



В. А. АНДРЕЕВ

**ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ
ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ**

В. А. Андреев

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ

*Издание второе,
переработанное и дополненное*



«ЭНЕРГИЯ»

Ленинградское отделение

1971

Андреев В. А.

А65 Теплообменные аппараты для вязких жидкостей.
«Энергия», Л., 1971.

152 с. с рис.

В книге изложены основы расчета и проектирования теплообменных аппаратов для вязких жидкостей — жидких топлив и смазочных масел. Приведен материал по физико-технологическим характеристикам этих жидкостей, дан ряд практических рекомендаций. Рассмотрены теплообменные аппараты отечественного производства, нашедшие широкое применение в промышленности.

Книга предназначена для инженеров, техников и практиков, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией теплообменных аппаратов для вязких жидкостей. Она может также служить вспомогательным пособием для студентов вузов и техникумов тепло-технических специальностей.

3-3-2

13-71

6П2.21

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга выходит вторым, переработанным и дополненным изданием, в котором весь материал был подвергнут коренной переработке на базе современного опыта аппаратостроения.

Основными продуктами нефти, получаемыми путем перегонки, являются бензин, керосин, смазочные масла и мазуты. Использование в промышленности первичных продуктов нефти — легких фракций типа бензина и керосина — не вызывает особых трудностей. Использование более тяжелых фракций нефти имеет свои специфические особенности. Смазочные масла различных марок, кроме своего основного назначения (смазки трущихся поверхностей частей механизмов), участвуют в отводе тепла, образовавшегося при трении. Нагретое масло необходимо охлаждать, чтобы оно не потеряло своих смазывающих способностей. Такое охлаждение производится при помощи специальных аппаратов теплообмена — маслоохладителей. В качестве рабочих сред в маслоохладителях применяются: охлаждаемая среда — масла различных марок, охлаждающая среда — пресная или морская вода.

Мазуты различных марок являются жидким топливом для промышленных стационарных установок (котлов, печей и пр.), и для паросиловых установок кораблей и судов. Используемые как топливо мазуты требуют предварительного подогрева в специальных аппаратах теплообмена — подогревателях жидкого топлива. В качестве рабочих сред в подогревателях жидкого топлива применяются: нагреваемая среда — различные мазуты, идущие как топливо для котлов и печей, а также масла, требующие предварительного нагрева; нагревающая среда — водяной пар, реже — конденсат. Особенностью подогрева жидких топлив является необходимость иметь температуру топлива на выходе из подогревателя, обеспечивающую вязкость топлива около 3,5—4° ВУ (условных единиц вязкости), с тем чтобы гарантировать тонкое распыление его при помощи форсунок.

Смазочные масла и жидкое топливо в связи с их большой вязкостью объединены в одну общую группу — группу вязких жидкостей; соответственно аппараты теплообмена, у которых одной из рабочих сред является вязкая жидкость, носят общее наименование — теплообменные аппараты для вязких жидкостей. С ростом добычи и использования нефти, а также ее продуктов всемерно будет увеличиваться потребность промышленности в теплообменных аппаратах для вязких жидкостей.

Второе издание книги автором переработано и дополнено необходимыми сведениями с учетом многочисленных пожеланий

читателей — показан ряд теплообменных аппаратов для вязких жидкостей отечественного производства, нашедших широкое применение в промышленности, их теплотехнические и весогабаритные данные, введена глава с характеристиками основных металлов и сплавов, применяющихся в аппаратостроении, необходимыми при производстве расчетов. Книга дополнена также основными положениями прочностного (механического) расчета наиболее часто встречающихся узлов и деталей теплообменных аппаратов.

В тексте и в приложении приведены графики и таблицы физических характеристик ряда масел и мазутов, которые требуются при производстве конструктивных (проектных) и поверочных тепловых расчетов и расчетов гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов для вязких жидкостей.

В данном издании книги в отличие от предыдущего ее издания в основу положены единицы измерения СИ. Поэтому расчетные формулы переработаны с учетом применения этой системы единиц, и только сравнительно небольшая часть их (в основном эмпирического характера) дана в единицах системы МКГСС, применение которой в каждом случае оговаривается в тексте.

КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

1. Общие свойства вязких жидкостей

В группу вязких жидкостей условно объединены такие различные по своему назначению и применению группы продуктов переработки нефти как смазочные масла и жидкое топливо (мазуты). Они имеют одну общую характерную особенность — большую вязкость. Вязкость смазочных масел и мазутов с повышением температуры уменьшается, резко уменьшается и зависимость вязкости от температуры. При этом необходимо отметить, что изменение вязкости идет не по пропорциональной зависимости:

в разных диапазонах температур и разных по химическому составу жидкостях изменение вязкости различно. Для иллюстрации этого явления на рис. 1 нанесены кривые вязкостей для некоторых вязких жидкостей.

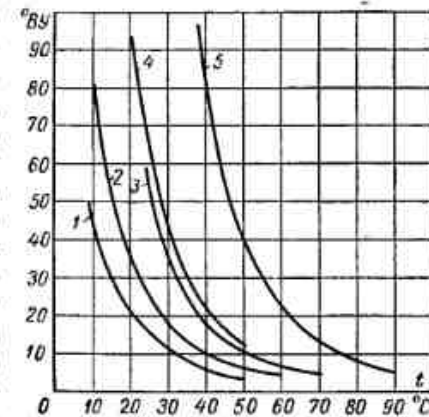


Рис. 1. Характер изменения вязкости жидкостей в зависимости от температуры

1 — масло турбинное 30; 2 — масло турбинное 46; 3 — масло дизельное; 4 — мазут флотский Ф12; 5 — мазут топочный 40

Сравним по вязкости представителей группы вязких жидкостей с пресной водой. Получим следующие соотношения: вязкость пресной воды при 20° С, как известно, равна 1° ВУ, при этой же температуре вязкость авиационного масла марки МС—20 будет около 150° ВУ, масла дизельного — около 80° ВУ. Такая большая вязкость смазочных масел и жидких топлив создает особую трудность при работе с ними. Для перекачки по трубопроводам или через теплообменный аппарат вязкой жидкости необходимо затратить большие мощности, чем для перекачки воды, кроме того, во многих случаях требуется предварительный подогрев вязкой жидкости. Переход из подвижного, жидкого, состояния в густое, неподвижное (при понижении температуры), так же как и обратный переход из густого в жидкое (при повышении температуры), зависит от химического состава вязкой жидкости.

Для вязких жидкостей необходимо лабораторным путем определять это значение температуры, получившей название темпера-

туры застывания и регламентируемой соответствующими стандартами. ГОСТ и технические условия на соответствующие нефтепродукты регламентируют также температуру вспышки и воспламенения. Температура вспышки — это такая температура, при которой смесь воздуха с парами исследуемого продукта, нагреваемого в определенных условиях, вспыхивает при поднесении огня. При этом сама жидкость не загорается, а вспышка моментально затухает. При дальнейшем повышении температуры загорается сама жидкость. Такая температура называется температурой воспламенения. Кроме этих температур, вязкая жидкость характеризуется температурой самовоспламенения, при которой происходит самовоспламенение при нагревании жидкости в атмосфере воздуха без соприкосновения с пламенем.

Смазочные масла и жидкое топливо интересуют нас в данном случае как теплообменная среда, в которой тепло подводится (подогреватели) или отводится (охладители). Поэтому необходимо остановиться на теплотехнических особенностях вязких жидкостей. Наличие высокой вязкости в большинстве случаев превращает движение вязких жидкостей в трубах теплообменника в ламинарное (о ламинарном движении см. § 5). Для пояснения приведем пример. В трубке диаметром 13 мм характер движения пресной воды и авиационного масла МС-20 будет различен. Среднюю температуру и скорость движения обеих жидкостей примем одинаковыми: скорость 1 м/сек, а среднюю температуру 50°С. Тогда величина критерия Рейнольдса для пресной воды будет $Re_n = \frac{1 \cdot 0,013}{0,556 \cdot 10^{-6}} =$

$= 23\,400 > 10^4$, т. е. получим турбулентный режим, а для масла $Re_m = \frac{1 \cdot 0,013}{150 \cdot 10^{-6}} = 86,6 < 2200$, т. е. режим будет ламинарным.

Как видно из примера, высокая вязкость масла определяет его движение с довольно большой скоростью (1 м/сек) как ламинарное.

Удельный вес смазочных масел и жидкого топлива в зависимости от их химического состава колеблется при температуре 20°С в пределах 7800—10 000 н/м³. Удельная теплоемкость вязких жидкостей при температуре 20°С колеблется в пределах 1,6—2,1 кдж/(кг·град). Коэффициент теплопроводности вязких жидкостей при температуре 20°С по своей величине находится в пределах 0,1—0,3 вт/(м·град). Физические параметры смазочных масел и жидких топлив, как правило, определяются и проверяются чисто экспериментально-лабораторным путем. Для наиболее распространенных вязких жидкостей в приложении приводятся необходимые справочные данные.

Транспортирование вязких жидкостей по трубопроводам и через теплообменные аппараты осуществляется с помощью различного рода насосов.

Поршневые насосы, выпускаемые нашей промышленностью, можно условно разделить на 3 типа: 1) паровые прямодействующие

насосы для горячих нефтепродуктов (температура перекачиваемых нефтепродуктов выше 100°С); 2) паровые прямодействующие насосы для холодных нефтепродуктов и воды (до 100°С); 3) приводные насосы для холодных нефтепродуктов (до 60°С). Кроме того, предусмотрен выпуск приводных дозирочных насосов с регулируемой подачей, применяемых главным образом на технологических установках нефтеперерабатывающей и химической промышленности.

Центробежные насосы, применяемые для перекачки вязких жидкостей, регламентируются нормалью бывшего Министерства нефтяной промышленности СССР Н521-57. С возрастанием вязкости перекачиваемой жидкости уменьшаются подача насоса (Q), напор насоса (H), коэффициент полезного действия (η) и увеличивается мощность (N), потребляемая насосом. Увеличение потребляемой мощности происходит вследствие увеличения гидравлических потерь, а также из-за увеличения дискового трения и трения поверхности уплотнительных колец рабочих колес. С увеличением вязкости жидкости всасывание центробежных насосов ухудшается. Допустимая вязкость жидкости при перекачке зависит от размера насоса. Насосы большего размера, т. е. большей подачи, могут перекачивать жидкости с большей вязкостью.

Для перекачки чистых масел при температуре до 60°С часто применяют винтовые насосы. Для перекачки топлив в печных установках довольно широко применяются шестеренчатые насосы.

