

А.Ю. Трошин А.М. Наумов

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Учебное пособие



Воронеж 2016

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный
технический университет»

А.Ю. Трошин А.М. Наумов

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В
КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ
АППАРАТАХ**

Утверждено Редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия

Воронеж 2016

УДК 614. 8. 084.

Трошин А.Ю. Интенсификация теплообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах: учеб. пособие / А.Ю. Трошин, А.М. Наумов.

Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2016. 132 с.

В учебном пособии изложены основы инженерных расчетов по интенсификации теплообмена в кожухотрубных теплообменных аппаратах.

Издание соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлениям 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» (направленность «Промышленная теплоэнергетика»).

Учебное пособие подготовлено в соответствии с программой дисциплины «Интенсификация теплообмена в энергоустановках» и предназначено для студентов очной и заочной формы обучения. Оно может быть полезно специалистам, занимающимся вопросами интенсификации теплообмена в энергоустановках.

Табл. 25. Ил. 9. Библиогр: 5 назв.

Рецензенты: кафедра электротехники, теплотехники и гидравлики ФГБОУ ВО «ВГЛУ»

(Зав. кафедрой д-р техн. наук, с.н.с. О.Р. Дорняк);

д-р техн. наук, проф. А.В. Бараков

© Трошин А.Ю., Наумов А.М., 2016

© Оформление. ФГБОУ ВПО

«Воронежский государственный
технический университет», 2016

Введение

Настоящее учебное пособие посвящено изложению методик расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов с гладкими трубами и трубами, оребренными радиальными низкими ребрами, а также расчета воздушного охладителя.

Материалы пособия позволяют студентам овладеть основными методиками инженерных расчетов, которые позволяют провести сравнительный анализ эффективности работы кожухотрубчатых теплообменников без оребрения и с применением ребер, позволяющих увеличить интенсивность теплообмена. В пособии также приведена методика расчета воздушного охладителя и примеры расчетов.

Материал учебного пособия соответствует программе подготовки магистров по направлению 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Пособие может быть использовано при выполнении курсовой работы по дисциплине «Интенсификация теплообмена в энергоустановках».

1. Типы, особенности кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Трубы и их расположение в ТОА.

Процесс теплообмена важен во многих отраслях промышленности, а именно в химической, пищевой, металлургической и энергетической областях. Теплообменное оборудование способствует передаче тепловой энергии посредством разделительной стенки между ними. Самыми популярными в промышленности сегодня являются кожухотрубчатые теплообменные аппараты.

Кожухотрубчатые ТОА представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб (прямых или U-образных, диаметров от 12 до 57 мм), собранных при помощи трубных решеток, и ограниченные кожухами и крышками со штуцерами. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены. На рисунке 1.1 изображен противоточный кожухотрубчатый теплообменник цилиндрической формы с неподвижной трубной решеткой и температурным компенсатором на кожухе. Перечень основных деталей приведен к подписи к рисунку.

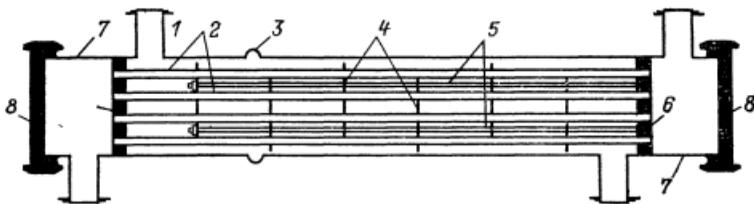


Рисунок 1.1 – Противоточный кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками: 1 – кожух с присоединительными патрубками; 2 – трубы; 3 – линзовый компенсатор; 4 – сегментовидные перегородки; 5 – фиксаторы перегородок и стяжные болты; 6 – трубные решетки; 7 – трубные коллекторы с патрубками; 8 – крышки коллекторов

Благодаря сегментовидным перегородкам, показанным на рисунке 1.2, жидкость в межтрубном пространстве движется не только вдоль, но и поперек трубного пучка. Сегментовидные перегородки характеризуются отношением высоты отсеченного сегмента, или выреза, к внутреннему диаметру кожуха. Например, перегородкой с 20%-ным вырезом называют такую, высота отсеченного сегмента у которой составляет $1/5$ внутреннего диаметра кожуха.

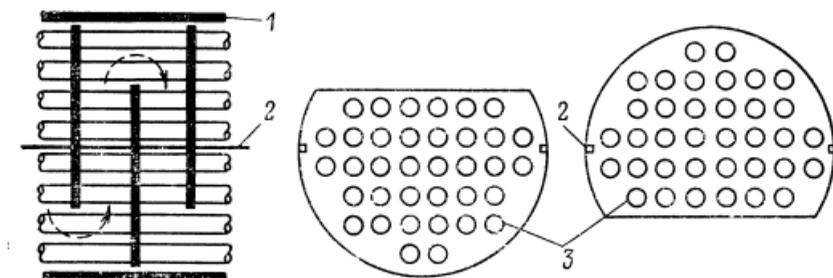


Рисунок 1.2 – Сегментовидные перегородки: 1– кожух; 2 – уплотняющие прокладки; 3 – сверления

Уплотняющие полосы уменьшают поток жидкости между периферийными трубами и кожухом, в обход поверхности трубного пучка. Различные уравнения теплоотдачи при вынужденном поперечном и продольном обтекании трубных пучков показывают, как и в случае течения в трубах, что с увеличением скорости коэффициент теплоотдачи увеличивается, хотя и в меньшей степени. Изменение расстояния между соседними перегородками, называемого шагом перегородок, и их более частое расположение, чем это требуется для подавления вибрации труб, позволяет изменять скорость жидкости в межтрубном пространстве.

Часто соотношение количества горячего и холодного теплоносителей таково, что при любой скорости, поддерживаемой в межтрубном пространстве для одного теплоносителя,

скорость другого теплоносителя в трубах (см. рисунок 1.1) оказывается недопустимо низкой. Скорость течения через данное число одинаковых труб можно удвоить, как это показано на рисунке 3, разделив один из коллекторов пополам и пропуская всю жидкость через половину труб в одном направлении и через другую половину – в обратном (двухходовая схема). Подобным же образом, разделив перегородками оба коллектора, можно добиться, чтобы вся жидкость протекала через одну четвертую, одну шестую, одну восьмую и т. д. общего числа труб (четырёх-, шести-, восьмиходовые теплообменники соответственно). Путем изменения расстояния между перегородками со стороны кожуха и числа ходов с трубной стороны достигается большая гибкость в характеристиках кожухотрубчатых аппаратов.

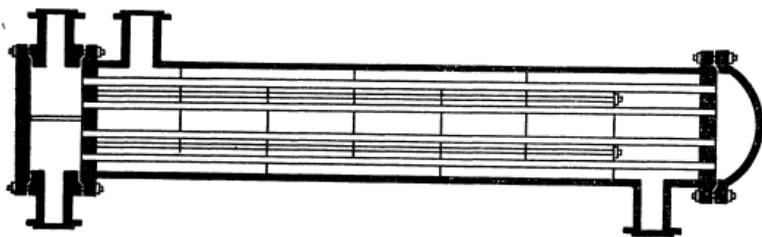


Рисунок 1.3 – Кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками и двумя трубными ходами

Кроме того, трубы вставляют в отверстия в трубной решетке, снабженные кольцевыми канавками, и развальцовывают с помощью конической вращающейся вальцовки, в результате чего получается исключительно прочное и герметическое соединение, показанное на рисунке 4. Соединение может, сохраняя герметичность, противостоять действию значительных напряжений, вызываемых разностью термических расширений труб и кожуха. Если в месте соединения трубы с

трубной решеткой или в трубе образуется течь, труба обычно может быть легко перевальцована, заглушена или без особых трудностей заменена.

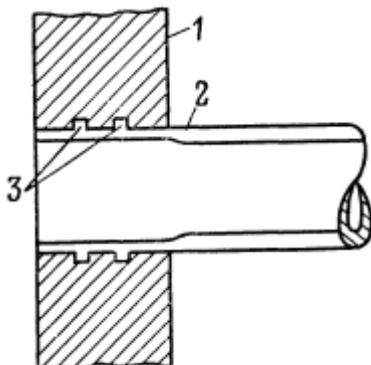


Рисунок 1.4 – Гладкая труба, завальцованная в трубную решетку

Часто бывает желательным ослабить напряжения, возникающие в результате различных термических расширений, и в то же время обеспечить возможность механической чистки наружной поверхности труб с помощью щеток, пескоструйной или водоструйной. Эти операции легко осуществить на теплообменнике с плавающей головкой, показанном на рисунке 1.5, у которого весь трубный пучок может быть вынут из кожуха.

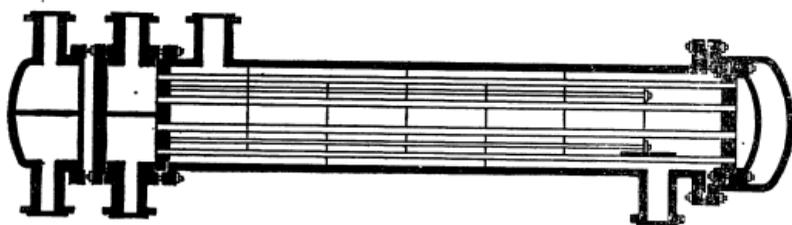


Рисунок 1.5 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

Другой конструкцией, удовлетворяющей таким же требованиям, является теплообменник с U-образными трубами, показанный на рисунке 1.6.

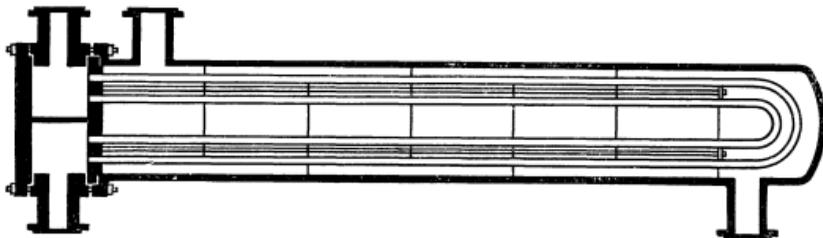


Рисунок 1.6 – Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами

Эволюция кожухотрубчатого теплообменника и вальцовочного соединения труб с трубной решеткой требовала более строгих допусков и повышения чистоты обработки наружной и внутренней поверхностей труб по сравнению с трубами, соединяемыми с решетками на резьбе.

Это привело к необходимости производства нормально-го ряда специальных гладких труб, обычно называемых трубами для теплообменников или конденсаторов. Такие трубы отличаются от обычных повышенной точностью размеров. Номинальный наружный диаметр трубы – это ее действительный диаметр с отклонениями в пределах $\pm 0,08$ мм. Толщина стенки задается калибром на проволоку и тонколистовой металл. Гладкие трубы указанного назначения выпускаются в широком диапазоне размеров с наружными диаметрами от 6,35 до 50,8 мм (от 1/4 до 2 дюймов), а из широко распространенных металлов даже еще больших диаметров.

Цветные металлы нашли широкое применение во многих областях, где необходимо противостоять коррозионному действию охлаждающей воды. Их начали применять в судовых двигателях, охлаждаемых морской водой, а затем распространили и на стационарные энергетические установки. В настоя-

щее время применяются различные методы предварительной обработки и контроля охлаждающей воды, предотвращающие коррозию и загрязнение поверхностей теплообмена.

В кожухотрубчатых теплообменниках чаще всего используются бесшовные или сварные гладкие трубы с наружным диаметром 15,9; 19,0; 22,2 и 25,4 мм. Существуют стандарты ASTM на трубы, охватывающие большую часть выпускаемой продукции. Во всех теплообменниках, за исключением теплообменников с U-образными трубами, длина труб составляет от 4,9 до 7,2 м. Трубы, предназначенные для теплообменников с U-образными трубами, примерно в два раза длиннее труб других типов теплообменников с выемными трубными пучками, хотя средняя длина каждой ветви U-образной петли плюс половина поворотного колена сравнимы с длинами труб, используемых в теплообменниках с плавающей головкой. При использовании некоторых менее употребительных металлов и сплавов предельно допустимая длина труб для теплообменников с U-образными трубами составляет от 13,7 до 15,2 м. Применение труб большей длины из таких металлов может создать трудности при их механической и термической обработке и транспортировке. Современный процесс производства труб для теплообменников представляет, как правило, комплекс высокоскоростных высокопроизводительных операций, обеспечивающих получение труб приемлемой стоимости с необходимыми допусками.

Расположение труб в теплообменнике вместе с трубными решетками и перегородками показано на рисунке 1.7. Трубы размещают по углам квадрата, по углам повернутого квадрата или по углам прямоугольника. Все эти способы обеспечивают возможность наружной механической чистки труб, если это необходимо. Трубы могут быть расположены также по углам равностороннего треугольника (рисунок 1.7, в и г). При этом возможны два направления потока: вдоль высоты треугольника и параллельно его основанию; последний случай менее распространен. Первый же вариант используется для

обеспечения удобного доступа при механической чистке, хотя обычно для этих целей применяют пучки с расположением труб по углам квадрата и прямоугольника. Употребляются также другие схемы размещения труб (например, по углам треугольников с углом при вершине 45° или по углам ромбов).

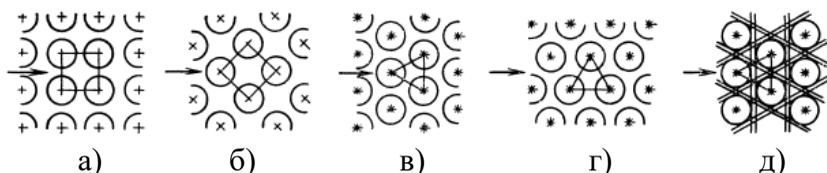


Рисунок 1.7 – Наиболее распространенные схемы размещения труб в трубном пучке теплообменника: а) – по углам квадрата; б) – по углам повернутого квадрата; в) по углам равностороннего треугольника; г) – по углам треугольника с потоком, параллельным его основанию; д) – по углам треугольника с потоком, параллельным его высоте (показаны направления чистки)

Благодаря различному расположению труб имеется возможность в определенных пределах выбирать соотношения между коэффициентом теплоотдачи и допустимыми потерями давления в межтрубном пространстве. В некоторых случаях, например, при работе с несжимаемыми жидкостями при высоких давлениях, желательно поместить как можно большую поверхность в кожух заданных размеров, тогда как потери давления не имеют большого значения. В случае сжимаемых жидкостей, таких, как газы при умеренных давлениях, справедливо как раз обратное. В большинстве теплообменников используется размещение труб по углам квадрата, равностороннего треугольника с потоком, направленным вдоль его высоты. При расверливании трубных решеток для свободного выхода оправки необходимо, чтобы расстояние между центрами соседних отверстий по крайней мере в 1,25 раза превышало наружный диаметр трубы. Это расстояние называется шагом труб. Размеры входного патрубка соответствуют площади сво-

бодного сечения между пучком и кожухом в двух направлениях, равной половине площади поперечного сечения указанных патрубков. [1]

Основным, и наиболее весомым достоинством кожухотрубчатых теплообменников является высокая стойкость данного типа агрегатов к гидроударам. Большинство производимых сегодня видов теплообменников таким качеством не обладают.

Вторым преимуществом является то, что кожухотрубные агрегаты не нуждаются в чистой среде. Большинство приборов в агрессивных средах работают нестабильно. Например, пластинчатые теплообменники таким свойством не обладают, и способны работать исключительно в чистых средах.

Третьим весомым преимуществом кожухотрубных теплообменников является их высокая эффективность. По уровню эффективности его можно сравнить с пластинчатым теплообменником, который по большинству параметров является наиболее эффективным.

Таким образом, можно с уверенностью говорить о том, что кожухотрубные теплообменники являются одними из самых надежных, долговечных и высокоэффективных агрегатов.

Несмотря на все плюсы, данные устройства имеют и некоторые недостатки, о которых также стоит упомянуть.

Первый, и наиболее значительный недостаток – большие размеры. В некоторых случаях от использования таких агрегатов приходится отказываться именно из-за крупных габаритов.

Второй недостаток – высокая металлоемкость, которая является причиной высокой цены кожухотрубных теплообменников.

2. Методы интенсификации теплообмена

Уменьшение массы и габаритов теплообменных аппаратов является актуальной проблемой. Наиболее перспективный путь решения этой проблемы – интенсификация теплообмена.

Опыт создания и эксплуатации различных тепломассообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1.5-2 раза и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

Теплообмен интенсифицируют следующими способами: повышают скорость теплоносителя, увеличивают радиационную составляющую; при кипении жидкости добиваются увеличением числа центров парообразования, улучшают условия отвода пара; при конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, повышают скорость движения пара и т.д.

Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и ее универсальность для различных однофазных и двухфазных теплоносителей, технологичность изготовления поверхности, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Все эти обстоятельства существенно снижают возможности выбора одного из многочисленных исследованных методов интенсификации.

К настоящему времени предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена. Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности и поверхности, развитые за счет оребрения,

закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа – твердых частиц или капель жидкости, вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации потока теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя, струйные системы. Эффективность этих способов различна, в лучшем случае удается увеличить теплоотдачу в 2-3 раза, но для разных способов интенсификации при существенно различных затратах энергии.

Интенсификация теплообмена при кипении обеспечивает не только рост теплоотдачи при пузырьковом и пленочном кипении, но и увеличение максимального теплового потока при пузырьковом и минимального при пленочном кипении, а также увеличение соответствующих критических температурных напоров, т. е. сдвиг кривой кипения в область более высоких температурных напоров и тепловых потоков.

