



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА**

Институт ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

Кафедра судостроения и энергетических установок

РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Методические указания

Санкт-Петербург
Издательство ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
2025

УДК 621.1

ББК 39.45

P24

Рецензент

Ерофеев В. Л., д-р техн. наук, проф.

(ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»)

P24 Расчет рекуперативного теплообменного аппарата : метод. указания / Сост.: В. А. Жуков. — СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2025. — 44 с.

Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего образования по направлению подготовки 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» и рабочей программе дисциплины «Теплообменное оборудование».

Содержит информацию о целях и последовательности расчета рекуперативных теплообменных аппаратов, а также необходимые справочные материалы для выполнения расчетов, шаблон титульного листа и индивидуальные задания для выполнения расчетно-графической работы.

Предназначено в качестве основной литературы для студентов всех форм обучения по направлению подготовки 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» (профиль «Проектирование морской техники») при изучении дисциплины «Теплообменное оборудование», и может быть полезно при выполнении курсовых проектов по специальным дисциплинам и выпускных квалификационных работ.

Рекомендовано к изданию на заседании кафедры судостроения и энергетических установок ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова. Протокол № 9 от 25 марта 2025 года.

УДК 621.1

ББК 39.45

© ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова», 2025

© Жуков В. А., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....	5
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ ЧЕРЕЗ ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ.....	10
3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	13
4. КОМПОНОВКА ТРУБНОГО ПУЧКА.....	19
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА.....	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	38
Библиографический список	39
<i>Приложение 1</i>	40
<i>Приложение 2</i>	41

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания разработаны в соответствии с рабочей программой дисциплины «Теплообменное оборудование» и направлено на формирование у обучающихся профессиональных компетенции ПКС-1: готовность участвовать в разработке проектов судов и средств океанотехники, энергетических установок и функционального оборудования, судовых систем и устройств, с учетом технико-эксплуатационных и производственно-технологических требований.

Пособие содержит необходимый теоретический и справочный материал для освоения навыков расчета рекуперативных теплообменных аппаратов.

Рекуперативные аппараты получили широкое распространение в системах судовых дизелей и системах судовых энергетических установок. Расчет теплообменных аппаратов является неотъемлемой составной частью проектирования судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и систем судовых энергетических установок (СЭУ).

Основной целью расчета теплообменного аппарата является определение площади теплопередающей поверхности, необходимой для передачи требуемого количества теплоты.

Знания и умения, полученные при выполнении расчетно-графической работы будут полезны студентам при выполнении курсовых проектов и работ по дисциплинам «Судовые энергетические установки», «Судовые турбомашины», выпускных квалификационных работ.

1. РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменные аппараты (ТА) представляют собой устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды (теплоотдающей или нагревающей) к другой (тепловоспринимающей или нагреваемой). Теплообменные аппараты являются одними из важнейших элементов ряда основных систем двигателей внутреннего сгорания: системы охлаждения, системы смазки, системы газотурбинного наддува, а также входят в состав систем судовых энергетических установок.

Наибольшее распространение в судовой энергетике получили рекуперативные ТА, в которых теплообмен между теплоносителями осуществляется через разделяющую их твердую стенку.

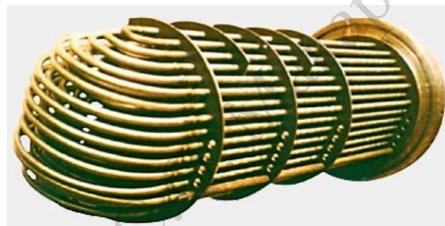
Рекуперативные ТА классифицируют по следующим признакам:

- 1) *по назначению:*
 - а) охладители,
 - б) подогреватели;
- 2) *по роду рабочих сред:*
 - а) жидкостно-жидкостные (водомасляные, водо-водяные и т. д.),
 - б) газо-жидкостные,
 - в) паро-жидкостные;
- 3) *по направлению движения рабочих сред:*
 - а) прямоточные,
 - б) противоточные,
 - в) с перекрестным током,
 - г) со смешанным током,
 - д) с многократно перекрестным током;
- 4) *по числу ходов теплоносителей:*
 - а) одноходовые,
 - б) многоходовые;
- 5) *по виду (конфигурации) поверхности теплообмена:*
 - а) кожухотрубные с прямыми гладкими трубами, расположенными горизонтально или вертикально (рис. 1, а);
 - б) кожухотрубные с U-образными трубами (рис. 1, б);
 - в) пластинчатые (рис. 1, в);
 - г) змеевиковые (рис. 1, з);
 - д) спиральные (рис. 1, д).

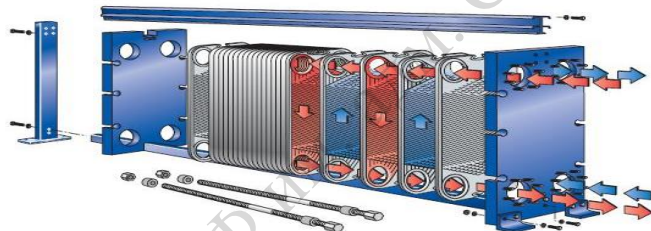
а)



б)



в)



г)



д)



Рис. 1. Типы регенеративных ТА в зависимости от конфигурации поверхности теплообмена:

а — с прямыми гладкими трубами; б — с U-образными трубами;

в — пластинчатый; г — змеевиковый; д — спиральный

Несмотря на многообразие конструктивных решений и различное назначение ТА можно сформулировать следующие общие требования, предъявляемые к ним:

- Применение ТА должно обеспечивать передачу требуемого количества теплоты с получением заданных температур теплоносителей.

- Аппарат должен обладать определенной пропускной способностью для каждого из теплоносителей при заданном уровне гидравлических сопротивлений.

- При заданной тепловой нагрузке и других равных исходных параметрах теплоносителей аппарат должен иметь наименьшие габаритные размеры и наименьшую металлоемкость, т. е. процесс теплообмена должен протекать наиболее интенсивно. Особенно большое значение компактность имеет для ТА транспортных двигателей, устанавливаемых в ограниченных объемах (машинные отделения, подкапотные пространства и т. д.)

- Аппарат должен обладать определенным запасом прочности, гарантирующим его безопасную и надежную эксплуатацию в течение заданного срока при механических нагрузках, возникающих от давлений теплоносителей, вследствие температурных деформаций различных частей теплообменника, вибрации и т. п.

- Поверхности теплообмена и другие элементы конструкции аппарата, омываемые теплоносителями, должны обладать достаточной стойкостью к химическому и эрозионному воздействию в течение заданных сроков эксплуатации.

- При использовании теплоносителей, выделяющих отложения на поверхностях теплообмена, конструкция ТА должна предусматривать возможность осуществления периодических осмотров и проведения механических или химических очисток.

- Конструкция ТА должна предусматривать возможность дренирования (удаления) теплоносителей перед проведением осмотров, ремонта и т. п.

- Конструктивное исполнение ТА зависит от их целевого назначения, параметров рабочих сред и тепловой нагрузки.

- Поверхность теплообмена судовых ТА может быть сформирована из труб, листового материала либо из металлической ленты.

Как правило, при разностях средних температур теплоносителей менее 60 °С применяют ТА с прямыми трубами и двумя трубными досками. В этих ТА наряду с жестко закрепленными трубными досками иногда в целях разгрузки конструкции от продольных усилий используют плавающие трубные доски. В случае когда разность температур превышает 60 °С, применяют ТА с U-образными или змеевиковыми трубами и одной трубной доской или специальными коллекторами. Такая конструкция снижает температурные напряжения в корпусе и трубах ТА. Кроме того, для снижения температурных напряжений в ТА с прямыми трубами применяют компенсаторы, устанавливаемые в корпусе.

