных трубок



Рис. 2.13. Пресс для вырубki ламели

Затем пакет пластин подается в специальное приспособление, где во все отверстия устанавливаются медные трубки. После предварительной обработки этот пакет поступает на дорновочный станок (рис. 2.14), где с помощью дорнов, представляющих собой металлические спицы с шаровыми наконечниками, происходит механическое увеличение внутреннего и наружного диаметров трубок до величин, при которых между трубками и воротничками пластин устанавливается плотный механический контакт.

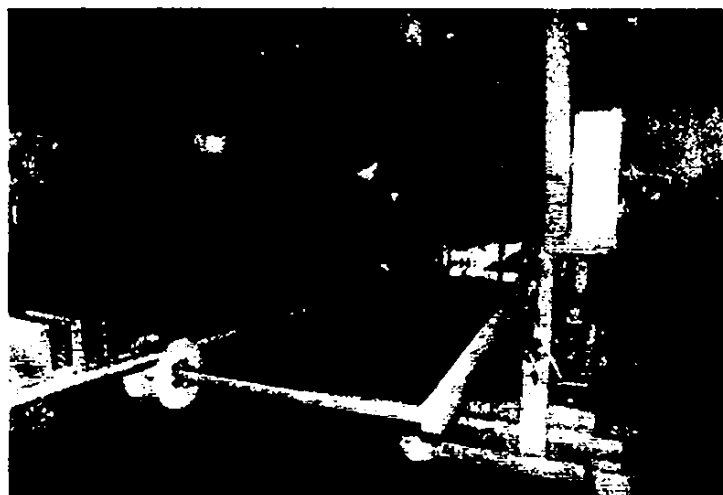


Рис. 2.14. Станок для дорновки трубок



Рис. 2.15. Пайка медных калачей

Далее готовые пакеты поступают на стенд (рис. 2.15), где трубки соединяются калачами и производится автоматическая пайка их к трубкам. Все изготавливаемые теплообменники подвергаются испытаниям на стенде в водяной ванне на гидропрочность и гидроплотность сжатым воздухом давлением 28 бар (рис. 2.16).

Такая технология производства медно-алюминиевых теплообменников резко повышает производительность труда и культуру производства и дает возможность обеспечить стабильные теплоаэродинамические характеристики медно-алюминиевых теплообменников, чего не удастся достичь при производстве стальных пластинчатых калориферов типа КВС и биметаллических типа КСк.

Теплообменники, выпускаемые ООО «ВЕЗА», могут работать с различными тепло- и холодоносителями, в том числе на горячей и холодной воде, насыщенном пару, водных растворах этилен- и пропиленгликоля, а также на различных типах фреонов. В зависимости от типа тепло- или холодоносителя конструкция теплообменников в каждом конкретном случае претерпевает некоторые изменения, обусловленные необходимостью обеспечения надежной их работы в различных эксплуатационных режимах.



Рис. 2.16. Стенд для опрессовки теплообменников

Основные специфические отличия этих теплообменников друг от друга: конструкции коллекторов, подводящих греющую или охлаждающую среду к медным теплопередающим трубкам, и подбор материалов, из которых они изготовлены; оптимальная величина коэффициента оребрения и числа ходов по теплоносителю; расположение трубок в пространстве и т.п.

Для удобства пользователей при заказе теплообменников, работающих с различными теплоносителями, и упрощения расшифровки заказов на заводе-изготовителе была принята структура обозначений, представленная на рис. 2.17. Эти условные обозначения воздухонагревателей и воздухоохладителей и их теплопередающих поверхностей в основном соответствуют рекомендациям ГОСТ 27330 – 87:

- воздухонагреватель, работающий на горячей воде, – ВНВ;
- воздухонагреватель, работающий на пару, – ВНП;
- теплообменник, работающий на холодной воде, – ВОВ;
- воздухонагреватель (конденсатор), работающий на фреоне, – ВНФ;
- фреоновый воздухоохладитель – ВОФ;
- воздухонагреватель блока теплоутилизации – УВНВ;
- воздухоохладитель блока теплоутилизации – УВОВ.

Теплообменник

XXXX XXX.X - aaa - bbb - c - d.d - f - e

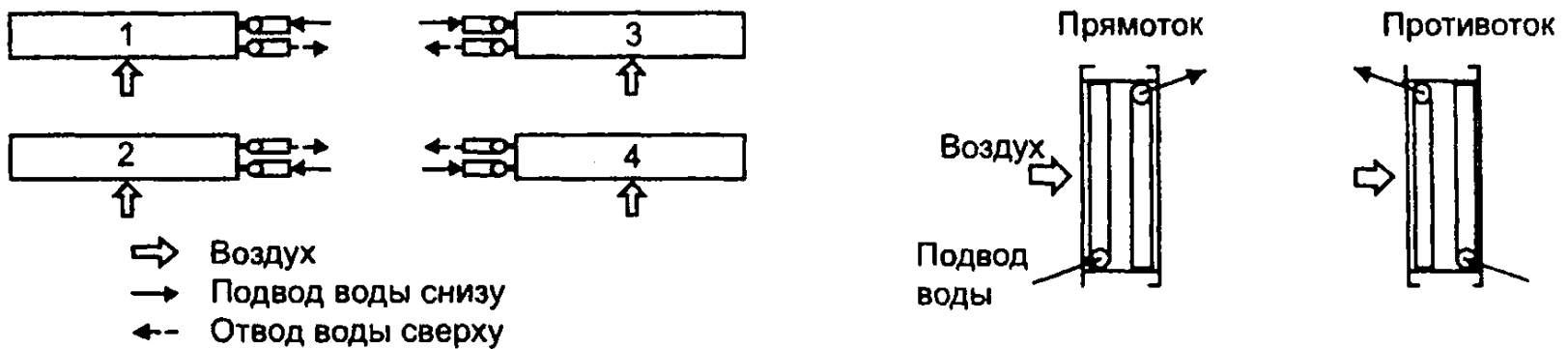
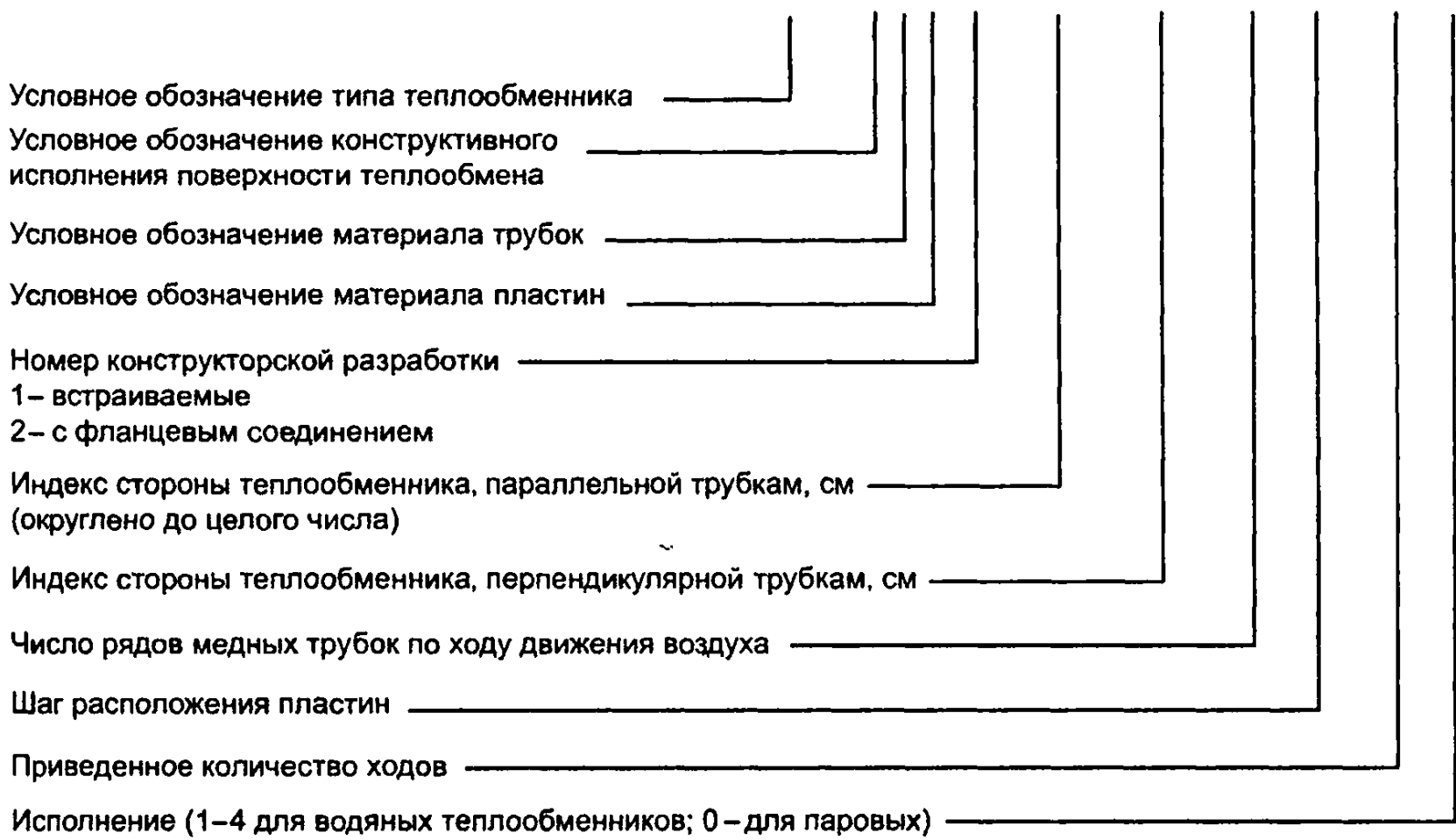


Рис. 2.17. Структура условных обозначений медно-алюминиевых теплообменников ООО «ВЕЗА»

Пример. Условное обозначение пластинчатого медно-алюминиевого воздухонагревателя, работающего на горячей воде и подсоединяемого фланцами к воздуховодам, присоединительные размеры которого соответствуют калориферу № 12 по ГОСТ 7201 – 80 (длина трубок 1655 мм, высота трубной решетки 1503 мм), имеющего два ряда трубок с шагом расположения пластин, равным 2,5 мм, и приведенным числом ходов по воде, равным 4, правого исполнения с противоточной схемой подсоединения теплоносителя таково: ВНВ243.2-166-150-2-2,5-04-1.

В настоящее время фирма «ВЕЗА» выпускает целый ряд медно-алюминиевых теплообменников, которые применяются для комплектации различных воздухообрабатывающих агрегатов, производимых этой фирмой. К числу таких агрегатов относятся компактные кондиционеры и приточные камеры производительностью по воздуху от 0,5 до 2,0 тыс. м³/ч; центральные кондиционеры и приточные установки панельно-каркасной конструкции производительностью по воздуху от 3,15 до 100 тыс. м³/ч; сетевые воздухонагреватели типа ВНВ и ВНП, работающие на горячей воде и насыщенном пару, а также воздухоохладители ВОВ, работающие на холодной воде; модульные агрегаты воздушного охлаждения типа МАВО, применяемые в качестве конденсаторов фреонов в холодильных установках и сухих градирнях для охлаждения воды и водных растворов этиленгликоля; агрегаты воздушного отопления типа АВО производительностью по воздуху от 2 до 10 тыс. м³/ч и типа АО производительностью по воздуху от 10 до 30 тыс. м³/ч; каналные нагреватели КВН производительностью по воздуху от 0,5 до 7,3 тыс. м³/ч, а также воздушно-тепловые малогабаритные завесы типа ВЗМ и охладительные агрегаты с теплообменниками непосредственного испарения. Теплообменники, встраиваемые в указанные агрегаты, имеют размеры фронтальных сечений, рядность и другие технические характеристики, соответствующие технической документации на эти агрегаты.

Определенная часть производимых медно-алюминиевых теплообменников предназначена для свободной продажи с целью установки их во вновь монтируемые системы вентиляции и кондиционирования воздуха различного назначения и уже находящиеся в эксплуатации, а также для замены вышедших из строя теплообменников. С целью унификации процессов производства, увеличения объемов и снижения стоимости теплообменники, предназначенные для свободной продажи, в свою очередь делятся на базовые (стандартные) и изготавливаемые по заказу, конструктивные параметры которых отличаются от базовых, но соответствуют техническим возможностям технологического оборудования.

Стандартные теплообменники характеризуются базовым числом рядов трубок и шагом расположения пластин, а также базовыми рядами фронтальных сечений. В соответствии с этим выпускаются стандартные теплообменники следующих разновидностей.

1. Воздухонагреватели типа ВНВ243 (теплоноситель – горячая вода):

- 1 ряд трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
- 2 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
- 3 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5 мм;
- 4 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0 мм.

2. Воздухонагреватели типа ВНП243 (теплоноситель – сухой насыщенный пар):

- 1 ряд трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
- 2 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5 мм;
- 3 ряда трубок, шаг расположения пластин – 1,8; 2,0; 2,5 мм.