Необходимо отметить, что возможности интенсификации теплообмена при кипении гораздо большие, чем в однофазных потоках. Так, коэффициент теплообмена при пленочном кипении удастся увеличить до 10 раз, а критический тепловой поток – более чем в 3 раза. Наряду с турбулизаторами, закручивающими устройствами, оребрением для интенсификации теплообмена при кипении используют нанесение на поверхность тонких покрытий из низкотеплопроводного или пористого материала, устанавливают неизотермические ребра, используют шероховатые поверхности.

Для интенсификации теплообмена при конденсации предлагают турбулизаторы или ребра, разрушающие пленку конденсата, несмачиваемые покрытия, жидкие стимуляторы для создания капельной конденсации, закрутку потока или вращение поверхности теплообмена. Высокоэффективным часто оказывается применение комбинированных методов интенсификации: комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхности или с закруткой потока, использование закручи-

вающих устройств при течении суспензий, при кипении – применение турбулизаторов с низкотеплопроводными покрытиями.

Методы интенсификации конвективного теплообмена, основанные на изменении конструкции теплоотдающей поверхности, разделены в монографии член-корреспондента РАН Назмеева Ю.Г. на три группы: за счет придания потоку жидкости вращательно-поступательного движения; путем разрушения пристенных слоев жидкости; путем применения локальной закрутки потока. Такое разделение позволяет легко сориентироваться в большом количестве разнообразных конструкций интенсификаторов.

Однако чтобы определить место и эффективность локальной закрутки потока среди других распространенных методов интенсификации проводится сравнительный анализ эффективности этих методов.

Интенсификация теплообмена применительно к ламинарному течению вязкой жидкости мало исследована.

Основными конструкциями этого вида интенсификации являются: лопаточные, ленточные и шнековые закручиватели, устройства для закрутки потока путем тангенциального подвода жидкости в трубу.

Лопаточные интенсификаторы представляют собой осевой направляющий аппарат, в котором потоку сообщается закрутка. Лопатки могут иметь различную конструкцию в зависимости от длины, формы и угла поворота относительно продольной оси трубы. В зависимости от этих параметров меняется и закон закрутки потока.

Рассмотрим лопаточные закручиватели, оси лопаток которых перпендикулярны оси цилиндрического канала и аксиально- тангенциальный лопаточный аппарат, оси лопаток которого образуют с осью канала острый угол. Аксиально-лопаточный закручиватель бывает с профилированными и плоскими лопатками, а также с центральным телом и без него. Разновидности закручивателей шнекового типа обычно ис-

пользуются при необходимости создать закрутку потока с углом больше 45° . Местную закрутку потока можно осуществлять с помощью винтовой вставки в форме скрученной ленты, размещенной в начальном участке трубы. Из технологических соображений этот вид закручивателя используют для создания закрутки потока с углом меньше 45° . Разновидности устройств для тангенциального подвода теплоносителя имеют каналы круглой или прямоугольной формы поперечного сечения, а их число обычно не превышает 4. Улиточный закручиватель имеет, как правило, только один подвод. В некоторых технических устройствах используется частичная закрутка потока.

В последнее время разработаны интенсификаторы в виде пластинчато-ребристых насадок и перфорированных шайб, используемых в высокоэффективных масляных охладителях. Интенсификация ламинарного вязкого потока может происходить при помощи поперечной дискретной шероховатости, нанесенной на каналы.

В переходной области перед входом в каналы устанавливают решетки, шайбы и другие устройства, повышающие турбулентность потока.

Искусственно прерывают развивающийся ламинарный или турбулентный пограничный слой во входных участках каналов или ламинарный подслои в переходных и турбулентных областях, применяя короткие трубы и каналы, плоская прерывистая и жалюзийное, проволочное или стерженьковое оребрение, диффузорно-конфузорные трубы и каналы, трубы с шайбовым и поперечно-спиральным внутренним оребрением и другие поверхности с искусственной дискретной шероховатостью.

Оребрение не ведет к интенсификации теплообмена, если протяженность ребер в направлении потока больше, чем протяженность оребряемой стенки. [2].

3. Сравнительный расчет кожухотрубчатых теплообменников с гладкими трубами и трубами, оребренными низкими радиальными ребрами

При расчете кожухотрубчатого теплообменника принимаются следующие допущения:

1. В любом поперечном сечении теплообменника температура теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, является однородной (среднемассовой по сечению).
2. Площади поверхности теплообмена всех ходов равны.
3. Коэффициент теплопередачи постоянен.
4. Расходы обоих теплоносителей постоянны.
5. Удельная теплоемкость каждого теплоносителя постоянна.
6. Ни в одной части теплообменника не происходит фазовых превращений (испарения или конденсации).
7. Тепловые потери пренебрежимо малы.

3.1 Тепловой расчет

Тепловой баланс теплообменника q , кВт записывается в виде

$$q = c \cdot G \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где G — расход теплоносителя, кг/с

c — удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/кг;

Δt — разность температур теплоносителей на входе и выходе, °С.

Удельную теплоемкость c , кДж/кг определяем из [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя.

При нахождении теплового баланса погрешность расчета не должна превышать 5%. Погрешность рассчитывается по следующей формуле

$$\delta = \frac{q_1 - q_2}{q_2} \cdot 100\%. \quad (2)$$

Если погрешность не превышает 5 %, то тепловой баланс выполнен.

Температурный напор Δt , °С определяем по формуле

$$\Delta t = \Delta t_2 - \Delta t_1, \quad (3)$$

где Δt_1 , Δt_2 – разность температур трансформаторного масла и воды на входе и выходе из аппарата, °С.

В качестве первого приближения принимают заданные температуры для теплообменника 1-2, т.е. в соответствии с рисунком 3.1.

$$F_T > 0,75$$

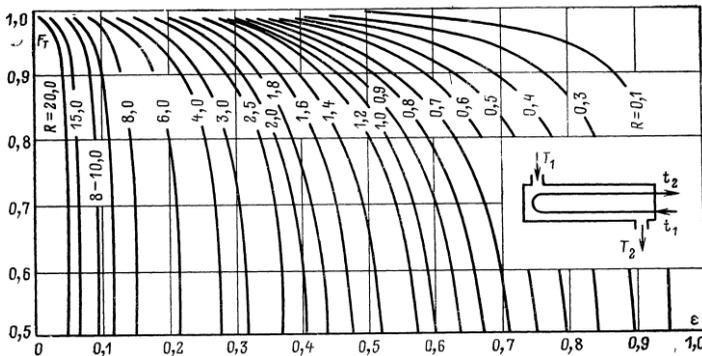


Рисунок 3.1 – Поправочные коэффициенты к среднелогарифмическому температурному напору в теплообменниках 1-2.

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1; \quad (4)$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2, \quad (5)$$

где T_1, T_2 – температура трансформаторного масла на входе и выходе из теплообменника, °С;

t_1, t_2 – температура воды на входе и выходе из теплообменника, °С.

Среднелогарифмическую разность температур $\Delta t_{лог}$, °С для противотока по находим формуле

$$\Delta t_{лог} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)}. \quad (6)$$

Отношение массовых расходных теплоёмкостей теплоносителей R можно определить по формуле

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}. \quad (7)$$

Эффективность теплообменника ε определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}. \quad (8)$$

Действительный температурный напор Δt_{∂} , °С определяем по формуле

$$\Delta t_{\partial} = F_T \cdot \Delta t_{лог}, \quad (9)$$

где F_T – поправочный коэффициент для определения действительного температурного напора.

Поправочный коэффициент для определения действительного температурного напора определяется по рисунку 3.1.

Находим средние температуры теплоносителей T_C , °C и t_C , °C

$$T_C = T_2 + F_C(T_1 - T_2); \quad (10)$$

$$t_C = t_1 + F_C(t_2 - t_1), \quad (11)$$

где F_C – коэффициент, определяющий среднюю (калориметрическую) температуру поток.

По рисунку 3.2 при разности температур $(T_1 - T_2)$ и плотности API находим K_C . При данном значении K_C и найденных отношениях $\frac{\Delta t_C}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}$ находим коэффициент F_C .

°API – принятая в нефтяной промышленности США шкала плотности нефтепродуктов в градусах API (Американского нефтяного института) соотносится с их относительной плотностью (по воде) при температуре 60 °F (15,56 °C) следующим образом:

$$\text{Плотность в градусах API} = \frac{141,5}{0,871} - 131,5 = 31 \text{ °API.}$$

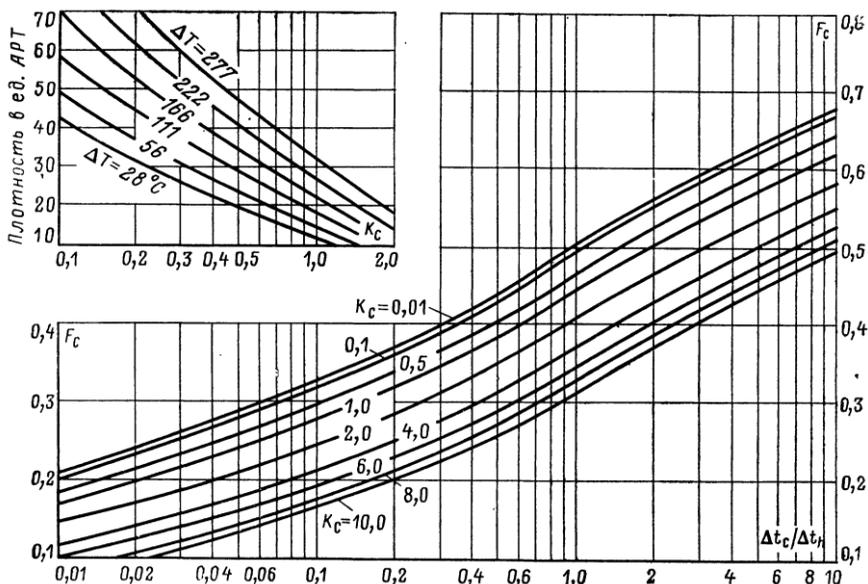


Рисунок 3.2 – Коэффициент F_c , определяющий среднюю (калориметрическую) температуру потока

3.2 Расчет теплообменника с гладкими трубами

В первом приближении принимаем значение коэффициента теплопередачи U_D Вт/(м²·°С).

Находим площадь поверхности теплообмена S , м²

$$S = \frac{q}{U_d \cdot t_d}, \quad (12)$$

где q – тепловая мощность теплообменника, Вт;

U_D – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);

Δt_d – действительный температурный напор, °С.

Находим площадь наружной поверхности трубы на единицу длины s , м²/м

$$s = \pi \cdot d_{\text{наруж}}, \quad (13)$$

где $d_{\text{наруж}}$ – наружный диаметр трубы, мм.

Необходимое число труб N находим по формуле:

$$N = \frac{S}{l \cdot s}, \quad (14)$$

где l – длина труб теплообменника, м.

Затем выбираем ближайшую стандартную компоновку и схему расположения труб в трубном пучке теплообменного аппарата [1]

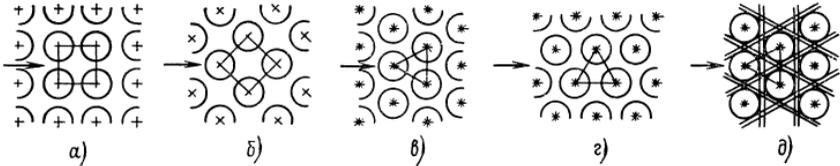


Рисунок 3.3 – Наиболее распространенные схемы размещения труб в трубном пучке теплообменника

а – по углам квадрата; б – по углам повернутого квадрата; в – по углам равностороннего треугольника; г – по углам треугольника с потоком, параллельным его основанию; д – по углам треугольника с потоком, параллельным его высоте

Находим действительную поверхность теплообмена S_{∂} , m^2

$$S_{\partial} = N \cdot l \cdot s. \quad (15)$$

Скорректированное значение коэффициента теплопередачи находим по формуле (12)

$$U_d = \frac{q}{S_{\partial} \cdot t_{\partial}}.$$

3.2.1 Определение теплопередачи для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)

Находим площадь поперечного сечения потока a_C , м² для кожухотрубчатого теплообменника по формуле

$$a_C = \frac{d_s \cdot C' \cdot B}{P_T}, \quad (16)$$

где d_s – внутренний диаметр кожуха, мм (определяется согласно выбранной компоновке);

C' – расстояние между трубами с низкими ребрами, мм;

B – шаг перегородок, мм;

P_T – шаг труб, мм (определяется согласно выбранной компоновке).

Выбираем количество перегородок [1].

Шаг перегородок B определяем по формуле

$$B = \frac{l}{n}, \quad (17)$$

где n – количество зазоров для прохода теплоносителя.

Находим для гладкотрубного пучка зазор между соседними трубами C' , мм

$$C' = P_T - d_{\text{наруж}}; \quad (18)$$

Определяем массовую скорость G_C , кг/(м²·с) по формуле

$$G_C = \frac{W}{a_C}, \quad (19)$$

где W – расход теплоносителя, кг/с (определяется из задания).
Находим число Рейнольдса Re_s по формуле:

$$Re_s = \frac{D_e G_C}{\mu}, \quad (20)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости трансформаторного масла, кг/(м·с). Определяем его из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя T_C ;

D_e – эквивалентный диаметр, м.

Эквивалентный диаметр D_e , м для гладких труб определяем по формуле

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(P_T^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{наруж}}^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_{\text{наруж}}}. \quad (21)$$

Определяем j_H -фактор теплоотдачи. По рисунку 3.4 при найденных значениях Re_s и B имеем

$$j_H = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0,14}.$$

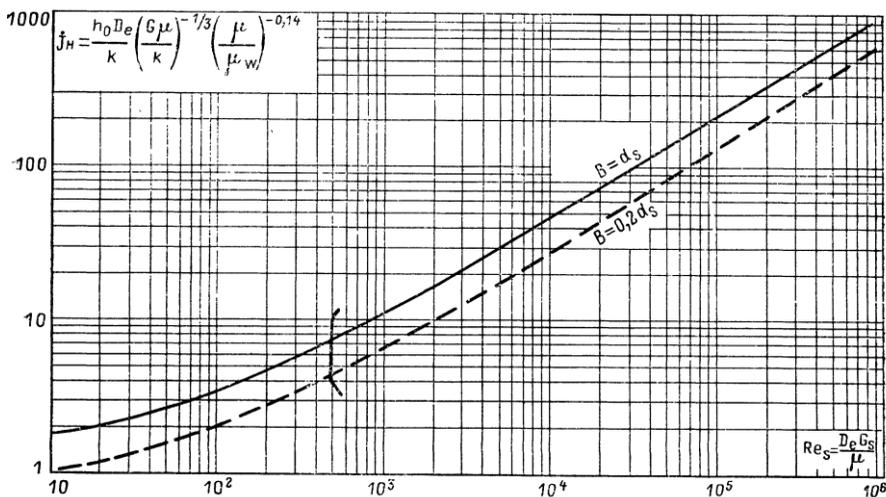


Рисунок 3.4 – j_H -фактор теплоотдачи для трубных пучков в межтрубном пространстве теплообменников.

По найденным значениям μ , кг/(м·с) и плотности АРІ определяем комплекс

$$k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (22)$$

где k – коэффициент, который находим по рисунку 2 при средней температуре теплоносителя T_C , °С и плотности АРІ c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°С).

Теплоемкость теплоносителя c , Дж/(кг·°С) определяем из [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя T_C , °С.

Находим отношение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°С) и поправочного коэффициента Φ_s , учитываю-

щего изменение вязкости при изменении температуры из следующих уравнений

$$h_0 = j_H \left[\frac{k}{D_e} \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Phi_s \right], \quad (23)$$

где Φ_s – поправочный коэффициент, учитывающий изменение вязкости при изменении температуры.

$$\Phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}. \quad (24)$$

Следовательно,

$$\frac{h_0}{\Phi_s} = \frac{j_H \cdot k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}}{D_e}. \quad (25)$$

Определяем сопротивление теплоотдачи в кольцевом канале r_0 , (м²·°C)/Вт

$$r_0 = \frac{1}{h_0 / \Phi_s}. \quad (26)$$

Сопротивление загрязнения на наружной стороне трубы r_{d0} , (м²·°C)/Вт определяется из задания.

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , (м²·°C)/Вт находим по формуле

$$R_0 = r_0 + r_{d0}. \quad (27)$$

3.2.2 Определение теплопередачи для холодного теплоносителя (вода в трубах)

Определяем площадь проходного сечения трубы a_t' , м² по формуле

$$a_t' = \frac{\pi \cdot d_{\text{внутр}}^2}{4}, \quad (28)$$

где $d_{\text{внутр}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Находим внутренний диаметр трубы $d_{\text{внутр}}$, м по формуле

$$d_{\text{внутр}} = d_{\text{наруж}} - 2\delta, \quad (29)$$

где δ – толщина стенки трубы, м.

Толщину стенки трубы определяем из [1] по наружному диаметру.

Находим площадь поперечного сечения потока на ход a_t , м² по формуле

$$a_t = \frac{N \cdot a_t'}{4}. \quad (30)$$

Находим массовую скорость G_t , кг/(м²·с) по формуле

$$G_t = \frac{\omega}{a_t'}, \quad (31)$$

где ω – расход холодного теплоносителя, кг/с (определяется из задания).

Находим скорость воды в трубах V , м/с по формуле

$$V = \frac{G_t}{\rho_\omega}, \quad (32)$$

где ρ_ω – плотность воды, кг/м³.

Определяем плотность воды из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя t_c , °С.

Определяем число Рейнольдса Re_t по формуле

$$Re_t = \frac{d_{внутр} \cdot G_t}{\mu}, \quad (33)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости воды, кг/(м·с).