Во всех конструкциях ТА предусмотрены устройства для выпуска воздуха при заполнении аппарата и дренажные отверстия для слива теплоносителя.

Для уменьшения габаритов и массы ТА, интенсификации теплообмена и обеспечения требуемых скоростей рабочих сред судовые ТА выполняют *многоходовыми*.

Ходом называется участок поверхности теплообмена, в пределах которого весь расход теплоносителя движется в одном направлении. С этой целью в крышках ТА устанавливают поворотные камеры, а в межтрубном пространстве — продольные или поперечные перегородки.

Диаметром теплообменных труб в конечном итоге определяются масса и габариты кожухотрубных ТА. Трубы с наружным диаметром менее 10 мм не применяют из-за трудности очистки быстро засоряющихся внутренних полостей. Обычно наружный диаметр труб в кожухотрубных ТА составляет 12–20 мм при толщине стенки 1–2 мм. Размеры наиболее часто применяемых в ТА труб приведены ниже.

В каждом ходу многоходовых ТА стремятся разместить одинаковое количество труб (за исключением случаев, когда используются газообразные теплоносители и имеет место значительное изменение их температур, а, следовательно, плотностей и объемных расходов) для обеспечения равномерного распределения скоростей и гидравлических сопротивлений.

Теплообменные трубы, как правило, закрепляют в трубных досках развальцовкой, развальцовкой в сочетании со сваркой и сваркой.

Для обеспечения качественной вальцовки толщина трубной доски должна быть не меньше наружного диаметра закрепляемых в ней труб.

Трубы со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи выполняют оребренными для увеличения площади поверхности теплообмена, что способствует увеличению количества передаваемой теплоты и уменьшению габаритов ТА.

Вертикальное или горизонтальное расположение кожуха ТА определяется возможностью их рационального размещения в машинном отделении. Вертикальные ТА занимают меньшую площадь, однако доступ к нижней трубной доске и другим деталям здесь затруднен.

Судовые ТА, температура наружной поверхности которых выше 60 °С, покрывают тепловой изоляцией с целью снижения потерь теплоты в окружающую среду и обеспечения безопасности для обслуживающего персонала.

Основными характеристиками ТА являются тепловая нагрузка и гидравлическое или аэродинамическое сопротивление (потери напора на преодоление сил трения и местных сопротивлений), определяемые при конструировании теплообменников в ходе соответственно теплового и гидравлического расчетов.

Наиболее широкое применение в системах судовых дизелей и системах энергетических установок судов находят кожухотрубные и пластинчатые теплообменные аппараты.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛОТЫ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ ЧЕРЕЗ ТЕПЛООБМЕННЫЙ АППАРАТ

На первом этапе выполнения РГР необходимо определить принадлежность теплообменного аппарата к конкретной системе судового ДВС и его назначение. В соответствии с назначением ТА определяется количество теплоты, которое необходимо передать от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю.

В системах охлаждения судовых дизелей водо-водяные теплообменные аппараты предназначены для отвода теплоты от деталей цилиндропоршневой группы, охлаждаемой жидкостной системой охлаждения. Водо-масляные ТА, установленные в системах смазки судовых ДВС должны обеспечивать отвод теплоты от моторного масла, которое в свою очередь выполняет функции отвода теплоты от узлов трения в ДВС. Охладители наддувочного воздуха, установленные в системах газотурбинного наддува судовых дизелей, предназначены для отвода теплоты от воздуха, подаваемого в цилиндры ДВС компрессором.

Для определения требуемой интенсивности теплоотвода на этапе проектирования судового дизеля или его системы для подбора теплообменного аппарата можно воспользоваться статистическими данными или результатами расчета теплового баланса ДВС.

В случае отсутствия результатов расчета теплового баланса ДВС при проектировании ТА можно использовать статистические данные двух типов:

- 1) удельный теплоотвод через определенные системы ДВС;
- 2) относительный теплоотвод через составляющие теплового баланса.

Возможно также использование эмпирических формул, полученных для конкретных моделей или типоразмеров ДВС.

Удельные теплоотводы через системы двигателей внутреннего сгорания, приводимые в ряде учебных и справочных изданий, представлены в табл. 1 и 2.

Для использования информации, представленной в табл. 1 и 2 достаточно знать тип двигателя и его номинальную мощность двигателя, указанную в индивидуальном задании РГР.

Таблица 1

**Удельное количество теплоты,
отводимой от двигателя через систему охлаждения**

Тип двигателя	Удельное кол-во отводимой теплоты $Q_{охл}$, кДж/(кВт·ч)
Малооборотные дизели	1890...3130
Высокооборотные дизели	2270...3700
Бензиновые и газовые двигатели	2840...5700

Таблица 2

**Удельное количество теплоты,
отводимой от двигателя через систему смазки**

Тип двигателя	Удельное кол-во отводимой теплоты Q_m , кДж/(кВт·ч)
Дизели с неохлаждаемыми поршнями	230...520
Дизели с охлаждаемыми поршнями	450...570
Бензиновые и газовые двигатели	170...190

Количество теплоты, которое должно быть передано через ТА определяется по формуле:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{ср}, \text{ кДж/ч.}$$

Уравнение теплового баланса в относительных величинах имеет вид:

$$q_t = q_e + q_{ог} + q_{охл} + q_m + q_{нп} + q_{онв},$$

где q_t — теплота, выделившаяся при сгорании топлива (100 %);

q_e — относительное количество теплоты эквивалентное эффективной работе;

$q_{ог}$ — относительное количество теплоты, уносимое отработавшими газами;

$q_{охл}$ — относительное количество теплоты, теряемое в систему охлаждения двигателя;

q_m — относительное количество теплоты, отводимое через систему смазки двигателя;

$q_{нп}$ — неучтенные потери теплоты;

$q_{онв}$ — потери теплоты в ОНВ.

Обобщенные данные о составляющих теплового баланса современных двигателей различного назначения и разных степеней форсированности приведены в табл. 3.

Для использования информации, представленной в табл. 1, достаточно знать номинальную мощность двигателя, указанную в индивидуальном задании РГР.

Таблица 3

Внешний тепловой баланс (в % от теплоты сгорания топлива Q_m)

Тип двигателя	q_e	$q_{охл}$	q_m^*	$q_{ог}$	$q_{онв}$
Двухтактные малооборотные	38...42	8,5...12	1...4	32...37	2...8
Среднеоборотные четырехтактные со средней степенью форсирования	37...40	10...17	1...3	37...42	2...5
Среднеоборотные четырехтактные высокофорсированные ($P_e \geq 1,5$ МПа)	39...42	10...13	3...4	33...38	6...9
Форсированные повышенной оборотистости	37...40	13...23	2...6	35...41	3,5...8
Высокооборотные форсированные	35...39	14...30	3...6	30...41	3...7
Бензиновые	23...32	20...35	—	30...55	—

q_m^* — относительное количество теплоты, отводимое в систему смазки двигателя, без учета теплоотвода через охлаждаемый поршень. В случае использования масляного охлаждения поршня эта составляющая увеличивается до 8–10 %.

Для использования данных, приведенных в табл. 2, следует определить количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива Q_t по формуле:

$$Q_t = H_u \cdot g_e \cdot N_e,$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива (при выполнении РГР для дизельного топлива может быть принята равной 42,5 МДж/кг);

g_e — удельный эффективный расход топлива (при выполнении РГР следует выбрать из диапазона 0,175–0,205 кг/(кВт·ч), соответствующего современному уровню дизелестроения).