Нет надобности останавливаться подробно на конструкции и параметрах насосов, применяемых для вязких жидкостей, а также на их подборе, так как по этому вопросу имеется соответствующая литература [26].

Области применения насосов для перекачивания жидкостей в зависимости от подачи насоса и условной вязкости (ВУ) жидкости показаны на рис. 2 [26]. Область применения центробежных насосов является рекомендуемой. Максимально допустимый предел применения центробежных насосов лежит в области применения поршневых и центробежных насосов.

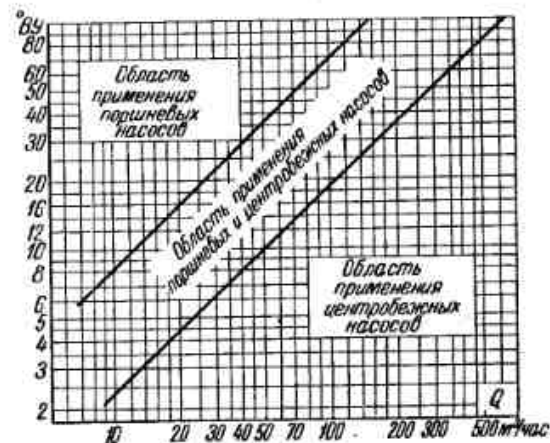


Рис. 2. Применение насосов для перекачивания вязких жидкостей в зависимости от подачи насоса и условной вязкости (°ВУ) жидкости

Наиболее тяжелые условия работы центробежных насосов при перекачке горячих нефтепродуктов. В этих случаях насосы перед пуском должны быть равномерно прогреты путем рециркуляции через насос горячей вязкой жидкости. Основным требованием эксплуатации центробежных насосов, особенно связанных с перекачкой горячих нефтепродуктов, является обеспечение: а) центровки насоса в период пуска и во время работы насоса; б) поступления вязкой жидкости в насос и выход ее из насоса; в) отсутствия резких температурных изменений; г) бесперебойной работы сальников и подшипников.

2. Масла смазочные

Назначением смазочных масел является смазка различных механизмов с целью уменьшения трения между трущимися поверхностями, их износа и понижения механических потерь. Одновременно смазочные масла отводят тепло от рабочих поверхностей. Смазочные масла являются жидким продуктом растительного, животного и минерального происхождения. В настоящее время в качестве смазочных масел применяются почти исключительно минеральные масла. Минеральные смазочные масла отличаются большой стойкостью к воздействию кислорода воздуха при повышенной температуре, в то же время они обладают хорошей смазочной способностью. Содержание в масле воды, кислот и механических примесей не допускается.

Необходимо отметить, что в процессе работы свойства смазочных (и изоляционных) масел подвергаются некоторым изменениям. В масле постепенно накапливаются механические примеси, образуются нерастворимые вещества, выпадающие в виде шлама, несколько возрастает кислотность масла (кислотное число), появляются водорастворимые кислоты. Так как с понижением температуры растворимость шлама в масле уменьшается, то шлам выделяется и отлагается в более холодных частях масляной системы (в основном в маслоохладителях), что при сильном загрязнении масла может вызвать ухудшение работы маслоохладителя. Для удаления шлама в маслоохладителях иногда предусматривают специальные лючки — грязеуловители.

Изменения, происходящие в масле, приводят к необходимости тщательного наблюдения в процессе работы за качеством масла путем взятия проб масла для анализа. В случае необходимости (резкое изменение свойств и загрязнение масла) требуется заменить отработанное масло свежим или, если имеется такая возможность, подвергнуть отработанное масло регенерации. Для непрерывной регенерации масел применяют силикагелевые и другие фильтры.

В процессе эксплуатации вязкость, например, турбинных масел несколько возрастает; также возрастает температура вспышки турбинного масла вследствие испарения из него легких составляющих.

Вязкость смазочных масел

Наименование масла	ГОСТ или ТУ	Вязкость в сантистоксах при температуре			
		20° С	50° С	100° С	
Масло авиационное { нефтяное {	МС-14 МС-20 МК-22	1013—49	— — —	— — —	Не менее 14 > * 20 > * 22
Масло турбинное {	22 (турбинное Л) 30 (турбинное УТ) 46 (турбинное Т) 57 (турборедукторное)	32—53	—	20,0—23,0	—
			—	28,0—32,0	—
			—	44,0—48,0	—
			—	55,0—59,0	—
Масло дизельное {	Дп-8 Дп-11 Д-11 Дп-14	5304—54	—	—	8,0—9,0
			—	—	10,5—12,5
			—	—	10,5—12,5
			—	—	13,5—15,5
Масло трансформаторное {	ТК ТКп	982—68	Не более 30	Не более 9,6	—
			—	Не более 9,0	—
Масло веретенное АУ		1642—50	Не более 49	12,0—14,0	—
Масло соляровое		1666—51	—	5,0—9,0	—
Масло приборное (МВП)		1805—51	—	6,3—8,5	—
Масло индустриальное (веретенное и машинное):	индустриальное 12 (веретенное 2) индустриальное 20 (веретенное 3) индустриальное 30 (машинное Л) индустриальное 45 (машинное С) индустриальное 50 (машинное СУ)	1707—51	—	10,0—14,0	—
			—	17,0—23,0	—
			—	27,0—33,0	—
			—	38,0—52,0	—
			—	42,0—58,0	—

Наименование масла	ГОСТ или ТУ	Вязкость в сантистоксах при температуре		
		20 °С	50 °С	100 °С
Масло для высокоскоростных механизмов: Л1 (велосит) Т (вазелиновое)	1840—51	—	4,0—5,1 5,1—8,5	—
Масло цилиндрическое: 11 (цилиндрическое 2) 24 (Вискозни)	1841—51	—	—	9,0—13,0 20,0—28,0
Масло цилиндрическое тяжелое: 38 (цилиндрическое 6) 52 (Вапор)	6411—52	—	—	32,0—44,0 44,0—64,0
Масло компрессорное: 12 (компрессорное М) 19 (компрессорное Т)	1861—54	—	—	11,0—14,0 17,0—21,0
Масло судовое	2022—51	—	75,0—90,0	—
Масло МТ: МТ-14п МТ-16п	6360—58	—	—	13,5—14,5 16,0—17,5
Масло для гипоидных передач	4003—53	—	—	3,0—4,5

Понижение температуры вспышки турбинного масла может иметь место в результате его термического разложения, происходящего из-за высокого местного нагрева. Масла, работающие в двигателях внутреннего сгорания, подвергаются сильному окислению, термическому разложению с образованием асфальто-смолистых веществ и разжижению горючим двигателями (бензином, керосином). Восстановление этих масел производится путем обработки их химическими реагентами и отгоном горючего. В условиях нормальной эксплуатации смазочных масел рекомендуется своевременно производить замену масла, не допуская его сильного загрязнения.

Основные свойства смазочных масел нормируются соответствующими ГОСТ. Подбор масла в зависимости от его назначения производят по его вязкости, температуре застывания, температуре вспышки, окисляемости, антикоррозионным свойствам и пр. Масло с пологой температурной кривой вязкости является более ценным

смазочным материалом — оно при изменении температуры меняет свою вязкость не резко и не теряет при этом свою смазывающую способность. Плотность или удельный вес, а также температура

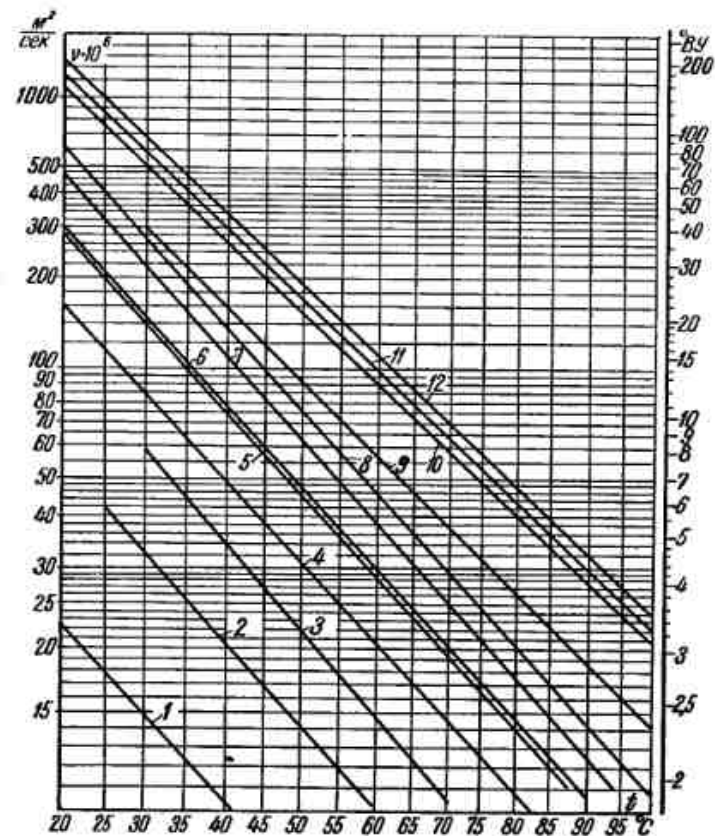


Рис. 3. Зависимость вязкости смазочных масел от температуры

1 — масло трансформаторное; 2 — масло веретенное АУ; 3 — масло турбинное 22 (турбинное Л); 4 — масло турбинное 30 (турбинное УТ); 5 — масло турбинное 46 (Турбинное Т); 6 — масло моторное М; 7 — масло моторное Т; 8 — масло дизельное Д-11; 9 — масло авиационное МС-14; 10 — масло авиационное МС-20; 11 — масло авиационное МК-22; 12 — масло авиационное МС-24

вспышки масла не являются определяющими для его выбора, но в совокупности более полно характеризуют его свойства.

Для улучшения технических характеристик в смазочные масла часто добавляют присадки, улучшающие какое-либо свойство масла или даже несколько свойств (комплексные присадки). По назначению присадки делятся на несколько видов: 1) присадки для понижения температуры застывания масла; так называемые

депрессаторы (например, депрессатор АзНИИ); 2) присадки для улучшения вязкостно-температурных свойств масла, т. е. для улучшения смазывающей способности масла при применении его для смазки поверхностей с большими удельными нагрузками; 3) противокислительные присадки (например, присадка ВТИ-1); 4) присадки моющие и антикоррозийные, защищающие поверхности от разьедания маслом (АзНИИ-4, ЦИАТИМ-330, ЦИАТИМ-331); 5) присадки противонагарные; 6) присадки комплексные (АзНИИ—ЦИАТИМ-1 вольтол). Добавка присадок к маслам производится специализированными заводами и определяется соответствующими нормативами.