Поскольку большое количество теплообменников, установленных в действующих СКВ и В, имеют фронтальные сечения, соответствующие ГОСТ 7201–70, и фронтальные сечения базовых теплообменников кондиционеров типа КТЦ, стандартные ряды медно-алюминиевых воздухонагревателей типа ВНВ243 и ВНП243 также соответствуют указанным рядам фронтальных сечений. Кроме того, выпускаются стандартные водяные теплообменники с фронтальными сечениями каналных воздухонагревателей типа КВН, а также воздухонагреватели и воздухоохладители так называемого расширенного ряда, соответствующего наиболее часто используемому зарубежными фирмами ряду фронтальных сечений теплообменников. Габаритные характеристики теплообменников базовых рядов и способы их подбора будут представлены в соответствующем разделе настоящего издания.

Перейдем теперь к описанию технических особенностей теплообменного оборудования, выпускаемого ООО «ВЕЗА», начав рассмотрение с медно-алюминиевых теплообменников жидкостно-воздушного типа, предназначенных для работы на горячей и холодной воде в качестве воздухонагревателей и воздухоохладителей, объем выпуска которых составляет в настоящее время примерно 90% от общего объема производства теплообменников.

2.4. ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫЕ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

2.4.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменникам, работающим на горячей и холодной воде, присущ целый ряд общих конструктивных черт. Оба типа указанных теплообменников различаются по способу подсоединения к воздушному тракту. Воздухонагреватели ВНВ243.2 и воздухоохладители ВОВ243.2 предназначены для фланцевого подсоединения к элементам калориферных установок и воздухопроводов. Их корпус снабжен фланцами с просверленными отверстиями для крепёжных болтов, а коллекторы и отводы закрываются специальными щитками.

Воздухонагреватели ВНВ243.1 и воздухоохладители ВОВ243.1 предназначены для встраивания внутрь центральных кондиционеров, приточных камер и подобных агрегатов панельно-каркасной конструкции. Их корпус снабжен непросверленными фланцами, а коллекторы и отводы не закрыты специальными щитками.

Теплообменники, работающие на воде, устанавливаются таким образом, что горизонтальный поток воздуха проходит через фронтальное сечение теплообменника. При этом медные трубки расположены горизонтально. Указанные теплообменники могут также работать при вертикальном воздушном потоке, в этом случае они устанавливаются в горизонтальной плоскости. В теплообменниках типа ВНВ и ВОВ количество ходов четно, в связи с чем подводящий и отводящий коллекторы расположены с одной стороны. Теплообменники для работы на воде бывают правыми и левыми. Правым (левым) называется такое исполнение, при котором подводящий и отводящий коллекторы располагаются справа (слева) по ходу движения воздуха (см. рис. 2.17).

Одной из основных особенностей медно-алюминиевых теплообменников, работающих на воде, является гидравлический тракт, в состав которого входят сборный и раздающий коллекторы и система циркуляционных водяных контуров (см. рис. 2.10), образующих параллельные ветви теплоносителя. Каждый циркуляционный контур состоит из нескольких медных трубок, число которых равно числу ходов теплоносителя. Между собой трубки соединяются с помощью калачей. Первая и последняя трубки контура подсоединяются к подводящему и отводящему коллекторам – элементам конструкции, играющим важную роль в работе теплообменника. От правильного выбора конструктивных параметров и материалов, из которых изготовлены подводящие и отводящие коллекторы, а также гидравлических режимов их работы во многом зависят теплотехнические параметры теплообменника и его надежность. Указанные элементы конструкции должны обеспечивать равномерность подачи тепло- или холодоносителя в трубки, иметь малое гидравлическое сопротивление, быть технологичными, отличаться малой материалоемкостью и стоимостью.

При конструировании и подборе диаметра коллекторов в первую очередь необходимо обеспечить равномерность подачи теплоносителя к теплопередающим трубкам. Для этого необходимо, чтобы выполнялось соотношение $((\sum_{i=1}^{N_{отв}} f_i) / F_{кол}) < 0,8$, которое и определяет равномерность подачи жидкости по отводам. При этом одновременно следует ориентироваться на существующие рекомендации по предельно допустимым значениям скоростей теплоносителя в рассматриваемых элементах, определенных на основании многолетнего опыта эксплуатации медно-алюминиевых теплообменников. В соответствии с этими рекомендациями максимальная скорость воды в медном коллекторе не должна превышать 2,2 м/с. В тех случаях, когда материалом коллектора является сталь, величины предельной скорости на входе в коллектор возрастают до 2,5 – 2,6 м/с. Допустимая предельная скорость теплоносителя в медных трубках колеблется в диапазоне 1,5 – 1,8 м/с, а холодоносителя – 2,0 м/с. Различие предельных скоростей в коллекторах и теплопередающих трубках объясняется различными толщинами этих элементов и опасностью разрушения материала под действием деструктивных факторов. Следует отметить также, что указанные выше ограничения справедливы и в тех случаях, когда в качестве тепло- или холодоносителей используются водные растворы этилен- и пропиленгликоля.

Таким образом, диаметр коллекторов для водяных теплообменников в общем случае зависит от многих факторов, к числу которых относятся размеры фронтального сечения, количество рядов по ходу движения воздуха, тепловая нагрузка, график ТЭЦ и число ходов (равное числу отводов), и определяется для каждого конкретного теплообменника после проведения его теплотехнического расчета с учетом приведенных выше ограничений.

Важным при выборе конструктивного исполнения теплообменника является материал коллектора. Дело в том, что при работе медно-алюминиевых воздухонагревателей температуры подводящего и отводящего коллекторов примерно постоянны и равны соответственно температуре воды на входе и на выходе из теплообменника, а температура теплопередающей поверхности изменяется по глубине

теплообменника и по его высоте, т.е. поле температур алюминиевых пластин имеет трехмерный характер, что обусловлено соответствующим изменением температур воздуха и теплоносителя. При этом разница в температурах трубок по объему теплообменника не оказывает существенного влияния на термоупругое состояние теплообменника, в то время как средняя температура алюминиевых пластин может быть причиной возникновения больших изгибных напряжений в местах присоединения трубок к коллектору. Величина этих напряжений в большой степени зависит от удлинения коллектора и пакета пластин в направлении, перпендикулярном направлению движения воздушного потока. Значения удлинений пропорциональны значениям средних температур пластин и коллектора, а также коэффициентов линейного расширения. Коэффициенты линейного расширения различных материалов существенно отличаются. Так, коэффициент линейного расширения стали равен $(11 - 12) \cdot 10^{-6} \cdot 1/^\circ\text{C}$; алюминия – $(23,4 - 27) \cdot 10^{-6} \cdot 1/^\circ\text{C}$; меди – $16,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1/^\circ\text{C}$. Поэтому в зависимости от температурных режимов работы термоупругие напряжения в местах крепления трубок к коллекторам могут возникать как у раздающего, так и у сборного коллекторов.

Точное вычисление величин температурных деформаций коллектора и теплопередающей поверхности (алюминиевых пластин) в условиях взаимного стеснения представляет собой очень сложную задачу. Поэтому можно говорить лишь об упрощенных расчетных схемах и получении качественных оценок. Результаты проведенных вычислений по таким расчетным схемам, которые здесь в связи с громоздкостью не приводятся, показывают, что для условий нагрева холодного воздуха, когда температура теплоносителя не превышает 150°C , а температура конечного воздуха находится в пределах 30°C , в качестве материала коллектора может быть использована сталь.

При выборе стального коллектора для предохранения от коррозии на его поверхность рекомендуется наносить специальное антикоррозийное влагостойкое покрытие. Как правило, выбор стального коллектора обусловлен стоимостными соображениями и позволителен для тех случаев, когда опасность возникновения термических напряжений у мест припайки медных трубок к коллекторам невелика. Для ответственных конструкций с целью увеличения надежности необходимо применять медные коллекторы, учитывая, что прочность паяных соединений в этом случае существенно выше, чем при пайке стальной и медной труб.

Указанные особенности конструкции медно-алюминиевых теплообменников явились причиной ограничений по температурам теплоносителей, которые имеются в технических условиях на медно-алюминиевые теплообменники, работающие на горячей воде. В частности, для теплообменников ВНВ243 температура горячей воды не должна превышать 180°C , а давление – 1,6 МПа. Для теплообменников типа ВНВ стандартные коллекторы и патрубки изготавливаются стальными.

Воздухоохладители работают при сравнительно малых давлениях холодоносителя, не превышающих 3,0 – 4,0 бара, и при незначительных перепадах температур, величины которых указаны выше, в связи с чем термоупругое состояние теплообменника существенно менее напряженно, чем воздухонагревателя. По этой причине практически всегда могут применяться стальные коллекторы без опасения нарушения гидроплотности в местах пайки трубок к коллекторам. Подбор диаметров таких коллекторов проводится с учетом рекомендаций, приведенных выше.

Наличие калачевых соединений имеет целый ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с конструкцией гидравлического тракта, применявшейся ранее во всех стальных воздухонагревателях типа КВС, КСк и ВНВ113. Оно позволяет использовать высокопроизводительные автоматизированные технологические процессы при производстве теплообменников. Гидравлическое сопротивление таких теплообменников существенно ниже, чем в стальных воздухонагревателях, при одинаковом числе ходов по теплоносителю. Кроме того, калачевые конструкции дают возможность реализовать противоточно-перекрестные схемы взаимного движения воды и воздуха, что в целом ряде случаев повышает эффективность их работы. При этом неравномерность поля температур выходящего воздуха во фронтальном сечении теплообменника существенно снижается, что положительно сказывается на работе системы защиты от замерзания. Указанные конструкции также исключают появление обратных токов в отдельных ходах, наблюдающихся при определенных значениях скоростей воды в стальных теплообменниках.

Следует отметить еще одно преимущество применения калачевых конструкций. При эксплуатации независимо от правильности принятых проектных решений и соблюдения правил эксплуатации всегда случаются нештатные ситуации, которые приводят к замораживанию воды в трубках. При этом, как показывает опыт, замерзают не трубки, а калачи. Такое случается в 95 % случаев отказов по указанной причине. Калач же доступен, в отличие от размороженных трубок стальных и биметаллических калориферов, и легко заменяется с последующей припайкой.

Однако в теплообменниках, работающих на воде, соединения трубок с помощью калачей не могут быть выполнены произвольным образом. Они всегда должны быть такими, чтобы обеспечивался беспрепятственный слив воды из трубок в коллекторы. Это требование является обязательным, так

как в противном случае при различных аварийных ситуациях теплообменники могут быть разморожены. Даже при правильно выполненной обвязке для гарантированного полного слива воды рекомендуется осуществлять продувку отсоединенного от сети теплообменника сжатым воздухом. Кроме того, на патрубках теплообменников для облегчения слива имеются сливной и дренажные штуцера.

В настоящее время трассировка схем обвязки, которая удовлетворяет указанным требованиям, выполняется по специальной программе «CuAl Tube» на ПЭВМ и автоматически увязывается с технической документацией на изготавливаемый конкретный теплообменник. На рис. 2.18 приведены типичные схемы обвязок для воздухонагревателей, полученные программным способом, для теплообменников с числом рядов до 4 и с различным числом ходов, а на рис. 2.19 – схема обвязки воздухоохладителя с числом рядов, равным 8.

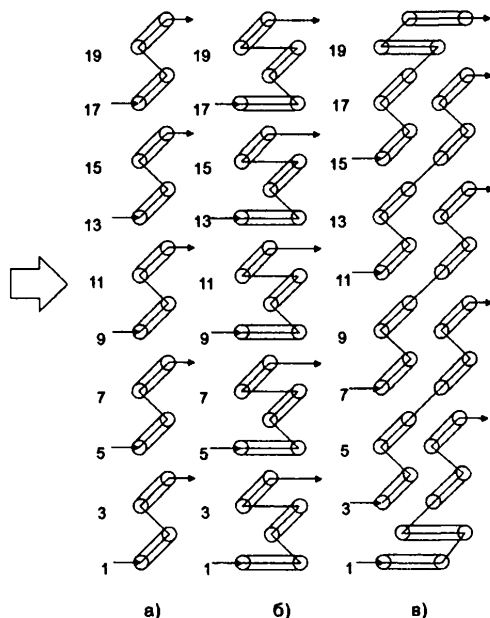


Рис. 2.18. Схемы калачевых обвязок многорядных воздухонагревателей:
а – $N_p = 2$; б – $N_p = 3$; в – $N_p = 4$

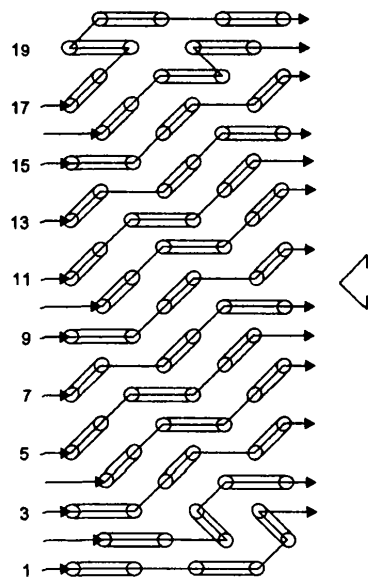


Рис. 2.19. Схемы калачевой обвязки многорядного воздухоохладителя с $N_p = 8$

Характерной особенностью приведенных трассировок является то, что программа, их подбирающая, ориентирована на такие схемы обвязки, в которых имеет место наибольший эффект противоточности (или прямоточности), т.е. она выбирает случаи, когда при равном числе ходов по теплоносителю противоточно-перекрестная (или прямоточно-перекрестная) схема движения воды и воздуха наблюдается в большем количестве трубок. Кроме того, программа построена таким образом, чтобы в случаях, когда общее количество трубок некратно числу ходов, подбор пар ходов производился бы с учетом максимальной разницы в числе трубок каждого хода не больше двух. Такой алгоритм уменьшает разницу температур воды на выходе из гидравлических контуров с различным числом трубок.