Количество теплоты, которое должно быть передано в теплообменном аппарате определяется по формуле:

$$Q_{ТА} = q \cdot Q_t,$$

где q — соответствующая составляющая теплового баланса.

Полученные значения теплоты, отводимой в единицу времени, являются основным исходным параметром для расчета теплообменного аппарата.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Различают два вида тепловых расчетов ТА: *проектные* (конструкторские) и *проверочные*.

Проектные тепловые расчеты проводят для определения площади поверхности теплообмена, схемы компоновки труб, размеров нового аппарата, гидравлических сопротивлений и энергозатрат на прокачивание теплоносителей через спроектированный аппарат.

Проверочные расчеты имеют целью определить конечные температуры теплоносителей, тепловую производительность готового ТА (известны конструкция и площадь поверхности теплообмена), его соответствие тепловому режиму при заданных расходах рабочих сред с известными начальными температурами.

При тепловом расчете теплообменных аппаратов основными расчетными уравнениями являются: *уравнение теплового баланса* и *уравнение теплопередачи*.

Уравнение теплового баланса для однофазных теплоносителей записывается в виде:

$$Q = M_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = M_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2).$$

где Q — количество переданной теплоты, кВт;

M_1, M_2 — массовые расходы соответственно теплоотдающего и тепловоспринимающего теплоносителей, кг/с;

c_{p1}, c_{p2} — массовые изобарные теплоемкости теплоносителей, кДж/(кг·К);

t'_1, t''_1 — температуры теплоотдающего теплоносителя (ТОТ) соответственно на входе в ТА и на выходе из него, °С;

t'_2, t''_2 — то же для тепловоспринимающего теплоносителя (ТВТ), °С.

В случае если теплоносителем является пар, количество отданной или полученной теплоты следует определять по формуле:

$$|Q| = M_{\Pi} (i_{\text{вх}} - i_{\text{вых}}),$$

$M_{\text{п}}$ — массовый расход водяного пара, кг/с;

$i_{\text{вх}}, i_{\text{вых}}$ — энтальпии пара на входе в ТА и на выходе из него, кДж/(кг·К).

Уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ср}},$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F — площадь поверхности теплообмена, м²;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — среднелогарифмический температурный напор, К.

Для совместного решения двух указанных уравнений, с целью определения площади поверхности теплообмена F , необходимо найти значения коэффициента теплопередачи k и среднелогарифмического температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$ для предварительно скомпонованной поверхности теплообмена.

По итогам решения уравнения теплового баланса выполняют следующие действия:

- определяют массовые расходы теплоносителей, значений их конечных температур и производят предварительную компоновку поверхностей теплообмена с целью получения данных для решения уравнения теплопередачи;

- вычисляют определяющие температуры, необходимые для определения значений физических параметров;

- определяют значения характерных линейных размеров в соответствии с выбранной схемой компоновки ТА и условиями теплообмена;

- по итогам предварительной компоновки поверхности теплообмена определяют площади проходных сечений для движения теплоносителей и рассчитывают значения их скоростей движения.

В случае если неизвестно значение одного из перепадов температур теплоносителей (Δt_1 или Δt_2), им следует задаться. При этом необходимо учитывать, что при увеличении температурного перепада уменьшается массовый расход. Последнее влечет за собой в конечном итоге возрастание размеров ТА.

После решения уравнения теплового баланса определяют средние температуры теплоносителей, °С:

$$t_1 = 0,5 \cdot (t' + t''_1);$$

$$t_2 = 0,5 \cdot (t'_2 + t''_2)$$

и температура стенки, °С:

$$t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (t_1 + t_2).$$

Значения средних температур теплоносителей используются для определения их теплофизических характеристик по справочным таблицам, приведенным в приложении 1.

Следующим этапом работы является предварительная компоновка ТА, тип которого (коробчатый, кожухотрубный, пластинчатый, змеевиковый и т. п.) задается преподавателем или выбирается студентом самостоятельно. Затем выбираются направления тока теплоносителей, при этом необходимо учитывать следующее:

- внутри труб легче достигается повышенная скорость, поэтому в «жидкостно-жидкостных» ТА теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи или малым расходом лучше направлять в трубное пространство;

- в «газожидкостных» ТА обычно жидкость подается в трубное пространство, а газ — в межтрубное;

- загрязненный теплоноситель следует подавать в трубы, а чистый — в межтрубное пространство, так как очистку внутренней поверхности труб, особенно прямых, легко осуществить;

- коррозионно-активные жидкости следует подавать в трубы;

- теплоноситель с высокими давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению механической нагрузки на корпус аппарата и снижению тепловых потерь в окружающую среду;

- если аппарат предусмотрен для охлаждения вещества, то предпочтительнее охлаждаемый теплоноситель направлять в межтрубное пространство, так как за счет отдачи теплоты в окружающую среду можно уменьшить расход охлаждающего теплоносителя.

Выбираются материал и диаметр труб. В судовых ТА, в которых одним из теплоносителей является морская вода, при скорости ее не выше 3 м/с и температуре стенки трубы со стороны морской

воды не выше 60–80 °С применяют трубы из медно-никелевого сплава (мельхиора) МНЖ Мц 30-1-1. При скорости воды до 2 м/с и температуре стенки до 50 °С можно использовать трубы из медно-никелевого сплава МПЖ 5-1. Трубы из латуни применяют при скорости морской воды до 1,2 м/с, а из меди МЗС — при скорости морской воды до 0,9 м/с.

В аппаратах, в которых теплоносителями являются «пар и конденсат» или «пар и масло», широко используются трубы из латуни или из нержавеющей стали. Для теплоносителей «жидкое топливо – пар» или «жидкое топливо – конденсат» применяют трубы из углеродистой стали. В кожухотрубных ТА обычно применяют трубы наружным диаметром d (мм) и толщиной стенки S (мм) 10×1; 12×1; 14×1; 14×1,5; 16×0,75; 16×1; 16×1,5; 17×2; 19×1; 22×2; 24×1 и др.

В аппаратах коробчатого типа — 16×2; 20×1,5; 25×2; 25×2,5; 29×1,5; 29×2; 32×2,0; 38×1,6; 38×2,0 — для воздухоподогревателей и воздухоохладителей; 25×2,5; 29×2,5; 29×3,6; 32×3,0 — для экономайзеров.

В судовых ТА широко применяются оребренные трубы. Наиболее распространенные размеры диаметра ребра и внутреннего диаметра трубы ($D_p \times d_{вн}$, мм) следующие: 14×10,5; 16,6×11,5; 20,5×10; 21×13,2; 22,5×15; ×10; 29×9; 43×17; 56×21.

При выборе схемы движения теплоносителей следует учитывать, что противоточное движение всегда должно быть наиболее желательным при проектировании нового теплообменного аппарата, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата F . Одновременно определяется необходимость использования оребрения, устанавливаемого со стороны теплоносителя с наименьшим значением коэффициента теплоотдачи (табл. 4).

Если по технологическим, конструктивным или компоновочным соображениям направить теплоносители противотоком невозможно, необходимо стремиться к многократному перекрестному току с обменом теплотой на общем противоточном принципе. Направление тока теплоносителей не имеет существенного значения в теплообменниках с изменением агрегатного состояния хотя бы одного из них.