В табл. 1 приведены данные по вязкости масла, на рис. 3 показана зависимость вязкости смазочных масел от температуры.

Для возможности использования при тепловых и гидравлических расчетах аппаратов вязких жидкостей (маслоохладителей и маслоподогревателей) в приложении даны подробные таблицы физических параметров различных масел.

3. Жидкое топливо (мазуты)

Использование продуктов переработки нефти (тяжелых фракций) в качестве топлива находит все большее применение, а значит, растет потребность в изготовлении соответствующих теплообменных аппаратов — подогревателей топлива. Поэтому необходимо вкратце ознакомиться с некоторыми характеристиками этого рода вязкой жидкости в объеме, необходимом для целей правильной эксплуатации подогревателей и возможности их проектирования.

В стационарных установках для паровых котлов и промышленных целей применяется различное жидкое топливо, наиболее часто — мазуты топочные по ГОСТ 10585—63. Эти мазуты являются остаточными продуктами при прямой перегонке нефти и крекинге. В качестве котельного топлива на речных и морских судах применяются флотские мазуты марок Ф5 и Ф12 по ГОСТ 10585—63. По сравнению с мазутами других марок флотские мазуты более качественные, так как имеют меньше механических примесей, серы, смолистых веществ, золы и воды. Флотские мазуты Ф5 и Ф12 изготавливаются промышленностью из малосернистых нефтей компаундированием некоторых нефтепродуктов.

Применение предварительного подогрева топлива в специальных подогревателях создает возможность для использования в судовых условиях и более тяжелых топлив. За последнее время в качестве топлива для речного и морского флотов начинают внедряться мазуты более тяжелого типа и менее качественные по содержанию в них различного рода примесей, которые ранее применялись только для нужд промышленности и стационарных котлов.

Так, все более широкое применение находят мазуты, характеристики которых оговорены в ГОСТ 10585—63 (топочные мазуты);

делаются попытки применения мазутов, изготавливаемых нашей промышленностью из сернистых нефтей, проводятся экспериментальные работы, целевое назначение которых состоит в том, чтобы найти реальные возможности освоения и применения менее качественных, но наиболее дешевых жидких топлив, методов очистки сернистых мазутов от вредных примесей и т. д.

По процентному содержанию серы различают топливо мало-сернистое (содержание серы не более 0,5%), сернистое (содержание серы от 0,5 до 1%) и высокосернистое (содержание серы свыше 1%). Процентное содержание серы, так же как и все остальные данные, характеризующие мазуты (вязкость, зольность, содержание смолистых веществ, температуры застывания и вспышки и пр.), регламентируются соответствующими ГОСТ и техническими условиями.

Для жидких топлив особое значение имеют такие его показатели, как содержание воды в топливе и вязкость топлива при различных температурах. Вода в топливо может попасть при транспортировке, а также при подготовке его для транспортирования, так как подогревание вязких мазутов часто производится острым водяным паром, соприкасающимся непосредственно с топливом.

Некоторые сорта топлива, особенно сернистые мазуты, могут образовать с водой весьма стойкие водо-мазутные эмульсии, от которых отделить воду очень трудно. Испытаниями установлено [12], что, например, водно-мазутные эмульсии из сернистых урало-волжских нефтей не отстаиваются от воды даже при неоднократном подогреве. Наличие воды в топливе безусловно нежелательно. Во-первых, присутствие воды в топливе снижает теплотворную способность топлива. Во-вторых, концентрация влаги в мазуте в виде

Таблица 2

Вязкость жидкого топлива

Наименование топлива	ГОСТ	Вязкость условная (°ВУ), °С				
		50	75	80	100	
Мазут флотский	Ф5 Ф12	10585—63	5,0	—	—	—
			12,0	—	—	—
Мазут топочный	40 100 200	10585—63	—	—	8,0	—
			—	—	15,5	—
			—	—	—	6,5—9,5
Топливо для мартеновских печей МП	10585—63	—	—	8,0—16,0	—	
Топливо моторное (для средних и малооборотных дизелей)	ДТ ДМ	1667—68	5,0	—	—	—
			20	—	—	—

отдельных включений может привести к нарушению непрерывности горения факела в топке котла, что в свою очередь может привести к взрыву и хлопкам топлива, поступающего после перебива, в результате самовозгорания.

Однако непрерывность горения факела не нарушается при применении мазута, содержащего равномерно распределенную эмульсию, с 10—20% воды [12]. Допускаемое процентное содержание воды в мазуте оговаривается ГОСТ или ТУ на соответствующие мазуты. Вязкость мазута при различных температурах имеет особо важное значение. Принято считать, что для правильного распыливания и сжигания жидкого топлива в форсунках котлов необходимо, чтобы вязкость его была 3,5—4° ВУ. Следовательно, в подогревателях нужно подогревать топливо до температуры, обеспечивающей необходимую вязкость его перед входом в форсунку.

Для высоковязких мазутов требуется учитывать и первоначальную температуру мазута, т. е. температуру, при которой вязкость топлива такова, что допускает перекачку

мазута насосами. Максимально допустимая вязкость топлива для создания возможности перекачивания его различными насосами была показана на рис. 2. Однако чем меньше будет вязкость мазута, тем легче его перекачивать и меньше затрата мощности на перекачивание. Для подогрева высоковязких мазутов в подогревателях топлива до требуемой температуры необходимо проводить предварительный подогрев мазута в цистернах (топливных резервуарах) с целью создания возможности для прокачивания их через подогреватель.

Требования существующих стандартов на жидкое топливо в части регламентирования вязкости приведены в табл. 2.

На рис. 4 дан график зависимости вязкости жидкого топлива от его температуры.

Для удобства пользования в приложении приведены таблицы физических параметров (в том числе и вязкости) наиболее распространенных в практике марок жидких топлив.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛООВОГО И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4. Основные уравнения теплопередачи

Все расчеты теплообменных аппаратов можно подразделить на конструктивные (проектные) часто в практике называемые основными, и поверочные. При проектировании новых аппаратов производится основной расчет, цель которого заключается в том, чтобы по исходным спецификационным данным найти оптимальное решение конструкции и определить поверхность теплообмена, необходимую для обеспечения заданного температурного режима в течение обусловленного заданием времени.

При помощи основных расчетов решаются задачи теплообмена между рабочими средами в непрерывной связи с другими факторами, определяющими целесообразность принятой конструкции, такими, как экономичность и технологичность. Минимально возможные габаритные размеры и вес аппарата, унификация деталей и узлов, применение менее дефицитных материалов — таков далеко не полный перечень требований, предъявляемых в настоящее время к проектируемым конструкциям теплообменных аппаратов. Эти требования накладывают на конструкторов обязанность всесторонне рассмотреть и учесть возможность создания компактных, эффективных и экономически целесообразных аппаратов теплообмена, не уступающих по своим качествам лучшим образцам отечественного и зарубежного машиностроения.

В понятие основного расчета входят: тепловой, гидравлических сопротивлений, расчет прочности отдельных узлов и деталей и специальный (если имеются дополнительные требования к конструкции с точки зрения особенностей эксплуатации — требования ударостойкости, вибрации и пр.).

Поверочным расчетам подвергаются спроектированные и изготовленные аппараты на нагрузки и условия, отличные от спецификационных, проверяется прочность и надежность отдельных деталей, узлов или аппарата в целом при изменении условий эксплуатации, производится подбор необходимых аппаратов из готовых

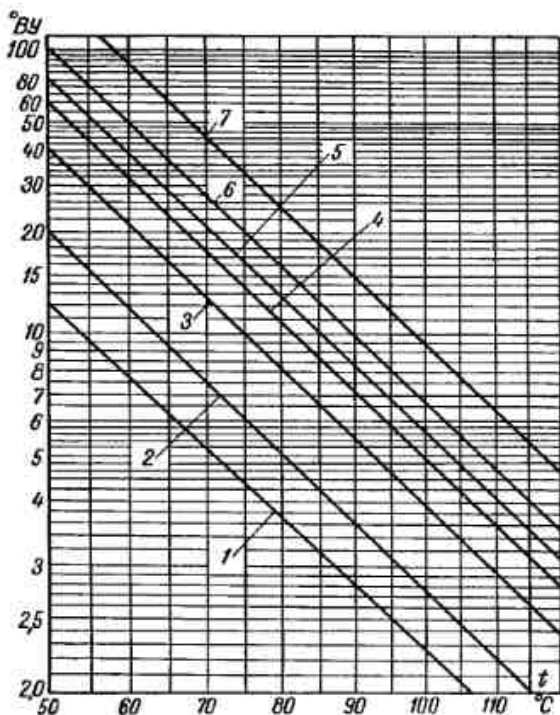


Рис. 4. Зависимость вязкости жидкого топлива от температуры

1 — мазут флотский Ф12; 2 — мазут топочный 20; 3 — мазут топочный 40; 4 — мазут топочный 60; 5 — мазут топочный 80; 6 — мазут топочный 100; 7 — мазут топочный 300.

образцов, если они не отвечают конкретным данным, необходимым на объекте. В практике эксплуатации чаще всего производятся поверочные расчеты, при проектировании — основные.

Основными уравнениями теплового расчета аппаратов теплообмена, в том числе теплового расчета охладителей и подогревателей вязких жидкостей, являются уравнения теплового баланса и теплопередачи. Оба эти уравнения должны решаться совместно, причем чаще всего для определения тепловой нагрузки аппарата применяется уравнение теплового баланса, а для определения необходимой поверхности теплообмена служит уравнение теплопередачи.

Уравнение теплового баланса в дифференциальной форме имеет вид:

$$dQ = Gc_p dt, \quad (1)$$

т. е. приращение тепловой нагрузки при постоянном расходе рабочей среды G и средней теплоемкости среды c_p пропорционально изменению температуры среды t .

Интегрируя это уравнение, получаем величину тепловой нагрузки при постоянном расходе рабочей среды в связи с изменением ее температуры:

$$Q = G \int_{t_1}^{t_2} c_p dt = Gc_p (t_1 - t_2). \quad (2)$$

Считая, что холодный теплоноситель получит тепло от горячего теплоносителя, и учитывая потери тепла в окружающую среду, получаем уравнение теплового баланса для двух теплообменивающихся сред:

$$Q = G_1 c_{p_1} (t_1 - t_2) \eta = G_2 c_{p_2} (t'_1 - t'_2), \quad (3)$$

здесь G_1 и G_2 — весовые количества горячего и, соответственно, холодного теплоносителей, проходящие через аппарат; c_{p_1} и c_{p_2} — средняя теплоемкость горячего и холодного теплоносителей в диапазоне изменения температур; $t_1 - t_2$ и $t'_1 - t'_2$ — изменение температур горячего и холодного теплоносителей; η — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду.