Определяем его из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя t_c , °С.

Определяем коэффициент теплоотдачи h_i , Вт/(м²·°С) от жидкости к стенке во внутренней трубе.

При найденной скорости движения воды в трубах V , м/с средней температуре теплоносителя t_c , °С и внутреннему диаметру трубы $d_{внутр}$ м по рисунку 3.5 находим h_i , Вт/(м²·°С).

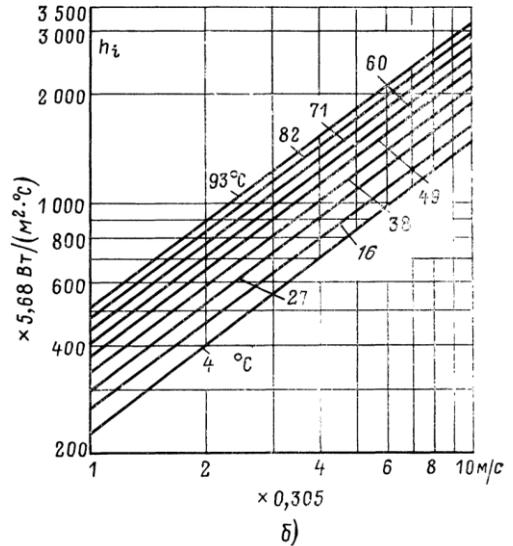
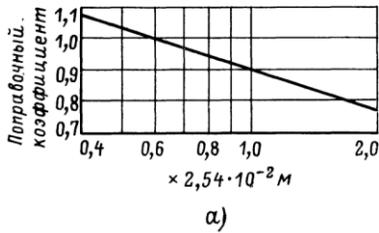


Рисунок 3.5 – Теплоотдача при вынужденном движении воды в трубах

Термическим сопротивлением стенки трубы можно пренебречь, если оно мало по сравнению с сопротивлением теплоотдачи от масла к стенке.

Определяем сопротивление теплоотдачи на стенке r_i , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ по формуле

$$r_i = \frac{1}{h_i}. \quad (34)$$

Термическое сопротивление слоя загрязнения на внутренней стенке трубы r_{di} , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ определяется из задания.

Суммарное внутреннее сопротивление R_i , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ находим по формуле

$$R_i = r_i + r_{di}. \quad (35)$$

Находим термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ по формуле

$$R_{i0} = R_i \cdot \left(\frac{d_{\text{наруж}}}{d_{\text{внутр}}} \right). \quad (36)$$

3.2.3 Определение термического сопротивления для теплообменника с гладкими трубами

Температуру стенки трубы t_ω , $^\circ\text{С}$ в первом приближении вычисляем по формуле

$$t_\omega = T_C - \left(\frac{R_0}{R_0 + R_{i0}} \right) \cdot (T_C - t_C). \quad (37)$$

При этой температуре определяем из [3] или из Приложения 1 вязкость трансформаторного масла и воды $\mu_{\text{м.т.}}$ и $\mu_{\text{воды}}$.

По формуле (24) находим поправочный коэффициент Φ_s , учитывающий изменение вязкости при изменении температуры.

Находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи h_0 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ от масла к стенке по формуле

$$h_0 = \left(\frac{h_0}{\Phi_s} \right) \cdot \Phi_s. \quad (38)$$

Находим уточненное значение термического сопротивления теплоотдачи от масла к стенке r_0 , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ по формуле

$$r_0 = \frac{1}{h_0}. \quad (39)$$

Тогда, полное внешнее термическое сопротивление находим по формуле (27).

Термическое сопротивление со стороны труб находим по формуле (36).

Полное расчетное термическое сопротивление теплопередачи ΣR , ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт определяем по формуле

$$\Sigma R = R_0 + R_{i0}. \quad (40)$$

Принятое значение полного термического сопротивления теплопередачи ΣR_D , ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт определяем по формуле

$$\Sigma R_D = \frac{1}{U_D}. \quad (41)$$

Избыточное термическое сопротивление загрязнения $R_{изб}$, ($\text{м}^2 \cdot \text{°C}$)/Вт определяем по формуле

$$R_{изб} = \Sigma R_D - \Sigma R. \quad (42)$$

3.2.4 Потери давления для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)

Определяем коэффициент трения f .

По рисунку 3.6 при найденных значениях Re_s и B находим коэффициент трения f .

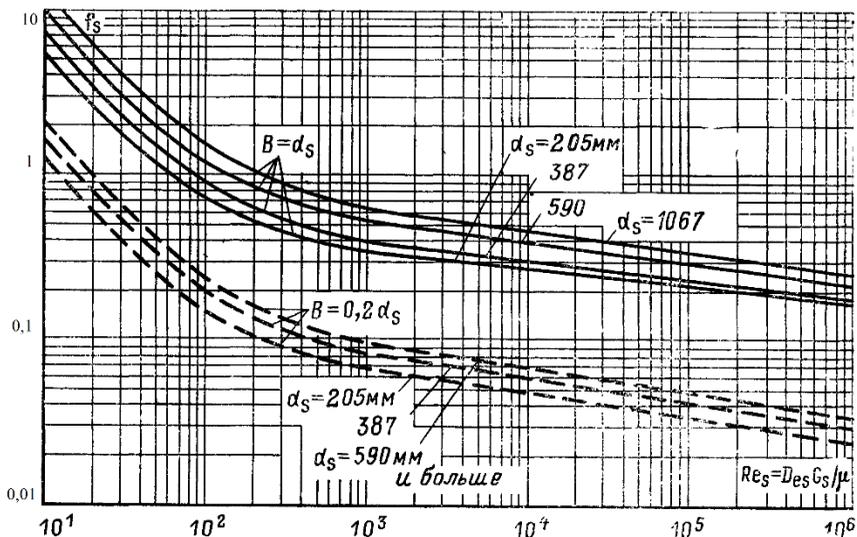


Рисунок 3.6 – Коэффициенты трения в межтрубном пространстве для пучков с перегородками, имеющими 20%-ные сегментные вырезы и одну уплотняющую полосу на 10 рядов труб

Число раз, которое поток пересекает трубный пучок, $n_b + 1$.

Находим потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_s , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_c^2 \cdot d_s \cdot (n_b + 1)}{2\rho \cdot D_e \cdot \Phi_s}, \quad (43)$$

где n_b – число перегородок;

$(n_b + 1)$ – количество раз, которое поток пересекает трубный пучок;

f – коэффициент трения;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Плотность теплоносителя определяем из таблицы [3] по средней температуре теплоносителя T_C °С.

Сравниваем потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_S кПа с допустимыми потерями напора, которые даны в исходных данных . Если найденной значение не превышает заданное, то продолжаем расчет.

3.2.5 Потери давления для холодного теплоносителя (вода в трубах)

Определяем коэффициент трения f .

По рисунку 3.7 при найденных значениях Re_t и B находим коэффициент трения f .

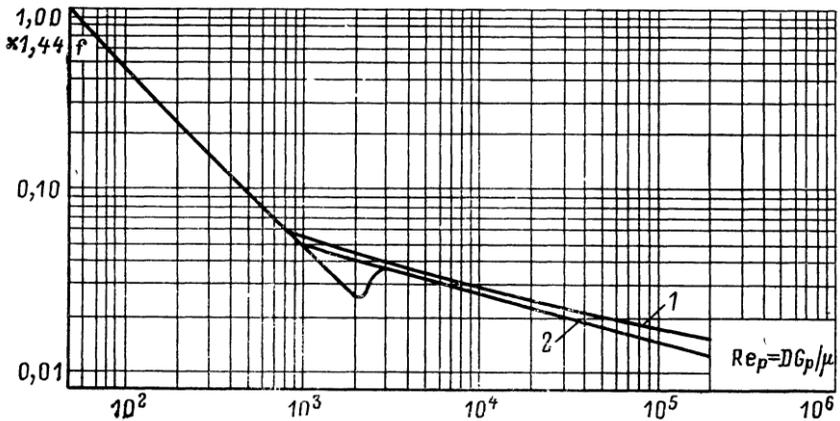


Рисунок 3.7 – Гидравлическое сопротивление при вынужденном движении жидкостей в трубах

Определяем потери давления нагреваемой жидкости ΔP_t , Па, включая потери на входе и выходе, по формуле

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \rho \cdot d_{\text{внут}} \cdot \Phi_t}, \quad (44)$$

где n – число ходов по трубам.

Плотность теплоносителя определяем из таблицы [3] по средней температуре теплоносителя t_c , °С.

Потери давления на поворотах ΔP_r , Па принимаем равными четырем скоростным давлениям на ход и определяем по формуле

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot \rho \cdot V^2}{2}. \quad (45)$$

Полные потери давления в трубах ΔP_T , Па определяем по формуле

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r. \quad (46)$$

Если полные потери давления в трубах ΔP_T , кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных, то продолжаем расчет.

3.3 Расчет теплообменника с низкорребристыми трубами

Условия теплового баланса, действительный температурный напор и средние температуры теплоносителей остаются теми же, что и для случая теплообменника с гладкими трубами.

В первом приближении примем значение коэффициента теплопередачи U_D Вт/(м²·°С). Принятое значение в расчете на единицу полной наружной поверхности оребренной трубы с низкими ребрами меньше, чем для гладкой трубы. Это являет-

ся следствием того, что термические сопротивления с внутренней стороны трубы должны будут умножаться на большие значения отношения площадей наружной и внутренней поверхностей трубы, тогда как все остальные факторы, такие, как скорости и сопротивления загрязнения, остаются теми же.

Средневзвешенная эффективность оребренной поверхности незначительно уменьшает эффективный коэффициент теплоотдачи от потока в межтрубном пространстве к трубе.

Находим площадь поверхности теплообмена S , м^2 по формуле (12)

$$S = \frac{q}{U_d \cdot t_\theta}.$$

Согласно данным каталога, выбираем площадь наружной поверхности оребренной трубы [1].

Тогда необходимое число труб N находим по формуле (14)

$$N = \frac{S}{l \cdot s}.$$

Выбираем компоновочную схему труб [1].

Находим действительную поверхность теплообмена S_θ , м^2 по формуле (15)

$$S_\theta = N \cdot l \cdot s.$$

Уточненное значение коэффициента теплопередачи находим по формуле (12)

3.3.1 Определение теплопередачи для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)

Выбираем количество перегородок [1].

Шаг перегородок B , м определяем по формуле (17)

$$B = \frac{l}{n}.$$

Находим для гладкотрубного пучка зазор между соседними трубами C' , мм по формуле (18)

$$C' = P_T - d_{\text{наруж}}.$$

Находим площадь поперечного сечения потока a_C , м² для кожухотрубчатого теплообменника по формуле (16)

$$a_C = \frac{d_s \cdot C' \cdot B}{P_T}.$$

Находим массовую скорость G_C , кг/(м²·с) по формуле (19)

$$G_C = \frac{W}{a_C}.$$

Эквивалентный диаметр D_e , м для труб, оребренными радиально низкими ребрами определяем по рисунку 3.4.

Число Рейнольдса Re_s находим по формуле (20)

$$Re_s = \frac{D_e G_C}{\mu}.$$

Определяем j -н фактор теплоотдачи. По рисунку 3.4 при Re_s и B имеем

$$j_H = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0,14}.$$

При μ , кг/(м·с) и плотности АРІ определяем по (22)

комплекс $k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$, Вт/(м·°С)

Находим отношение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°С) и поправочного коэффициента Φ_s , учитывающего изменение вязкости при изменении температуры из уравнений (23), (24) и (25).

Определяем сопротивление теплоотдачи в кольцевом канале r_0 , (м²·°С)/Вт по формуле (26):

$$r_0 = \frac{1}{h_0 / \Phi_s}.$$

Сопротивление загрязнения на наружной стороне трубы r_{d0} , (м²·°С)/Вт определяется из задания.

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , (м²·°С)/Вт находим по формуле (27)

$$R_0 = r_0 + r_{d0}.$$

3.3.2 Определение теплопередачи для холодного теплоносителя (вода в трубах).

Находим площадь проходного сечения трубы a'_t , м² по формуле (28)

$$a'_t = \frac{\pi \cdot d_{\text{внутр}}^2}{4}.$$

Находим площадь поперечного сечения потока на ход a_t , м² по формуле (30)

$$a_t = \frac{N \cdot a'_t}{4}.$$

Определяем массовую скорость G_t , кг/(м²·с) по формуле (31)

$$G_t = \frac{\omega}{a_t}.$$

Находим скорость воды в трубах V , м/с по формуле (32)

$$V = \frac{G_t}{\rho_{\omega}}.$$

Определяем внутренний диаметр трубы $d_{\text{внутр}}$, м по рисунку 5.

Находим число Рейнольдса Re_t по формуле (33)

$$\text{Re}_t = \frac{d_{\text{внутр}} \cdot G_t}{\mu},$$

Определяем коэффициент теплоотдачи h_i , Вт/(м²·°С) от жидкости к стенке во внутренней трубе.

При найденной скорости V , м/с, средней температуре теплоносителя t_c , °С и внутреннем диаметре трубы D , м определяем поправочный коэффициент на изменение диаметра h_i , Вт/(м²·°С) по рисунку 3.5.

Термическим сопротивлением стенки трубы можно пренебречь, если оно мало по сравнению с сопротивлением теплоотдачи от масла к стенке.

Определяем сопротивление теплоотдачи на стенке r_i , (м²·°С)/Вт по формуле (34)

$$r_i = \frac{1}{h_i}.$$

Термическое сопротивление слоя загрязнения на внутренней стенке трубы r_{di} , (м²·°С)/Вт определяется из задания.

Суммарное внутреннее сопротивление R_i , (м²·°С)/Вт находим по формуле (35)

$$R_i = r_i + r_{di}.$$

Находим термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , (м²·°С)/Вт по формуле (36)

$$R_{i0} = R_i \cdot \left(\frac{d_{\text{наруж}}}{d_{\text{внутр}}} \right)$$

3.3.3 Определение термического сопротивления теплообменника с низкоробристыми трубами

Температуру стенки оребренной трубы трубы t_w , °C в первом приближении вычисляем по формуле (37)

$$t_w = T_C - \left(\frac{R_0}{R_0 + R_{i0}} \right) \cdot (T_C - t_c).$$

По этой температуре определяем из [3] или из Приложения 1 вязкость трансформаторного масла $\mu_{м.т.}$, кг/(м·с) и воды $\mu_{воды}$, кг/(м·с).

Тогда поправочный коэффициент, учитывающий изменение вязкости при изменении температуры определяем по формуле (24)

$$\Phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}.$$

Соответствующий поправочный коэффициент на изменение вязкости воды Φ_t можно принять равным единице.

Находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°C) от масла к стенке по формуле (38)

$$h_0 = \left(\frac{h_0}{\Phi_s} \right) \cdot \Phi_s.$$

Находим уточненное значение термического сопротивления теплоотдачи r_0 , (м²·°C)/Вт от масла к стенке по формуле (39)

$$r_0 = \frac{1}{h_0}.$$

Тогда, полное внешнее термическое сопротивление R_0 , (м²·°С)/Вт находим по формуле (27)

$$R_0 = r_0 + r_{d0}.$$

Термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , (м²·°С)/Вт находим по формуле (36)

$$R_{i0} = R_i \cdot \left(\frac{d_{наруж}}{d_{внутр}} \right).$$

Полное расчетное термическое сопротивление теплопередачи ΣR , (м²·°С)/Вт определяем по формуле (40)

$$\Sigma R = R_0 + R_{i0}.$$

Принятое значение полного термического сопротивления теплопередачи ΣR_D , (м²·°С)/Вт определяем по формуле (41)

$$\Sigma R_D = \frac{1}{U_D}.$$

Избыточное термическое сопротивление загрязнения $R_{изб}$, (м²·°С)/Вт определяем по формуле (42)

$$R_{изб} = \Sigma R_D - \Sigma R.$$

Определяем термическое сопротивление с оребренной стороны с учетом поправки на эффективность ребра $R_{0\eta}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ по формуле

$$R_{0\eta} = \frac{R_0}{\eta_\omega}, \quad (47)$$

где η_ω – средневзвешенная эффективность оребренной стенки из адмиралтейского сплава.

Определяем η_ω из рисунка 3.8 по $\frac{1}{R_0}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$.

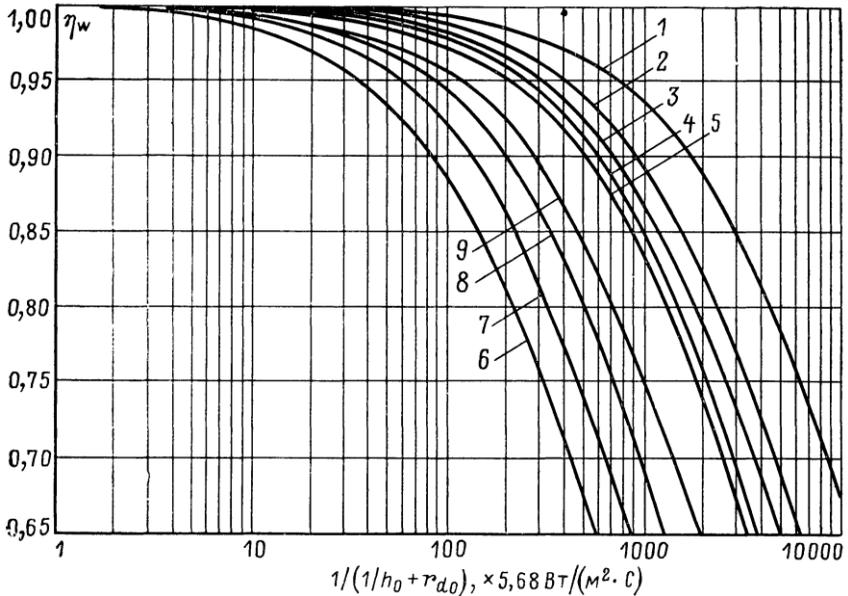


Рисунок 3.8 – Средневзвешенная эффективность оребренных труб с 748 радиальными низкими ребрами на 1 метр длины (высотой 1,6 мм)

Отсюда находим термическое сопротивление с оребренной стороны с учетом поправки на эффективность ребра R_{0n} , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$.