Таблица 4

**Значения коэффициентов теплоотдачи для теплообмена
с различными теплоносителями**

Вид теплоносителя и характер теплообмена	α , Вт/(м ² ·К)
Воздух	1 – 50
Перегретый пар	20 – 00
Моторное масло	20 – 1500
Вода	500 – 10 000
Кипение воды	500 – 45 000
Пленочная конденсация водяных паров	4000 – 15 000
Капельная конденсация водяных паров	40 000 – 120 000

Направление тока теплоносителей оказывает влияние не только на общую теплопроизводительность аппарата Q , но и на изменение температур ТОТ (Δt_1), и ТВТ (Δt_2), а увеличение перепадов температуры при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расходов теплоносителей M_1 и M_2 и затрат на энергию их транспортирования.

При проверке правильности решения вопроса о выборе схемы тока теплоносителя относительно поверхности ТА при наружном омывании пучка труб следует руководствоваться следующим правилом: при отношении $N_w/Pr^{0,4} > 58$ выгоднее продольное, а при $N_w/Pr^{0,4} < 58$ — поперечное омывание.

По средним температурам теплоносителей определяются значения плотностей ρ , а затем секундные объемные расходы теплоносителей, м³/с:

$$V_1 = \frac{M_1}{\rho_1}; \quad V_2 = \frac{M_2}{\rho_2}.$$

Для продолжения расчета необходимо задать значения скоростей движения теплоносителей. В кожухотрубном ТА только один теплоноситель может иметь оптимальную скорость (обычно внутри труб), а скорость другого (в межтрубном пространстве) получается в зависимости от способа распределения труб в трубной решетке и схемы его движения. С целью обеспечения турбулентного режима движения

теплоносителей можно рекомендовать следующие значения скоростей теплоносителей (табл. 5).

Таблица 5

**Скорости теплоносителей,
применяемых в теплообменных аппаратах**

Теплоноситель	Скорость, м/с
Охлаждающая вода в трубках масло- и водоохладителей	0,4–1,2
Нефтепродукты в трубках	0,5–1,2
Воздух в трубках	12–16

Скорость воздуха в межтрубном пространстве ТА при поперечном омывании пучка труб принимается в пределах 5–20 м/с, а скорость жидких теплоносителей — от 0,1 до 1,0 м/с.

4. КОМПОНОВКА ТРУБНОГО ПУЧКА

Следующим этапом РГР является определение числа труб одного хода n_1 , и выполнение предварительной компоновки ТА.

Для уменьшения габаритов ТА трубы, по которым направляется теплоноситель, изгибают или изменяют направление движения теплоносителя на 180° за счет конструкции крышек ТА. Движение теплоносителя до очередного поворота считается ходом. При этом теплоноситель может быть направлен как по одной, так и по нескольким трубам одновременно.

Трубы, по которым одновременно движется теплоноситель до очередного поворота называют *трубами одного хода*. При изменении их количества меняется суммарная площадь проходного сечения, а, следовательно, и скорость движения теплоносителя при постоянном расходе.

Число ходов теплоносителя при неизменном количестве труб одного хода и постоянном расходе теплоносителя не влияет на скорость его движения в трубах.

Увеличение числа ходов в конечном итоге приводит к уменьшению длины труб одного хода. Это дает возможность уменьшить габаритные размеры ТА, например, в кожухотрубных теплообменниках увеличение числа ходов приводит к уменьшению длины кожуха.

В змеевиковых ТА число труб одного хода соответствует числу параллельных змеевиков, по которым движется теплоноситель.

Для теплоносителя, перемещающегося внутри труб площадь проходного сечения рассчитывается по формуле, m^2 :

$$f = f_{\text{вн}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1,$$

где n_1 — число труб одного хода, которое определяется по формуле:

$$n_1 = \frac{4 \cdot V}{\pi d_{\text{вн}}^2 W_{\text{вн1}}},$$

где $W_{\text{вн1}}$ — скорость теплоносителя, движущегося внутри труб, выбранная в соответствии с данными, приведенными в табл. 5.

Следующим этапом расчета является эскизная проработка схемы ТА с учетом полученных значений чисел труб одного хода.

При этом производится более детальная компоновка пучка, состоящего из выбранных ранее труб. В кожухотрубных ТА определяется внутренний диаметр кожуха D , м. С этой целью предварительно производится компоновка пучка труб.

Расположение труб в пучке определяется в первую очередь способом разбивки и шагом. В теплообменных аппаратах применяются шахматные и коридорные разбивки труб (рис. 2): шахматные (рис. 2, а, б), коридорные (рис. 2, в, г).

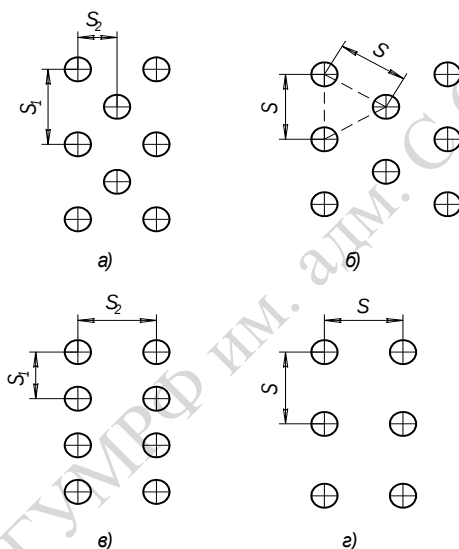


Рис. 2. Типы трубных пучков

Шахматная разбивка (рис. 2, а), определяемая поперечным шагом S_1 — расстоянием между трубами в одном ряду и продольным шагом S_2 — расстоянием между рядами труб. В шахматных пучках соотношение S_1 и S_2 определяет величину косого (диагонального) шага $S_k = \sqrt{S_1^2 + S_2^2}$. Рекомендуется принимать следующие значения шаговых отношений (отношений шага к наружному диаметру трубы) $S_1/d = 1,3 \dots 3,0$; $S_2/d = 1 \dots 2,0$. Частным случаем шахматной разбивки является треугольная (рис. 2, б). При треугольной разбивке оси труб располагаются в вершинах равносторонних треугольников ($S_1 = S_k$).

Этот вид разбивки позволяет разместить на единице площади трубной доски при одном и том же шаге наибольшее число труб.

Коридорная разбивка, так же, как и шахматная, определяется значениями шагов S_1 и S_2 (рис. 2, в). Пределы изменения шаговых отношений $S_1/d = S_2/d = 1,5 \dots 2,0$. Частным случаем коридорной разбивки является квадратная (рис. 2, з).

В кожухотрубных ТА наиболее компактный пучок получается при применении треугольной разбивки (ромбический пучок труб). В этом случае трубы размещаются по сторонам правильных шестиугольников (рис. 3, а). Общее количество труб может быть определено из выражения

$$N = 1 + 3m + 3m^2,$$

где m — число шестиугольников.