Иногда в тепловых расчетах применяется так называемый водяной эквивалент теплоносителя, т. е. количество воды в килограммах, по теплоемкости эквивалентное общей теплоемкости часового количества данного теплоносителя.

Тогда уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$dQ = W_1 dt_1 \eta = W_2 dt_2$$

или в конечной форме

$$Q = W_1 (t_1 - t_2) \eta = W_2 (t'_1 - t'_2), \quad (4)$$

здесь через W обозначен водяной эквивалент:

$$W_1 = G_1 c_{p_1} \text{ и } W_2 = G_2 c_{p_2}.$$

Уравнение теплопередачи в дифференциальной форме будет

$$d^2Q = k \Delta t dF d\tau, \quad (5)$$

где dQ — количество тепла, полученное более холодным теплоносителем через элемент поверхности в данной точке; k — коэффициент теплопередачи, переменный по поверхности нагрева и во времени; Δt — разность температур (температурный напор), переменная по поверхности нагрева и во времени; dF — элемент поверхности нагрева; $d\tau$ — элемент времени.

Для применения к техническим расчетам, связанным с определением поверхности нагрева F , необходимой для передачи количества тепла Q через всю данную поверхность, следует произвести интегрирование уравнения теплопередачи. Для этого сделаем следующие допущения: 1) будем считать тепловой поток постоянным по времени (установившийся режим); 2) примем значение коэффициента теплопередачи одинаковым по всей поверхности теплообмена.

Учитывая, что температурный напор изменяется по поверхности нагрева, интеграл уравнения теплопередачи напомним в следующей форме:

$$Q = k \int_0^F \Delta t dF = k \Delta t_{cp} F. \quad (6)$$

Здесь Δt_{cp} представляет собой среднее значение температурного напора по всей поверхности теплообмена. Подробнее о расчете k и Δt_{cp} см. § 7 и 8.

Из уравнения (6) получаем необходимую поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (7)$$

Полученные уравнения — уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи — являются основными уравнениями, служащими для теплового расчета теплообменных аппаратов.

5. Режимы движения жидкости. Основы теории подобия

Теплоотдача рабочих сред весьма существенно изменяется в зависимости от гидродинамических условий движения и от физических свойств и параметров обменивающихся теплом сред. Знание условий движения теплоносителя дает возможность правильно оценить тепловой процесс и, следовательно, установив оптимальный режим того или иного теплообменного аппарата, рационально решить его конструкцию или эксплуатировать готовую конструкцию с наибольшей эффективностью и экономичностью.

По характеру движения различают ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости. При ламинарном режиме частицы жидкости перемещаются параллельными струями вдоль стенки трубы, не перемешиваясь между собой. Иногда поэтому ламинарное движение называют струйным движением. Передача тепла при ламинарном движении благодаря параллельности струй жидкости осуществляется в основном путем теплопроводности. Для определенной жидкости при постоянном сечении канала и неизменной температуре ламинарное движение может существовать только до некоторой предельной критической скорости. При достижении предельного значения этой скорости в потоке жидкости начинаются завихрения, частицы жидкости перемешиваются и при дальнейшем повышении скорости перемешивание усиливается, частицы жидкости приобретают хаотическое движение, т. е. движение жидкости становится турбулентным.

При турбулентном движении вследствие хаотического движения частиц перенос тепла осуществляется и теплопроводностью и конвекцией. Частицы жидкости, перемешиваясь, переносят тепло из горячих участков в более холодные. Несмотря на бурное хаотическое перемешивание жидкости, при турбулентном движении у стенки трубы остается тонкий слой жидкости, в котором сохраняется ламинарное движение. Этот слой, называемый пограничным слоем, оказывает существенное влияние на процесс теплообмена, так как около ламинарного слоя движение частиц жидкости упорядочивается (у самой стенки равно нулю) и действие конвективных токов уменьшается. Через этот слой передача тепла осуществляется в основном при помощи теплопроводности.

Соответственно особенностям и характеру движения жидкости определяются и коэффициенты теплоотдачи сред, характеризующие интенсивность теплообмена на границе жидкость — поверхность стенки. Для оценки передачи тепла как качественной, так и количественной часто прибегают к эмпирическим зависимостям в виде формул, таблиц, и кривых, составленным на основании опытных исследований процессов теплообмена. Такие данные испытаний применяются часто, но охватывают они, как правило, очень небольшой диапазон, решают узкоспециальные случаи процесса передачи тепла. Необходимо в каждом отдельном случае прибегать к опытным исследованиям.

С целью правильной постановки опытных работ и обобщения результатов опытных исследований применяется теория подобия, сущность которой, вкратце, заключается в том, что из основных величин, характеризующих данный процесс, составляют так называемые критерии подобия — безразмерные комплексы, одинаковые для всех подобных процессов. Если процессы между собой подобны, то критерии, определяющие данные процессы, равны между собой.

Данные испытаний, обработанные в критериальном виде, позволяют производить расчеты подобных явлений. Однако при при-

менении для расчетов критериальных уравнений необходимо знать, какие величины в данном уравнении приняты автором за определяющие величины, а также пределы, в которых можно применять ту или другую расчетную формулу. При обработке опытных данных по теплообмену за определяющую температуру может быть принята средняя температура жидкости, тогда у критерия ставят индекс $f(t_f)$, если за определяющую температуру принята температура стенки, то у критерия ставят индекс $w(t_w)$.

Некоторые авторы в качестве определяющей температуры принимают среднюю температуру пограничного слоя, определяемую как среднее арифметическое температуры стенки и средней температуры жидкости, т. е.

$$t_m = 0,5(t_f + t_w). \quad (8)$$

В этом случае у знака критерия ставят индекс m .

За определяющий размер могут быть приняты высота или длина стенки, диаметр, эквивалентный диаметр и пр. В каждом отдельном случае необходимо знать и оговаривать, какая температура и какой размер приняты автором за определяющие величины.

Наиболее употребительными в теплотехнических расчетах являются следующие критерии подобия.

Критерий Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{wd}{\nu}. \quad (9)$$

Критерий Рейнольдса характеризует гидродинамический режим вынужденного движения среды, соотношение сил инерции и сил вязкости в потоке. Критическое значение критерия Рейнольдса $Re_{кр} \approx 2200$ является границей между ламинарным и начинающимся турбулентным движением. При $Re < Re_{кр}$ поток жидкости ламинарный, при $Re > Re_{кр}$ ламинарное движение переходит в турбулентное (переходный режим) и при значении $Re = 10^4$ поток жидкости носит развитый турбулентный характер.

Соответственно характеру движения потока жидкости определяются и коэффициенты теплоотдачи, характеризующие интенсивность теплообмена между жидкостью и поверхностью стенки.

Критерий Нуссельта (Nu):

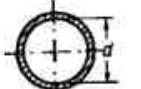
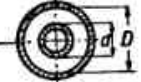
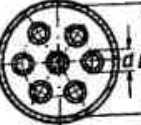
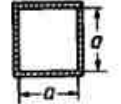
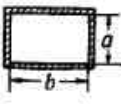
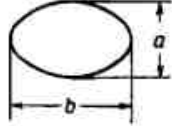
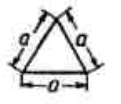
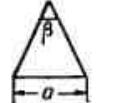
$$Nu = \frac{ad}{\lambda}. \quad (10)$$

Критерий Нуссельта характеризует условия теплообмена на границе между стенкой и средой.

Критерий Грасгофа (Gr):

$$Gr = \beta \frac{gd^3}{\nu^2} \Delta t. \quad (11)$$

Эквивалентный диаметр для различных форм сечения канала

Форма сечения канала	a/b	$d_э$
 Круглая (труба)	—	d
 Кольцевая (труба в трубе)	—	$D - d$
 Сечение " " междутрубного пространства	—	$\frac{D^2 + Nd^2}{D + Nd}$
 Квадратная	—	a
 Прямоугольная	—	$\frac{2ab}{a + b}$ (общая формула)
»	0,1	1,82a
»	0,2	1,67a
»	0,3	1,54a
»	0,4	1,43a
»	0,5	1,33a
»	0,6	1,25a
»	0,7	1,177a
»	0,8	1,11a
 Форма эллипса	0,1	1,55a
»	0,2	1,5a
»	0,3	1,44a
»	0,4	1,37a
»	0,5	1,3a
»	0,6	1,235a
»	0,7	1,17a
»	0,8	1,1a
 Форма равностороннего треугольника	—	0,58a
 Форма равнобедренного треугольника с основанием a и углом при вершине β	—	0,84a при $\beta = 20^\circ$ 0,7a » $\beta = 40^\circ$ 0,47a » $\beta = 80^\circ$ 0,41a » $\beta = 90^\circ$ 0,36a » $\beta = 100^\circ$

Критерий Грасгофа характеризует гидродинамический режим свободного движения среды, взаимодействие подъемных сил и сил вязкости. При свободном движении подъемная сила в жидкости определяется разностью температур в разных точках жидкости, что и получило свое отражение в критерии Грасгофа.

Критерий Прандтля (Pr):

$$Pr = \frac{c_p \rho}{\lambda} \quad (\text{в системе СИ}) \quad (12)$$

$$Pr = \frac{3600 \rho g c_p}{\lambda} \quad (\text{в системе МКГСС}). \quad (13)$$

Критерий Прандтля характеризует физические свойства жидкости.

Критерий Пекле (Pe):

$$Pe = \frac{wd}{a} \quad (14)$$

Критерий Пекле характеризует тепловые потоки при конвективном теплообмене.

Критерий Кутателадзе (Ku):

$$Ku = \frac{r}{c_p \Delta t} \quad (15)$$

Критерий Кутателадзе характеризует процесс изменения агрегатного состояния вещества.

Критерий Эйлера (Eu):

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2} \quad (16)$$

Критерий Эйлера характеризует гидравлическое сопротивление системы.

В перечисленных критериях: w — средняя скорость движения жидкости, м/сек; a — коэффициент теплоотдачи рабочей среды, определяемый по формулам, приведенным ниже, $вт/(м^2 \cdot град)$; λ — коэффициент теплопроводности, показывающий количество тепла, проходящее в единицу времени через единицу поверхности тела при изменении температуры на один градус на единицу длины, $вт/(м \cdot град)$; ν — коэффициент кинематической вязкости, $м^2/сек$; μ — коэффициент динамической вязкости, $н \cdot сек/м^2$; c_p — удельная теплоемкость, $дж/(кг \cdot град)$; ρ — плотность рабочей среды, $кг/м^3$; Δt — температурный напор, $град$; $g = 9,81$ — ускорение земного притяжения, $м/сек^2$; d — определяющий размер, м.