Говоря о теплотехническом преимуществе противоточных схем по сравнению с прямоточными, необходимо отметить следующее. В воздухоохладителях, которые работают при малых разностях потенциалов теплообменивающихся сред, определяющих эффективность протекания обменных процессов, всегда целесообразно применять противоточно-перекрестные схемы движения воды и воздуха. В этих случаях многорядность воздухоохладителей позволяет добиться 10 – 15 %-ного сокращения величины теплопередающей поверхности по сравнению с прямоточно-перекрестными схемами. Как видно из рис. 2.19, программа «CuAl Tube» выбирает именно такую трассировку, которая обеспечивает практически полное противоточно-перекрестное течение воды и воздуха при числе рядов, равном 8, и числе ходов по теплоносителю, равном 6.

В воздухонагревателях же, где число рядов в основном равно 2 и изредка 3, тепловая эффективность падает и, как правило, не превышает 2 – 4 %. В то же время из приведенных трассировок вид-

но, что при использовании прямоточно-перекрестных схем самый холодный воздух контактирует с наиболее нагретой трубкой, а концевая трубка каждого хода, в которой вода имеет минимальную температуру, контактирует с уже нагретым воздухом. Таким образом, опасность размораживания при использовании прямоточно-перекрестных схем существенно снижается по сравнению с противоточно-перекрестными схемами.

Как правило, в водяных медно-алюминиевых воздухонагревателях применяется подача воды снизу. При этом подразумевается, что непосредственно в циркуляционных контурах происходит направленная циркуляция воды снизу вверх. По-видимому, выбор нижней подачи воды в медно-алюминиевые воздухонагреватели обусловлен тем, что при таком способе подвода воды практически во всех эксплуатационных режимах обеспечен отвод выделяющегося при деаэрации воздуха, так как в этом случае имеет место одностороннее действие на пузырьки воздуха сил сопротивления и подъемной силы. Кроме того, при таком способе подачи самые нижние трубки теплообменника находятся в более благоприятном положении в таких нештатных ситуациях, когда имеют место протечки холодного воздуха через закрытый воздушный клапан при отключенном циркуляционном насосе.

Для оценки неблагоприятного влияния архимедовых сил, которое при некоторых обстоятельствах может привести к приостановлению циркуляции жидкости через гидравлический контур и ее замерзанию, проведем оценочные расчеты по определению порогового значения скорости воды в трубках, отметив при этом, что в калачево-коллекторной конструкции эти силы всегда стремятся уменьшить проток жидкости через гидравлический контур независимо от способа подачи теплоносителя к теплообменнику. Рассмотрим два коллектора – сборный и подающий. В подающем коллекторе примем, что температура воды во всем коллекторе равна температуре на входе в теплообменник, а в сборном – средней температуре выходящей воды. При коллекторно-калачевой конструкции теплообменника наибольшая разница статических давлений будет иметь место в нижнем гидравлическом контуре, т.е. в нижнем гидравлическом блоке. Приравнивая величину перепада давлений, обусловленного разницей плотности жидкости в первом и втором коллекторах, и считая, что пороговой скоростью жидкости является та, при которой сопротивление ее движению будет равно указанному выше перепаду давлений, получаем следующую простую формулу для определения порогового значения скорости теплоносителя в медных трубках $w_{пор}$:

$$w_{пор} = \sqrt{\frac{2 \cdot |\beta_{w_{cp}}| \cdot \Delta T \cdot L_{кол}}{1,0 + \lambda \frac{L_{ход}}{d_{тр}}}} = 0,0319 \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot L_{кол}}{1,0 + \lambda \frac{L_{ход}}{d_{тр}}}}, \quad (2.3a)$$

где $\beta_{w_{cp}}$ – значение коэффициента объемного расширения воды, $1/^\circ\text{C}$, среднее в диапазоне температур $0 - 120^\circ\text{C}$, величина которого, по данным [1], равна $5,11 \cdot 10^{-4}, 1/^\circ\text{C}$; $L_{кол}$ и $L_{ход}$ – соответственно длины коллектора и хода, м; λ – коэффициент сопротивления движению воды; ΔT – перепад средних температур в коллекторах, $^\circ\text{C}$.

Расчеты, проведенные по этой формуле, показывают, что при максимальной длине коллектора 2,0 м и температурном перепаде 100°C максимальное значение величины $w_{пор}$ не превышает 0,12 м/с. Таким образом, практически во всех эксплуатационных режимах величина скорости в трубках будет намного больше порогового значения даже при количественном способе регулирования. Единственным режимом, при котором может возникнуть опасность торможения потока вследствие действия архимедовых сил, является дежурный режим, когда при количественном способе регулирования через теплообменник протекает минимальное количество теплоносителя, определяемое либо наличием небольшой байпасной линии, либо протечками через регулирующий клапан. Поэтому для регулирования теплопроизводительности медно-алюминиевых теплообменников и обеспечения надежной работы систем защиты от замораживания во всех эксплуатационных режимах в тех случаях, когда температура воздуха перед теплообменником может опускаться ниже 0°C , необходимо применять системы автоматики с качественным регулированием с циркуляционным насосом, обеспечивающим циркуляцию теплоносителя через теплообменник с практически постоянным расходом при скоростях воды в трубках не ниже 0,8 – 1,0 м/с для всего времени их работы.

2.4.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ КАЧЕСТВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ СО СМЕСИТЕЛЬНЫМ НАСОСОМ

В настоящее время в проектной практике применяется большое количество разнообразных схем качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей СКВ и В со смесительными насосами. Наиболее часто встречающиеся схемы представлены на рис. 2.20. Эти схемы характеризуются местом установки смесительного насоса (на подающей или обратной магистралях и на перемычке), типом регулирующего клапана (двухходовой или трехходовой), взаимным расположением регулирующего клапана и насоса. Такое многообразие применяемых схем обусловлено особенностями конкретных систем теплоснабжения, стабильностью гидравлических режимов тепловой сети, располагаемыми величинами циркуляционного давления на подающей и обратной магистралях, а также величинами их перепадов, температурой подаваемой воды, гидравлическими характеристиками теплообменника. Учитывая, что подробный анализ приведенных технологических схем должен являться целью специального обзора, отметим лишь некоторые их характерные особенности и основные условия, определяющие области оптимального применения каждой из них.

В схемах, приведенных на рис. 2.20, а, б, в, применяется двухходовой регулирующий клапан, устанавливаемый на нагнетательной линии, и смесительный насос, монтируемый на различных участках циркуляционного контура, в состав которого входит отопительный прибор – жидкостно-воздушный теплообменник. Во всех рассматриваемых случаях в циркуляционном кольце происходит смешение горячей воды, поступающей от сетевого насоса, с отработанной водой, выходящей из теплообменника, в результате совместного действия двух устройств – сетевого и смесительного насосов.

Смесительный насос, включенный в перемычку (рис. 2.20, а), подает в точку смешения воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку смешения поступают два потока в результате действия двух различных насосов – сетевого и смесительного, включенных параллельно. Насос на перемычке действует в благоприятных температурных условиях (при температуре воды меньше 70°C) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на подающей или обратной магистрали ($G_{\text{н}} = G_{\text{т.в}} - G_{\text{с}}$). Насос на перемычке, обеспечивая смешение, не влияет на величину циркуляционного давления для местного циркуляционного кольца, которая определяется разностью давлений в наружных магистралях.

Следует отметить, что установка насоса на перемычке может быть рекомендована лишь в отдельных случаях, например при регулировании воздухонагревателя второго подогрева, когда поток рециркуляционной воды через насос достаточен, чтобы обеспечить его надежную работу. Когда количественное регулирование не требуется, насос будет перемещать малые количества воды и работать в нерасчетных режимах.

Насос на подающей или обратной магистрали (рис. 2.20, б, в) перемещает воду, циркулирующую в системе $G_{\text{н}} = G_{\text{т.в}}$ при температуре $T_{\text{д.н}}$ или $T_{\text{ж.к}}$. Включение насоса в общую магистраль системы отопления позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давлений в наружных теплопроводах. Условия смешения воды аналогичны рассмотренным выше, а именно: в точку смешения в результате действия двух последовательно установленных насосов – сетевого и смесительного – поступают два потока воды ($G_{\text{с}}$ и $G_{\text{т.в}} - G_{\text{с}}$). При насосе, установленном в обратной магистрали, давление в циркуляционном кольце ниже давления в наружных теплопроводах. После насоса давление воды повышается до давления воды в наружном обратном теплопроводе, причем давление в точке смешения должно быть ниже, чем в обратной магистрали. Такую схему можно применять, предварительно проверив, не вызовет ли понижение давления после двухходового клапана вскипания воды или подсоса воздуха в отдельных местах системы. Насос, включаемый в общую подающую магистраль, предназначается не только для смешения и циркуляции, но и для подъема воды в верхнюю часть местного циркуляционного кольца.

Описанные схемы применяются в тех случаях, когда может иметь место нестабильность гидравлических режимов тепловой сети. Близкими по своим характеристикам к описанным являются схемы, представленные на рис. 2.20, г, д. В данном случае основное отличие состоит в том, что вместо двухходового регулирующего клапана использован трехходовой и такие схемы могут применяться при низких давлениях в подающей магистрали.

Схема, приведенная на рис. 2.20, з, используется в тех случаях, когда температура воды в подающей магистрали не превышает 110°C , а сетевой насос создает высокое давление, а схема, представленная на рис. 2.20, и, – в тех случаях, когда давление основного насоса невелико. Работа схем регулирования, показанных на рис. 2.20, е, ж, не зависит от уровня давлений в основном трубопроводе, но их рекомендуется применять лишь при стабильных гидравлических режимах работы тепловых сетей.

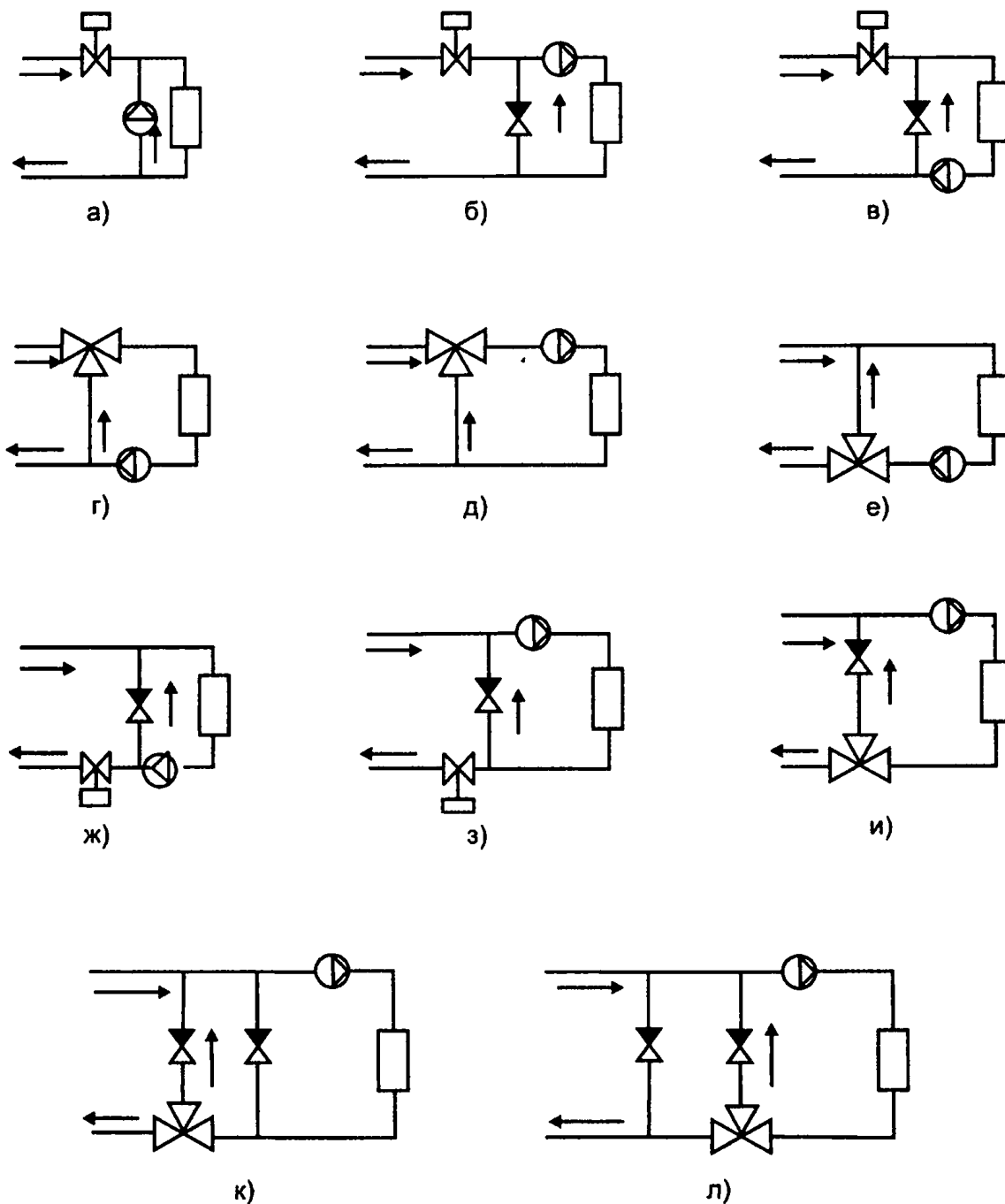


Рис. 2.20. Принципиальные технологические схемы качественного регулирования теплопроизводительности воздухонагревателей

Характерной особенностью схем, приведенных на рис. 2.20, б, в, г, д, е, ж, з, и, является то, что расход через насос остается практически постоянным независимо от соотношения сетевого и рециркуляционного потоков. В ряде случаев, когда используются местные системы отопления с индивидуальными нагревательными котлами, необходимо для надежной работы этих водогрейных котлов обеспечить постоянство расхода теплоносителя не только во внутреннем циркуляционном кольце, но и во внешнем. Таким требованиям полностью удовлетворяют схемы рис. 2.20, к, л. Первая применяется в тех случаях, когда в основном первичном контуре насос генерирует относительно высокое давление, а вторая – когда давление в основном контуре невелико.