3.3.4 Потери давления для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)

Определяем коэффициент трения f .

По рисунку 3.6 при найденных значениях Re_s и B находим коэффициент трения f .

Число раз, которое поток пересекает трубный пучок $n_b + 1$.

Находим потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_s , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле (43).

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_C^2 \cdot d_s \cdot (n_b + 1)}{2\rho \cdot D_e \cdot \Phi_s},$$

Потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_s , кПа не должны превышать допустимые потери напора, которые даны в исходных данных.

3.3.5 Потери давления для холодного теплоносителя (вода в трубах)

Определяем коэффициент трения f .

По рисунку 3.7 при найденных значениях Re_t и B находим коэффициент трения f .

Определяем потери давления нагреваемой жидкости ΔP_t , Па, включая потери на входе и выходе, по формуле (44)

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \rho \cdot d_{\text{внут}} \cdot \Phi_t}.$$

Потери давления на поворотах ΔP_r , Па принимаем равными четырем скоростным давлениям на ход и находим по формуле (45)

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot \rho \cdot V^2}{2}.$$

Полные потери давления ΔP_T , Па определяем по формуле (46)

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r.$$

Полные потери давления ΔP_T , кПа не должны превышать допустимые потери напора которые даны в исходных данных.

4 Расчет кожухотрубчатого теплообменника с оребренным воздушным охлаждением

Предварительный расчет выполняется с целью получения геометрических размеров для последующего поверочного расчета.

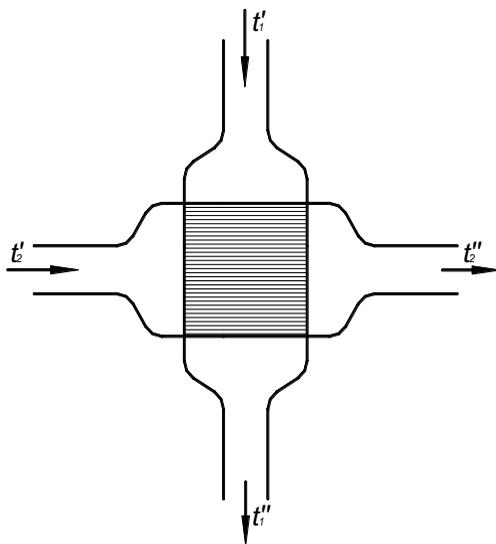


Рисунок 4.1 – Схема тока

Теплообменный аппарата данного вида принадлежит к аппаратам воздушного охлаждения с однократным перекрёстным током.

4.1 Определение массового расхода охлаждающего теплоносителя и количества теплоты, передаваемой теплообменником

Из уравнения теплового баланса определяем массовый расход охлаждающего теплоносителя G_2 , кг/с

$$Q = G_1 c_{p1} (T_1 - t_1) \eta = G_2 c_{p2} (T_2 - t_2), \quad (48)$$

где G_1 – расход трансформаторного масла, кг/с;

G_2 – расход воздуха, кг/с;

T_1 – начальная температура трансформаторного масла, °С;

t_1 – конечная температура трансформаторного масла, °С;

t_2 – начальная температура воздуха, °С;

T_2 – конечная температура воздуха, °С.

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1 - t_1)}{c_{p2} \cdot (T_2 - t_2)}. \quad (49)$$

Далее индексы «1» и «2» будут означать горячий и холодный теплоноситель соответственно.

Средняя температура трансформаторного масла \bar{t}_1 , °С определяется по формуле

$$\bar{t}_1 = \frac{T_1 + t_1}{2}, \quad (50)$$

Средняя температура холодного теплоносителя \bar{t}_2 , °С определяется по формуле

$$\bar{t}_2 = \frac{T_2 + t_2}{2}, \quad (51)$$

Определяем значения плотности для теплоносителей из [3]: ρ_1 , кг/м³ – плотность трансформаторного масла; ρ_2 , кг/м³ – плотность воздуха.

Для определения массового расхода холодного теплоносителя G_2 , кг/с необходимо также определить по таблицам

значения удельных теплоемкостей [3] или из Приложения 1 c_{p1} , Дж/(кг·К); c_{p2} , Дж/(кг·К).

Количество теплоты, передаваемое в процессе теплообмена Q , Вт определяется по формуле:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (T_1 - t_1), \quad (52)$$

При нахождении теплового баланса погрешность расчета не должна превышать 5%. Погрешность рассчитывается по формуле (2).

Если погрешность не превышает 5%, можем продолжать расчет.

4.2 Определение суммарной поверхности теплообмена

Суммарную поверхность теплообмена F_Σ , м² определяют из уравнения теплопередачи

$$F_\Sigma = \frac{Q}{k \cdot \overline{\Delta t}}, \quad (53)$$

где $\overline{\Delta t}$ – среднелогарифмический температурный напор, °С;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи для трансформаторного масла k_m берется из диапазона $k_m = (40..600)$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи для воздуха k_g берется из диапазона $k_g = (6..80)$ Вт/(м²·К).

Среднелогарифмический температурный напор $\overline{\Delta t}$, °С вычисляется по формуле

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon \cdot \frac{(T_1 - T_2) - (t_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - T_2)}{(t_1 - t_2)}}, \quad (54)$$

где ε – поправочный коэффициент, который является функцией $\varepsilon = f(P, R)$ и определяется по рисунку 4.2.

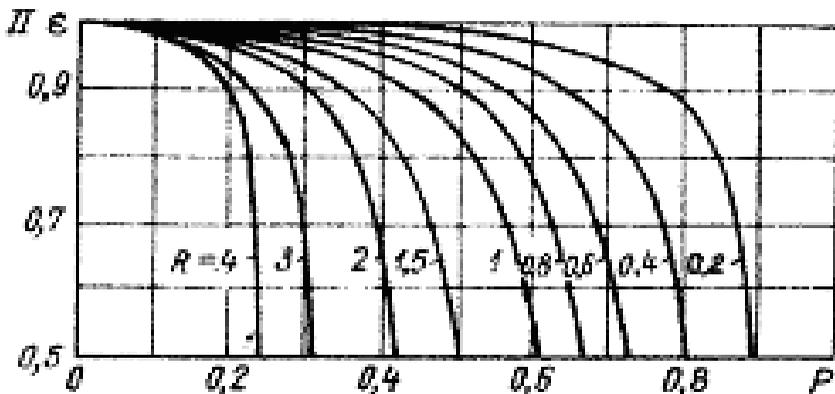


Рисунок 4.2 – Поправочный коэффициент для однократного перекрёстного тока

Определим поправочные температурные коэффициенты P и R по следующим формулам

$$P = \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_2}. \quad (55)$$

$$R = \frac{T_1 - t_1}{T_2 - T_1}. \quad (56)$$

Тогда, по рисунку 4.2, с полученными данными находим поправочный коэффициент для однократного перекрестного хода ε .

Далее определяем среднелогарифмический температурный напор $\overline{\Delta t}$, °C по формуле (54), суммарную площадь теплообмена для трансформаторного масла $F_{\Sigma,м}$, м² и для воздуха $F_{\Sigma,в}$, м², по формуле (53).

4.3 Выбор геометрии трубы и определение конструктивных параметров

Расчет выполняется с целью определения общей поверхности теплообмена со стороны горячего и холодного теплоносителей.

4.3.1 Определение геометрических параметров трубы

Общая длина трубы L , м определяется по формуле

$$L = \frac{F_{\Sigma,м}}{\pi \cdot d_{вн}}, \quad (57)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Для данного теплообменного аппарата выбираем трубы, с внутренним диаметром $d_{вн}$, м и наружным диаметром d_n , м.

Толщина стенки трубы δ , м определяется по формуле

$$\delta = \frac{d_n - d_{вн}}{2}. \quad (58)$$

4.3.2 Определение количества труб в теплообменном аппарате

Количество труб N , шт в теплообменнике определяется как отношение площади необходимой для прохода трансформаторного масла к площади поперечного сечения одной

$$N = \frac{F_M}{F_{mp}}, \quad (59)$$

где F_M – площадь, необходимая для прохода трансформаторного масла, м^2 ;

F_{mp} – площадь поперечного сечения одной трубы, м^2 .

Площадь поперечного сечения одной трубы F_{mp} , м^2 определяется по формуле

$$F_{mp} = \frac{1}{4} \pi \cdot d_{вн}^2, \quad (60)$$

Площадь, необходимая для прохода трансформаторного масла F_M , м^2 определяется по формуле:

$$F_M = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_M}, \quad (61)$$

где W_M – скорость горячего теплоносителя внутри трубы, $W_M = 0,4$ м/с [1].

Принимаем количество труб N , шт. ближе к стандарту.

Затем выбираем схему расположения труб и рассчитываем количество труб в одном ряду n_2 , труб

$$n_2 = \frac{N}{m}, \quad (62)$$

где m – количество рядов.

Определяем длину одной трубы l , м по формуле:

$$l = \frac{L}{N}, \quad (63)$$

Принимаем количество заходов x .

Из ряда стандартных длин труб (ГОСТ 20764–79) выбираем трубы длиной l , м.

4.3.3 Расчет геометрии каналов

В качестве теплообменной поверхности принимаем оребренную монометаллическую трубу (рисунок 4.3).

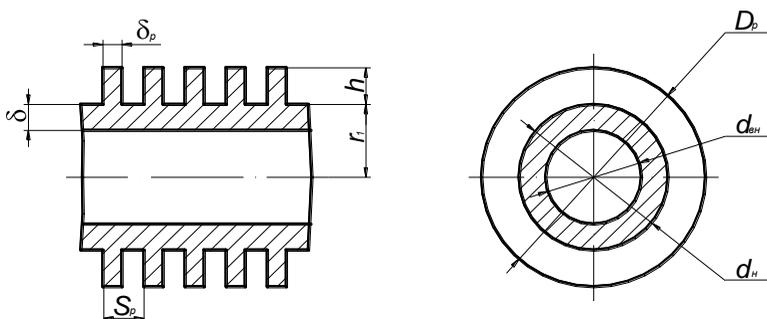


Рисунок 4.3 – Геометрические характеристики поперечно-орбренных труб

На рисунке 4.3 приведены геометрические размеры оребренной трубы с накатанным шайбовым оребрением (с круглыми ребрами),

где $\delta = 0,001625$ – толщина стенки трубы, м;

$\delta_p = 0,001$ – толщина ребра, м;

$h = 0,01$ – высота ребра, м;

$S_p = 0,0025$ – шаг ребра, м;

$D_p = 0,039$ – диаметр оребрения, м.

4.3.4 Определение коэффициента оребрения

Коэффициент оребрения φ определяет соотношение геометрических характеристик ребристой трубы и определяется по формуле

$$\varphi = 1 + \frac{2 \cdot h}{S_p \cdot d_{\text{вн}}} \cdot (d_n + \delta_p + h), \quad (64)$$

4.3.5 Определение габаритных размеров теплообменного аппарата

Габаритные размеры теплообменного аппарата показаны на рисунке 4.4,

где B – ширина теплообменного аппарата, м;

H – высота теплообменного аппарата, м;

l – длина теплообменного аппарата, м.

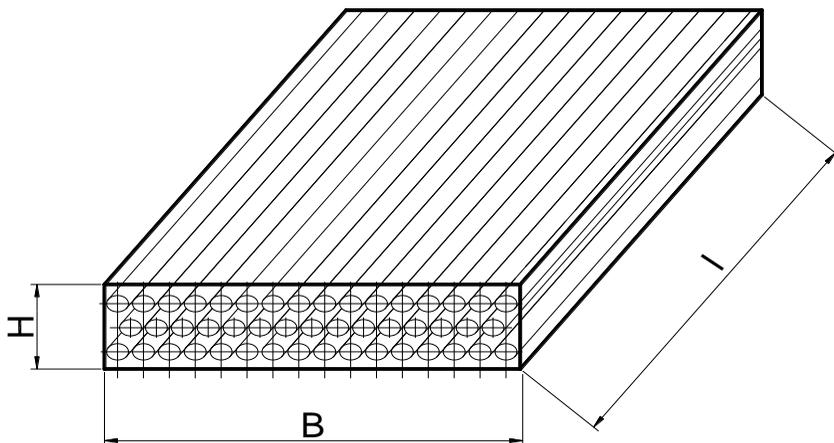


Рисунок 4.4 – Компонка теплообменного аппарата для одного захода

Ширина теплообменного аппарата B , м определяется по формуле

$$B = S \cdot n_2 \cdot x + D_p. \quad (65)$$

Высота теплообменного аппарата H , м определяется по формуле

$$H = S_1 \cdot n_p + D_p. \quad (66)$$

4.3.6 Расчет площадей теплообмена

Определяем площадь одного погонного метра трубы F_n , м²

$$F_n = (\pi \cdot d_n \cdot L_i - \pi \cdot d_n \cdot \frac{\delta_p}{S_p}) + [\pi \cdot D_p \cdot \frac{\delta_p}{S_p} + \frac{\pi}{2} (D_p^2 - d_n^2) \frac{1}{S_p}]. \quad (67)$$

Внутренняя поверхность трубы $F_{n..вн}$, м² определяется по формуле

$$F_{n..вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot L_i. \quad (68)$$

Рассчитываем общие поверхности теплообмена.

Общая наружная поверхность труб $F_{об..н}$, м² определяется по формуле

$$F_{об..н} = F_n \cdot L. \quad (69)$$

Общая внутренняя поверхность труб $F_{об..вн}$, м² определяется по формуле

$$F_{об.вн} = F_{п.м.вн} \cdot L. \quad (70)$$

4.4 Поверочный тепловой расчет

Тепловой расчет выполняется с целью определения коэффициентов теплопередачи и запаса теплопередающей поверхности.

4.4.1 Расчет площадей для прохода теплоносителей

Средняя площадь поверхности теплообмена f_{cp} , м² определяется по формуле

$$f_{cp} = B \cdot l. \quad (71)$$

Определяем площадь сечения для прохода воздуха в узком сечении f_e , м² по формуле

$$f_e = \left[1 - \frac{d_n}{S_1} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{h}{S_p} \cdot \frac{\delta_p}{d_n} \right) \right] \cdot f_{cp}. \quad (72)$$

Уточняем площадь сечения для прохода трансформаторного масла f_m , м² по формуле

$$f_m = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot N. \quad (73)$$

4.4.2 Определение эквивалентных диаметров

Смоченный периметр для прохода воздуха $П$, м определяется по следующей формуле

$$\Pi = 2 \cdot (l + B) + \left(\frac{4 \cdot l \cdot h}{S_p} + 2 \cdot l \right) \cdot n_2 \cdot x. \quad (74)$$

Эквивалентный диаметр по воздуху $d_{\text{эв}}$, м определяется из соотношения

$$d_{\text{эв}} = \frac{4 \cdot f_{\text{в}}}{\Pi}. \quad (75)$$

Эквивалентный диаметр по трансформаторному маслу $d_{\text{эм}}$, м равен внутреннему диаметру трубы

$$d_{\text{эв}} = d_{\text{вн}}.$$

4.4.3 Определение скоростей теплоносителя

В предварительном тепловом расчете скорость движения теплоносителей внутри трубы была выбрана из ряда рекомендуемых скоростей и составляла $W_{\text{м}} = 0,4$ м/с. В тепловом расчете скорость горячего теплоносителя $W_{\text{м}}$, м/с уточняется по формуле

$$W_{\text{м}} = \frac{G_1}{\rho_{\text{м}} \cdot f_{\text{м}}}. \quad (76)$$

Определяем скорость теплоносителя в межтрубном пространстве $W_{\text{г}}$, м/с по формуле

$$W_{\text{г}} = \frac{G_2}{\rho_{\text{г}} \cdot f_{\text{г}}}. \quad (77)$$

4.5 Расчет критериальных коэффициентов

Расчёт критериальных коэффициентов сводится к определению числа Нуссельта в зависимости от режима потока, необходимого для определения коэффициентов теплоотдачи со стороны теплоносителей. Расчёт критериальных коэффициентов при обтекании труб с поперечными круглыми рёбрами для шахматного расположения ведётся по методике ИГРЕ.

Определяем число Рейнольдса Re_m для установления режима течения масла по трубам

$$Re_m = \frac{W_m \cdot d_{вн}}{\nu_m}, \quad (78)$$

где ν_m – коэффициент кинематической вязкости, который выбирается в зависимости от средней температуры трансформаторного масла по таблице [3] или из Приложения 1, m^2/c .

В зависимости от полученного Re_m , выбираем режим течения теплоносителя в трубах. Для определения критерия Нуссельта Nu_m используется следующее выражение

$$Nu_m = 0,079 \cdot Re_m^{0,74} \cdot Pr_m^{0,43} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_{ст}}\right)^{0,36} \cdot 0,191^{0,11}, \quad (79)$$

где Pr_m – критерий Прандтля, определяется по средней температуре трансформаторного масла по таблице [3] или из Приложения 1;

μ_m – коэффициент динамической вязкости масла, $(кг \cdot с)/m^2$;

$\mu_{ст}$ – коэффициент динамической вязкости при средней температуре стенки $(кг \cdot с)/m^2$.