Коэффициенты, характеризующие физическую сущность рабочих сред, берутся по приложению.

Определяющий размер обычно оговаривается автором в каждой формуле. Для труб определяющим размером является геометрический диаметр. Для каналов других сечений берется так называемый эквивалентный диаметр, определяемый выражением:

$$d_3 = \frac{4f}{\chi}. \quad (17)$$

Здесь f — площадь сечения для прохода жидкости, m^2 ; χ — полный смоченный периметр сечения, m .

Для наиболее часто встречающихся случаев эквивалентный диаметр может быть найден по формулам, приведенным в табл. 3.

В процессе теплопередачи критерии Re , Pr и Gr являются определяющими тепловое подобие, а критерий Nu является определяемым, из которого находится значение коэффициента теплоотдачи α . Таким образом, расчет коэффициента α сводится в основном к определению критерия Нуссельта Nu в зависимости от соответствующих определяющих критериев (Re , Pr , Gr).

Ниже приводятся формулы для определения критерия Нуссельта в применении к основным случаям теплообмена.

6. Коэффициенты теплоотдачи и их определение

Теплоотдача при развитом турбулентном движении

При вынужденном движении жидкости внутри трубы (канала) с момента достижения значения критерия Рейнольдса $Re = 10^4$ поток жидкости стабилизируется и носит характер развитого турбулентного движения.

Обобщенная зависимость между критериями подобия для развитого турбулентного режима движения потока жидкости в канале приведена в книге М. А. Михеева [14] в следующем виде:

$$Nu = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \quad (18)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_3} Nu_f, \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}. \quad (19)$$

Здесь за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющий размер — эквивалентный диаметр. Для круглой трубы эквивалентный диаметр равен геометрическому; при форме поперечного сечения, отличной от круглой, в уравнение подставляется эквивалентный диаметр, подсчитываемый по формуле (17).

Пределы применимости уравнения (18) довольно обширны: $Re_f = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ и $Pr_f = 0,6 \div 2500$. Данное уравнение можно применять и при движении жидкости вдоль пучка трубок, подставляя соответствующий сечению эквивалентный диаметр. Уравнение (18) справедливо для относительно длинных труб, т. е. длина трубы

(канала) l должна быть не короче, чем 50 диаметров d этой трубы (канала). Иначе говоря, должно соблюдаться условие

$$\frac{l}{d} > 50. \quad (20)$$

При несоблюдении этого условия, если длина трубы короче обусловленной выражением (20), в уравнение (18) вводится поправочный коэффициент ϵ_k , значение которого определяется по табл. 4. Как видно из таблицы, вследствие влияния входного участка трубы поправочный коэффициент увеличивается при уменьшении длины трубы, соответственно растет величина коэффициента теплоотдачи. Поэтому для случая, когда $l/d < 50$, полученное по формуле (19) значение α надо умножить на поправочный коэффициент ϵ_k . Тогда расчетный коэффициент

$$\alpha_p = \epsilon_k \alpha. \quad (21)$$

Таблица 4

Поправочный коэффициент ϵ_k при $l/d < 50$ для турбулентного режима движения жидкости

Критерий Рейнольдса Re_f	Отношение l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Охлаждающей рабочей средой в маслоохладителях является пресная или морская вода. Для целей возможности точного подсчета коэффициента теплоотдачи для этих случаев на рис. 5 и 6 (а также в приложении) приведены графические и табличные данные физических параметров пресной и морской воды в зависимости от температуры, а для морской воды и от солености. В качестве напоминания необходимо отметить, что за меру солености принимается градус Брандта ($^{\circ}B$), эквивалентный содержанию 10 мг солей хлористого натрия $NaCl$ в 1 л воды. Часто соленость выражается также в тысячных долях, в так называемых промиллях (‰). Указанные величины и приняты на приведенных графиках и в таблицах.

Из графиков и таблиц можно сделать вывод, что температурные изменения в приведенных диапазонах наиболее резко влияют на вязкость и теплопроводность и в меньшей степени на остальные параметры. С увеличением солености морской воды увеличивается ее плотность ρ , но уменьшается теплоемкость c_p и коэффи-

циент теплопроводности λ . Изменение коэффициентов динамической μ и кинематической ν вязкостей в зависимости от солёности незначительно. Свойства морской воды как теплоносителя несколько хуже, чем пресной воды, что видно из графика рис. 7. Эту особенность необходимо учитывать при проектировании.

На рис. 8 и 9 приведены номограммы для определения коэффициента теплоотдачи для пресной и морской воды солёностью

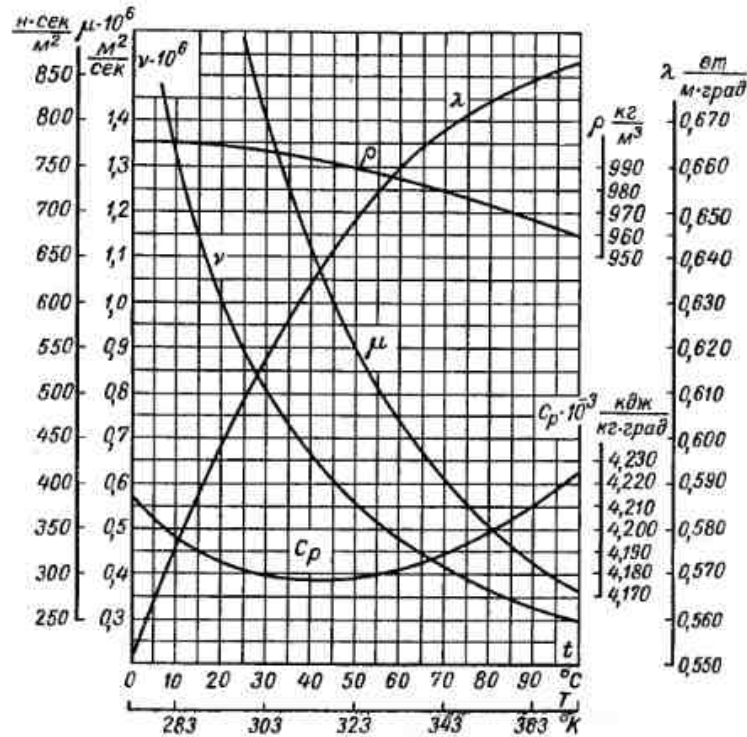


Рис. 5. Физические параметры пресной воды на линии насыщения

30‰ при развитом турбулентном движении в трубах различного диаметра. Эти номограммы дают возможность при минимальной затрате времени с достаточной для практики точностью определить коэффициенты теплоотдачи при движении пресной или морской воды в трубах теплообменных аппаратов.

В учебнике М. А. Михеева [15] приводится зависимость коэффициента теплоотдачи от направления теплового потока (от охлаждения или нагревания данной среды) и величины температурного напора (разности между температурой стенки трубки и средней температурой жидкости, движущейся в трубке). Эта зависимость хорошо учитывается отношением критериев Прандтля,

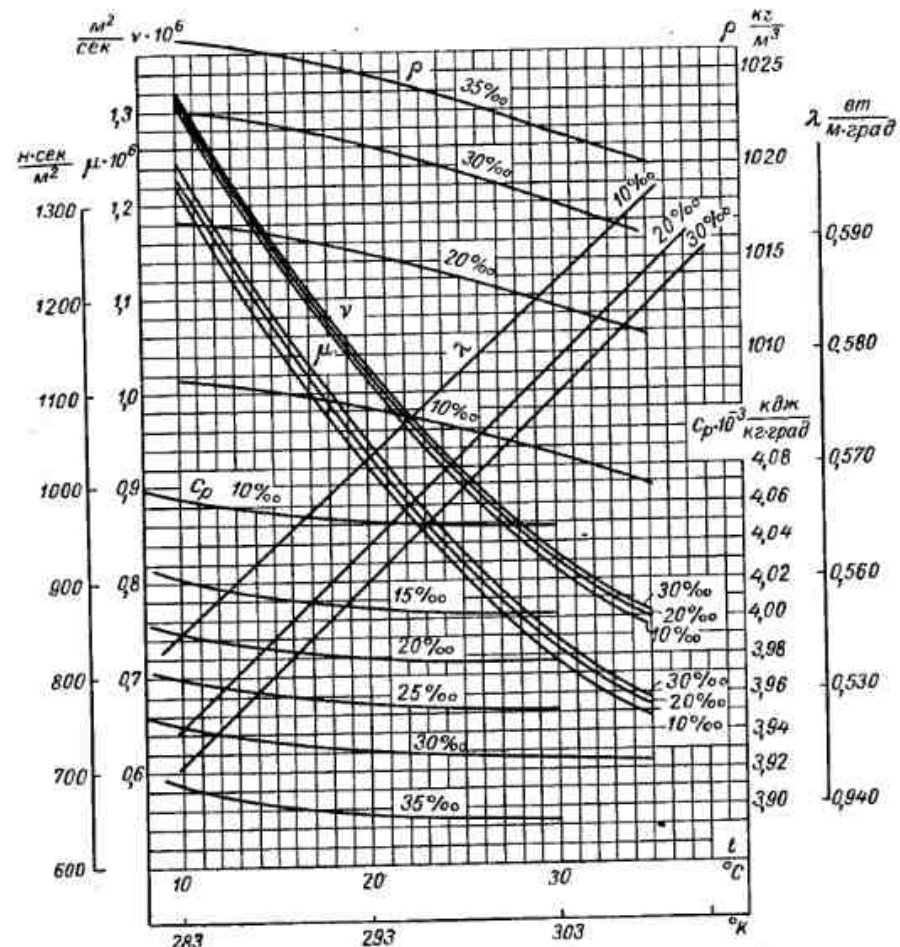


Рис. 6. Физические параметры морской воды в зависимости от температуры и солёности

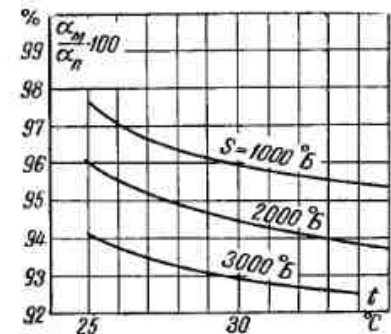


Рис. 7. Влияние средней температуры и солёности морской воды на величину коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме движения воды в трубке диаметром 14 мм. Коэффициент теплоотдачи пресной воды принят за 100%