2.4.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ

2.4.3.1. РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В инженерной практике при расчете теплообменников широкое применение получили два подхода: метод расчета с использованием средних температурных разностей и метод ϵ - NTU, предложенный в [21], который впоследствии применительно к расчету воздухонагревателей систем кондиционирования воздуха и вентиляции был развит в работах [23–25]. Метод расчета с использованием средних температурных разностей связан с решением следующей системы уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= c_n G_n (t_{n,k} - t_{n,n}); \\ Q &= c_{ж} G_{ж} (t_{ж,n} - t_{ж,k}); \\ Q &= K \cdot F \cdot \epsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{c,l}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где Q – общая тепловая нагрузка теплообменника, Вт, а $\Delta t_{c,l}$ – среднелогарифмическое значение разности температур двух теплоносителей, °С, рассчитанное для случая истинного противотока:

$$\Delta t_{c,l} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}. \quad (2.5)$$

Здесь Δt_{\max} и Δt_{\min} – соответственно большая и меньшая разности температур в противоточном теплообменнике.

Первые два уравнения системы (2.4) являются уравнениями баланса тепла соответственно по воздуху и по теплоносителю, а третье уравнение – это уравнение теплопередачи, характеризующее интенсивность обменных процессов, протекающих в рекуперативном теплообменнике между взаимодействующими средами. Величина K , называемая средним коэффициентом теплопередачи, представляет собой количество тепла, переданное через единицу поверхности теплообменника, при средней разности температур, равной 1°С, и считается постоянной на всей теплопередающей поверхности.

Указанная система уравнений в зависимости от задаваемых исходных данных может использоваться для решения различных задач расчета рекуперативных теплообменников, работающих в режиме нагрева воздуха. Следует отметить, что простота расчетов теплообменников с помощью систем уравнений (2.4) и (2.5) является только кажущейся. Дело в том, что если в теплообменнике имеет место противоточная схема движения теплообмениваемых сред, то величина поправки $\epsilon_{\Delta t} = 1$. Для всех остальных случаев этот коэффициент всегда меньше единицы [21], а его точное определение для целого ряда схем взаимного движения представляет значительные трудности.

При проведении теплотехнических расчетов жидкостно-воздушных теплообменников, применяемых в системах кондиционирования воздуха и вентиляции, уравнение теплопередачи обычно записывается в виде

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{c,a}, \quad (2.6)$$

где $\Delta t_{c,a}$ – среднеарифметическая разность температур воды и воздуха ($\Delta t_{c,a} = (\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}) / 2$, $\Delta t_{\max} = t_{ж,n} - t_{в,k}$, $\Delta t_{\min} = t_{ж,k} - t_{в,n}$). По указанным выше причинам использование среднеарифметической разности в формуле (2.6) допустимо в определенном диапазоне начальных параметров воды и воздуха, а именно когда $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 1,8$. При иных величинах указанного соотношения необходимо использовать среднелогарифмическую разность температур, скорректированную на величину $\epsilon_{\Delta t}$, которую надо подсчитать для реальной схемы взаимного движения сред.

Возможность использования среднеарифметических разностей температур при расчете рассматриваемых теплообменников, по-видимому, обусловлена тем, что при конструктивной схеме гидравлического контура таких многорядных калориферов (см. рис. 2.2) имеет место перекрестная схема движения воды и воздуха с одним перемешивающимся потоком (вода) и вторым не перемешивающимся потоком (воздух), при которой в указанном диапазоне начальных параметров обеих сред значения $\Delta t_{c,l}$ и $\Delta t_{c,a}$ практически совпадают.

Метод, предложенный в [21], основан на использовании понятий эффективности (КПД) теплообменника и чисел единиц переноса. Величина эффективности теплообменника определяется как

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{W_r(t_{r1} - t_{r2})}{W_{\min}(t_{r1} - t_{x2})}, \quad (2.7)$$

где W_r , W_{\min} – соответственно водяной эквивалент теплоносителя на горячей стороне и минимальное значение водяного эквивалента ($W_{\min} = W_r$ или $W_{\min} = W_x$), W_x – значение водяного эквивалента на холодной стороне; t_{r1}, t_{r2} – соответственно начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, t_{x1} – начальная температура холодного теплоносителя.

Число единиц переноса тепла определяется следующим образом:

$$NTU = \frac{K \cdot F}{W_{\min}} = \frac{1}{W_{\min}} \int K \cdot dF. \quad (2.8)$$

Как показано в [21], в общем случае между указанными величинами и соотношением водяных эквивалентов W_{\min} / W_{\max} для теплообменников, в которых обменные процессы протекают без изменения агрегатного состояния теплообмениваемых сред, существует однозначная зависимость:

$$\varepsilon = \Phi(NTU, \frac{W_{\min}}{W_{\max}}, \text{схема движения потоков}). \quad (2.9)$$

Таким образом, в тех случаях, когда соотношение между эффективностью теплообменника и NTU установлено из предварительного теоретического анализа, применение метода ε - NTU позволяет сравнительно просто и точно определять все интересующие параметры работы теплообменника. Если же эти зависимости не установлены, то данный метод не имеет особых преимуществ перед традиционным методом расчета, использующим средние температурные разности.

Следует отметить, что расчеты калориферов с использованием величин $\Delta t_{с.н}$ достаточно просты и на определенном временном этапе удовлетворяли предъявляемым требованиям по точности подбора теплопередающих поверхностей калориферов. Тем не менее этому способу расчета присущ ряд ограничений, которые сужают сферу его применения, особенно для расчета и подбора современных конструкций медно-алюминиевых теплообменников. Дело в том, что для стальных и биметаллических калориферов величины средних коэффициентов теплопередачи, входящие в (2.6), вычисляются по (2.1). Эта зависимость определяется в результате обработки опытных данных, полученных в ходе теплотехнических экспериментов, проводимых по методике, приведенной в [18]. В соответствии с ГОСТ 26548 – 85 за испытываемые образцы принимаются теплообменники с фронтальными сечениями и присоединительными размерами, соответствующими теплообменникам № 8 по ГОСТ 7201 – 70. Получаемые при этом зависимости типа (2.1) справедливы лишь в области температур теплообмениваемых сред и скоростей их движения, имевших место в условиях эксперимента. Кроме того, распространение полученных зависимостей на теплообменники других типоразмеров, а также на группы теплообменников с различными схемами их обвязки по теплоносителю и иными тепло- или холодоносителями приводит к определенным погрешностям расчета. Следует также иметь в виду, что значения средних коэффициентов теплопередачи получены при сухих режимах нагрева воздуха и их применение при расчете теплообменников в режимах охлаждения с одновременным уменьшением влагосодержания требует дополнительных предположений и ограничений.

Говоря о методах расчета поверхностных жидкостно-воздушных теплообменников, нельзя не отметить одну весьма удобную и полезную форму представления теплотехнических характеристик теплообменника, предложенную в [27], идея которой восходит к [21]. Для этого введем понятие относительных перегревов теплообменника по воздуху и по воде в виде

$$\theta_a = \frac{\Delta t_a}{\Delta t_0}; \quad (2.10)$$

$$\theta_w = \frac{\Delta T_w}{\Delta t_0}, \quad (2.11)$$

где $\Delta t_a = t_{a.к} - t_{a.н}$ и $\Delta T_w = T_{w.н} - T_{w.к}$ – соответственно перепады начальных и конечных температур обоих потоков в теплообменнике, а Δt_0 – максимальный температурный перепад, равный разности начальных температур первого и второго потоков ($\Delta t_0 = T_{w.н} - t_{a.н}$).

Совершенно очевидно, что для каждого конкретного теплообменника величины относительных перегревов θ_a и θ_w зависят от соотношения водяных эквивалентов, средних коэффициентов теплопередачи K , а также от массовых расходов воздуха через него. На рис. 2.21 представлены зависимо-

сти $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$) для трех значений массовой скорости воздуха во фронтальном сечении базового двухрядного биметаллического теплообменника кондиционера КТЦЗ, имеющего следующие технические характеристики: величина фронтального сечения $F_{\text{фр}} = 1,03 \text{ м}^2$; величина теплопередающей поверхности $F_{\text{т.о}} = 36,8 \text{ м}^2$; площадь живого сечения для прохода воды $f_{\text{ж.в}} = 0,00246 \text{ м}^2$. Расчеты проводились по формулам, приведенным в [27], с использованием следующих значений аппроксимирующих коэффициентов, входящих в (2.1): $a = 25,5$; $m = 0,485$; $r = 0,127$.

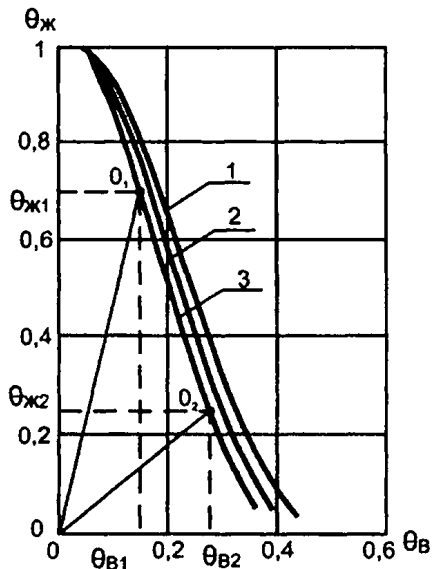


Рис. 2.21. Теплотехнические характеристики биметаллического теплообменника кондиционера КТЦЗ:
 1 - $(UP)_{\text{нр}} = 4,0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 2 - $(UP)_{\text{нр}} = 3,2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;
 3 - $(UP)_{\text{нр}} = 2,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

2,6 кг/(м²·с). Абсцисса точки пересечения $\theta_{\text{в}1}$ позволяет подсчитать величину Δt_0 и, следовательно, величину $t_{\text{ж.к}}$. Аналогично ордината точки пересечения $\theta_{\text{ж}1}$ даст возможность вычислить величину $\Delta T_{\text{ж}}$ и, следовательно, величину $T_{\text{ж.к}}$.

В случае определения достаточности величины теплопередающей поверхности, когда известны начальные и конечные значения температур воздуха и теплоносителя, а также расход воздуха через теплообменник, вначале подсчитываются величины $\theta_{\text{в}2}$ и $\theta_{\text{ж}2}$. Затем эти величины откладываются на осях координат, и находится точка пересечения перпендикуляров, восстановленных из этих точек. Если точка пересечения лежит выше соответствующей зависимости $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$), например кривой 3, то величина теплопередающей поверхности недостаточна для обеспечения требуемого режима работы, и наоборот. Точное попадание точки пересечения указанных перпендикуляров на кривую $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$) свидетельствует о работе теплообменника при коэффициенте запаса по теплопередающей поверхности, равном нулю.

Приведенная форма представления теплотехнических характеристик теплообменника не только удобна в расчетной практике, когда расчеты проводятся немеханизированными методами, но и представляется перспективной для написания алгоритмов, реализуемых в программных методах расчетов, проводимых с помощью современных вычислительных средств. Таким образом, основной задачей при разработке методов расчета медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевой конструкции является получение зависимостей $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$), учитывающих все основные особенности работы медно-алюминиевых теплообменников.

Каждая точка зависимости $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$) соответствует строго определенному режиму работы теплообменника по скорости воды в трубках и заданной массовой скорости воздуха. Для определения величины расхода жидкости, а следовательно, и скорости воды в трубках необходимо провести луч из начала координат через выбранную на кривой точку. Совершенно очевидно (это следует из первого и второго уравнений системы (2.4)), что тангенс угла между этим лучом и осью абсцисс равен отношению водяных эквивалентов обрабатываемого воздуха и теплоносителя, т.е.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\theta_{\text{ж}}}{\theta_{\text{в}}} = \frac{c_{\text{в}} G_{\text{в}}}{c_{\text{ж}} G_{\text{ж}}}$$

Таким образом, зная массовый расход воздуха через теплообменник и используя указанное соотношение, можно определить искомый расход жидкости.