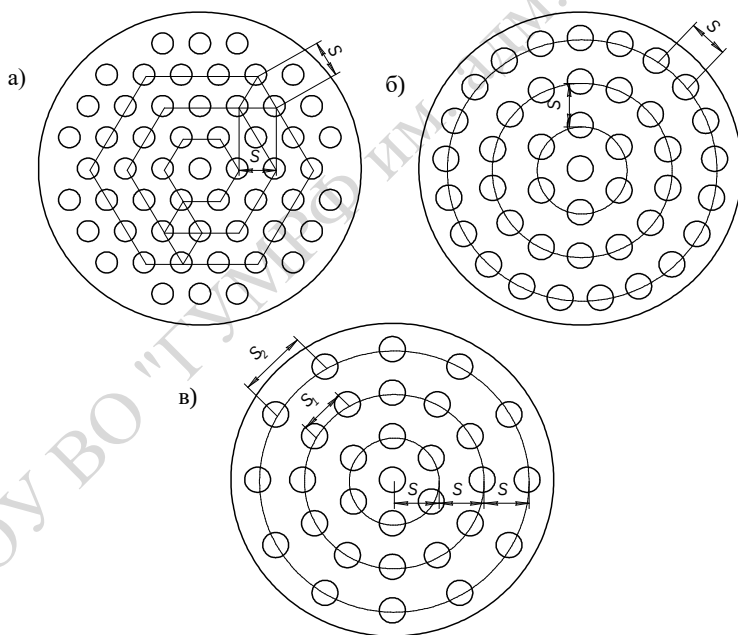


Рис. 3. Разбивка труб в корпусах кожухотрубных теплообменных аппаратов:

а — разбивка по сторонам шестиугольников; б — радиальная разбивка;

в — разбивка по концентрическим окружностям

Число шестиугольников для размещения n труб:

$$m = \frac{\sqrt{12n-3}-3}{6}.$$

Рассчитанное значение m округляется до ближайшего целого значения. Тогда число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит:

$$n_d = 2m + 1.$$

При $m > 6$ сегменты между краем трубной доски и сторонами наружного шестиугольника желательно заполнять трубами.

Другим способом размещения труб в пучке кожухотрубных ТА является разбивка по концентрическим окружностям (рис. 3, в). Шаговое отношение в этом случае принимается при условии, что $S_1 = S_2 = S$ ($S/d = 1,3 - 2$).

Количество труб в этом случае определяется по формуле:

$$n = 1 + \sum_{i=1}^{i=m} \frac{2 \cdot \pi \cdot r_i}{S},$$

где i — порядковый номер окружности;

m — число окружностей;

r_i — радиус i -й окружности.

Общее число труб может быть определено из табл. 6.

В общем случае шаг между центрами труб S принимают из условий прочности трубной доски не менее $1,3 d$. Можно рекомендовать в зависимости от наружного диаметра труб d_n следующие значения шага S :

d_n , мм	17	22	25	32	38	44,5	51	57	63,5
S , мм	27	32	35	44	50	58	66	74	81

Выбрав вид компоновки пучка труб, исходя из значения n_1 , определяется целое число шестиугольников или окружностей и соответствующее ему число труб одного хода n_{12} .

Компоновка ТА производится в масштабе, удобном для дальнейшей работы с эскизом.

Таблица 6

**Число труб в аппарате при разбивке в трубной доске
по шестиугольникам и по концентрическим окружностям**

Число шестиугольников или окружностей	Разбивка по шестиугольникам							Разбивка по окружностям	
	Число труб по диагонали	Общее число труб без учета сегментов	Число труб			Число труб во всех сегментах	Общее число труб в аппарате	Число труб по наружной окружности	Общее число труб в аппарате
			в 1-м ряду сегмента	во 2-м ряду сегмента	в 3-м ряду сегмента				
1	3	7	–	–	–	–	7	6	7
2	5	19	–	–	–	–	19	12	19
3	7	37	–	–	–	–	37	18	37
4	9	31	–	–	–	–	61	25	62
5	11	91	–	–	–	–	91	31	93
6	13	127	–	–	–	–	127	37	130
7	15	169	3	–	–	18	187	43	173
8	17	217	4	–	–	24	241	50	223
9	19	271	5	–	–	30	301	56	279
10	21	331	6	–	–	36	367	62	341
11	23	397	7	–	–	42	439	69	410
12	25	469	8	–	–	48	517	75	485
13	27	547	9	2	–	66	613	81	566
14	29	631	10	5	–	90	721	87	653
15	31	721	11	6	–	102	823	84	747
16	33	817	12	7	–	114	931	100	847
17	35	919	13	8	–	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	–	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	–	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Окончательно количество труб n определяется после определения внутреннего диаметра корпуса исходя из полученного значения числа труб в диаметральной сечении и максимального уплотнения пучка за счет заполнения всей площади трубной доски трубами с выбранным шагом.

Внутренний диаметр корпуса может быть определен либо по результатам компоновки, либо рассчитан по формуле, м:

$$D_k = D' + 2d_n + 2m_k,$$

где D' — наибольший диаметр окружности центров труб при разбивке по концентрическим окружностям или диагональ наибольшего шестиугольника при треугольной разбивке, м;

m_k — дополнительный кольцевой зазор между крайними трубами и внутренней стенкой кожуха, м.

После этого производится уточнение значения скорости теплоносителя $W_{вн2}$, м/с:

$$W_{вн2} = \frac{4V}{\pi d_{вн}^2 n_{12}}.$$

В случае если значение $W_{вн2}$ выходит за пределы, рекомендуемые в табл. 6, необходимо изменить число n (выбрав трубы с другими размерами, изменить шаг труб в пучке и т. п.) и тем самым изменить площадь проходного сечения для теплоносителя, движущегося внутри труб. При необходимости следует произвести перекомпоновку пучка в изложенной выше последовательности.

Аналогичный алгоритм используется при других видах разбивки труб.

Квадратная разбивка труб применяется при использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей, так как такая разбивка облегчает очистку наружных поверхностей труб.

Для аппаратов с приварными и закатными между фланцами трубными досками (без плавающей трубной доски) кольцевой зазор m_k принимается минимальными, но не менее 6 мм. В аппаратах

с плавающей трубной решеткой зазор определяется конструкцией и размерами фланца плавающей камеры. В аппаратах с поперечными перегородками в межтрубном пространстве кольцевой зазор определяется из расчета оптимальной скорости протекания теплоносителя через него.

Как указано выше, ТА коробчатого типа действуют, как правило, по схеме «газ – газ», «газ – жидкость» или «газ – пар». При этом газ может направляться как по трубам, так и в межтрубное пространство, а жидкость и пар — только по трубам.

В ТА, работающем по схеме «газ – газ», как правило, задаются размеры поперечного сечения в направлении движения теплоносителя, перемещаемого по трубам.

Для коробчатых ТА типа «газ – жидкость» или «газ – пар» задаются размеры сечения, поперечного движению газов.

Целью расчета в первом случае является определение длины (или высоты) ТА (h), а во втором — определение числа рядов Z_3 и, в конечном итоге, размера ТА вдоль направления движения газов.

Для первого случая число труб одного хода движения газа, располагающихся по стороне a , при размерах сечения ТА $a \times b$ определяется выражением, м:

$$Z_1 = \frac{a - 2m_{кр}}{S} + 1,$$

где $m_{кр}$ — расстояние от кромки трубной доски до оси крайней трубы из условия, что $m_{кр} = 0,5d_n + (15 - 25)$ мм;

S — шаг труб вдоль стороны с размером a .

Аналогично определяется число труб, располагающихся вдоль стороны с размером b (Z_2).

Тогда общее число труб $Z = Z_1 Z_2$.

Площадь проходного сечения в данном случае определяется из выражения, м²:

$$f = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} Z .$$

С целью упрощения компоновки пучка труб в данном случае желательно соблюдать следующее условие — число труб одного хода (число параллельно работающих змеевиков) должно быть кратно числу труб, располагающихся в одном ряду.

Эскизная проработка схемы ТА заканчивается уточнением скорости движения теплоносителя, перемещаемого по трубам.

Скорость теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве W_n рассчитывается по формуле:

$$W_n = \frac{V}{f},$$

где f — площадь проходного сечения, м^2 .