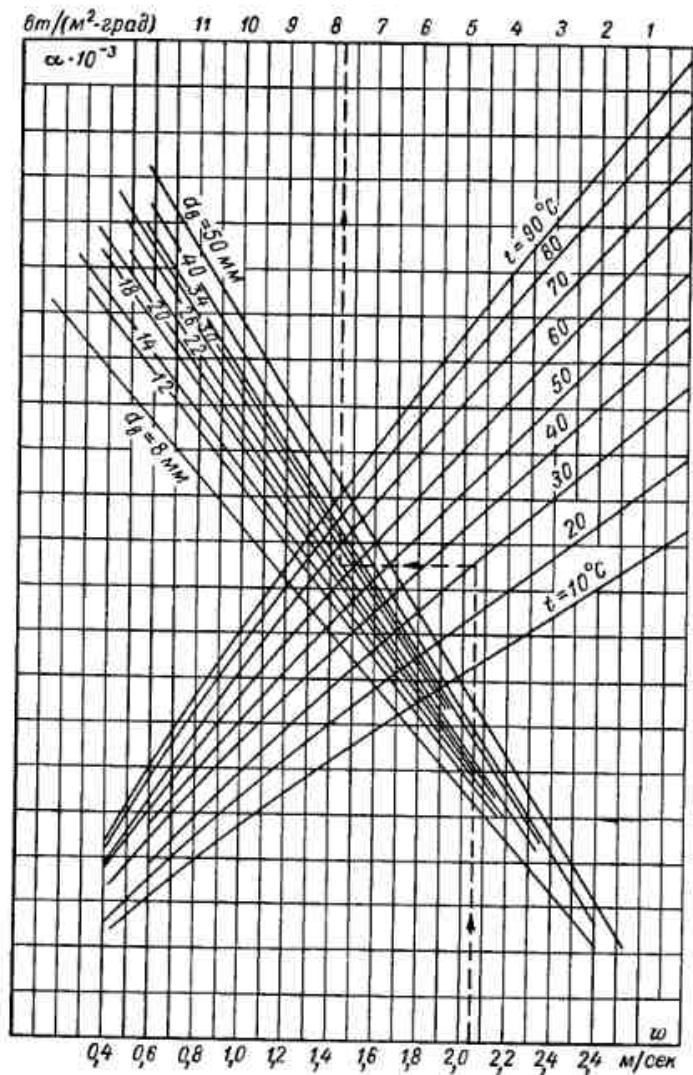


Рис. 8. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении пресной воды в трубах

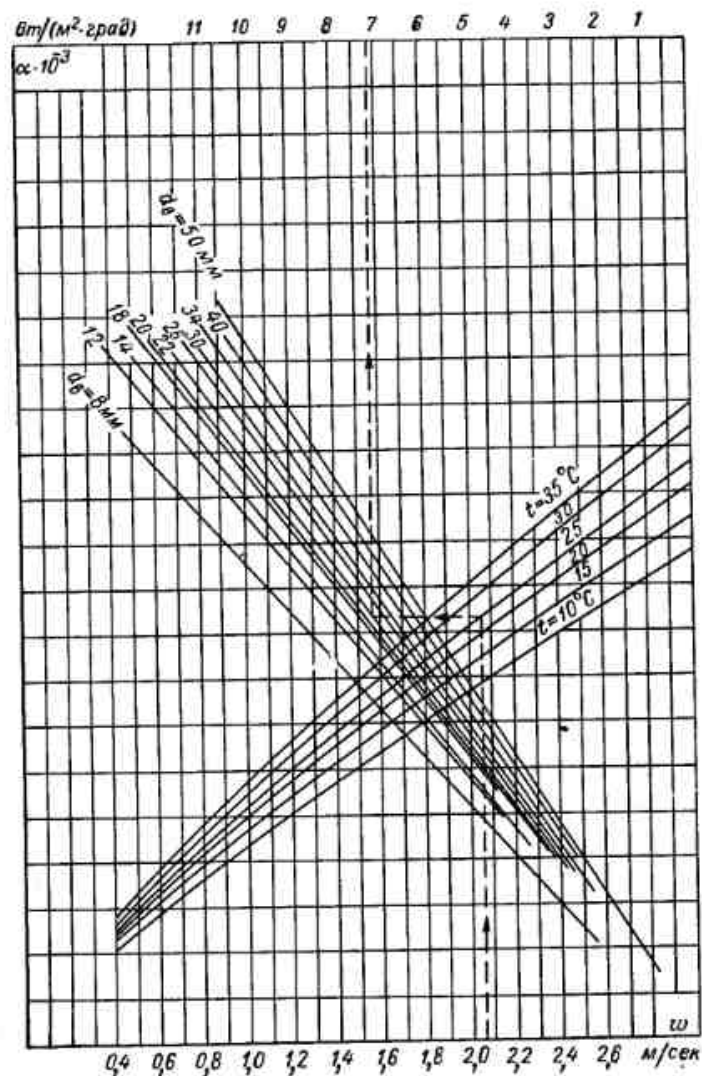


Рис. 9. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении морской воды соленостью 30‰ в трубах

значения которых взяты при средней температуре жидкости Pr_f и температуре стенки трубки Pr_w , в степени 0,25. В связи с этим уравнение для развитого турбулентного режима движения жидкости имеет вид:

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (22)$$

Температуру стенки для определения Pr_w находят методом последовательного приближения, а для воды оценивают приближенно, так как отношение Pr_f/Pr_w изменяется в небольших пределах (0,5—2,0).

На графике рис. 10 показано изменение отношения Pr_f/Pr_w для воды, движущейся в трубках, в зависимости от направления теплового потока и величины температурного напора. Чем больше температурный напор, иначе говоря, чем больше разница между температурами среды и стенки, тем больше отличаются друг от друга значения критериев Прандтля, взятых при этих температурах, и, соответственно, больше отношение $(Pr_f/Pr_w)^{0,25}$, влияющие на величину коэффициента теплоотдачи.

В зависимости от того, для какой жидкости — нагреваемой или охлаждаемой — определяется коэффициент теплоотдачи поправочный множитель $(Pr_f/Pr_w)^{0,25}$ может быть больше или меньше

единицы. Иначе говоря, величина поправочного множителя указывает направление теплового потока. При нагревании жидкости температура стенки должна быть выше средней температуры жидкости и величина критерия Прандтля для жидкости при температуре стенки будет меньше, чем величина того же критерия при средней температуре жидкости. Отношение Pr_f/Pr_w будет больше единицы. Объяснение этого явления такое: при нагревании жидкости ее вязкость в пограничном слое меньше средней вязкости жидкости, пограничный слой более тонкий и, соответственно, его термическое сопротивление меньше по сравнению с термическим сопротивлением более толстого пограничного слоя жидкости при тех же средних параметрах жидкости при ее охлаждении.

Уравнения (18) и (22) имеют одинаковые условия и пределы применимости. Применение того или другого уравнения зависит от конкретного случая расчета, его необходимой точности, от возможности по условиям работы точно определить температуру стенки трубки.

Теплоотдача при ламинарном режиме движения жидкости

Ламинарное движение жидкости характеризуется сравнительно небольшими значениями критерия Рейнольдса ($Re \leq 2200$). При стационарном неизотермическом ламинарном движении жидкости в трубах в потоке жидкости, как известно, действуют силы вязкости, гравитационные силы и силы давления. Это так называемый вязкостно-гравитационный режим течения. Если влияние гравитационных сил невелико, в потоке жидкости практически отсутствует естественная конвекция (это происходит при значении комплекса $GrPr$ меньше или равно предельному значению, т. е. $GrPr \leq 8 \cdot 10^5$), то вязкостно-гравитационный режим течения жидкости в трубах переходит в вязкостный режим течения, когда в потоке главным образом действуют силы вязкости и давления.

За последнее время для расчета теплоотдачи при вязкостно-гравитационном движении жидкости все больше находят свое применение уравнение, приведенное в учебнике М. А. Михеева [15]:

$$Nu_f = 0,17 Re_f^{0,33} Pr_f^{0,43} Gr_f^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (23)$$

В этом уравнении за определяющую температуру принята средняя температура жидкости t_f , за определяющий размер — эквивалентный диаметр d_e . Уравнение (23) применимо для любой жидкости, при этом оно наиболее полно учитывает направление теплового потока и естественной конвекции. Эта формула дает возможность вычислить среднее по длине канала значение коэффициента теплоотдачи при $l/d > 50$. Если же отношение длины трубы (канала) к ее диаметру (эквивалентному диаметру) меньше указанного значения, то значение коэффициента теплоотдачи, вычисленное по формуле (23), необходимо умножить на поправочный коэффициент ϵ_l :

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ_l	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

При вертикальном положении труб и совпадении или противоположных направлениях свободного и вынужденного движений жидкости реальный коэффициент теплоотдачи может отличаться от расчетного по формуле (23) на $\pm 15\%$. Для вязких жидкостей — жидких топлив и смазочных масел — в процессе исследований выявилось некоторое расхождение коэффициента теплоотдачи, подсчитанного по уравнению (23), с экспериментальными данными.

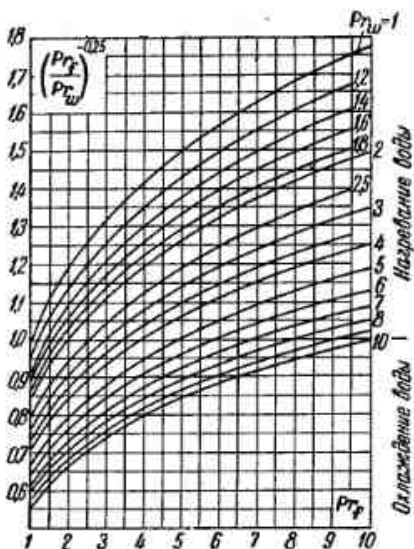


Рис. 10. Влияние температур напора и направления теплового потока на теплоотдачу воды, движущейся в трубке

Движение вязких жидкостей (масел и мазутов), как правило, ламинарное из-за высокой их вязкости, и только высокие температуры и большие скорости движения способствуют переходу потока в области переходного и турбулентного режимов. Направление теплового потока (охлаждение или нагревание) при ламинарном движении особенно резко влияет на интенсивность теплообмена. В случае охлаждения жидкости (при равных скоростях и прочих условиях) коэффициент теплоотдачи может быть меньше в 1,4—1,5 раза, чем при нагревании. Указанное явление при ламинарном движении мазутов и масел особенно ярко проявляется в связи с физическими особенностями вязких жидкостей.