Располагая зависимостями $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$), можно решать разнообразные задачи расчета по определению параметров работы конкретного теплообменника и возможностей достижения заданных конечных параметров воздуха при известных начальных и конечных параметрах теплоносителя, т.е. достаточности используемой поверхности теплообмена. Например, если заданы расходы и начальные температуры воздуха и теплоносителя, можно путем простых построений найти конечные параметры обеих теплообмениваемых сред. Для этого необходимо провести луч из начала координат под углом, тангенс которого равен величине $c_{\text{в}} G_{\text{в}} / c_{\text{ж}} G_{\text{ж}}$, найти точку пересечения, например, с кривой $\theta_{\text{ж}}$ ($\theta_{\text{в}}$) при массовой скорости

2.4.3.2. ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОЛЛЕКТОРНО-КАЛАЧЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ ТИПА ВНВ243

Начатое ООО «ВЕЗА» серийное производство медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевых конструкций для СКВ и В и их масштабное применение в отечественной практике проектирования таких систем потребовали нового подхода к расчету и подбору этих теплообменников. Прежде всего следует отметить, что описанная выше специфика образования гидравлических контуров теплообменников приводит к существенному усложнению схем взаимного движения теплоносителя и воздуха. Если рассмотреть схему обвязки, например для трехрядного теплообменника, представленную на рис. 2.18, то нетрудно заметить, что в так называемом перекрестно-прямоточном теплообменнике греющие трубки обвязаны таким образом, что в одном и том же гидравлическом контуре существуют трубки, в которых осуществляется прямоточное и противоточное движение сред. Аналогичная ситуация имеет место в теплообменниках с иной рядностью и числом ходов.

К числу новых обстоятельств, требующих иных подходов к расчету медно-алюминиевых теплообменников, можно отнести расширение области их применения, в частности, широкое использование их в качестве воздухоохлаждателей и теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем, в качестве тепло- и холодоносителей водных растворов этиленгликоля и различных фреонов, а также в составе скороморозильных агрегатов и т.п. Все это потребовало более точного расчета долей сухой и мокрых частей теплопередающей поверхности и эффекта противоточности, определения зон теплообменников с разным агрегатным состоянием тепло- и холодоносителей, порядного вычисления температур теплопередающей поверхности и выявления зон замерзания конденсата, определения толщины и скорости нарастания инея на теплопередающей поверхности и т.д. с целью повышения качества выпускаемых изделий и их надежности.

Еще одной важной причиной, требующей разработки универсального подхода к расчету теплообменников, является стремление существенным образом сократить объем достаточно дорогих и трудоемких экспериментальных исследований, перенеся центр тяжести на математическое моделирование новых аппаратов и устройств и заменив тем самым трудоемкий физический эксперимент численным, который может проводиться с использованием современных средств вычислительной техники.

Таким образом, в связи с многообразием конструктивных исполнений медно-алюминиевых коллекторно-калачевых конструкций теплообменников, обусловленным возможностью их изготовления с различными шагами установки пластин и числом ходов по воде, появилась необходимость разработки программы расчета на ПЭВМ, которая бы позволила, во-первых, учесть все конструктивные подробности при подборе воздухонагревателей, а во-вторых, сделать этот подбор простым и менее трудоемким. Кроме того, основное расчетное ядро данной программы должно быть таким, чтобы его можно было применять в других программах по расчету и подбору паровых воздухонагревателей, воздухоохлаждателей, работающих на холодной воде, воздухоохлаждателей с непосредственным испарением фреона, а также конденсаторов холодильных машин. Алгоритм должен базироваться на новом подходе к расчету процессов переноса в регенеративных трубчато-пластинчатых медно-алюминиевых теплообменниках СКВ и В, сущность которого состоит в следующем.

Рассмотрим вначале основные особенности алгоритма расчета воздухонагревателей. Прежде всего отметим, что медно-алюминиевый воздухонагреватель можно представить состоящим из отдельных оребренных трубок, суммарная площадь теплопередающей поверхности которых равна площади общей поверхности теплообменника. С помощью калачей трубки объединяются в отдельные циркуляционные контуры, количество которых равно числу отводов, присоединяемых к подводящему коллектору. Число трубок, входящих в такой циркуляционный контур, определяет число ходов теплоносителя. Каждая оребренная трубка омывается поперечным воздушным потоком, и, следовательно, в каждой отдельной трубке процесс теплопередачи осуществляется при перекрестно-точном движении взаимодействующих сред. В зависимости от числа рядов и схемы обвязки калачами в одном и том же циркуляционном контуре могут находиться трубки, в которых в зависимости от направления движения воды от трубки к трубке указанные тепловые процессы протекают как при перекрестно-противоточном, так и перекрестно-прямоточном движении воды и воздуха (см. рис. 2.18, 2.19). Таким образом, отдельная греющая трубка, в которой процессы передачи тепла от одной среды к другой реализуются при перекрестно-точной схеме движения, и является тем самым базовым расчетным элементом медно-алюминиевых теплообменников коллекторно-калачевых конструкций.

Предварительно отметим следующее. Рассматривая процессы теплопередачи в сухом режиме для трубчато-пластинчатой конструкции теплопередающей поверхности на элементарном отрезке греющей трубки, можно записать

$$\frac{dq}{dF} = K_n \cdot (t_r - t_x). \quad (2.12)$$

В этом уравнении величина dq/dF – тепловой поток на единицу поверхности теплообмена в сечении теплообменника, где имеется температурная разность $t_r - t_x$. Величина K_n называется локальным коэффициентом теплопередачи, который представляет собой общую термическую проводимость, отнесенную к разности потенциалов $(t_r - t_x)$ и единице поверхности теплообмена. Величина, обратная K_n , является полным термическим сопротивлением, в которое входят следующие компоненты: конвективная составляющая на стороне горячего потока; составляющая, связанная с теплопроводностью стенки; конвективная составляющая со стороны холодного потока, учитывающая фактическую эффективность развитой поверхности; составляющая, связанная с наличием дополнительных термических сопротивлений, обусловленных особенностями технологического процесса изготовления.

В этом случае исходя из условия равенства тепловых потоков, протекающих через все участки тепловых сопротивлений одиночной оребренной трубки, для величины, обратной K_n , отнесенной к полной величине оребряющей поверхности со стороны холодного воздушного потока, можно получить следующее выражение:

$$\frac{1}{K_n} = \frac{1}{\alpha_s \eta_p} + \varphi \left(\frac{1}{\alpha_x} + R_k \right), \quad (2.13)$$

где α_s и α_x – соответственно коэффициенты внешнего теплообмена со стороны воздуха и со стороны жидкости, Вт/(м²·°С); φ – коэффициент оребрения, представляющий собой отношение величины теплопередающей поверхности трубки к ее внутренней поверхности; η_p – коэффициент тепловой эффективности наружной поверхности.

Для поверхностей типа ВНВ243 с шахматной компоновкой трубного пучка величина эффективности тонкого ребра прямоугольного сечения в сухом режиме (без влаговываждения) определяется по выражению

$$\eta_p = \frac{th(mh_y)}{mh_y}, \quad (2.14)$$

где h_y – высота эквивалентного прямого ребра, а величина m находится так:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_s}{\delta_p \cdot \lambda_p}}. \quad (2.15)$$

Для трубчато-пластинчатых теплообменников с шахматным расположением трубок эквивалентная величина h_y вычисляется по формуле [28]

$$h_y = (R - r)(1 + 0,805 \cdot \lg \rho), \quad (2.16)$$

где

$$\rho = 1,27 \cdot \frac{R}{r} \sqrt{\frac{L_p}{R} - 0,3}.$$

Здесь R и L_p – соответственно половинные минимальное и максимальное расстояния между осями соседних трубок, м (рис. 2.22); r – наружный радиус трубки, м (для поверхности ВНВ243: $R = 0,0177$ м; $L_p = 0,025$ м; $r = 0,0063$ м).

Коэффициент эффективности ребра η_p для теплопередающей поверхности ВНВ243 с учетом зависимостей $\eta_p(mh)$ для прямоугольного ребра, приведенных в [28], может быть вычислен таким

образом:

$$\eta_p = 1,040 - 0,024 \cdot \alpha_s^{0,5} - 0,00122 \cdot \alpha_s. \quad (2.17)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя α_x зависит от режимов его течения и, как правило, при известных физических свойствах жидкостей может быть определен по критериальным зависимостям, приведенным ниже. Коэффициенты внешней теплоотдачи α_s являются сложной функцией геометрии поверхности, свойств воздуха и гидродинамической

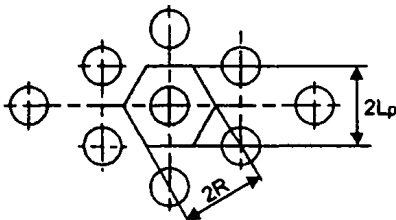


Рис. 2.22. Размеры пластинчатой поверхности с шахматным расположением трубок, входящие в уравнение (2.16)

обстановки воздушного потока, движущегося в межпластинчатых каналах. За исключением некоторых геометрически простых случаев для определения величин α_n приходится прибегать к проведению специальных экспериментов на модельных образцах теплопередающей поверхности.

С учетом изложенных выше положений получим вначале систему уравнений теплопередачи для базового элемента медно-алюминиевого теплообменника – греющей трубки, в которой реализуется перекрестная схема движения воды и воздуха, предположив, что температура воздуха, натекающего на трубку, постоянна по всей ее длине. В этом случае в сухом режиме (влаговывадение отсутствует) для элементарного участка теплопередающей поверхности длиной dx количество тепла, переданное от воды к воздуху, можно записать в виде

$$dq = K_n \cdot f_{\text{тр}} \cdot \Delta t_{\text{с.л}} \cdot dx, \quad (2.18)$$

где $f_{\text{тр}}$ – площадь одной трубки длиной l , м; $dx = dX/l$ – безразмерная длина элементарного участка оребренной трубки.

Величина $\Delta t_{\text{с.л}}$ определяется формулой

$$\Delta t_{\text{с.л}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_w - t_1}{T_w - t_2}}, \quad (2.19)$$

где t_1 и t_2 – соответственно температуры воздуха на входе и на выходе из элементарного участка теплопередающей поверхности.

С другой стороны, количество тепла, приобретенное воздухом, омывающим элементарный отрезок трубки, таково:

$$dq = c_w g_w \cdot (t_2 - t_1) \cdot dx. \quad (2.20)$$

Количество тепла, которое передает теплоноситель на элементарном участке,

$$dq = -c_w g_w \cdot dT_w. \quad (2.21)$$

Приравняв (2.18) и (2.20) и подставляя в (2.19), получаем

$$K_n = \frac{c_w g_w}{f_{\text{тр}}} \ln \frac{T_w - t_1}{T_w - t_2}. \quad (2.22)$$

Из сравнения (2.18) и (2.20) следует, что

$$A = \frac{t_2 - t_1}{t_w - t_1} = 1 - \exp\left(-\frac{K_n f_{\text{тр}}}{c_w g_w}\right). \quad (2.23)$$

Приравняв (2.20) и (2.21) с учетом (2.23), имеем

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{c_w g_w}{c_w g_w} \cdot A \cdot (t_1 - T_w). \quad (2.24)$$

Проинтегрировав уравнение (2.24) с учетом граничных условий по воде $t_w|_{x=0} = t_{w,n}$ и $t_w|_{x=l} = t_{w,k}$, получим

$$\theta_w^* = \frac{T_{w,n} - T_{w,k}}{T_{w,n} - t_1} = 1 - \exp\left(-A \frac{c_w g_w}{c_w g_w}\right) \quad (2.25)$$

или

$$\theta_w^* = 1 - \exp\left[-\frac{c_w g_w}{c_w g_w} \left(1 - \exp\left(-\frac{K_n f_{\text{тр}}}{c_w g_w}\right)\right)\right]. \quad (2.26)$$

С учетом равенства тепловых потоков по воздуху и по воде получим

$$\theta_a^* = \frac{\bar{t}_2 - t_1}{T_{a,n} - t_1} = \frac{c_w g_w}{c_a g_a} \theta_w^*. \quad (2.27)$$

Из (2.25) и (2.27) следует, что средние конечные параметры воды и воздуха могут быть легко подсчитаны, если известны начальные параметры взаимодействующих сред на входе в трубку:

$$T_{a,k} = T_{a,n} - \theta_a^* (T_{a,n} - t_1); \quad (2.28)$$

$$\bar{t}_2 = t_1 - \theta_a^* (T_{a,n} - t_1). \quad (2.29)$$

2.4.3.3. ОБЩИЙ СЛУЧАЙ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОРЯДНОГО МНОГОХОДОВОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ТИПА ВНВ343

Величины θ_{*n}^* и θ_{*n}^* , определяемые по формулам (2.26) и (2.27), представляют собой относительные перепады температур по воде и воздуху после их теплового взаимодействия при перекрестном токе в отдельной греющей трубке. Как видно из формул, эти перепады зависят от конструктивных характеристик теплообменивающей поверхности, водяных эквивалентов теплообменивающихся сред и коэффициентов внешнего и внутреннего теплообмена, учитываемых локальным коэффициентом теплопередачи. По своему смыслу введенные понятия аналогичны представлениям об относительных перепадах температур по воздуху и воде для теплообменного аппарата в целом [21], используемым в практике расчетов теплообменников, и определяются формулами (2.10) и (2.11).