Значение площади проходного сечения f зависит от типа ТА и схемы движения теплоносителей. Для кожухотрубных ТА в случае продольного омывания труб, м^2 :

$$f = \frac{\pi D_k^2}{4} - \frac{\pi d_n^2}{4} n,$$

где n — общее число труб в пучке.

На первом этапе расчета, когда неизвестны размеры ТА, принимается продольная схема движения теплоносителей на общем противоточном принципе. В этом случае $n = n_{12}$.

После этого рассчитывается значение скорости W_n и сравнивается с допустимым значением. В случае необходимости производится переконфигурация пучка — изменяется величина шагового отношения, значение диаметра кожуха D_k . Если обеспечить требуемых значений скоростей не удастся, необходимо изменить схему движения теплоносителей на смешанный тип — путем установки продольных перегородок или перекрестный — установкой поперечных перегородок.

В первом случае значение площади проходного сечения определяется по формуле, м^2 :

$$f = \left(\frac{\pi D_k^2}{4} - \frac{\pi d_n^2}{4} n \right) \frac{1}{n_{np} + 1},$$

где n_{np} — число продольных перегородок.

Во втором случае, м^2 :

$$f = b(D_k - n_d d_n),$$

где b — расстояние между перегородками, м. В первом приближении можно принять $b = D_k / (3 \div 5)$;

n_d — число труб в диаметральной сечении кожуха.

Изменяя значения $n_{\text{пр}}$ или b , добиваются изменения значения скорости W_n до требуемого.

Для ТА коробчатого типа скорость теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, может быть определена исходя из данных, полученных после предварительной компоновки (рис. 4).

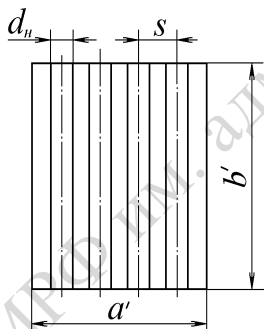


Рис. 4. Расчетная схема поперечного сечения ТА коробчатого типа

Площадь проходного сечения для теплоносителя, обтекающего трубы снаружи определяется выражением:

$$f = a'b' - n_p d_n b',$$

где a' , b' — размеры сечения, поперечного направлению движения теплоносителя, м;

n_p — число труб в одном ряду.

Изменения значения скорости можно добиться несколькими способами: задаваясь новым числом труб, располагаемых в одном ряду, меняя шаговое отношение S/d_n (за счет выбора труб другого диаметра,

изменения шага и т. п.), устанавливая перегородки в межтрубном пространстве и т. п. В последнем случае площадь проходного (живого) сечения для прохода газов в межтрубном пространстве определяется по формуле, м²:

$$f_{\text{в}} = \frac{h}{n_{\text{мтр}}} (b - Z_1 d_{\text{н}}),$$

где $n_{\text{мтр}}$ — число ходов теплоносителя в межтрубном пространстве;

b — ширина газохода, м.

При выборе h рекомендуется для достижения приблизительного равенства коэффициентов теплоотдачи со стороны газа и воздуха их скорости выдерживать в соотношении $W_{\text{н}} = (0,5 \div 0,7) W_{\text{вн}}$.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Площадь поверхности теплообмена в ТА рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{cp}}},$$

где Q — количество передаваемой теплоты;

k — коэффициент теплопередачи;

Δt_{cp} — среднелогарифмический температурный напор.

Для вычисления коэффициента теплопередачи необходимо определить коэффициенты теплоотдачи между теплоносителями и разделяющей их стенкой по известному из курса теплопередачи алгоритму:

- рассчитывается значение критерия Рейнольдса;
- определяется режим движения жидкости;
- выбирается соответствующее критериальное уравнение (табл. 7);
- рассчитывается значение критерия Нуссельта;
- определяется коэффициент теплоотдачи, α , Вт/(м²·К).

В общем случае критериальное уравнение конвективного теплообмена при стационарном режиме записывается:

$$Nu = f(Re; Gr; Pr),$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ — критерий Нуссельта;

$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$ — критерий Рейнольдса;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ — критерий Прандтля;

$Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2}$ — критерий Грасгофа;

α — коэффициент теплоотдачи;

l — определяющий геометрический размер, м;
 λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м К);
 ν — коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, м²/с;
 β — коэффициент объемного расширения теплоносителя, 1/К;
 a — коэффициент температуропроводности, м²/с;
 w — средняя скорость теплоносителя, м²/с;
 Δt — температурный напор, К;
 g — ускорение свободного падения, м/с².

Таблица 7

Критериальные уравнения конвективного теплообмена

Характер потока	Расчетная формула	Примечания
Вынужденное течение жидкости в трубах	при $Re_{\pi} \leq 2200$: $Nu_{\pi} = 0,17 Re_{\pi}^{0,33} Pr_{\pi}^{0,43} Gr_{\pi}^{0,1} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_l;$ при $Re_{\pi} = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$: $Nu_{\pi} = 0,021 Re_{\pi}^{0,8} Pr_{\pi}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_l$	ε_l при $l/d < 50$ (табл. 8) ε_l при $l/d < 50$ (табл. 9)
Вынужденное поперечное омывание круглых труб при Re_{π} от $2 \cdot 10^3$ до $1 \cdot 10^5$	– коридорный пучок: $Nu_{\pi} = 0,26 Re_{\pi}^{0,65} Pr_{\pi}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_r;$ – шахматный пучок: $Nu_{\pi} = 0,41 Re_{\pi}^{0,6} Pr_{\pi}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \varepsilon_r$	$\varepsilon_r = (s_2/d)^{-0,15}$ при $\varepsilon_r = (s_2/d)^{1/6}$; при $s_1/s_2 \geq 2$ $\varepsilon_r = 1,12$

Вынужденное поперечное омывание круглых труб вязкими жидкостями (масло, топливо) при Re_{π} от 150 до 1000	– коридорный пучок: $Nu_{\pi} = 0,52 Re_{\pi}^{0,5} Pr_{\pi}^{0,36} \left(\frac{v_{\pi}}{v_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_r;$ – шахматный пучок: $Nu_{\pi} = 0,6 Re_{\pi}^{0,5} Pr_{\pi}^{0,36} \left(\frac{v_{\pi}}{v_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_r$	$\varepsilon_r = (s_1/s_2)^{0,12}$
Вынужденное поперечное омывание круглых труб вязкими жидкостями (масло, топливо) при Re до 150	$Nu_{\pi} = 0,3 Re_{\pi}^{0,5} Pr_{\pi}^{0,3} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,14}$	–
Вынужденный поток вдоль плоской стенки	при $Re_{\pi} < 1 \cdot 10^5$: $Nu_{\pi} = 0,66 Re_{\pi}^{0,5} Pr_{\pi}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25};$ при $Re_{\pi} > 1 \cdot 10^5$: $Nu_{\pi} = 0,037 Re_{\pi}^{0,8} Pr_{\pi}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	–
Свободное течение жидкости вдоль вертикальной поверхности (неограниченный объем)	при $10^3 < (GrPr)_{\pi} < 10^9$: $Nu_{\pi} = 0,76 (GrPr)_{\pi}^{0,25} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25};$ при $(Gr \cdot Pr)_{\pi} \geq 10^9$: $Nu_{\pi} = 0,15 (GrPr)_{\pi}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\pi}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$	Для горизонтальных поверхностей, у которых теплопередающая поверхность обращена вниз, $\alpha = 0,7 \cdot \alpha_{\pi}$; если обращена вверх, то $\alpha = 1,3 \cdot \alpha_{\pi}$

Физические величины, входящие в числа подобия, зависят от температуры. Поэтому во всех критериальных уравнениях указывается, при какой определяющей температуре следует выбирать значения указанных величин. За определяющую температуру обычно принимается температура теплоносителя (потока) $t_{\text{п}}$ (индекс «п»), температура поверхности $t_{\text{ст}}$ (индекс «ст») или средняя температура пограничного слоя $t_{\text{м}}$ (индекс «м»):

$$t_{\text{м}} = 0,5 \cdot (t_{\text{п}} + t_{\text{ст}}).$$

При поперечном обтекании труб за определяющий линейный размер принимается наружный диаметр $l = d_{\text{н}}$. При течении жидкости в трубах и каналах за определяющий линейный размер принимается эквивалентный диаметр:

$$l = d_{\text{э}} = \frac{4F}{\Pi},$$

где F — площадь поперечного сечения канала, м^2 ;

Π — смоченный периметр, м.