Для расчета средней теплоотдачи при вязкостном течении жидкости в трубах и в каналах из существующих методов можно рекомендовать следующую зависимость [18]:

$$Nu_f = C \left(Re_f \frac{d_3}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu_1} \right)^n \epsilon \eta, \quad (24)$$

где μ_1 и μ_w — вязкость жидкости при температуре на входе и температуре стенки; l — длина трубы, м; $d_3 = 4f/\chi$ — эквивалентный диаметр.

Постоянную C и показатель степени n выбирают следующим образом:

$$\text{при } 0,08 \leq \frac{\mu_w}{\mu_1} \leq 10 \quad C = 1,55, \quad n = -\frac{1}{6};$$

$$\text{при } 10 \leq \frac{\mu_w}{\mu_1} \leq 1500 \quad C = 1,4, \quad n = -\frac{1}{8}.$$

Поправка на гидродинамический начальный участок ϵ определяется из соотношения:

$$\epsilon = 1 + 0,01 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \varphi,$$

здесь $\varphi = 1$ при охлаждении жидкости; $\varphi = (\mu_w/\mu_1)^{0,56}$ при нагревании жидкости.

Если поток жидкости перед входом в канал гидравлически стабилизирован, то $\epsilon = 1$.

С помощью поправочного коэффициента η учитывают геометрию канала; для круглых труб $\eta = 1$, для прямоугольного, эллиптического и овального каналов при отношении размеров поперечного сечения по главным осям:

$$\text{при } \frac{b}{h} < 12 \quad \text{коэффициент } \eta \approx 1 + 0,01 \frac{b}{h};$$

$$\text{при } \frac{b}{h} \geq 12 \quad \text{коэффициент } \eta = 1,12.$$

Формула (24) справедлива в диапазоне значений:

$$20 < Re < 2300; \quad 60 < Re_f \frac{d_3}{l} < 62 \cdot 10^4; \quad 0,08 \leq \frac{\mu_w}{\mu_1} \leq 1500.$$

Теплоотдача при движении вязких жидкостей

С целью получения простых зависимостей, позволяющих производить расчет теплообмена в аппаратах для вязких жидкостей с достаточной для практики точностью, были проведены опытные исследования, на основании которых в данной работе приводятся соответствующие эмпирические и полуэмпирические зависимости с пределами применения, наиболее часто встречающимися при подогреве или охлаждении такого рода жидкостей.

Коэффициент теплоотдачи при ламинарном движении подогреваемого мазута внутри круглых U-образных трубок с внутренним диаметром трубок 8—16 мм можно определить по формуле [6]

$$Nu = (GrPr)^{0,115} + 2,18 \cdot 10^{-5} (GrPr)^{0,44} Re. \quad (25)$$

Формула применима при отношении $l/d > 50$ и значениях критерия Рейнольдса $Re = 25 \div 250$.

За определяющий размер здесь принят внутренний диаметр трубки, за определяющую температуру — температура пограничного слоя мазута, определяемая как среднее арифметическое между средней температурой горячего теплоносителя и средней температурой подогреваемого мазута, т. е.

$$t_m = 0,5 [t_{cp} + 0,5(t_{m_1} + t_{m_2})],$$

где t_{cp} — средняя температура горячего теплоносителя; t_{m_1} , t_{m_2} — начальная и конечная температуры мазута в подогревателе.

Формула (25) справедлива для $Re = (3 \div 20) 10^4$ и $GrPr = (4,5 \div 45) 10^5$. Эта формула позволяет рассчитывать коэффициент теплоотдачи с достаточной для практических расчетов точностью ($\pm 10\%$). Коэффициент теплоотдачи при ламинарном движении подогреваемого мазута можно определить и из графика на рис. 11, построенного на базе формулы (25).

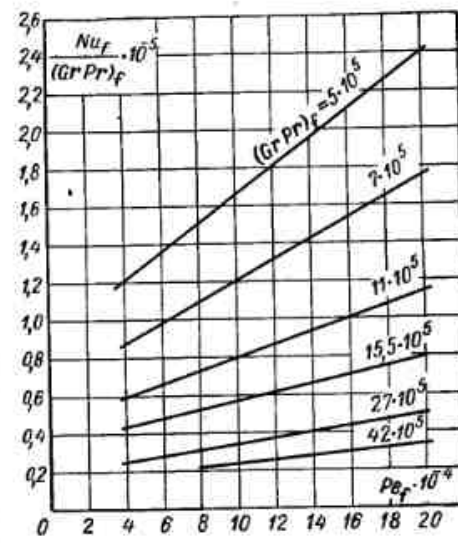


Рис. 11. Теплоотдача при движении мазута в трубах диаметром $d_n = 8 \div 17$ мм

В системе охлаждения масла судовых дизелей для интенсификации теплообмена применяются выемные спирально-проволочные турбулизаторы, вставляемые в трубки [6]. Критерий Нуссельта в этом случае определяют из уравнений:

$$Nu_f = 0,48 Re_f^{0,4} Pr_f^{0,43} \quad (26)$$

при значениях $Re_f = 40 \div 140$;

$$Nu_f = 0,27 Re_f^{0,54} Pr_f^{0,4} \quad (27)$$

при значениях $Re_f = 140 \div 260$.

Определяющей температурой здесь является средняя температура масла.

Потеря напора для обоих случаев подсчитывается из уравнения

$$Eu = \frac{38\,300}{Re_f^{1,01}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{0,33} \quad (28)$$

Теплоотдачу при движении масла между сегментообразных перегородок в междутрубном пространстве охладителя можно определить по формулам, приведенным ниже.

Теплоотдача при режиме переходном от ламинарного к развитому турбулентному

Расчетные формулы теплоотдачи в областях ламинарного и развитого турбулентного движений потока жидкости довольно хорошо согласуются с опытными данными. Экстраполяция их для определения коэффициента теплоотдачи в переходной области от ламинарного к турбулентному ($2200 < Re < 10^4$) недопустима. При развитом турбулентном потоке ($Re \geq 10^4$) коэффициент теплоотдачи существенным образом зависит от геометрических размеров (например, от диаметра трубы) и скорости потока; при ламинарном характере движения среды ($Re \leq 2200$) он зависит в основном от разности температур и физических свойств среды и в меньшей степени от диаметра канала и скорости потока.

В области переходной от ламинарного к турбулентному движению на коэффициент теплоотдачи, несмотря на начинающуюся турбулизацию потока, еще существенно влияет критерий Грасгофа (Gr), хоть и меньше, чем при ламинарном движении, так как наличие естественной конвекции в этой области все-таки значительно, особенно в области значений критерия Рейнольдса $Re = 2200 \div 3500$. В этой области значений критерия Рейнольдса влиянием свободной конвекции пренебрегать нельзя. Влияние это особенно заметно в следующих случаях: при движении жидкостей малых вязкостей, при больших линейных размерах, принятых за определяющий размер, и при больших температурных напорах.

Кроме того, интересно отметить, что при переходном режиме

движения ($Re = 2200 \div 10^4$) значение критерия Рейнольдса влияет на изменение интенсивности теплообмена сильнее, чем при ламинарном или развитом турбулентном режиме.

Количественный анализ теплообмена при движении среды в трубах при переходном режиме от ламинарного к турбулентному до сего времени относится к явлениям еще слабо изученным. Поэтому часто в практике расчетов переходного режима пользуются формулами эмпирического порядка, имеющими экспериментальное подтверждение только для конкретных случаев.

Отдельными авторами делались попытки обобщения и распространения полученной ими закономерности на весь переходный режим, но, учитывая сложность явлений теплообмена при переходном режиме, можно сказать, что все предлагаемые способы расчета являются приближенными. Рассмотрим некоторые приближенные способы расчетов теплоотдачи при переходном режиме.

Уравнение, предложенное В. Д. Поповым (Киевский технологический институт пищевой промышленности), имеет вид:

$$Nu_f = 0,008 Re_f^{0,9} Pr_f^{0,433}, \quad (29)$$

где за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющий размер — диаметр или эквивалентный диаметр. Уравнение (29) рекомендуется автором в области значений критерия Прандтля $Pr_f = 20 \div 140$. Как видно из этого уравнения, влиянием свободной конвекции автор пренебрегает, но более интенсивное влияние критерия Рейнольдса на теплоотдачу в переходной области учтено показателем степени (0,9). Предел применимости ограничивается значениями критерия Прандтля.

В более широкой области применима рекомендация В. М. Рамма. Коэффициент теплоотдачи, подсчитанный по уравнению

$$Nu_f = 0,0225 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4}, \quad (30)$$

он рекомендует умножать на поправочный множитель f , значения которого в зависимости от величины критерия Рейнольдса приближенно определится из зависимости: $f = 1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re_f^{1,8}}$. Такое прибли-

женное вычисление коэффициента теплоотдачи среды оправдывает себя в области сильной турбулизации потока, при переходном же режиме вблизи критического числа Рейнольдса оно может привести к большому расхождению по сравнению с фактическим значением коэффициента теплоотдачи.

М. А. Михеев [15] рекомендует оценивать теплоотдачу при переходном режиме без учета влияния свободной конвекции. Комплексная функция $K_0 = \varphi(Re)$, приведенная М. А. Михеевым в табличной форме, изображена на графике рис. 12, при этом табличные данные показаны точками.

Соответственно величина критерия Нуссельта будет

$$Nu_f = K_0 Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (31)$$

Для получения приближенного значения коэффициента теплоотдачи при переходном режиме некоторые авторы рекомендуют использовать формулу (18) развитого турбулентного движения, вводя соответствующую поправку η_T на неполную турбулилизацию потока по графику, приведенному на рис. 13.