Величина \bar{t}_2 в формуле (2.27) является средней по длине трубки температурой конечного воздуха. В реальных условиях, если температура воды изменяется по длине трубки, то должна меняться по длине трубки и температура обработанного на ней воздуха. Этот вопрос является принципиально важным, так как возможность использования средних температур воздушного потока позволяет существенно упростить получение искомого решения без потери в точности конечного результата. Рассмотрим теплообменник, состоящий из нескольких рядов установленных последовательно по ходу движения воздуха оребренных труб, обтекаемых поперечным воздушным потоком. Во все трубы, находящиеся в одной плоскости, одновременно подается вода с одинаковой температурой. Такая группа труб представляет собой один ход многоходового теплообменника старой конструкции.

Уравнения, описывающие процессы теплопередачи для n -й по ходу движения воздуха трубки, в предположении отсутствия перемешивания воздуха после каждого ряда трубок имеют вид

$$\frac{dt_{*n}}{dx} = c(t_{n-1} - t_{*n}); \quad (2.30)$$

$$-g \frac{dt_{*n}}{dx} = t_n - t_{n-1}, \quad (2.31)$$

где $c = \frac{A}{g}$, $g = \frac{c_* G_*}{c_p G_n}$.

Вычитая из (2.30) уравнение, определяющее изменение температуры воды в $n-1$ -й трубке, и используя (2.31), получаем

$$\frac{d(t_{*n} - t_{*n-1})}{dx} + c(t_{n-1} - t_{*n}) = c(t_{n-1} - t_{n-2}) = -cg \frac{dt_{*n-1}}{dx}. \quad (2.32)$$

Вводя понятие об относительном перепаде температур по воде в n -й трубке

$$\theta_{*n} = \frac{t_{*n} - t_{*n-1}}{t_{*n} - t_{*n-1}},$$

имеем

$$\frac{d(\theta_{*n} - \theta_{*n-1})}{dx} + c(\theta_{n-1} - \theta_{*n}) = c(\theta_{n-1} - \theta_{n-2}) = -cg \frac{d\theta_{*n-1}}{dx}. \quad (2.33)$$

Проинтегрировав (2.33), получим следующее рекуррентное соотношение:

$$\theta_{*n} = \theta_{*n-1}(1 - cg) + c^2 g \cdot \exp(-cx) \cdot \int_0^x \theta_{*n-1} \cdot \exp(-cx) \cdot dx. \quad (2.34)$$

Из (2.30) находим, что

$$\theta_{*1} = 1 - \exp(-cx). \quad (2.35)$$

С помощью рекуррентного соотношения (2.34) запишем

$$\theta_{*n} = 1 - \exp(-cg) \cdot \left[1 + \sum_{j=1}^{n-1} \frac{(c^2 \cdot g \cdot x)^j}{j!(j-1)!} \sum_{i=0}^{n-1-j} \frac{(i+j-1)!}{i!} (1-cg)^i \right]. \quad (2.36)$$

Относительный перепад температур по воде n -рядного одноходового теплообменника может быть вычислен по формуле

$$\bar{\theta}_{x_n} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \theta_{x_n} = 1 - \exp(-cx) \cdot \left[1 + \sum_{j=1}^{n-1} \frac{(c^2 \cdot g \cdot x)^j}{j!(j-1)!} \sum_{i=0}^{n-1-j} \frac{(i+j-1)!}{i!} (1-cg)^i \frac{n-i-j}{n} \right]. \quad (2.37)$$

Величина относительного перепада температур по воздуху в n -м одноходовом теплообменнике определяется так:

$$\bar{\theta}_{b,n} = g \bar{\theta}_{w,n}. \quad (2.38)$$

Вычислив по (2.37) средние относительные перепады температур по воде на выходе из трубок одноходового теплообменника и задавая их значениями в качестве начальных для следующего хода, с помощью выражения

$$1 - \bar{\theta}_{x_n, n} = \prod_{i=1}^n (1 - \bar{\theta}_{x_n, i}) \quad (2.39)$$

можем найти относительный перепад температур по воде многорядного многоходового теплообменника ($\bar{\theta}_{x_n, i}$ – относительный перегрев воды в i -м ходе).

Выражения (2.37) и (2.38) получены в предположении равенства $K_n F / c_p G_s$ для всех рядов трубок. В действительности коэффициенты теплоотдачи могут зависеть от месторасположения в трубном пучке (имеются в виду первые ряды по ходу движения воздуха). Разными (из-за конструктивных решений) могут быть и величины теплопередающих поверхностей, скорости воды в трубках, коэффициенты внешней теплоотдачи. В этих случаях решение задачи определения теплотехнических характеристик может строиться на рекуррентных соотношениях, аналогичных (2.37):

$$\theta_{x_n} = u_n \cdot \theta_{x_{n-1}} + c_n (1 - u_n) \cdot \exp(-c_n x) \cdot \int_0^x \theta_{x_{n-1}} \cdot \exp(-c_n x) \cdot dx, \quad (2.40)$$

на основании которых можно получить выражения для теплообменников с разновеликими c_n :

$$u_n = \frac{c_n}{c_n - 1} - c_n g_{n-1}.$$

При вычислении эффективности многорядных многоходовых теплообменников следует иметь в виду возможность взаимовстречного движения воды в трубках соседних рядов теплообменника, а также другие сложные схемы течения воды. Для таких ситуаций решение может быть существенно упрощено введением допущения о выравнивании поля температур после каждого ряда трубок. В этом случае средний перегрев по воде может быть найден по формуле

$$\bar{\theta}_{x_n} = \left[1 - \prod_{i=1}^n (1 - \theta_{x_i} \cdot g) \right] / \sum_{i=1}^n g_i. \quad (2.41)$$

Границы допустимости применения этого предположения могут быть определены непосредственным сравнением решений по зависимостям (2.39) и (2.41), результаты которого приведены в табл.2.4. Видно, что различие результатов расчетов по формулам (2.35) и (2.39) во всем практически важном диапазоне величин изменения g не превосходит 1% и лишь при большом значении $A = 0,3$ и $g = 0,1$ отклонение расчетных величин составляет 9%.

Таким образом, зависимость (2.26) может быть использована при известных значениях K_s для определения расчетных параметров как одиночных теплообменников, так и воздухонагревателей установок, в которых теплообменники соединены по теплоносителю различными способами.

Таблица 2.4

СРАВНЕНИЕ ВЕЛИЧИН θ_x , ВЫЧИСЛЕННЫХ ПО ФОРМУЛАМ (2.39) И (2.41)

A	Число рядов	Номер формулы	Значение g			
			0,1	0,5	1,0	1,5
0,1	2	(2.39)	0,6137	0,1731	0,0906	0,0614
		(2.41)	0,6221	0,1731	0,0906	0,0614
	6	(2.39)	0,5461	0,1449	0,0752	0,0508
		(2.41)	0,5403	0,1448	0,0752	0,0508
0,2	2	(2.39)	0,8376	0,3029	0,1649	0,1132
		(2.41)	0,8273	0,3029	0,1649	0,1132
	6	(2.39)	0,7310	0,2211	0,1166	0,0791
		(2.41)	0,6980	0,2202	0,1165	0,0791
0,3	2	(2.39)	0,9278	0,4018	0,2258	0,1567
		(2.41)	0,9051	0,4003	0,2256	0,1566
	6	(2.39)	0,8207	0,2639	0,1395	0,0947
		(2.41)	0,7511	0,2614	0,1391	0,0946

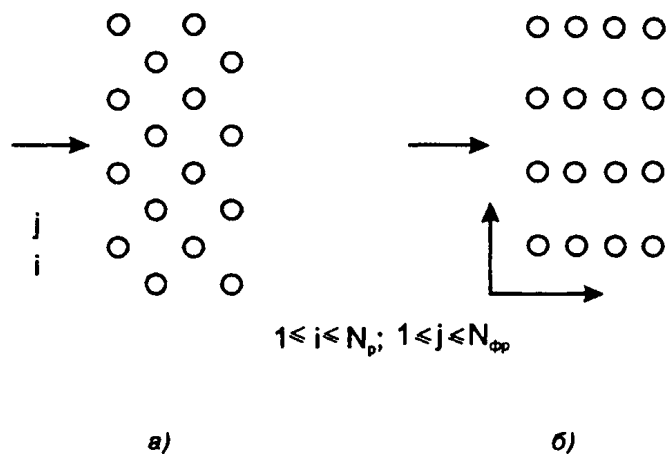


Рис. 2.23. Схема компоновки трубок в теплообменнике:
а — реальная; б — условная

Введение понятий относительных перегревов по теплоносителю и воздуху отдельной трубки открывает принципиальную возможность расчета теплотехнических характеристик коллекторно-калачевых конструкций с учетом всех особенностей их обвязок практически для любого числа рядов и имеющих место в практике высот трубных решеток, т.е. без ограничений общего количества трубок в воздухонагревателе.

Действительно, учитывая специфику интенсифицированной поверхности ВНВ243, обусловленную наличием системы гофров, расположенных перпендикулярно к набегающему воздушному потоку, представим одну из возможных эквивалентных в теплотехническом смысле расчетных схем расположения трубок такой, как показано на рис. 2.23, б. Шахматная компоновка реального теплообменника в этом случае заменяется коридорной, но такая замена ни в коей мере не

отражается на величинах коэффициентов внешней теплоотдачи, так как при решении соответствующих уравнений будут использоваться величины α , полученные для шахматного трубного пучка.

При такой схематизации число трубок во фронтальном сечении и количество трубок в каждом горизонтальном ряду условного теплообменника совпадают соответственно с N_{fr} и N_p реального теплообменника. В этом случае каждый горизонтальный ряд трубок обрабатывает количество воздуха, равное величине $g_v = G_v / N_{fr}$, причем на каждую последующую трубку попадает воздух, температура которого равна температуре воздуха после предыдущей трубки. Таким образом, уравнения для определения конечных параметров обеих сред для трубки, находящейся в i -м ряду по глубине и в j -м по высоте трубной решетки (индекс этой трубки — i, j), можно записать в виде

$$T_{жн}^{i,j} = T_{жн}^{i,j} - \theta_{ж}^* (T_{жн}^{i,j} - t_{в,н}^{i,j}); \quad (2.42)$$

$$t_{в,к}^{i,j} = T_{жн}^{i,j} - \theta_v^* (T_{жн}^{i,j} - t_{в,н}^{i,j}). \quad (2.43)$$

Для описания процессов теплопередачи во всем теплообменнике приведенные уравнения должны быть дополнены следующими:

$$t_{в,н}^{i,j} = t_{в,к}^{i-1,j}; \quad (2.44)$$

$$T_{жн}^{i,j} = T_{жк}^{i,j}. \quad (2.45)$$

Последнее уравнение отражает тот факт, что начальная температура воды на входе в трубку с индексом i, j равна температуре воды на выходе из предшествующей трубки с индексом i', j' того же циркуляционного контура. В общем случае величины индексов i и i' , а также j и j' не совпадают, так как эти трубки могут располагаться на разных вертикальных уровнях и рядах. Кроме того, считаются известными начальные температуры воздуха на входе в теплообменник t_0^* (число таких значений равно N_{fr}), а также температура горячей воды T_0^* , поступающей в циркуляционные контуры, число которых равно числу отводов $n_{отв}$. Таким образом, общее число решаемых уравнений $N_{fr}(4 \cdot N_p - 1) - N_{отв}$ (здесь $N_{отв}$ — число циркуляционных контуров). Все уравнения, входящие в общую систему $(N_{fr}(4 \cdot N_p - 1) - N_{отв})$, линейны, и поэтому она может быть решена одним из известных стандартных методов. Далее, зная конечные параметры воздуха и воды на выходе из каждой трубки, можно осреднением получить конечные интегральные параметры теплообменника. Система рассматриваемых уравнений может составляться в автоматическом режиме в том случае, когда она увязана с программой «CuAl Tube», которая производит подбор обвязок для каждого проектируемого теплообменника.

2.4.3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКОВ С РЕАЛЬНЫМИ СХЕМАМИ ОБВЯЗКИ И ЧИСЛОМ РЯДОВ $N_p \leq 4$

Рассматриваемое общее решение требует, тем не менее, больших временных затрат даже при использовании современных ПЭВМ. Поэтому для сокращения времени расчетов рассмотрим возможность аналитического решения систем уравнений (2.42) – (2.45), имея в виду специфические особенности решаемых уравнений. Действительно, в общем случае каждое расчетное уравнение для одной трубки включает число неизвестных, максимальное количество которых не превышает четырех. Это обстоятельство в целом ряде случаев позволяет свести решение к треугольной матрице коэффициентов и последовательному вычислению всех неизвестных. Рассмотрим реализацию данного способа для двух-, трех- и четырехрядных теплообменников. На рис. 2.24 приведены реальные, учитывающие необходимость слива воды, и расчетные схемы двухрядного теплообменника с числом ходов по теплоносителю от 2 до 6 для прямо- и противоточных схем взаимного движения воды и воздуха.