Коэффициент динамической вязкости трансформаторного масла μ_m , (кг·с)/м² определяется по формуле

$$\mu_m = \rho_m \cdot \nu_m. \quad (80)$$

Средняя температура стенки t_{cm} , °С определяется по формуле

$$t_{cm} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2}{2}. \quad (81)$$

Коэффициент динамической вязкости при средней температуре стенки μ_{cm} , (кг·с)/м² определяется по формуле

$$\mu_{cm} = \rho_{cm} \cdot \nu_{cm}, \quad (82)$$

где ρ_{cm} – плотность масла при средней температуре стенки, которая определяется по таблице [3] или из Приложения 1, кг/м³;

ν_{cm} – коэффициент кинематической вязкости трансформаторного масла при средней температуре стенки, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, м²/с.

Определяем число Рейнольдса Re_ϵ для охлаждающего теплоносителя, текущего в межтрубном пространстве

$$Re_\epsilon = \frac{W_\epsilon \cdot d_{\epsilon\epsilon}}{\nu_\epsilon}, \quad (82)$$

где ν_ϵ – коэффициент кинематической вязкости, который выбирается в зависимости от средней температуры воздуха по таблице [3] или из Приложения 1, м²/с.

В зависимости от полученного Re_g , выбираем характер течения теплоносителя в межтрубном пространстве. Для определения критерия Нуссельта Nu_g используется следующая формула

$$Nu_g = 0,192 \cdot Re_g^{0,65} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{h}{d_n}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{S_p}{d_n}\right)^{0,18} \cdot Pr_g^{0,36}, \quad (83)$$

где Pr_g – критерий Прандтля, определяется по средней температуре воздуха по таблице [3] или из Приложения 1.

4.6 Определение коэффициентов теплоотдачи теплоносителей

Коэффициенты теплоотдачи определяются для трансформаторного масла и для воздуха в зависимости от найденных ранее критериальных коэффициентов, а именно критериев Нуссельта.

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны трансформаторного масла α_m , Вт/(м²·К)

$$\alpha_m = \frac{Nu_m \cdot \lambda_m}{d_{вн}}, \quad (84)$$

где λ_m – коэффициент теплопроводности трансформаторного масла, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, Вт/(м·К).

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_g , Вт/(м·К)

$$\alpha_g = \frac{Nu_g \cdot \lambda_g}{d_{вг}}, \quad (85)$$

где λ_g – коэффициент теплопроводности воздуха, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, Вт/(м·К).

4.7 Определение коэффициентов теплопередачи

Определяем коэффициент теплопередачи со стороны трансформаторного масла k_m , Вт/(м²·К) по формуле

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{\alpha_m} + \frac{1}{\frac{F_{cm} \cdot \lambda_{cm}}{F_{об.вн.}}} + \frac{1}{\frac{F_{об.н.} \cdot \alpha_g}{F_{об.вн.}}}, \quad (86)$$

где F_{cm} – средняя поверхность теплообмена по основанию ребер, м²;

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стенки трубы, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, Вт/(м·К).

Средняя поверхность теплообмена по основанию ребра F_{cm} , м² определяется по формуле

$$F_{cm} = \pi \cdot d_n \cdot l \cdot N. \quad (87)$$

Определяем коэффициент теплопередачи со стороны воздуха k_g , Вт/(м²·К) по формуле

$$\frac{1}{k_g} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\frac{F_{cm} \cdot \lambda_{cm}}{F_{об.вн.}}} + \frac{1}{\frac{F_{об.н.} \cdot \alpha_m}{F_{об.вн.}}}, \quad (88)$$

4.8 Уточнение площади теплообмена

Необходимо уточнить площади теплообмена по трансформаторному маслу F_{Σ_m} , м^2 и воздуху F_{Σ_g} , м^2 по следующим формулам

$$F_{\Sigma_m} = \frac{Q}{k_m \cdot \Delta t}, \quad (89)$$

$$F_{\Sigma_g} = \frac{Q}{k_g \cdot \Delta t}. \quad (90)$$

4.9 Гидравлический расчет аппарата

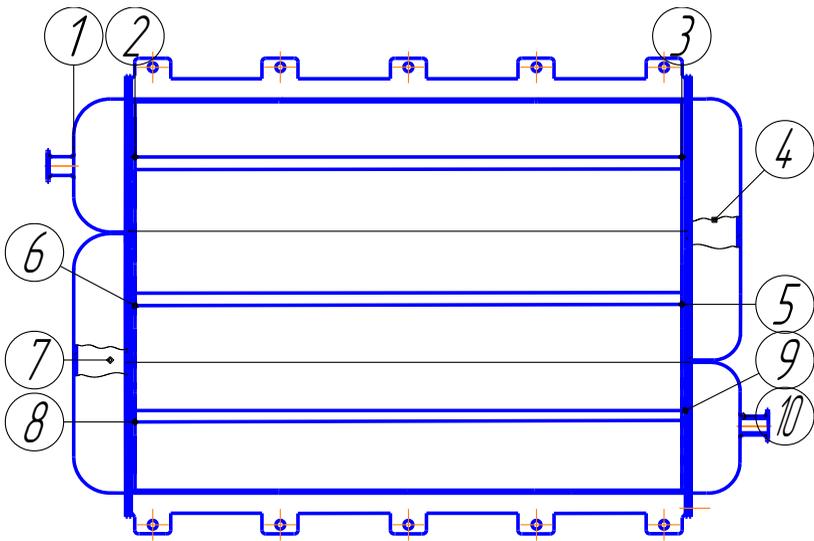


Рисунок 4.5 – Расстановка местных сопротивлений:

1. Сопротивление выхода из патрубка в коллектор;
2. Сопротивление выхода из коллектора в трубу;
3. Местное сопротивление;
4. Сопротивление поворота на 180° (при расчете принимаем два резких поворота по 90°)

5. Сопротивление входа в трубу;
6. Сопротивление выхода из трубы;
7. Сопротивление поворота на 180°;
8. Сопротивление входа в трубу;
9. Сопротивление выхода из трубы;
10. Сопротивление выхода из коллектора в патрубке.

Задачей расчета является определение перепада давления (потери) теплоносителя $\Delta P = P_1 - P_2$ на участке между входом и выходом из теплообменника.

4.9.1 Определение потери давления трансформаторного масла

Общее гидравлическое сопротивление при движении трансформаторного масла внутри труб ΔP_m , Па складывается из потерь на трение и местных сопротивлений и определяется по следующей формуле

$$\Delta P_m = \left(\zeta \cdot \frac{l}{d_{эк}} + \varepsilon_m \right) \cdot \frac{\rho_m \cdot W_m^2}{2}, \quad (91)$$

где ε_m – коэффициент местного сопротивления;

ζ – коэффициент сопротивления трения, определяется по таблице [4].

Коэффициент местного сопротивления ε_m определяется по формуле

$$\varepsilon_m = \varepsilon_{выхпаткол} + \varepsilon_{колтр} + \varepsilon_{местсопр} + \varepsilon_{пов} + \varepsilon_{вхтр} + \varepsilon_{выхтр} + \varepsilon_{повор} + \varepsilon_{вхвтр} + \varepsilon_{выхизтр} + \varepsilon_{колпат}, \quad (92)$$

Все значения вышеуказанных местных сопротивлений определяются по таблице [4].

4.9.2 Определение потери давления воздуха

Потери давления при протекании воздуха через пучок оребренных труб ΔP_{ϵ} , Па можно определить с помощью следующей формулы

$$Eu = \frac{\Delta P_{\epsilon}}{\rho_{\epsilon} \cdot W_{\epsilon}^2}, \quad (93)$$

где Eu – функция расположения оребренных труб, которая при шахматном расположении оребренных трубок с гладкими параллельными накатанными ребрами и определяется по методике ИГТРЕ.

Функция расположения оребренных труб Eu определяется по формуле

$$Eu = 3,2 \cdot \frac{1}{\text{Re}_{\epsilon}^{0,25}} \cdot \left(\frac{F_{\text{об.вн.}}}{F_{\text{ст}}} \right)^{0,5} \cdot \frac{1}{\left(\frac{S}{d_n} \right)^{-0,55} \cdot \left(\frac{S}{d_n} \right)^{-0,5}} \cdot n_p \cdot \quad (94)$$

Тогда потери давления при протекании воздуха через пучок оребренных труб ΔP_{ϵ} , Па определяется по формуле

$$\Delta P_{\epsilon} = Eu \cdot \rho_{\epsilon} \cdot W_{\epsilon}^2. \quad (95)$$

5 Примеры сравнительного расчета теплообменников с гладкими трубами и трубами, оребренными низкими радиальными ребрами и расчета воздушного охладительного аппарата

Запишем тепловой баланс теплообменника с помощью формулы (1), где G – расход теплоносителя, кг/с (определяется из задания: $G_1 = 60$ кг/с, $G_2 = 80$ кг/с);

Удельную теплоемкость определяем по средней температуре теплоносителя из Приложения 1.

$$c_1 = 1964 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}); \quad c_2 = 4174 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Масло трансформаторное:

$$q_1 = 1964 \cdot 60 \cdot (140 - 70) = 8248000 \text{ Вт} = 8248 \text{ кВт}.$$

Вода:

$$q_2 = 4174 \cdot 80 \cdot (60 - 35) = 8348000 \text{ Вт} = 8348 \text{ кВт}.$$

При нахождении теплового баланса погрешность расчета не должна превышать 5%.

Погрешность δ , % рассчитывается по формуле (2)

$$\delta = \frac{|8248000 - 8348000|}{8348000} \cdot 100\% = 1,2 \text{ \%}.$$

(3) Температурный напор Δt , $^\circ\text{C}$ определяем по формуле

$$\Delta t_1 = 70 - 35 = 35 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 140 - 60 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t = 80 - 35 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

T_1, T_2 – температура трансформаторного масла на входе и выходе из теплообменника, °С (определяются из задания: $T_1 = 140$ °С, $T_2 = 70$ °С);

t_1, t_2 – температура воды на входе и выходе из теплообменника, °С (определяются из задания: $t_1 = 35$ °С, $t_2 = 60$ °С).

Находим среднелогарифмическую разность температур $\Delta t_{\text{лог}}$, °С для противотока по формуле (6)

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{80 - 35}{\ln\left(\frac{80}{35}\right)} = 54,43 \text{ °С.}$$

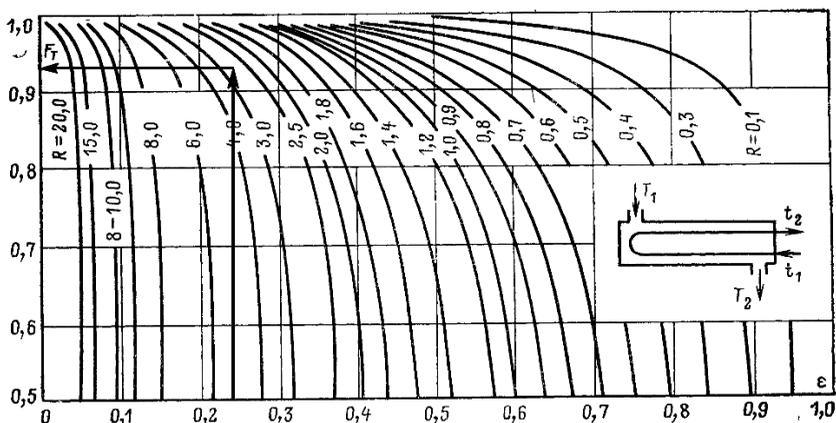
Отношение массовых расходных теплоёмкостей теплоносителей, R определяем по формуле (7)

$$R = \frac{140 - 70}{60 - 35} = 2,8.$$

Эффективность теплообменника ε находим по формуле (8)

$$\varepsilon = \frac{60 - 35}{140 - 35} = 0,238.$$

Поправочный коэффициент для определения действительного температурного напора F_T определяется по рисунку 3.1. При вычисленных значениях $R = 2,8$ и $\varepsilon = 0,238$



$$F_T = 0,93.$$

Действительный температурный напор Δt_θ , °C находим по формуле (9)

$$\Delta t_\theta = 0,93 \cdot 54,43 = 50,62 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Находим средние температуры теплоносителей T_C , °C и t_C , °C

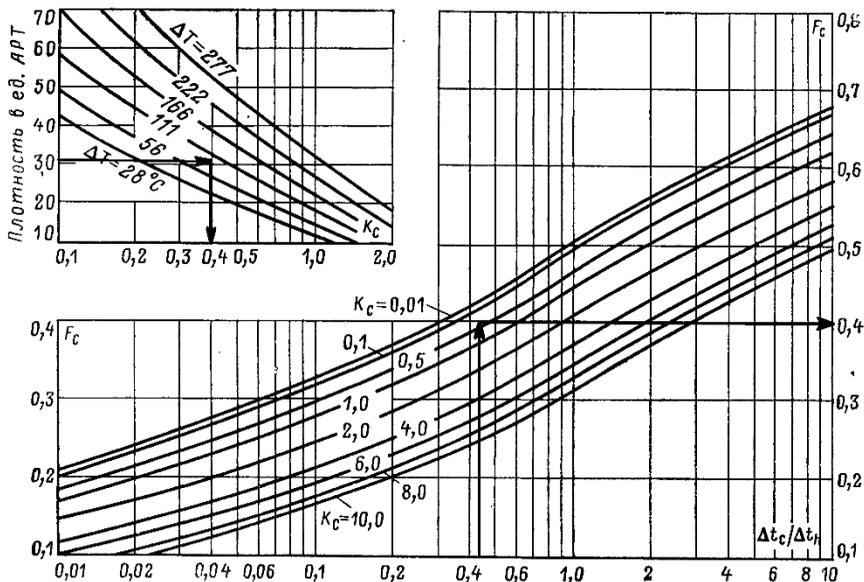
По рисунку 3.2 при $T_1 - T_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ и плотности $31 \text{ }^\circ\text{API}$ $K_C = 0,38$, при этом значении K_C и отношении

$$\frac{\Delta t_C}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{35}{80} = 0,44 \text{ коэффициент } F_C = 0,4.$$

$$\text{API} = \frac{141,5}{0,871} - 131,5 = 31 \text{ }^\circ\text{API}.$$

$$T_C = 70 + 0,4(140 - 70) = 98 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_C = 35 + 0,4(60 - 35) = 45 \text{ }^\circ\text{C}.$$



Приступаем к расчету теплообменника с гладкими трубами.

В первом приближении примем значение коэффициента теплопередачи $U_D = 490 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Находим площадь поверхности теплообмена S , м^2 по формуле (12)

$$S = \frac{8298000}{490 \cdot 50,62} = 334,5 \text{ м}^2.$$

Находим площадь наружной поверхности трубы на единицу длины s , $\text{м}^2/\text{м}$ по формуле (13)

$$s = 3,14 \cdot 0,019 = 0,06 \text{ м}^2/\text{м}.$$

($d_{\text{наруж}} = 19 \text{ мм}$ определяется из задания)

Необходимое число труб N , шт длиной 4,9 м каждая находим по формуле (14)

$$N = \frac{334,5}{4,9 \cdot 0,06} = 1138 \text{ шт.}$$

($l = 4,9$ м, определяется из задания).

Примем четырехходовую схему (по трубам). Ближайшая стандартная компоновка соответствует размещению трубного пучка из 1144 труб диаметром $d_{\text{наруж}} = 19$ мм, расположенных по углам квадратов с шагом $P_T = 25,4$ мм в кожухе внутренним диаметром $d_s = 1066$ мм [1].

Находим действительную поверхность теплообмена S_o , м² по формуле (15)

$$S_o = 1144 \cdot 4,9 \cdot 0,06 = 336,4 \text{ м}^2.$$

Находим скорректированное значение коэффициента теплопередачи по формуле (12)

$$U_D = \frac{8298000}{336,4 \cdot 50,62} = 488 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Производим расчет теплопередачи.

а) горячий теплоноситель – масло в межтрубном пространстве

$d_s = 1066$ мм, определяется согласно выбранной компоновке;

$P_T = 25,4$ мм, определяется согласно выбранной компоновке.