Для круглых труб $d_{\text{э}} = d_{\text{вн}}$.

Таблица 8

Значение коэффициента ε_l при ламинарном режиме течения

l/d	1	5	10	15	20	30	40	50
ε_l	1,90	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

Таблица 9

Значение коэффициента ε_l при турбулентном режиме течения

$Re_{\text{н}}$	l/d							
	1	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

– для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2}\right)};$$

– для цилиндрической стенки:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1 \pi d_{\text{вн}}} + \sum \left(\frac{1}{2\pi \lambda_i}\right) \cdot \ln \left(\frac{d_{i+1}}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \pi d_{\text{нар}}}\right)}.$$

При расчете теплообменных аппаратов, у которых толщина трубок незначительна и $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 1,5$, можно пользоваться формулой для плоской стенки.

В приведенных формулах α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны греющей и нагреваемой жидкости, Вт/(м²·К); δ_i — толщина i -го слоя стенки, м; λ_i — коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К); $d_{\text{нар}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры трубок, м.

Часто термическое сопротивление, теплопроводностью и толщиной стенки теплообменного аппарата очень мало по сравнению с другими термическими сопротивлениями и им можно пренебречь. Тогда формула примет вид:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{(\alpha_1 + \alpha_2)}.$$

Среднелогарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ рассчитывается по формуле, К (°С):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{v_6 - v_m}{\ln \frac{v_6}{v_m}},$$

где v_6 , v_m — соответственно наибольший и наименьший температурные напоры между теплоносителями, К (°С), (рис. 5).

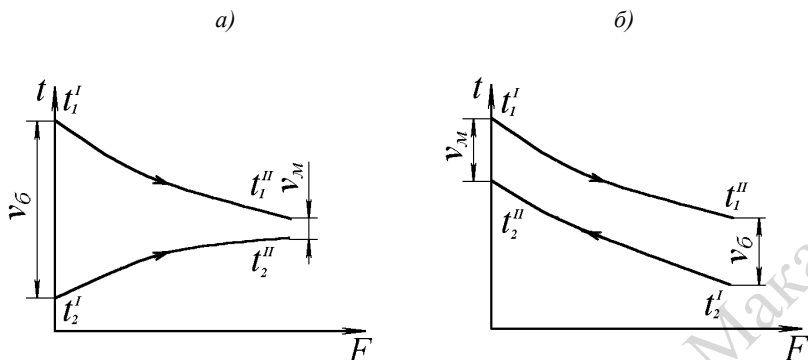


Рис. 5. Изменение температур теплоносителей
в рекуперативных теплообменниках:
а — при прямотоке; б — при противотоке

Если теплообменник работает по схеме перекрестного или смешанного тока среднелогарифмический температурный напор умножается на поправочный коэффициент ε_t , зависящий от значений вспомогательных величин P и R , и схемы включения теплообменника:

$$P = \frac{(t''_2 - t'_2)}{(t'_1 - t'_2)}; \quad R = \frac{(t'_1 - t''_1)}{(t''_2 - t'_2)};$$

$$\Delta t_{\varepsilon} = \varepsilon_{\Delta T} \Delta t_{\text{cp}}.$$

Графические зависимости $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$ для различных схем движения теплоносителей приводятся в справочной литературе.

В случае если $v_{\delta}/v_M \leq 1,5$, среднелогарифмический температурный напор Δt_{cp} может быть подсчитан как среднеарифметический:

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(v_{\delta} + v_M).$$

После определения коэффициента теплопередачи и среднелогарифмического температурного напора рассчитывается площадь поверхности теплообмена и основные конструктивные размеры теплообменного аппарата.

Для кожухотрубных ТА определяется длина рабочей части труб, м:

$$L_{\text{тр}} = \frac{F}{\pi d n}.$$

При выборе величины d соблюдается следующее правило: вместо d в формуле подставляется тот диаметр, со стороны которого коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение. Если же значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 одного порядка, то d равно среднеарифметическому значению между наружным d_n и внутренним $d_{\text{вн}}$ диаметрами трубы: $d = 0,5 (d_n + d_{\text{вн}})$.

Если по итогам расчета окажется, что отношение $L_{\text{тр}}/D_k$ выходит за пределы 1...6, то конструируется многоходовой ТА; т. е. выбирается число ходов теплоносителя, направленного в трубы, большее единицы.

В многоходовых ТА число ходов рекомендуется выбирать четным, чтобы входной и выходной патрубки для теплоносителя, движущегося внутри труб, располагались с одной стороны теплообменника. Кроме того, может быть изменена схема ТА — секционная, змеевиковая и т. п.

В ТА коробчатого типа определяется его длина (высота). При этом могут быть рассмотрены два случая.

1. Известны размеры поперечного сечения канала a , по которому движется теплоноситель, и трубы расположены поперек данного сечения (ТА типа «газ — жидкость» и «газ — пар»). В этом случае определяется площадь поверхности одного ряда труб, м^2 :

$$F_p = \pi d a n_p.$$

При шахматной компоновке пучка и неодинаковом количестве труб в соседних рядах определяется площадь поверхности двух соседних рядов, м^2 :

$$F_{p2} = \pi d a (n_{p1} + n_{p2})$$

где n_{p1} , n_{p2} — число труб в двух соседних рядах.

Затем определяется число рядов:

$$n_p = \frac{F}{F_p}.$$

Полученное значение округляется до целого n_p^* (значение n_p^* может быть принято из конструктивных соображений) и уточняется значение площади поверхности теплообмена, m^2 :

$$F^* = F_p n_p^*.$$

2. Известны размеры поперечного сечения канала, вдоль которого расположены трубы — ТА типа «газ – газ». В этом случае определяется длина (высота) ТА.

В ТА змеевикового типа, зная из теплового расчета площадь поверхности теплообмена, диаметры змеевика, $D_{зм}$, и d_n трубы, определяют длину труб змеевика, m :

$$L_{зм} = \frac{F}{\pi d_n}$$

и число витков

$$n_B = \frac{L_{зм}}{\pi D_{зм}}.$$

Задавшись шагом между витками $S_B = (1,5 \dots 2)d_n$, можно найти высоту змеевика, m :

$$H_{зм} = (n_B + 1)S_B + 2m_1,$$

где m_1 — расстояние от змеевика до нижней и верхней частей кожуха; принимать $m_1 = 50 \dots 300$ мм.

По выбранным скоростям теплоносителей, которые могут быть близки к скоростям в аппарате, определяют проходные сечения патрубков. Проходное сечение патрубка f_n должно выбираться таким образом, чтобы максимально снизить гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление движению потока от местного сопротивления.