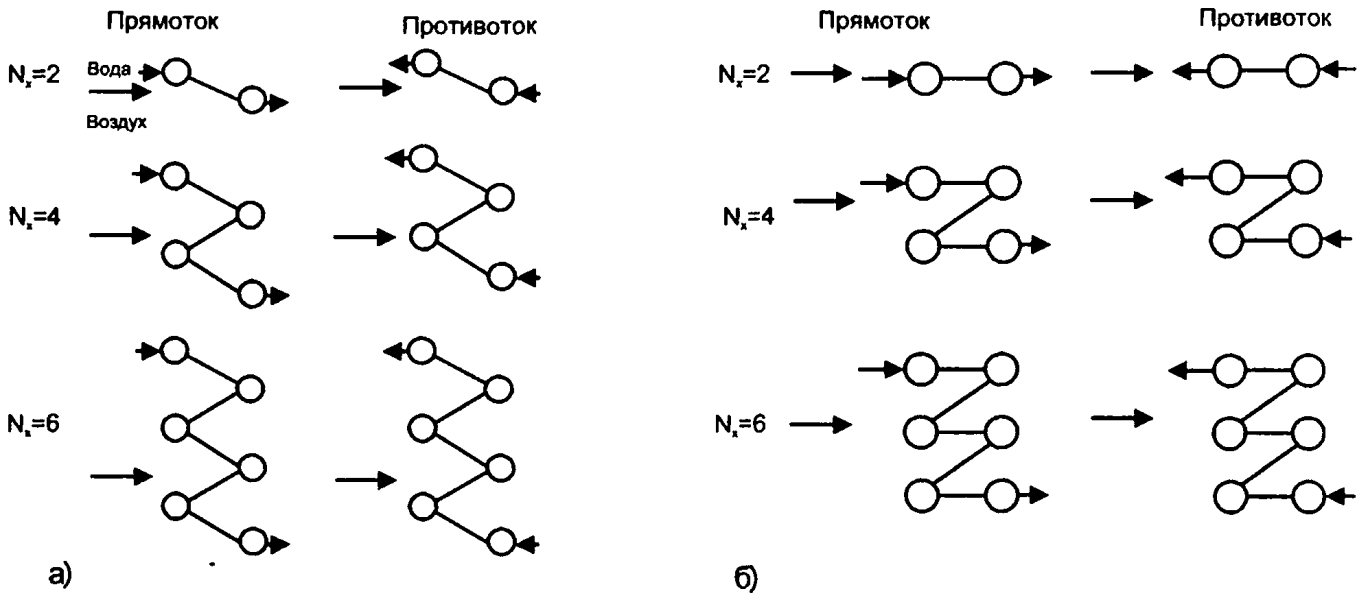


Рис. 2.24. Реальные (а) и расчетные (б) схемы обвязок двухрядных теплообменников

Вначале рассмотрим решения для противоточного двухрядного теплообменника с числом ходов $N_p = 2$. В этом случае в соответствии с (2.42) – (2.45) система уравнений имеет вид

$$t_{в.к}^{11} = t_0^* + \theta_s^* (T_{ж.к}^{21} - t_0^*); \quad (2.46)$$

$$t_{в.к}^{21} = t_{в.к}^{11} + \theta_s^* (T_0^* - t_{в.к}^{11}); \quad (2.47)$$

$$T_{ж.к}^{11} = t_0^* - \theta_w^* (T_{ж.к}^{21} - t_0^*); \quad (2.48)$$

$$T_{ж.к}^{21} = T_0^* - \theta_w^* (T_0^* - T_{ж.к}^{11}). \quad (2.49)$$

Введем величины искомого перегрева воздуха и воды в рассматриваемом двухходовом теплообменнике:

$$\theta_s^{(+)} = \frac{t_{в.к}^{21} - t_0^*}{T_0^* - t_0^*}; \quad (2.50)$$

$$\theta_w^{(+)} = \frac{T_0^* - T_{ж.к}^{11}}{T_0^* - t_0^*}. \quad (2.50a)$$

Решая линейную систему четырех уравнений, содержащую четыре неизвестные температуры $t_{в.к}^{11}$, $t_{в.к}^{21}$, $T_{ж.к}^{11}$, $T_{ж.к}^{21}$, выражаем эти неизвестные через T_0^* и t_0^* . Подставив их значения в (2.50) и (2.50a), получим

$$\theta_a^{(+)} = \frac{1 - \left(\frac{1 - \theta_w^*}{1 - \theta_w}\right)^2}{1 - \frac{1}{m_0} \cdot \left(\frac{1 - \theta_w^*}{1 - \theta_w}\right)^2}; \quad (2.51)$$

$$\theta_w^{(+)} = \frac{1}{m_0} \cdot \theta_a^{(+)}, \quad (2.52)$$

где m_0 – соотношение водяных эквивалентов для двухрядного контура, определяемое так:

$$m_0 = \frac{c_w g_w^{тр}}{c_a g_a^{тр}}. \quad (2.53)$$

При вычислении величин перегревов для двухрядного теплообменника с числом ходов $N_x > 2$ необходимо учитывать, что такой теплообменник состоит из $N_x/2$ двухрядных противоточных блоков, обвязанных последовательно по теплоносителю. Принимая во внимание, что в этом случае имеет место равенство температур воды, выходящей из предшествующего блока, и воды, поступающей в последующий блок, для нахождения значений перегревов воды и воздуха всего теплообменника можно получить следующие формулы:

$$\theta_w = 1 - (1 - \theta_w^{(+)})^{N_x/2}; \quad (2.54)$$

$$\theta_a = \theta_w \cdot \frac{m_0}{(N_x/2)}. \quad (2.55)$$

Для двухрядного двухходового теплообменника с прямоточной схемой движения воды и воздуха в соответствии с (2.42) – (2.45) можно записать

$$t_{a,k}^{11} = t_0^* + \theta_w^* (T_0^* - t_0^*); \quad (2.56)$$

$$t_{a,k}^{21} = t_{a,k}^{11} + \theta_a^* (T_{ж,к}^{11} - t_{a,k}^{11}); \quad (2.57)$$

$$T_{ж,к}^{11} = T_0^* - \theta_w^* (T_0^* - t_0^*); \quad (2.58)$$

$$T_{ж,к}^{21} = T_{ж,к}^{11} - \theta_w^* (T_{ж,к}^{11} - t_{a,k}^{11}). \quad (2.59)$$

Введем величины искомого перегрева воздуха и воды в рассматриваемом двухходовом теплообменнике, работающем в режиме прямотока:

$$\theta_a^{(-)} = \frac{t_{a,k}^{21} - t_0^*}{T_0^* - t_0^*}; \quad (2.60)$$

$$\theta_w^{(-)} = \frac{T_0^* - T_{ж,к}^{21}}{T_0^* - t_0^*}. \quad (2.61)$$

Решив систему уравнений (2.55) – (2.58) и подставив найденные значения температур в (2.59) и (2.60), получим

$$\theta_a^{(-)} = \frac{1 - (1 - \theta_w^* - \theta_w^*)^2}{1 + \frac{1}{m_0}}; \quad (2.62)$$

$$\theta_w^{(-)} = \frac{1}{m_0} \theta_a^{(-)}. \quad (2.63)$$

Для прямоточного теплообменника с числом ходов больше двух величины перегревов по воде и воздуху могут быть определены по формулам, которые по своей структуре идентичны формулам (2.54) и (2.55), а именно:

$$\theta_w = 1 - (1 - \theta_w^{(-)})^{N_x/2}; \quad (2.64)$$

$$\theta_a = \theta_w \cdot \frac{m_0}{(N_x/2)}. \quad (2.65)$$

Для теплообменников с большей рядностью выражения для перегревов воздуха и воды имеют более громоздкий вид. Ниже для примера приводятся расчетная схема обвязки (рис. 2.25) и система уравнений, описывающая процессы переноса в трехрядном медно-алюминиевом воздухонагревателе, работающем в противоточном режиме и имеющем шесть ходов по теплоносителю.

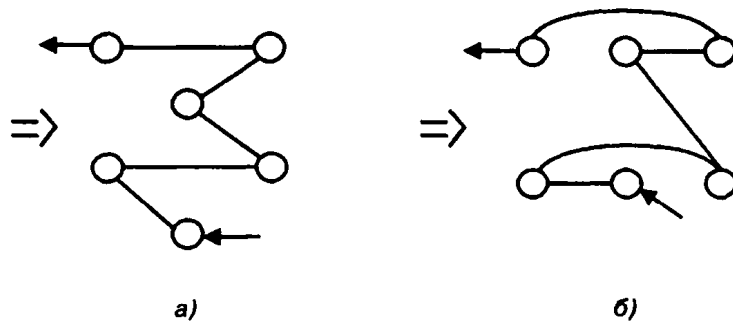


Рис. 2.25. Реальная (а) и расчетная (б) обвязки противоточного теплообменника с $N_p=3$ и $ff=6$

Система расчетных уравнений имеет вид

$$t_{21} = \theta_s^{(+)} T_0^* ; \quad (2.66)$$

$$T_{11}^k = T_0^* (1 - \theta_{\kappa}^{(+)}); \quad (2.67)$$

$$t_{31} = t_{21} + \theta_s^* (T_{11}^k - t_{21}); \quad (2.68)$$

$$T_{31}^k = T_{11}^k - \theta_{\kappa}^* (T_{11}^k - t_{21}); \quad (2.69)$$

$$t_{12} = \theta_s^* T_{32}^k; \quad (2.70)$$

$$T_{32}^k = T_{31}^k (1 - \theta_{\kappa}^{(-)}) / (1 - \theta_s^* \theta_{\kappa}^{(-)}); \quad (2.71)$$

$$t_{32} = t_{12} + \theta_s^{(-)} (T_{31}^k - t_{12}); \quad (2.72)$$

$$T_{12}^k = T_{32}^k (1 - \theta_{\kappa}^*); \quad (2.73)$$

$$\theta_{s3-6}^{(+)} = (t_{31} + t_{32}) / (2T_0^*); \quad (2.74)$$

$$\theta_{\kappa 3-6}^{(+)} = (T_0^* - T_{12}^k) / T_0^*. \quad (2.75)$$

В этом случае не удастся получить решение системы в свернутом виде, как при анализе двухрядной конструкции. Однако приведенная система уравнений имеет треугольную матрицу коэффициентов, что позволяет, зная численные значения величин T_0^* и t_0^* , легко, не пользуясь стандартными методами решения систем линейных алгебраических уравнений, подсчитать все неизвестные величины, входящие в эту систему, так как в каждом уравнении оказывается лишь одно неизвестное, а затем вычислить величины перегревов воды и воздуха в теплообменнике.

Приведенная выше методика позволяет обеспечить получение аналитических решений воздухонагревателей до четырех рядов включительно (Приложение 3).

2.4.3.5. УНИВЕРСАЛЬНЫЙ АЛГОРИТМ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

При большем числе рядов получить аналогичные решения и пользоваться ими проблематично из-за их громоздкости. Поэтому целесообразно рассмотреть еще одну схему компоновки трубок в теплообменнике (рис. 2.26, 2.27), которая также в теплотехническом плане практически эквивалентна реальной, но позволяет программным путем получить искомые решения для любого количества рядов теплообменника. Это делает ее более универсальной, так как она с небольшими изменениями может быть использована для разработки программ расчета многорядных воздухоохладителей, а также теплообменников, в которых процессы теплопередачи протекают в условиях изменения агрегатного состояния теплоносителей.

Как следует из принципов трансформации, реализованных на рис. 2.26 и рис. 2.27, двухрядный пучок трансформируется в однорядный с большей густотой, а трехрядный переходит в двухрядный, причем густота первого ряда в два раза выше, чем второго, четырехрядный пучок становится условно двухрядным с большей густотой.

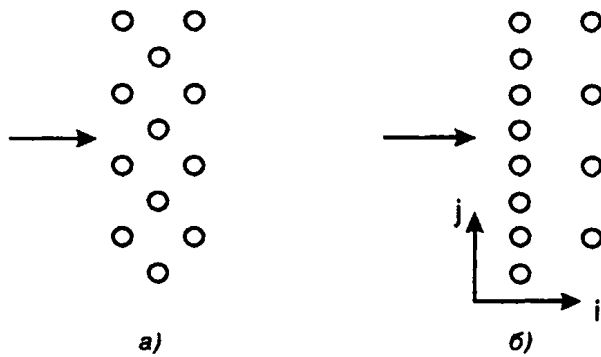


Рис. 2.26. Реальная (а) и условная (б) схемы компоновки труб в трубном пучке трехрядного теплообменника

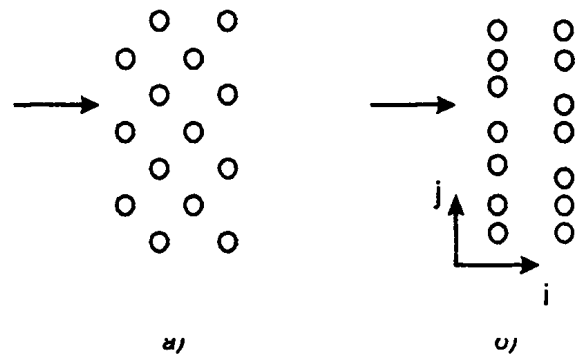


Рис. 2.27. Реальная (а) и условная (б) схемы компоновки труб в трубном пучке четырехрядного теплообменника

Таким образом, для теплообменников с четным числом рядов количество условных рядов становится вдвое меньше. При такой схематизации появляется возможность заменить реальный теплообменник гипотетическим, состоящим из условного количества теплообменных рядов, каждый из которых, в свою очередь, состоит из отдельных теплообменных блоков. Количество этих блоков равно количеству отводов реального теплообменника. В каждом теплообменном ряду блока все трубы обвязаны последовательно по теплоносителю. Количество труб в каждом таком блоке в соответствии с принятой расчетной схемой размещения труб в теплообменнике может различаться. По этой же причине фронтальные сечения блоков также могут отличаться друг от друга. Заполняющие фронт теплообменника блоки между собой по воздуху и теплоносителю соединены параллельно. Таким образом, подсчитав теплотехнические характеристики каждого такого теплообменного блока, можно сравнительно просто определить теплотехнические характеристики условного теплообменного ряда.