Принимаем 22 перегородки с 20-ным вырезом (23 зазора для прохода теплоносителя)

Тогда шаг перегородок B , м определяем по формуле (17)

$$B = \frac{4,9}{23} = 0,213 \text{ м} = 0,2 d_s.$$

Находим для гладкотрубного пучка зазор между соседними трубами C' , мм по формуле (18)

$$C' = 25,4 - 19 = 6,4 \text{ мм.}$$

Находим площадь поперечного сечения потока a_C , м^2 для кожухотрубчатого теплообменника по формуле (16)

$$a_C = \frac{1,066 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,213}{25,4 \cdot 10^{-3}} = 5,72 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Находим массовую скорость G_C , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ по формуле (19), где $W = 60$ $\text{кг}/\text{с}$, определяется из задания

$$G_C = \frac{60}{5,66 \cdot 10^{-2}} = 1060 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

μ – динамический коэффициент вязкости трансформаторного масла, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$; определяем его из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя $T_C = 98$ $^\circ\text{C}$.

$$\mu = 22,12 \cdot 10^{-4} \text{ кг}/(\text{м} \cdot \text{с}).$$

Эквивалентный диаметр D_e , м для гладких труб определяем по формуле (21)

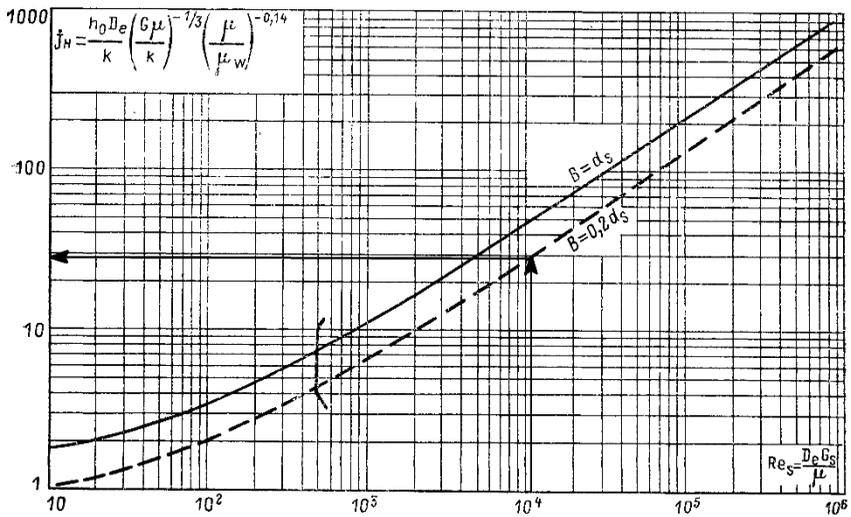
$$D_e = \frac{4 \cdot \left((25,4 \cdot 10^{-3})^2 - \frac{3,14 \cdot 0,019^2}{4} \right)}{3,14 \cdot 0,019} = 2,41 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Находим число Рейнольдса Re_s по формуле (20)

$$Re_s = \frac{2,41 \cdot 10^{-2} \cdot 1060}{22,12 \cdot 10^{-4}} = 11549.$$

Определяем j_H -фактор теплоотдачи. По рисунку 3.4 при $Re_s = 11549$ и $B = 0,2d_s$ имеем

$$j_H = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 19.$$



При $\mu = 22,12 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с) и плотности 31 АРІ определяем комплекс $k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$, Вт/(м·°С), где k – коэффициент теплопроводности, который при средней температуре теплоносителя $T_c = 98$ °С и плотности 31 АРІ составляет $k = 0,38$ Вт/(м·°С).

$$c = 1964 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С}).$$

$$k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,38 \cdot \left(\frac{1964 \cdot 22,12 \cdot 10^{-4}}{0,38} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,856 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С}).$$

Находим отношение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°С) и поправочного коэффициента Φ_s , учитывающего изменение вязкости при изменении температуры из формулы (23)

$$\frac{h_0}{\Phi_s} = \frac{19 \cdot 0,856}{2,41 \cdot 10^{-2}} = 675 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Определяем сопротивление теплоотдачи в кольцевом канале r_0 , (м²·°С)/Вт по формуле (26)

$$r_0 = \frac{1}{675} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/\text{Вт}.$$

Сопротивление загрязнения на наружной стороне трубы r_{d0} , (м²·°С)/Вт определяется из задания

$$r_{d0} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/\text{Вт}.$$

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ находим по формуле (27)

$$R_0 = 1,48 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}.$$

б) Холодный теплоноситель – вода в трубах

Определяем внутренний диаметр трубы $d_{\text{внутр}}$, м по формуле (29)

Толщину стенки трубы определяем по наружному диаметру.

$$\delta = 1,625 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$d_{\text{внутр}} = 0,019 - 2 \cdot 1,625 \cdot 10^{-3} = 1,575 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Находим площадь проходного сечения трубы a_t' , м^2 по формуле (28)

$$a_t' = \frac{3,14 \cdot (1,575 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 1,95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Находим площадь поперечного сечения потока на ход a_t , м^2 по формуле (30)

$$a_t = \frac{1144 \cdot 1,95 \cdot 10^{-4}}{4} = 5,58 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Определяем массовую скорость G_t , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ по формуле (31), где $\omega = 80 \text{ кг/с}$, определяется из задания

$$G_t = \frac{80}{5,58 \cdot 10^{-2}} = 1433,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Определяем плотность воды из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя $t_c = 45$ °С.

$$\rho_\omega = 1000 \text{ кг/м}^3.$$

(32) Находим скорость воды в трубах V , м/с по формуле

$$V = \frac{1433,7}{1000} = 1,43 \text{ м/с.}$$

Определяем число Рейнольдса Re_t (только для определения Δp_t) по формуле (33)

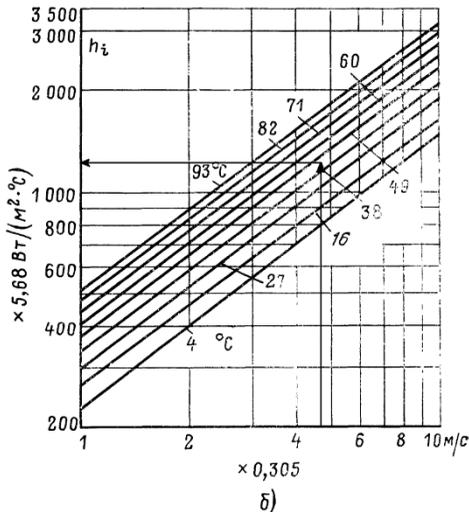
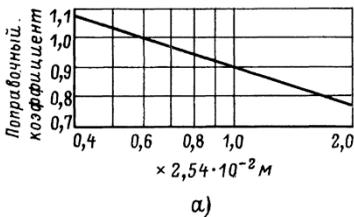
$$\mu = 6 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}.$$

$$Re_t = \frac{1,575 \cdot 10^{-2} \cdot 1433,7}{6 \cdot 10^{-4}} = 37634.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи h_i , Вт/(м²·°С) от жидкости к стенке во внутренней трубе.

При скорости $V = 1,43$ м/с, средней температуре теплоносителя $t_c = 45$ °С и внутреннем диаметре трубы $d_{внутр} = 1,575 \cdot 10^{-2}$ м по рисунку 3.5 определяем

$$h_i = 7100 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$



Определяем сопротивление теплоотдачи на стенке r_i , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ по формуле (34)

$$r_i = \frac{1}{7100} = 1,408 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление слоя загрязнения на внутренней стенке трубы r_{di} , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ (определяется из задания)

$$r_{di} = 1,9 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}.$$

Суммарное внутреннее сопротивление R_i , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$ находим по формуле (35)

$$R_i = 1,408 \cdot 10^{-4} + 1,9 \cdot 10^{-4} = 3,308 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}.$$

Находим термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ по формуле (36)

$$R_{i0} = 3,308 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{19 \cdot 10^{-3}}{1,575 \cdot 10^{-3}} \right) = 4 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Температуру стенки трубы t_{ω} , °C в первом приближении вычисляем по формуле (37)

$$t_{\omega} = 98 - \left(\frac{1,98 \cdot 10^{-3}}{1,98 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot (98 - 45) = 54 \text{ °C.}$$

По этой температуре определяем из [3] или из Приложения 1 вязкость трансформаторного масла и воды

$$\mu_{\text{м.т.}} = 58,98 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м} \cdot \text{с);}$$

$$\mu_{\text{воды}} = 5,176 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м} \cdot \text{с).}$$

Тогда, поправочный коэффициент, учитывающий изменение вязкости при изменении температуры определяем по формуле (24)

$$\Phi_s = \left(\frac{22,12 \cdot 10^4}{58,98 \cdot 10^4} \right)^{0,14} = 0,872.$$

Соответствующий поправочный коэффициент для воды находим по формуле (24)

$$\Phi_s = \left(\frac{6 \cdot 10^4}{5,176 \cdot 10^4} \right)^{0,14} \approx 1.$$

Находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°С) от масла к стенке по формуле (38)

$$h_0 = 675 \cdot 0,872 = 588,6 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Находим уточненное значение термического сопротивления теплоотдачи r_0 , (м²·°С)/Вт от масла к стенке по формуле (39)

$$r_0 = \frac{1}{588,6} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , (м²·°С)/Вт находим по формуле (27)

$$R_0 = 1,7 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-4} = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , (м²·°С)/Вт находим по формуле (36)

$$R_{i0} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Полное расчетное термическое сопротивление теплопередачи $\sum R$, (м²·°С)/Вт определяем по формуле (40)

$$\sum R = 2,2 \cdot 10^{-3} + 0,4 \cdot 10^{-3} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Принятое значение полного термического сопротивления теплопередачи ΣR_D , (м²·°C)/Вт определяем по формуле (41)

$$\Sigma R_D = \frac{1}{488} = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Избыточное термическое сопротивление загрязнения $R_{изб}$, (м²·°C)/Вт определяем по формуле (42)

$$R_{изб} = 2,05 \cdot 10^{-3} - 2,6 \cdot 10^{-3} = -0,55 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Далее определяем потери давления.

а) горячий теплоноситель – масло в межтрубном пространстве.

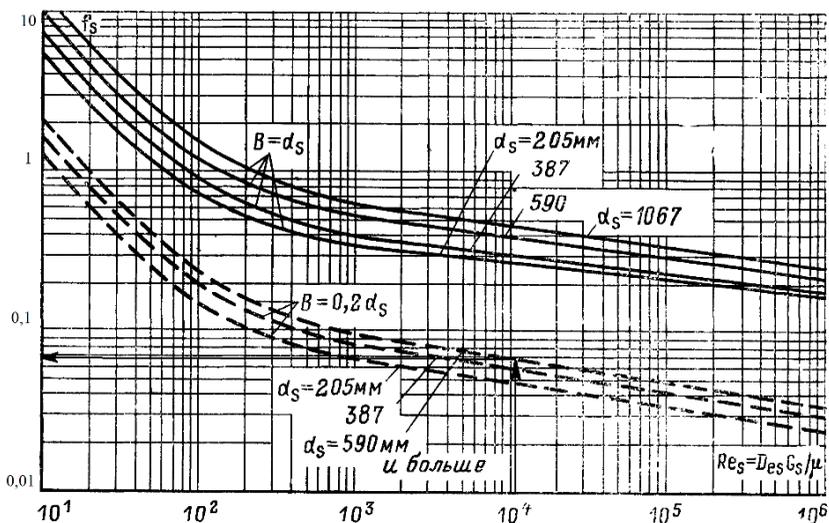
Определяем коэффициент трения f . По рисунку 3.6 при значениях $Re_s = 11549$ и $B = 0,2 \cdot d_s$ коэффициент трения f равен

$$f = 0,078.$$

Число раз, которое поток пересекает трубный пучок $n_b + 1 = 23$.

Находим потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_s , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле (43)

$$\Delta P_s = \frac{0,078 \cdot 1060^2 \cdot 1,066 \cdot (22 + 1)}{2 \cdot 839 \cdot 2,41 \cdot 10^{-2} \cdot 0,872} = 60935 \text{ Па} = 60,935 \text{ кПа.}$$



Плотность теплоносителя определяем из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя $T_C = 98 \text{ }^\circ\text{C}$

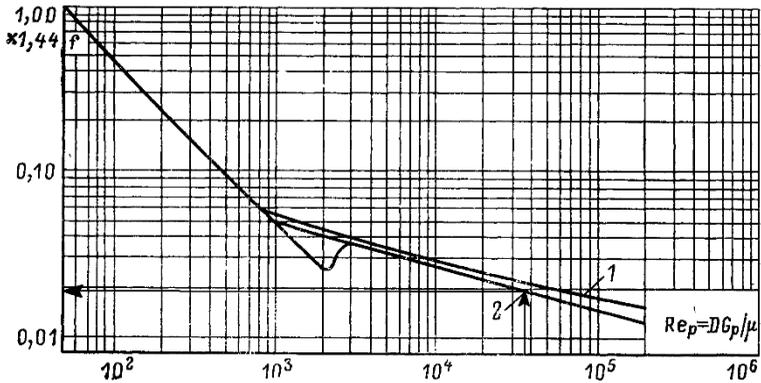
$$\rho = 839 \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления охлаждаемой жидкости $\Delta P_s = 60,935$ кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных (85 кПа).

б) холодный теплоноситель – вода в трубах.

Определяем коэффициент трения f . По рисунку 3.7 при значениях $Re_s = 37634$ и $B = 0,2 \cdot d_s$ коэффициент трения f равен

$$f = 0,019.$$



n – число ходов по трубам (ранее для теплообменника с гладкими трубами была принята четырехходовая схема, $n = 4$).

Плотность теплоносителя определяем из таблицы по средней температуре теплоносителя $t_c = 45$ °С

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3.$$

Находим потери давления нагреваемой жидкости ΔP_t , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле (44)

$$\Delta P_t = \frac{0,019 \cdot 1433,7^2 \cdot 4,9 \cdot 4}{2 \cdot 1000 \cdot 1,575 \cdot 10^{-2} \cdot 1} = 24300 \text{ Па} = 24,3 \text{ кПа}.$$

Потери давления охлаждаемой жидкости $\Delta P_t = 24,3$ кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных (85 кПа).

Потери давления на поворотах ΔP_r , Па принимаем равными четырем скоростным давлениям на ход и определяем по формуле (45)

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot 4 \cdot 1000 \cdot 1,43^2}{2} = 16360 \text{ Па} = 16,36 \text{ кПа.}$$

Полные потери давления ΔP_T , Па определяем по формуле (46)

$$\Delta P_T = 24,3 + 16,36 = 40,66 \text{ кПа.}$$

Полные потери давления $\Delta P_T = 40,66$ кПа не превышают допустимые потери напора которые даны в исходных данных (85 кПа).

Приступаем к расчету теплообменника с трубами, оребренными низкими радиальными ребрами.

В первом приближении примем значение коэффициента теплопередачи $U_D = 410 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Находим площадь поверхности теплообмена S , м по формуле (12)

$$S = \frac{8298000}{410 \cdot 50,62} = 400 \text{ м}^2.$$

Согласно данным каталога наружная поверхность оребренной трубы диаметром 19 мм равна $s = 0,152 \text{ м}^2$ длины [1].

Тогда, необходимое число труб N длиной 4,9 м каждая находим по формуле (14)

$$N = \frac{400}{4,9 \cdot 0,152} = 537.$$

Примем двухходовую схему по трубам.

Ближайшая стандартная компоновка соответствует размещению 542 труб диаметром $d_{\text{наруж}} = 19$ мм по углам квадра-

тов с шагом $P_T = 25,4$ мм в кожухе внутренним диаметром $d_g = 736$ мм [1].

Находим действительную поверхность теплообмена S_o , м² по формуле (15)

$$S_o = 542 \cdot 4,9 \cdot 0,152 = 403 \text{ м}^2.$$

Скорректированное значение коэффициента теплопередачи U_D , Вт/(м²·°С) находим по формуле (12)

$$U_D = \frac{8298000}{403 \cdot 50,62} = 407 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Производим расчет теплопередачи

а) горячий теплоноситель – масло в межтрубном пространстве.

Принимаем 32 перегородки с 20-ным вырезом (33 зазора для прохода теплоносителя) [2].

Шаг перегородок B , м определяем по формуле (17)

$$B = \frac{4,9}{33} = 0,148 \text{ м} = 0,2d_s.$$

Находим для гладкотрубного пучка зазор между соседними трубами C' , мм по формуле (18)

$$C' = 8,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Находим площадь поперечного сечения потока a_c , м² для кожухотрубчатого теплообменника по формуле (16)

$$a_c = \frac{0,736 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} \cdot 0,148}{25,4 \cdot 10^{-3}} = 3,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Находим массовую скорость G_C , кг/(м²·с) по формуле (19)

$$G_C = \frac{60}{3,71 \cdot 10^{-2}} = 1617 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Эквивалентный диаметр D_e , м для труб, оребренными радиально низкими ребрами составляет

$$D_e = 3,24 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Тогда число Рейнольдса Re_s находим по формуле (20)

$$Re_s = \frac{3,24 \cdot 10^{-2} \cdot 1617}{22,12 \cdot 10^{-4}} = 23685.$$

Определяем j -н фактор теплоотдачи. По рисунку 3.4 при $Re_s = 23685$ и $B = 0,2d_s$ имеем

$$j_H = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_\omega} \right)^{0,14} = 19.$$

При $\mu = 22,12 \cdot 10^{-4}$ кг/(м·с) и плотности 31 АРІ определяем по (22) комплекс $k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$, Вт/(м²·°С)

$$k \cdot \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,38 \cdot \left(\frac{1964 \cdot 22,12 \cdot 10^{-4}}{0,38} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,856 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{С)}.$$

Находим отношение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°С) и поправочного коэффициента Φ_s , учитывающего изменение вязкости при изменении температуры из уравнений (23), (24) и (25)

$$\frac{h_0}{\Phi_s} = \frac{45 \cdot 0,856}{3,24 \cdot 10^{-2}} = 1189 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Определяем сопротивление теплоотдачи в кольцевом канале r_0 , (м²·°С)/Вт по формуле (26)

$$r_0 = \frac{1}{1189} = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}.$$

Определяем сопротивление загрязнения на наружной стороне трубы r_{d0} , (м²·°С)/Вт (определяется из задания).

$$r_{d0} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}.$$

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , (м²·°С)/Вт находим по формуле (27)

$$R_0 = 0,84 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}.$$

б) холодный теплоноситель – вода в трубах

Находим площадь проходного сечения трубы a'_i , м² по формуле (28)

$$a'_t = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Находим площадь поперечного сечения потока на ход a_t , м^2 по формуле (30)

$$a_t = \frac{542 \cdot 1,24 \cdot 10^{-4}}{2} = 3,36 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Определяем массовую скорость G_t , $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ по формуле (31)

$$G_t = \frac{80}{3,36 \cdot 10^{-2}} = 2381 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Находим скорость воды в трубах V , $\text{м}/\text{с}$ по формуле (32)

$$V = \frac{2381}{1000} = 2,38 \text{ м}/\text{с}.$$

Внутренний диаметр трубы $d_{\text{внутр}}$, м составляет

$$d_{\text{внутр}} = 1,26 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Определяем число Рейнольдса Re_t (только для определения Δp_t) по формуле (33)

$$\text{Re}_t = \frac{1,26 \cdot 10^{-2} \cdot 2381}{6 \cdot 10^{-4}} = 50000.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи h_i , Вт/(м²·°С) от жидкости к стенке во внутренней трубе.