Внутренний диаметр патрубка, m :

$$D_n = (0,3 \div 1,0) 1,13 \sqrt{\frac{M}{\rho W}},$$

где M — массовый расход теплоносителя, $кг/с$;

ρ — плотность теплоносителя при его средней температуре в ТА, $кг/м^3$;

W — скорость теплоносителя, определяемая по результатам расчета ТА, м/с.

С учетом результатов расчетов размеров патрубков, по которым теплоноситель направляется в межтрубное пространство, должны быть скорректированы размеры входной и выходной камер внутри кожуха в случае использования поперечных перегородок.

Размеры подводного и отводного патрубков для газовых сред выбираются конструктивно, исходя из размеров соответствующих газоходов. Эти патрубки, как правило, имеют форму усеченной пирамиды.

По полученным значениям площади поверхности теплообмена F^* , среднелогарифмического температурного напора и коэффициента теплопередачи k определяют действительное значение количества теплоты, передаваемое в ТА (действительную тепловую мощность):

$$Q^* = F^* k \Delta t_{cp}.$$

В том случае, когда расчетное значение количество теплоты Q^* окажется равным запроектированному количеству теплоты Q или отличающимся на 5...10 % расчет можно считать законченным. Если окажется, что отличие превышает указанную величину, необходимо произвести перерасчет ТА.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рекуперативные теплообменные аппараты являются важнейшим элементом основных систем судовых дизелей и энергетических установок судов. Специалисты в области судовой энергетики должны обладать знаниями, позволяющими выполнять проектирование теплообменных аппаратов.

Расчет рекуперативного теплообменного аппарата в соответствии с рекомендациями, представленными в методических указаниях, обеспечивает закрепление знаний, полученных при изучении дисциплины «Теплообменное оборудование», и освоение навыков проектирования теплообменных аппаратов. Выполнение РГР способствует формированию у студентов умений принятия и обоснования конструкторских решений.

В методических указаниях изложена последовательность выполнения расчета и содержатся необходимые теоретические материалы и справочные данные.

Настоящие методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры», и могут быть использованы при выполнении курсовых проектов и выпускных квалификационных работ.

Библиографический список

1. *Бажан П. И.* Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. В. Каневец, В. М. Селиверстов. — М. : Машиностроение, 1989. — 366 с.
2. *Пряхин А. С.* Конструкция и тепловой расчет теплообменных аппаратов / А. С. Пряхин, П. Д. Семенов. — СПб. : СПГУВК, 2001. — 189 с.
3. Теплотехника. Практикум : учеб. пособие / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, О. К. Безюков [и др.]. — 1-е изд.. — Москва : Издательство «Юрайт», 2016. — 341 с.
4. *Иванов А. Н.* Теплообменное оборудование промпредприятий : учеб. пособие / А. Н. Иванов, В. Н. Белоусов, С. Н. Смородин. — СПб. : ВШТЭ СПбГУПТД, 2016. — 184 с.
5. *Шемпелев А. Г.* Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов : учеб. пособие / А. Г. Шемпелев, И. В. Шестаков. — Киров: Изд-во ВятГУ, 2010. — 89 с.
6. *Закиров М. А.* Теплообменные аппараты : учеб. пособие/ М. А. Закиров, Э. Ш. Теляков, Э. В. Осипов. — Казань : Казан. нац. исслед. технол. ун-т. Изд-во АН РТ, 2021. — 196 с.
7. *Болдин В. П.* Основы конструирования и расчета теплообменных аппаратов : учеб. пособие / В. П. Болдин, М. В. Бодров, И. П. Грималовская, В. В. Сухов. — Нижний Новгород : ННГАСУ, 2024. — 81 с.

**Варианты заданий на курсовую работу по дисциплине
«Теплообменное оборудование»**

№ варианта	Мощность судового дизеля, кВт	Тип охладителя	Температуры теплоносителей, °С			
			t_1'	t_1''	t_2'	t_2''
1	700	водомасл.	85	70	50	55
2	450	водоводян.	95	82	25	32
3	150	водовозд.	76	65	29	35
4	1200	ОНВ	120	105	22	29
5	360	водоводян.	82	77	17	22
6	420	водомасл.	87	78	55	62
7	670	водоводян.	84	77	21	38
8	1500	водомасл.	95	89	72	77
9	720	ОНВ	135	120	27	32
10	200	водомасл.	88	79	65	71
11	75	водовозд.	91	84	25	32
12	550	водоводян.	96	83	15	24
13	340	водомасл.	77	63	42	54
14	880	ОНВ	140	124	25	32
15	650	водоводян.	79	71	19	27
16	475	водомаслян.	90	81	18	25
17	1000	ОНВ	137	104	21	29
18	255	водомасл.	80	71	35	46
19	150	водоводян.	92	81	37	50
20	1100	водомасл.	88	81	26	34
21	750	водомасл.	77	72	23	29
22	500	ОНВ	114	106	29	45
23	700	водомасл.	75	68	25	30
24	380	водоводян.	95	87	32	39
25	100	водовозд.	72	60	25	32
26	950	водомасл.	68	62	35	39
27	550	водоводян.	86	79	24	30
28	775	ОНВ	118	104	22	34
29	600	водомасл.	94	87	30	36
30	350	водоводян.	82	75	17	24

Теплофизические характеристики теплоносителей

Таблица 1

Физические свойства сухого воздуха при нормальных условиях

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м ³	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,70	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,20	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	24,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,028	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687

Таблица 2

Теплофизические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	0,1013	999,9	4,212	50,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,220	68,3	0,291	1,75
120	0,1935	943,1	4,250	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,6180	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,0030	886,9	4,417	67,6	0,173	1,00
220	2,3200	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,6940	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,5920	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,6080	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

Таблица 3

Теплофизические свойства моторного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м^3	$c_p,$ $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\alpha\cdot 10^4,$ $\text{м}^2/\text{ч}$	Pr
5	900,5	1,787	0,1283	2600,0	3,02	—
10	897,6	1,806	0,1280	1520,0	3,14	19550
15	894,6	1,822	0,1276	960,0	3,28	13700
20	891,1	1,839	0,1273	620,0	3,41	8000
25	882,9	1,856	0,1269	405,0	3,56	5200
30	884,8	1,875	0,1266	280,0	3,69	3730
35	881,9	1,893	0,1263	190,0	3,81	2790
40	877,9	1,910	0,1259	135,0	3,94	1840
45	875,0	1,927	0,1256	110,0	4,07	1330
50	872,1	1,944	0,1252	76,0	4,20	1045
55	869,1	1,963	0,1249	57,0	4,34	820
60	865,2	1,981	0,1255	45,0	4,45	630
65	862,2	1,998	0,1242	36,0	4,56	520
70	859,3	2,015	0,1238	29,0	4,71	415
75	856,7	2,034	0,1235	24,5	4,81	353
80	853,4	2,053	0,1231	20,0	4,92	290
85	849,5	2,069	0,1228	16,8	5,05	245
90	846,6	2,086	0,1224	14,2	5,19	208
95	843,6	2,103	0,1221	12,4	5,30	184
100	840,7	2,122	0,1217	10,7	5,41	162

Учебное издание

Составитель

Жуков Владимир Анатольевич, д-р техн. наук, проф.

Расчет рекуперативного теплообменного аппарата

Методические указания



198035, Санкт-Петербург, Межевой канал, 2

Тел.: (812) 748-97-19, 748-97-23

E-mail: izdat@gumrf.ru

Публикуется в авторской редакции

Техническая редакция

и оригинал-макет

Е. Б. Худякова

Подписано в печать 11.06.2025

Формат 60×90/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman

Усл. печ. л. 2,75. Тираж 100 (первый завод — 50) экз. Заказ № 244/25