Приведенная выше расчетная схема жидкостно-воздушного теплообменника базируется на ряде допущений, часть из которых была обоснована выше. Во-первых, предполагается, что после каждого условного теплообменного ряда воздух перемешивается и его температура во фронтальном сечении постоянна и равна среднекалориметрической. Во-вторых, также считается, что на выходе из каждого ряда происходит полное перемешивание теплоносителя, прошедшего через все теплообменные блоки этого ряда. Температуры теплоносителя, поступающего в блоки последующего ряда, одинаковы.

Из описанной расчетной схемы видно, что, как и прежде, основным базовым элементом системы является отдельная оребренная трубка, в которой реализуется перекрестно-точная схема движения взаимодействующих сред. Зная величины $\theta_{\text{ж}}^{\circ}$ и $\theta_{\text{в}}^{\circ}$, представляющие собой перегревы по воздуху и воде базовой оребренной трубки, соответствующие перегревы m -го блока в i -м ряду можно определить следующим образом. Известно, что в каждом блоке трубы по теплоносителю обвязаны последовательно. В этом случае, поскольку начальная температура воздуха на всех трубках блока одинакова, а начальная температура теплоносителя в j -й трубке блока равна конечной температуре теплоносителя в $(j-1)$ -й трубке, разности температур $t_{\text{ж.к } j-1} - t_{\text{в.н}}$ и $t_{\text{ж.н } j} - t_{\text{в.н}}$ оказываются одинаковыми. Вводим переменную z^m :

$$z^m = \frac{t_{\text{ж.к } j} - t_{\text{в.н}}}{t_{\text{ж.н } j-1} - t_{\text{в.н}}} \quad (2.76)$$

С учетом указанного выше равенства температур имеем

$$z^m = \prod_{j=1}^{N_{\text{ж}}^m} z^j = \frac{t_{\text{ж.к } j} - t_{\text{в.н}}}{t_{\text{ж.н } j} - t_{\text{в.н}}}, \quad (2.77)$$

где $t_{\text{ж.н } j}$, $t_{\text{ж.к } j}$ — соответственно начальная и конечная температуры теплоносителя на входе и выходе из условного m -го теплообменного блока.

Нетрудно видеть, что величина z^m связана с коэффициентом относительного перегрева $\theta_{\text{ж}}^m$ зависимостью

$$z^m = 1 - \theta_{\text{ж}}^m \quad (2.78)$$

Таким образом, коэффициент относительного нагрева m -го блока

$$\theta_{\text{ж}}^m = 1 - \prod_{j=1}^{N_{\text{фр}}^m} z^j = 1 - \prod_{j=1}^{N_{\text{фр}}^m} (1 - \theta_{\text{ж}}^j). \quad (2.79)$$

Коэффициент относительного нагрева воздуха в m -м блоке

$$\theta_{\text{в}}^m = \frac{\theta_{\text{ж}}^i}{\sum_{j=1}^{N_{\text{фр}}^m} \frac{\theta_{\text{ж}}^j}{\theta_{\text{в}}^j}}. \quad (2.80)$$

Коэффициенты относительных перегревов теплообменного ряда $\theta_{\text{в}}^i$ и $\theta_{\text{ж}}^i$ можно вычислить, зная соответствующие коэффициенты перегревов по воде и воздуху для отдельных условных теплообменных блоков, по формулам

$$\theta_{\text{в}}^i = \frac{\sum_{m=1}^M \theta_{\text{в}}^m F_{\text{фр}}^m}{\sum_{m=1}^M F_{\text{фр}}^m}; \quad (2.81)$$

$$\theta_{\text{ж}}^i = \frac{\sum_{m=1}^M \theta_{\text{в}}^m F_{\text{фр}}^m}{\sum_{m=1}^M \frac{\theta_{\text{в}}^m}{\theta_{\text{ж}}^m} F_{\text{фр}}^m}, \quad (2.82)$$

где $1 \leq m \leq M$, M – общее количество теплообменных блоков в i -м ряду.

Коэффициенты относительных перегревов всего теплообменника, которые зависят от схем обвязки теплообменных рядов, можно записать, опуская аналогичные приведенным выше промежуточные выкладки, в следующем виде:

для проточной схемы обвязки теплообменных рядов

$$\theta_{\text{в}} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_p} (1 - \theta_{\text{в}}^i - \theta_{\text{ж}}^i)}{1 + \frac{\theta_{\text{ж}}^i}{\theta_{\text{в}}^i}}; \quad (2.83)$$

$$\theta_{\text{ж}} = \theta_{\text{в}} \cdot \frac{\theta_{\text{ж}}^i}{\theta_{\text{в}}^i}; \quad (2.84)$$

для противоточной схемы обвязки теплообменных рядов

$$\theta_{\text{ж}} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_p} \frac{1 - \theta_{\text{в}}^i}{1 - \theta_{\text{ж}}^i}}{\frac{\theta_{\text{в}}^i}{\theta_{\text{ж}}^i} - \prod_{i=1}^{N_p} \frac{1 - \theta_{\text{в}}^i}{1 - \theta_{\text{ж}}^i}}; \quad (2.85)$$

$$\theta_{\text{в}} = \frac{1 - \prod_{i=1}^{N_p} \frac{1 - \theta_{\text{в}}^i}{1 - \theta_{\text{ж}}^i}}{1 - \frac{\theta_{\text{ж}}^i}{\theta_{\text{в}}^i} \cdot \prod_{i=1}^{N_p} \frac{1 - \theta_{\text{в}}^i}{1 - \theta_{\text{ж}}^i}}. \quad (2.86)$$

Из полученных формул следует, что для нахождения значений относительных перегревов теплообменника $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{ж}}$ в конечном счете необходимо располагать информацией о величинах коэффициентов относительных перегревов для одиночной теплообменной трубки, процессы теплопередачи в которой происходят в условиях перекрестно-точного движения теплоносителя и воздуха, вычисляемых по форму-

лам (2.26) и (2.27). Эти перегревы, как видно из (2.26), (2.27), в свою очередь, определяются лишь тепло-техническими характеристиками теплообменной поверхности (локальный коэффициент теплопередачи со стороны воздуха, а также величина теплопередающей поверхности) и величинами водяных эквивалентов контактирующих сред.

2.4.3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВНЕШНЕЙ ТЕПЛОТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ МЕДНО-АЛЮМИНИЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Величина K_0 в соответствии с (2.13) зависит от целого ряда параметров, определяющим из которых является коэффициент внешней теплоотдачи α_0 . Как указывалось ранее, коэффициенты внешней теплоотдачи α_0 являются сложной функцией геометрии поверхности, свойств воздуха и гидродинамической обстановки воздушного потока, движущегося в межпластинчатых каналах. За исключением некоторых геометрически простых случаев для нахождения величин α_0 приходится прибегать к проведению специальных экспериментов на модельных образцах теплопередающей поверхности.

Ниже будет описан экспериментально-теоретический метод определения величин α_0 , использованный в настоящей работе. Для реализации этого метода необходимо располагать информацией о коэффициентах внутреннего теплообмена α_0 при движении жидкости в трубах, величины которых зависят от режима течения, скорости движения жидкости, а также от теплофизических свойств движущейся среды. В настоящее время для каждого из режимов течения (ламинарного, переходного и турбулентного) существует большое количество разнообразных расчетных зависимостей (критериальных уравнений), позволяющих вычислить числа Нуссельта. Некоторые из этих критериальных уравнений были получены теоретически, некоторые носят полуэмпирический характер и установлены путем применения аналогии Рейнольдса, а большинство таких зависимостей сугубо эмпирические, так как получены в ходе обработки экспериментальных данных. Расчеты, проводимые по таким формулам для одних и тех же чисел Рейнольдса, дают результаты, отличающиеся друг от друга примерно на 25%. Чтобы получить единообразные расчетные результаты и иметь возможность провести сравнение расчетных данных, в [29] было предложено отобрать группу наиболее достоверных формул для каждого из режимов течения и затем с помощью серии расчетов для каждой конкретной трубы с ее геометрией и характеристиками шероховатости построить обобщающую зависимость, точки которой описывают максимальные значения из всей совокупности расчетных значений определяемого критерия (числа Nu) при каждом числе Re. Указанная методология была использована и при теплотехнических расчетах медно-алюминиевых теплообменников.

Для ламинарного режима в различных источниках рекомендуется использовать следующие формулы:

$$Nu_1 = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,66^3 \cdot Re Pr \frac{d}{L_{тр}}}; \quad (2.87)$$

$$Nu_2 = 3,66 + \frac{0,19 \cdot (Re Pr \frac{d}{L_{тр}})^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot (Re Pr \frac{d}{L_{тр}})^{0,467}}; \quad (2.87a)$$

$$Nu_3 = 0,664 \cdot (Re \frac{d}{L_{тр}})^{0,5} \cdot Pr^{0,333}; \quad (2.87b)$$

$$Nu_4 = 1,55 \cdot (Re Pr \frac{d}{L_{тр}})^{0,333}, \quad (2.87b)$$

а для переходного и турбулентного режимов –

полуэмпирическое уравнение Прандтля

$$Nu_5 = \frac{(\zeta/8) Re Pr}{1 + 8,7 \cdot (\zeta/8) \cdot (Pr - 1)}; \quad (2.88)$$

модифицированное уравнение Прандтля для полностью развитого течения

$$Nu_6 = \frac{(\zeta/8)RePr}{1+12,7 \cdot (\zeta/8) \cdot (Pr^{2/3}-1)}; \quad (2.88a)$$

модифицированное уравнение Прандтля для полностью развитого начального участка

$$Nu_7 = \frac{(\zeta/8) \cdot (Re-1000)Pr}{1+12,7 \cdot (\zeta/8) \cdot (Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L_{тр}} \right)^{2/3} \right], \quad (2.88b)$$

где

$$\zeta(Re) = (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2}.$$

Эти формулы справедливы при $0 < \frac{d}{L_{тр}} < 1$; $0,6 < Pr < 2000$; $2300 < Re < 10^6$.

Кроме того, для указанных режимов могут быть использованы:

формула М.А. Михеева

$$Nu_8 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_w/Pr_{ст})^{0,25}; \quad (2.89)$$

формула Хаузена

$$Nu_9 = 0,037(Re^{2/3}-180) \cdot Pr^{0,2} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L_{тр}} \right)^{2/3} \right]. \quad (2.89a)$$

Итоговая зависимость $Nu(Re)$ для труб с внутренним диаметром 0,0116 м и длиной 1,0 м представлена на рис. 2.28.

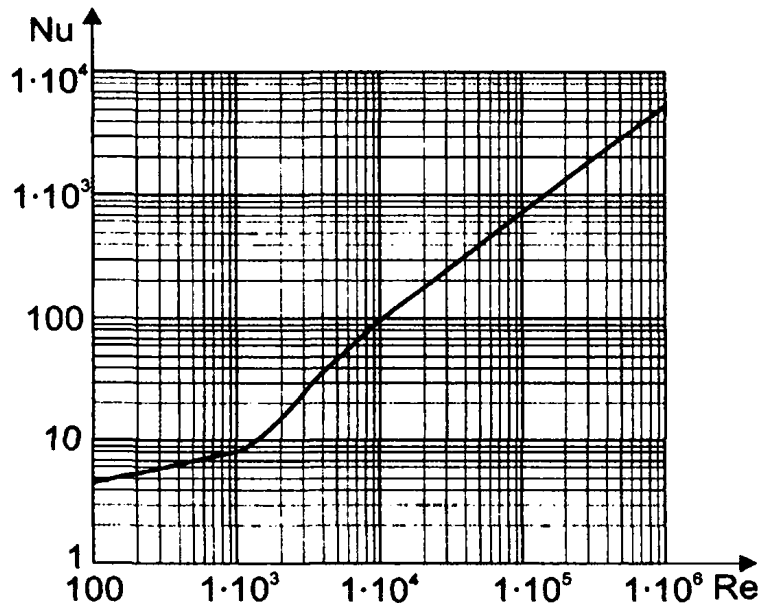


Рис. 2.28. Расчетная зависимость $Nu(Re)$ для трубы с $d_m = 0,0116$ м и $l_{тр} = 1,0$ м

Основным расчетным уравнением для гидравлического сопротивления медно-алюминиевых теплообменников являлось

$$\Delta P_{ж} = \xi_{т.о} \cdot \frac{\rho_{ж} w^2}{2}, \quad (2.90)$$

где $\xi_{т.о}$ — коэффициент гидравлического сопротивления теплообменника, определяемый по формуле