При скорости $V = 2,38$ м/с, средней температуре теплоносителя $t_c = 45$ °С и внутреннем диаметре трубы $D = 1,26 \cdot 10^{-2}$ м по рисунку 3.5 определяем

$$h_i = 11076 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Определяем сопротивление теплоотдачи на стенке r_i , (м²·°С)/Вт по формуле

$$r_i = \frac{1}{11076} = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление слоя загрязнения на внутренней стенке трубы r_{di} , (м²·°С)/Вт (определяется из задания).

$$r_{di} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Тогда суммарное внутреннее сопротивление R_i , (м²·°С)/Вт находим по формуле (35)

$$R_i = 0,9 \cdot 10^{-4} + 1,9 \cdot 10^{-4} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Находим термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , (м²·°С)/Вт по формуле (36)

$$R_{i0} = 2,8 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{1,9 \cdot 10^{-3}}{1,26 \cdot 10^{-2}} \right) = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{·°С)/Вт}.$$

Температуру стенки трубы t_{ω} , °C в первом приближении вычисляем по формуле (37)

$$t_{\omega} = 98 - \left(\frac{1,98 \cdot 10^{-3}}{1,98 \cdot 10^{-3} + 4,2 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot (98 - 45) = 54,275 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

По этой температуре определяем из [3] или из Приложения 1 вязкость трансформаторного масла и воды

$$\mu_{\text{м.т.}} = 58,98 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}\cdot\text{с)};$$

$$\mu_{\text{воды}} = 5,176 \cdot 10^{-4} \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}.$$

Тогда, поправочный коэффициент, учитывающий изменение вязкости при изменении температуры определяем по формуле (24)

$$\Phi_s = \left(\frac{22,12 \cdot 10^4}{58,98 \cdot 10^4} \right)^{0,14} = 0,872.$$

Соответствующий поправочный коэффициент для воды находим по формуле (24)

$$\Phi_s = \left(\frac{6 \cdot 10^4}{5,176 \cdot 10^4} \right)^{0,14} \approx 1.$$

Находим уточненное значение коэффициента теплоотдачи h_0 , Вт/(м²·°C) от масла к стенке по формуле (38)

$$h_0 = 1189 \cdot 0,872 = 1037 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Находим уточненное значение термического сопротивления теплоотдачи r_0 , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$)/Вт от масла к стенке по формуле (39)

$$r_0 = \frac{1}{1037} = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)/Вт}.$$

Тогда полное внешнее термическое сопротивление R_0 , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$)/Вт находим по формуле (27)

$$R_0 = 9,6 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-4} = 1,46 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)/Вт}.$$

Термическое сопротивление со стороны труб R_{i0} , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$)/Вт находим по формуле (36)

$$R_{i0} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)/Вт}.$$

Полное расчетное термическое сопротивление теплопередачи ΣR , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$)/Вт определяем по формуле (40)

$$\Sigma R = 1,46 \cdot 10^{-3} + 0,42 \cdot 10^{-3} = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)/Вт}.$$

Принятое значение полного термического сопротивления теплопередачи ΣR_D , ($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$)/Вт определяем по формуле (41)

$$\Sigma R_D = \frac{1}{410} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)/Вт}.$$

Избыточное термическое сопротивление загрязнения $R_{изб}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ определяем по формуле (42)

$$R_{изб} = 2,44 \cdot 10^{-3} - 1,88 \cdot 10^{-3} = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Определяем термическое сопротивление с оребренной стороны с учетом поправки на эффективность ребра $R_{0\eta}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$ по формуле (47)

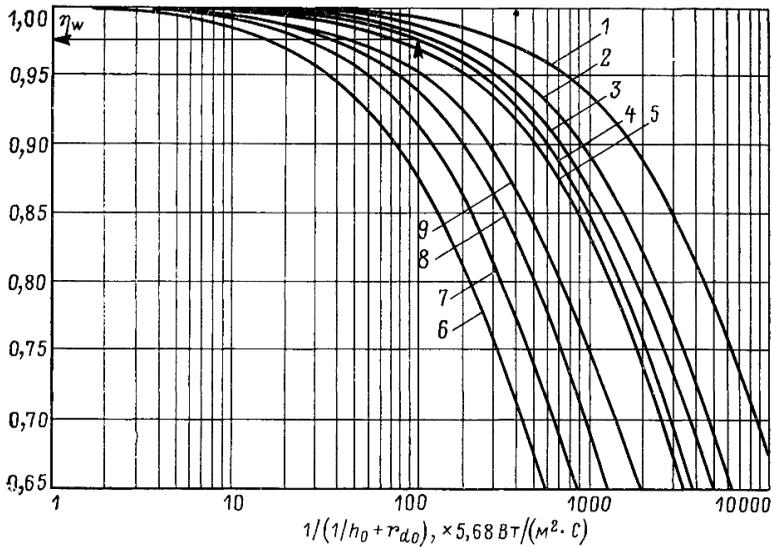
$$\frac{1}{R_0} = \frac{1}{1,46 \cdot 10^{-3}} = 685 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Определяем η_ω из рисунка 3.8

$$\eta_\omega = 0,975.$$

Тогда,

$$R_{0\eta} = \frac{1,46 \cdot 10^{-3}}{0,975} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$



Далее определяем потери давления.

а) горячий теплоноситель – масло в межтрубном пространстве

Определяем коэффициент трения f . По рисунку 3.6 при значениях $Re_s = 23685$ и $B = 0,2 \cdot d_s$ коэффициент трения f равен

$$f = 0,06.$$

Число раз, которое поток пересекает трубный пучок $n_b + 1 = 33$.

Находим потери давления охлаждаемой жидкости ΔP_s , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле (43)

Плотность теплоносителя определяем из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя $T_C = 98$ °С

$$\rho = 839 \text{ кг/м}^3.$$

$$\Delta P_s = \frac{0,06 \cdot 1617^2 \cdot 0,736 \cdot 33}{2 \cdot 839 \cdot 3,24 \cdot 10^{-2} \cdot 0,872} = 80373 \text{ Па} = 80,373 \text{ кПа}.$$

Потери давления охлаждаемой жидкости $\Delta P_s = 80,373$ кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных (85 кПа).

б) холодный теплоноситель – вода в трубах.

Определяем коэффициент трения f . По рисунку 3.7 при значениях $Re_s = 37634$ и $B = 0,2 \cdot d_s$ коэффициент трения f равен

$$f = 0,018.$$

Находим потери давления нагреваемой жидкости ΔP_t , Па, включая потери на входе или выходе, по формуле (44)

Плотность теплоносителя определяем из таблицы [3] или из Приложения 1 по средней температуре теплоносителя $t_c = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3.$$

$$\Delta P_t = \frac{0,018 \cdot 2381^2 \cdot 4,9 \cdot 2}{2 \cdot 1000 \cdot 1,26 \cdot 10^{-2} \cdot 1} = 39684 \text{ Па} = 39,684 \text{ кПа}.$$

Потери давления охлаждаемой жидкости $\Delta P_t = 39,684$ кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных (85 кПа).

Потери давления на поворотах ΔP_r , Па принимаем равными четырем скоростным давлениям на ход и определяем по формуле (45)

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 2,38^2}{2} = 22658 \text{ Па} = 22,658 \text{ кПа.}$$

Полные потери давления ΔP_T , Па определяем по формуле (46)

$$\Delta P_T = 39,684 + 22,658 = 62,342 \text{ кПа.}$$

Потери давления охлаждаемой жидкости $\Delta P_T = 62,342$ кПа не превышают допустимые потери напора, которые даны в исходных данных (85 кПа).

Цена кожухотрубчатого теплообменника с кожухом внутренним диаметром 736 мм и трубами с низкими ребрами составляет около 60% цены соответствующего теплообменника с кожухом диаметром 1066 мм и гладкими трубами. Таким образом, применение теплообменника с оребренными трубами дает существенную экономию.

Хотя 1 м длины оребренной низкими ребрами трубы дороже гладкой в 1,25-1,5 раза, экономия достигается за счет значительно меньшей потребной длины оребренных труб. Кроме того, применение оребренных труб приводит к уменьшению размеров и толщин кожухов, трубных решеток, фланцев, головок, уменьшает необходимое число просверливаемых отверстий, т.е. значительно снижает трудоемкость изготовления теплообменника, а, следовательно, позволяет получить существенную экономию.

Далее производится расчет воздушного охладителя. Необходимые для расчета данные записаны в таблице 1.

Таблица 1

	Единицы измерения	Среда 1	Среда 2
1	2	3	4
Вид теплоносителя	–	Масло трансформ.	Вода
Расход, G	кг/с	60	–
Температура на входе	°C	140	25
Температура на выходе	°C	70	50

Из уравнения теплового баланса (48) определяем массовый расход охлаждающего теплоносителя G_2 , кг/с.

Средняя температура трансформаторного масла \bar{t}_1 , °C определяется по формуле (50)

$$\bar{t}_1 = \frac{140 + 70}{2} = 105 \text{ °C.}$$

Средняя температура холодного теплоносителя \bar{t}_2 , °C определяется по формуле (51)

$$\bar{t}_2 = \frac{25 + 50}{2} = 37,5 \text{ °C.}$$

Определяем значения плотности теплоносителей [3] или из Приложения 1

$$\rho_1 = 828,75 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_2 = 1,137 \text{ кг/м}^3.$$

Для определения массового расхода холодного теплоносителя G_2 , кг/с необходимо также определить по таблицам значения удельных теплоемкостей [3] или из Приложения 1.

$$c_{p1} = 1964 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$c_{p2} = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Тогда

$$G_2 = \frac{60 \cdot 1964 \cdot (140 - 70)}{1005 \cdot (50 - 25)} = 328,3 \text{ кг/с}.$$

Количество теплоты, передаваемое в процессе теплообмена Q , Вт определяется по формуле (52)

$$Q = 60 \cdot 1964 \cdot (140 - 70) = 8248800 \text{ Вт} = 8248 \text{ кВт}.$$

Суммарную поверхность теплообмена F_Σ , м² определяют из уравнения теплопередачи (53).

Коэффициент теплопередачи для трансформаторного масла k_m , Вт/(м²·К) берется из диапазона $k_m = (40..600)$ Вт/(м²·К).

$$\text{Выбираем } k_m = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи для воздуха k_e , Вт/(м²·К) берется из диапазона: $k_e = (6..80)$ Вт/(м²·К).

$$\text{Выбираем } k_e = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Среднеарифметический температурный напор $\overline{\Delta t}$, °С вычисляется по формуле (54)

где ε – поправочный коэффициент, который является функцией $\varepsilon = f(P, R)$ и определяется по рисунку 4.2.

Поправочные температурные коэффициенты P и R определяются по формулам (55) и (56)

$$P = \frac{50 - 25}{140 - 25} = 0,217.$$

$$R = \frac{140 - 70}{50 - 25} = 2,8.$$

Тогда, по рисунку 10 поправочный коэффициент для однократного перекрестного хода равняется

$$\varepsilon = 0,93.$$

Среднелогарифмический температурный напор $\overline{\Delta t}$ равняется

$$\overline{\Delta t} = 0,93 \cdot \frac{(140 - 50) - (70 - 25)}{\ln \frac{(140 - 50)}{(70 - 25)}} = 60,376 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Суммарная площадь теплообмена для трансформаторного масла $F_{\Sigma M}$, m^2 определяется по формуле (53)

$$F_{\Sigma M} = \frac{8248800}{50 \cdot 60,376} = 273,25$$

Суммарная площадь теплообмена для воздуха $F_{\Sigma \theta}$, m^2

$$F_{\Sigma \theta} = \frac{8248800}{50 \cdot 60,376} = 2732,47 \text{ } \text{m}^2.$$

Определяем геометрические параметры трубы.

Для данного теплообменного аппарата выбираем стандартные стальные трубы (сталь 45), с внутренним диаметром $d_{вн} = 0,01575$ м, наружный диаметр $d_{н} = 0,019$ м.

Общая длина трубы L , м определяется по формуле (57)

$$L = \frac{273,25}{3,14 \cdot 0,01575} = 5523 \text{ м.}$$

Толщина стенки трубы δ , м определяется по формуле (58)

$$\delta = \frac{0,019 - 0,01575}{2} = 0,001625 \text{ м.}$$

Площадь поперечного сечения одной трубы F_{mp} , м² определяется по формуле (60)

$$F_{mp} = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,01575^2 = 1,947 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Площадь, необходимая для прохода трансформаторного масла F_m , м² определяется по формуле (61)

$$W_m = 0,4 \text{ м/с.}$$
$$F_m = \frac{60}{828,75 \cdot 0,4} = 0,181 \text{ м}^2.$$

Тогда, количество труб в теплообменнике N , шт равняется

$$N = \frac{0,181}{1,947 \cdot 10^{-4}} = 929,63.$$

Принимаем количество труб $N = 930$ шт.

Располагаем трубы в шахматном порядке в десять рядов и рассчитываем количество труб в одном ряду n_2 , труб (62)

$$n_2 = \frac{930}{10} = 93 \text{ труб.}$$

Определяем длину одной трубы l , м по формуле (63)

$$l = \frac{5523}{930} = 5,94 \text{ м.}$$

Примем количество заходов $x = 3$.

Из ряда стандартных длин труб (ГОСТ 20764–79) выбираем трубы длиной $l = 6$ м.

В качестве теплообменной поверхности принимаем оребренную монометаллическую трубу (рисунок 4.3).

Коэффициент оребрения φ определяет соотношение геометрических характеристик ребристой трубы и определяется по формуле (64)

$$\varphi = 1 + \frac{2 \cdot 0,01}{0,0025 \cdot 0,01575} \cdot (0,019 + 0,001 + 0,01) = 16,238.$$

Ширина теплообменного аппарата B , м определяется по формуле (65)

$$B = 0,04 \cdot 93 \cdot 3 + 0,039 = 11,199 \text{ м.}$$

Высота теплообменного аппарата H , м определяется по формуле (66)

$$H = 0,04 \cdot 10 + 0,039 = 0,439 \text{ м.}$$

Определяем площадь одного погонного метра трубы F_H , м² по формуле (67)

$$F_H = (3,14 \cdot 0,019 \cdot 1 - 3,14 \cdot 0,019 \cdot \frac{0,001}{0,0025}) + [3,14 \cdot 0,039 \cdot \frac{0,001}{0,0025} + \frac{3,14}{2} (0,039^2 - 0,019^2) \cdot \frac{1}{0,0025}] = 0,813 \text{ м}^2$$

Внутренняя поверхность трубы $F_{п.м.вн}$, м² определяется по формуле (68)

$$F_{п.м.вн} = 3,14 \cdot 0,01575 \cdot 1 = 0,049 \text{ м}^2.$$

Рассчитываем общие поверхности теплообмена.

Общая наружная поверхность труб $F_{об.н}$, м² определяется по формуле (69)

$$F_{об.н} = 0,813 \cdot 5523 = 4490,199 \text{ м}^2.$$

Общая внутренняя поверхность труб $F_{об.вн}$, м² определяется по формуле (70)

$$F_{об.вн} = 0,049 \cdot 5523 = 270,627 \text{ м}^2.$$

Производим поверочный расчет воздушного охладителя.

Средняя площадь поверхности теплообмена f_{cp} , м² определяется по формуле (71)

$$f_{cp} = 11,199 \cdot 6 = 67,194 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь сечения для прохода воздуха в узком сечении f_{ϵ} , м² по формуле (72)

$$f_{\epsilon} = \left[1 - \frac{0,019}{0,04} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{0,01}{0,0025} \cdot \frac{0,001}{0,019} \right) \right] \cdot 67,194 = 21,838 \text{ м}^2.$$

Уточняем площадь сечения для прохода трансформаторного масла f_m , м² по формуле (73)

$$f_m = \frac{3,14 \cdot 0,01575^2}{4} \cdot 930 = 0,181 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр для прохода воздуха Π , м определяется по следующей формуле (74)

$$\Pi = 2 \cdot (6 + 11,199) + \left(\frac{4 \cdot 6 \cdot 0,01}{0,0025} + 2 \cdot 6 \right) \cdot 93 \cdot 3 = 26818,4 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр по воздуху $d_{\epsilon\epsilon}$, м определяется из соотношения (75)

$$d_{\epsilon\epsilon} = \frac{4 \cdot 21,838}{26818,4} = 0,003 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр по трансформаторному маслу равен внутреннему диаметру трубы

$$d_{\epsilon\epsilon} = d_{\text{вн}} = 0,01575 \text{ м}.$$

В тепловом расчете скорость горячего теплоносителя W_m , м/с уточняется по формуле (76)

$$W_m = \frac{60}{828,75 \cdot 0,181} = 0,4 \text{ м/с.}$$

Определяем скорость теплоносителя в межтрубном пространстве W_g , м/с по формуле (77)

$$W_g = \frac{328,3}{1,137 \cdot 21,838} = 13,222 \text{ м/с.}$$

Определяем число Рейнольдса Re_m для установления режима течения масла по трубам, где ν_m – коэффициент кинематической вязкости, который выбирается в зависимости от средней температуры трансформаторного масла по таблице [3] или из Приложения 1, м²/с.

$$\nu_m = 3,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

$$Re_m = \frac{0,4 \cdot 0,01575}{3,08 \cdot 10^{-6}} = 2045.$$

Так как $Re_m < 2200$, то характер течения теплоносителя в трубах – ламинарный и для определения критерия Нуссельта Nu_m используется выражение (79), где Pr_m – критерий Прандтля, определяется по средней температуре трансформаторного масла по таблице [3] или из Приложения 1,

$$Pr_m = 41,35;$$

Коэффициент динамической вязкости трансформаторного масла μ_m , (кг·с)/м² определяется по формуле (80)

$$\mu_m = 828,75 \cdot 3,08 \cdot 10^{-6} = 0,00255 \text{ (кг} \cdot \text{с)/м}^2.$$

Средняя температура стенки t_{cm} , °С определяется по формуле (81)

$$t_{cm} = \frac{105 + 37,5}{2} = 71,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент динамической вязкости при средней температуре стенки μ_{cm} , (кг·с)/м² определяется по формуле (82), где ρ_{cm} – плотность масла при средней температуре стенки, которая определяется по таблице [3] или из Приложения 1, кг/м³,

$$\rho_{cm} = 849,24 \text{ кг/м}^3;$$

ν_{cm} – коэффициент кинематической вязкости трансформаторного масла при средней температуре стенки, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, м²/с;

$$\nu_{cm} = 4,43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$\mu_{cm} = 849,24 \cdot 4,43 \cdot 10^{-6} = 3,76 \cdot 10^{-3} \text{ (кг} \cdot \text{с)/м}^2.$$

Число Нуссельта по маслу Nu_m вычисляется по формуле (79)

$$Nu_m = 0,079 \cdot 2045^{0,74} \cdot 41,35^{0,43} \cdot \left(\frac{2,55 \cdot 10^{-3}}{3,76 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,36} \cdot 0,191^{0,11} = 79,95.$$

Определяем число Рейнольдса Re_g для охлаждающего теплоносителя, текущего в межтрубном пространстве по формуле (82), где ν_g – коэффициент кинематической вязкости, который выбирается в зависимости от средней температуры воздуха по таблице [3] или из Приложения 1, m^2/c ;

$$\nu_g = 16,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$Re_g = \frac{13,222 \cdot 0,003}{16,72 \cdot 10^{-6}} = 2372.$$

Так как $100 < Re_g < 20000$, то характер течения теплоносителя в межтрубном пространстве – ламинарный и для определения критерия Нуссельта Nu_g используется формула (83), где Pr_g – критерий Прандтля, определяется по средней температуре воздуха по таблице [3] или из Приложения 1;

$$Pr_g = 0,7.$$

$$Nu_g = 0,192 \cdot 2372^{0,65} \cdot \left(\frac{0,04}{0,04}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,01}{0,019}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{0,0025}{0,019}\right)^{0,18} \times$$

$$\times 0,7^{0,36} = 20,037$$

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны трансформаторного масла α_m , $Вт/(m^2 \cdot K)$ по формуле (84), где λ_m – коэффициент теплопроводности трансформаторного масла, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, $Вт/(m \cdot K)$;

$$\lambda_m = 0,10345 \text{ Вт}/(m \cdot K).$$

$$\alpha_m = \frac{79,95 \cdot 0,10345}{0,01575} = 525,132 \text{ Вт}/(m \cdot K).$$

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_g , Вт/(м²·К) по формуле (85), где λ_g – коэффициент теплопроводности воздуха, который определяется по таблице [3] или из Приложения 1, Вт/(м·К).

$$\lambda_g = 2,7375 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К).}$$

$$\alpha_g = \frac{20,037 \cdot 2,7375 \cdot 10^{-2}}{0,003} = 182,84 \text{ Вт/(м·К).}$$

Определяем коэффициент теплопередачи со стороны трансформаторного масла k_m , Вт/(м²·К) по формуле (86), где F_{cm} – средняя поверхность теплообмена по основанию ребер, м²; λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стенки трубы, который определяется по таблице [3], Вт/(м·К).

$$\lambda_{cm} = 48,3 \text{ Вт/(м·К).}$$

Средняя поверхность теплообмена по основанию ребра F_{cm} , м² определяется по формуле (87)

$$F_{cm} = 3,14 \cdot 0,019 \cdot 6 \cdot 930 = 333,07 \text{ м}^2.$$

Тогда, коэффициент теплопередачи со стороны трансформаторного масла k_m , Вт/(м²·К) равняется

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{525,132} + \frac{1}{\frac{333,07 \cdot 48,3}{270,627}} + \frac{1}{\frac{4490,199 \cdot 182,84}{270,627}} =$$

$$= 1,906 \cdot 10^{-2} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт.}$$

Тогда

$$k_m = 52,466 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем коэффициент теплопередачи со стороны воздуха k_g , Вт/(м²·К) по формуле (88)

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_g} &= \frac{1}{182,84} + \frac{1}{\frac{333,07 \cdot 48,3}{4490,199}} + \frac{1}{\frac{270,627 \cdot 525,132}{333,07}} = \\ &= 0,287 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}. \end{aligned}$$

Тогда

$$k_g = 3,484 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Необходимо уточнить площади теплообмена по трансформаторному маслу $F_{\Sigma m}$, м² и воздуху $F_{\Sigma g}$, м² по формулам (89) и (90)

$$F_{\Sigma m} = \frac{8248800}{52,466 \cdot 60,376} = 2604 \text{ м}^2.$$

$$F_{\Sigma g} = \frac{8248800}{3,484 \cdot 60,376} = 39214,6 \text{ м}^2.$$

Далее произведем гидравлический расчет аппарата. Определим потери давления трансформаторного масла.

ζ – коэффициент сопротивления трения, определяется по таблице [4]. $\zeta = 0,272$

Коэффициент местного сопротивления ε_m определяется по формуле (92)

$$\varepsilon_m = 0,8 + 0,6 + 1,1 + 3,5 + 0,6 + 1,1 + 3,5 + 0,6 + 1,1 + 0,8 = 13,7$$

Все вышеуказанные местных сопротивлений определяются по таблицам [4, 5].

Общее гидравлическое сопротивление при движении трансформаторного масла внутри труб $\Delta P_{\text{м}}$, Па определяется по формуле (91)

$$\Delta P_{\text{м}} = (0,272 \cdot \frac{5}{0,01575} + 13,7) \cdot \frac{828,75 \cdot 0,4^2}{2} = 6633,26 \text{ Па.}$$

Функция расположения оребренных труб Eu определяется по формуле (93)

$$Eu = 3,2 \cdot \frac{1}{2372^{0,25}} \cdot \left(\frac{4490,199}{333,07} \right)^{0,5} \times \\ \times \frac{1}{\left(\frac{0,04}{0,019} \right)^{-0,55} \cdot \left(\frac{0,04}{0,019} \right)^{-0,5}} \cdot 10 = 36,788.$$

Тогда, потери давления при протекании воздуха через пучок оребренных труб $\Delta P_{\text{г}}$, Па определяется по формуле (94)

$$\Delta P_{\text{г}} = 36,788 \cdot 1,137 \cdot 13,222^2 = 7312,417 \text{ Па.}$$

Приложение 1

Теплофизические свойства трансформаторного масла в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c, \text{кДж/}$ $(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda, \text{Вт/}$ $(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\eta \cdot 10^4, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	$\alpha \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Pr	$\beta \cdot 10^4, 1/^\circ\text{C}$
-20	904,6	1,432	0,1141	—	—	3,15	—	6,70
-10	898,6	1,491	0,1132	—	—	3,04	—	6,75
0,0	892,5	1,549	0,1124	70,5	629,6	2,93	866	6,80
10	886,4	1,620	0,1115	37,9	335,4	2,82	484	6,85
20	880,3	1,666	0,1106	22,5	198,1	2,72	298	6,90
30	874,2	1,729	0,1098	14,7	128,5	2,62	202	6,95
40	868,2	1,788	0,1089	10,3	89,3	2,53	146	7,00
50	862,1	1,846	0,1082	7,58	65,3	2,45	111	7,05
60	856,0	1,905	0,1072	5,78	49,5	2,37	87,8	7,10
70	850,0	1,964	0,1064	4,54	38,6	2,29	71,3	7,10
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	30,8	2,22	59,3	7,20
90	837,8	2,085	0,1047	3,03	25,4	2,16	50,5	7,25
100	831,8	2,144	0,1039	2,56	21,3	2,10	43,9	7,30
110	825,7	2,202	0,1030	2,20	18,1	2,04	38,8	7,35

Теплофизические свойства воды в зависимости от температуры при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$h, \text{кДж/}$ кг	$c_p, \text{кДж/}$ $(\text{кг}\cdot\text{K})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/}$ $(\text{м}\cdot\text{K})$	$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{K}^{-1}$	$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	Pr
0	1,0133	999,9	0	4,212	56,9	13,2	1788	1,789	-0,63	756,4	13,5
10	1,0133	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,7	741,6	9,52
20	1,0133	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,0133	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,0133	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,0133	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,0133	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,93
70	1,0133	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,0133	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,0133	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95

Теплофизические свойства воздуха в зависимости
от температуры

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Пас	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$a \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	12,7	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	13,8	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	14,9	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	12,79	16,2	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	17,4	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	18,8	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	20,0	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	21,4	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	22,9	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	24,3	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	25,7	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	26,2	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	28,6	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	30,2	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	31,9	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	33,6	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	36,8	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	40,3	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	43,9	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	47,5	0,681

Приложение 2

Варианты заданий на курсовую работу

Вариант №1

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	50	75
Температура на входе	°C	99	15
Температура на выходе	°C	45	32
Допустимые потери напора	кПа	70	70
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	$8 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №2

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	31,5	175
Температура на входе	°C	135	23
Температура на выходе	°C	65	50
Допустимые потери напора	кПа	80	100
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$7 \cdot 10^{-4}$	-
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №3

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	60	80
Температура на входе	°C	140	35
Температура на выходе	°C	70	60
Допустимые потери напора	кПа	85	85
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №4

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	32	38
Температура на входе	°C	100	20
Температура на выходе	°C	50	40
Допустимые потери напора	кПа	65	70
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$6 \cdot 10^{-4}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №5

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	50	70
Температура на входе	°C	130	25
Температура на выходе	°C	60	50
Допустимые потери напора	кПа	82	82
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$	$1,7 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №6

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	75	20
Температура на входе	°C	80	15
Температура на выходе	°C	60	50
Допустимые потери напора	кПа	72	78
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	8·10 ⁻⁴	1,9·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №7

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	61	49
Температура на входе	°C	95	20
Температура на выходе	°C	50	60
Допустимые потери напора	кПа	68	72
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №8

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	46	47
Температура на входе	°C	95	20
Температура на выходе	°C	50	42
Допустимые потери напора	кПа	70	85
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$8 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №9

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	100	30
Температура на входе	°C	130	15
Температура на выходе	°C	50	30
Допустимые потери напора	кПа	60	60
Термическое сопротивление слоя загрязнений	$(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №10

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	48	88
Температура на входе	°С	140	40
Температура на выходе	°С	50	65
Допустимые потери напора	кПа	81	67
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°С)/Вт	5·10 ⁻⁴	1,9·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №11

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	38	54
Температура на входе	°C	91	17
Температура на выходе	°C	55	29
Допустимые потери напора	кПа	72	72
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	8·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №12

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	45	74
Температура на входе	°C	110	25
Температура на выходе	°C	60	40
Допустимые потери напора	кПа	81	83
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	7·10 ⁻⁴	1,5·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №13

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	70	75
Температура на входе	°C	95	18
Температура на выходе	°C	58	35
Допустимые потери напора	кПа	78	78
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	8·10 ⁻⁴	1,7·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №14

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	55	42
Температура на входе	°C	105	23
Температура на выходе	°C	70	45
Допустимые потери напора	кПа	85	85
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	6·10 ⁻⁴	1,9·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №15

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	65	100
Температура на входе	°C	120	28
Температура на выходе	°C	60	48
Допустимые потери напора	кПа	85	88
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	9·10 ⁻⁴	1,9·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №16

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	58	90
Температура на входе	°C	90	18
Температура на выходе	°C	50	30
Допустимые потери напора	кПа	80	85
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	7·10 ⁻⁴	1,2·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №17

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	90	50
Температура на входе	°C	85	20
Температура на выходе	°C	55	45
Допустимые потери напора	кПа	78	80
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	5·10 ⁻⁴	1,5·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №18

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	40	60
Температура на входе	°C	130	30
Температура на выходе	°C	70	50
Допустимые потери напора	кПа	80	80
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	7·10 ⁻⁴	1,5·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №19

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	70	55
Температура на входе	°C	85	20
Температура на выходе	°C	50	40
Допустимые потери напора	кПа	85	85
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	$7 \cdot 10^{-4}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Вариант №20

	Единицы измерения (наименование, ГОСТ, ТУ)	Среда 1	Среда 2
Вид теплоносителя	-	Масло трансформаторное	Вода
Расход, G	кг/с	50	95
Температура на входе	°C	110	20
Температура на выходе	°C	50	35
Допустимые потери напора	кПа	80	80
Термическое сопротивление слоя загрязнений	(м ² ·°C)/Вт	9·10 ⁻⁴	1,7·10 ⁻⁴
Рекомендуемые материалы для изготовления теплообменника	Трубы наружным диаметром 19 мм длиной 4900 мм, изготовленные из адмиралтейского сплава, расположены по углам квадратов с шагом 25,4 мм.		

Заключение

Данное учебное пособие содержит методику и пример сравнительного расчета теплообменника с гладкими трубами и теплообменника с трубами, оребренными низкими радиальными ребрами. В методике приведены тепловой расчет, расчет теплопередачи, а также потери давления. Кроме того, в учебном пособии приведен расчет воздушного охладителя, в достаточной мере рассматривается вопрос о тепловом, конструктивном, поверочном и гидравлическом расчетах.

Учебное пособие используется при выполнении курсовой работы по дисциплине «Интенсификация теплообмена в энергоустановках» студентами, обучающимися по направлению 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» дневной и заочной формы обучения.

Библиографический список

- 1 Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена [Текст] / Д. Керн, А. Краус. – пер. с англ. М.: «Энергия», 1977. – 464 с. с ил.
- 2 Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок [Текст]: Учеб. пособие для вузов / А. М. Бакластов [и др.]; под ред. А. М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с, ил.
- 3 Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст]: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: «Энергия», 1975. – 488 с. с ил.
- 4 Хоменко, А.С. Расчёт и проектирование теплообменных аппаратов с оребрѐнной поверхностью [Текст] / А.С. Хоменко, С.К. Чернов – ХАИ 2005.
- 5 Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э.К. Калинин, Я.К. Дрейцер, С.А. Ярхо. – М: Машиностроение, 1990. – 200с

Оглавление

Введение	5
1. Типы, особенности кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Трубы и их расположение в ТОА.....	6
2. Методы интенсификации теплообмена	14
3. Сравнительный расчет кожухотрубчатых теплообменников с гладкими трубами и трубами, оребренными низкими радиальными ребрами	18
3.2 Расчет теплообменника с гладкими трубами	22
3.2.1 Определение теплопередачи для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)	24
3.2.2 Определение теплопередачи для холодного теплоносителя (вода в трубах)	28
3.2.3 Определение термического сопротивления для теплообменника с гладкими трубами	31
3.2.4 Потери давления для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)	32
3.2.5 Потери давления для холодного теплоносителя (вода в трубах)	34
3.3 Расчет теплообменника с низкорребристыми трубами ...	35
3.3.1 Определение теплопередачи для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)	37
3.3.2 Определение теплопередачи для холодного теплоносителя (вода в трубах)	39
3.3.3 Определение термического сопротивления теплообменника с низкорребристыми трубами	41
3.3.4 Потери давления для горячего теплоносителя (масло в межтрубном пространстве)	44

4 Расчет кожухотрубчатого теплообменника с оребренным воздушным охладителем	46
4.1 Определение массового расхода охлаждающего теплоносителя и количества теплоты, передаваемой теплообменником	46
4.2 Определение суммарной поверхности теплообмена	48
4.3 Выбор геометрии трубы и определение конструктивных параметров	50
4.3.1 Определение геометрических параметров трубы	50
4.3.2 Определение количества труб в теплообменном аппарате	50
4.3.3 Расчет геометрии каналов	52
4.3.4 Определение коэффициента оребрения	53
4.3.5 Определение габаритных размеров теплообменного аппарата	53
4.3.6 Расчет площадей теплообмена	54
4.4 Поверочный тепловой расчет	55
4.4.1 Расчет площадей для прохода теплоносителей	55
4.4.2 Определение эквивалентных диаметров	55
4.4.3 Определение скоростей теплоносителя	56
4.5 Расчет критериальных коэффициентов	57
4.6 Определение коэффициентов теплоотдачи теплоносителей	59
4.7 Определение коэффициентов теплопередачи	60
4.8 Уточнение площадей теплообмена	61
4.9 Гидравлический расчет аппарата	61
4.9.1 Определение потери давления трансформаторного масла	62

4.9.2	Определение потери давления воздуха.....	63
5	Примеры сравнительного расчета теплообменников с гладкими трубами и трубами, оребренными низкими радиальными ребрами и расчета воздушного охладительного аппарата.....	64
	Приложение 1	105
	Приложение 2	107
	Заключение	127
	Библиографический список	128

Учебное издание

Трошин Алексей Юрьевич
Наумов Александр Михайлович

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХОТРУБ-
НЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

В авторской редакции

Компьютерный набор Т.И. Заниной

Подписано в печать

Формат 60×84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл.печ. л. . Уч.- изд.л. . Тираж экз.

Заказ №_____

ФГБОУ ВПО

"Воронежский государственный технический университет"
394026 Воронеж, Московский просп., 14