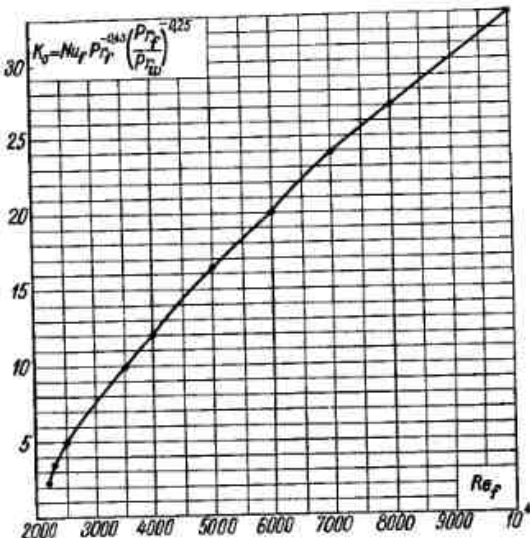


Рис. 12. Зависимость функции K_0 от критерия Рейнольдса при переходном режиме движения жидкости

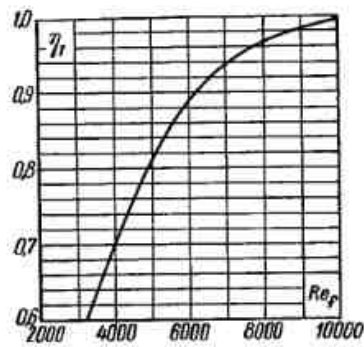


Рис. 13. График значений коэффициента η_T при переходном режиме движения жидкости

Тогда значение коэффициента теплоотдачи определится из уравнения:

$$Nu_f = \eta_T 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \quad (32)$$

Несколько более сложным путем можно определить коэффициент теплоотдачи при переходном режиме с помощью графика рис. 14. По оси абсцисс графика нанесены значения критерия Рейнольдса Re_f , а по оси ординат — значения произведения критерия Нуссельта на критерий Прандтля в степени 0,25 — $Nu Pr_w^{0,25}$. При этом критерий Прандтля взят при температуре стенки. В качестве определяющей температуры принята средняя температура потока жидкости, а в качестве определяющего размера — эквивалентный диаметр. За параметры взяты комплекс $Gr Pr_f^{0,8}$ в зоне ламинарного движения и значение критерия Прандтля Pr_f — в зоне развитого турбулентного движения.

Приближенное значение коэффициента теплоотдачи найдем

следующим образом. На ординате при значении $Re_f = 10^4$ откладывается значение критерия Прандтля Pr_f (точка A), а при значении $Re_{кр} = 2200$ — величина произведения $Gr Pr_f^{0,8}$ (точка B). Обе

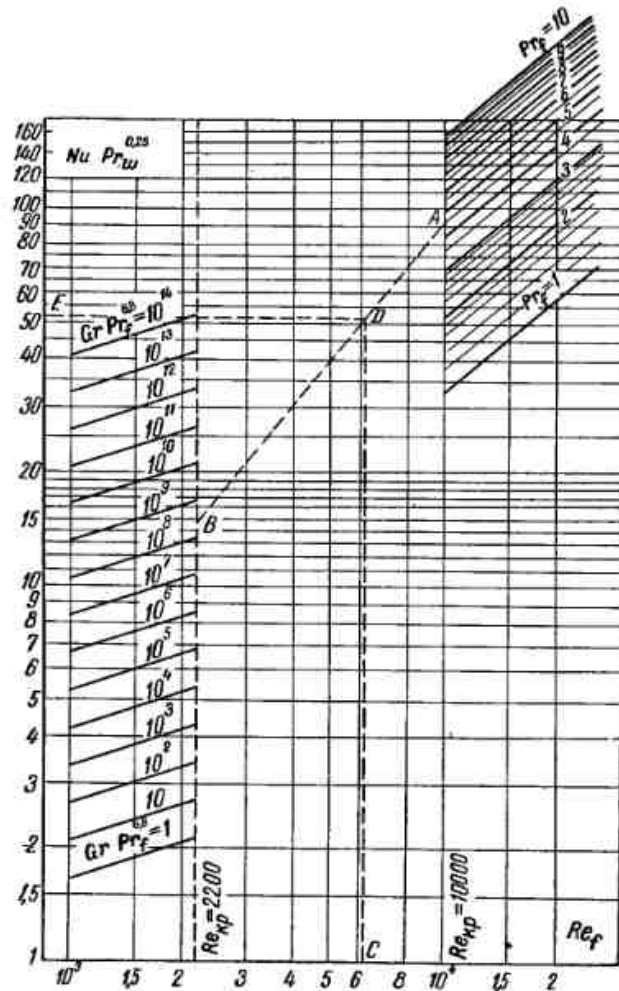


Рис. 14. График для определения теплоотдачи при переходном режиме движения жидкости

точки соединяются прямой. На оси абсцисс откладывается значение критерия Рейнольдса для переходного режима (точка C). Восстановим перпендикуляр из точки C до пересечения с прямой AB (точка D). Величина ординаты (точки D и E) определяет величину произведения $Nu Pr_w^{0,25}$. Тогда коэффициент теплоотдачи

для переходного режима определится из уравнения $Nu = Nu_{\text{гр}}^{0,25} / Pr_{\text{гр}}^{0,25}$. При определении коэффициента теплоотдачи по этому способу в некоторой степени учитывается и влияние свободной конвекции.

Еще раз необходимо напомнить, что все рассмотренные способы определения коэффициента теплоотдачи при переходном режиме движения от ламинарного к развитому турбулентному являются неточными и могут быть рекомендованы лишь для приближенного расчета.

Теплоотдача при свободном движении жидкости (конвекции) без изменения агрегатного состояния

При свободном движении жидкости (конвекции) относительное движение частиц возникает вследствие разности плотностей холодных и нагретых частиц. Определяющими критериями в этом случае являются критерии Грасгофа (Gr) и Прандтля (Pr).

Для ламинарного движения уравнение теплоотдачи при условии $Gr Pr < 500$ будет $Nu = 1,18 (Gr Pr)^{0,125}$.

Для переходного режима при условии $Gr Pr = 500 \div 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0,54 (Gr Pr)^{0,25}$.

Для турбулентного режима при $Gr Pr > 2 \cdot 10^7$

$$Nu = 0,135 (Gr Pr)^{0,33}.$$

За определяющие величины в этих формулах приняты вертикальный линейный размер H и средняя температура пленки жидкости.

Теплоотдача при поперечном обтекании трубок жидкостью

При определении коэффициента теплоотдачи в случае поперечного обтекания одиночной трубы жидкостью используют формулу, предложенную В. И. Гомеллаури:

$$Nu = C Re^n Pr^{0,4}. \quad (33)$$

Значения C и n берут из табл. 5 в зависимости от величины критерия Рейнольдса. За определяющий размер в этой формуле принят диаметр обтекаемой трубы, за определяющую температуру — средняя температура жидкости. Скорость потока измеряется в самом узком сечении канала.

При поперечном обтекании жидкостью пучка трубок установить строго обоснованную зависимость для определения коэффициента теплоотдачи не представляется возможным. Поперечное обтекание жидкостью пучка трубок наблюдается в теплообменных аппаратах с поперечными перегородками. Наличие поворотов около перегородок, изменение числа трубок, обтекаемых жид-

костью, изменение скорости жидкости при движении от корпуса к центру и ряд других, трудно поддающихся учету влияний, не дают возможности предложить обобщающую зависимость определения коэффициента теплоотдачи для различных пучков с разными диаметрами трубок и шагом между трубками.

Для целей приближенного расчета теплоотдачи при поперечном обтекании жидкостью пучка трубок для диапазона значений критерия Рейнольдса $Re_t = 5000 \div 70000$ можно рекомендовать следующую формулу [6]:

$$Nu_f = 0,25 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,3}, \quad (34)$$

где за определяющий размер принят наружный диаметр трубок, за определяющую температуру — средняя температура жидкости. Скорость потока измеряется в самом узком сечении между трубками одного ряда.

Формула (34) справедлива для чисто перпендикулярного омывания трубок жидкостью. Если омывание происходит под некоторым углом, отличным от 90° , то требуется вводить поправку на неперпендикулярность обтекания или, как часто называют, поправку на угол атаки (φ).

Тогда $Nu_{\text{расч}} = \epsilon_\varphi Nu_f$. Величина поправки ϵ в зависимости от угла атаки может быть принята по табл. 6.

Таблица 5

Значения коэффициента C и показателя степени n в формуле (33) в зависимости от критерия Рейнольдса Re

Критерий Рейнольдса Re	C	n
5—80	0,93	0,4
80—5000	0,715	0,46
5000— 10^6	0,226	0,6

Таблица 6

Зависимость значения поправки ϵ_φ от величины угла атаки φ для пучков из круглых труб

Угол атаки	90	80	70	60	50	40	20
ϵ_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,52

Если сравнить поперечное и продольное обтекание жидкостью пучка трубок, то можно заметить, что значение коэффициента теплоотдачи в случае поперечного обтекания при одинаковых условиях движения для одной и той же жидкости будет выше, чем для продольного омывания. Применение трубок меньшего диаметра также более эффективно влияет на теплоотдачу при поперечном их омывании.

Для вязких жидкостей приведенные формулы применены быть не могут, так как значения Рейнольдса при движении вязких жидкостей находятся в зоне ламинарного режима. Для определения

коэффициента теплоотдачи при обтекании пучков трубок вязкой жидкостью (маслом, мазутом) пользуются зависимостями, полученными экспериментальным путем.

Для масла, обтекающего трубки поперек, рекомендуется следующая зависимость:

$$\alpha = 640 \sqrt{\frac{\omega_m}{t - d_n}} (1 + 0,006t_m), \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (35)$$

где ω_m — скорость масла, м/сек; t — шаг расположения трубок, мм; d_n — наружный диаметр трубок, мм; t_m — средняя температура масла, °С.

Однако результаты испытаний охладителей масла, при расчете которых была использована формула (35), показывают, что эта формула дает заниженные значения коэффициента теплоотдачи, в связи с чем нерационально увеличивается поверхность охлаждения и, соответственно, габаритные размеры аппарата. Исходя из анализа результатов испытаний, можно ввести поправочный множитель для подсчета коэффициента теплоотдачи от масла к стенкам трубок по формуле (35).

Тогда эта формула для практического использования примет вид:

$$\alpha = \eta_{\phi} 640 \sqrt{\frac{\omega_m}{t - d_n}} (1 + 0,006t_m), \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (36)$$

где $\eta_{\phi} = 1,25$ — поправочный опытный коэффициент для пучков трубок диаметром 16/14 мм (шаг расположения трубок по треугольнику $t = 21$ мм); $\eta_{\phi} = 1,3$ — поправочный опытный коэффициент для пучков трубок диаметром 10/8 мм (шаг трубок по треугольнику $t = 13,5$ мм). Остальные обозначения те же, что в формуле (35).

В результате обобщения материалов стендовых испытаний головных образцов судовых маслоохладителей с трубками 16/14 мм, проведенных в течение последних лет, и последующей проверки на испытаниях маслоохладителей такого же типа (с сегментными перегородками) была получена зависимость, определяющая величину коэффициента теплоотдачи от масла к стенкам трубок [3].

$$\alpha = 3,02 \beta_1 \beta_2 t_m^{0,9} \omega_m^{0,6}, \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (37)$$

где $\beta_1 = 0,97 + 0,055 \omega_m$ — поправка на скорость движения охлаждающей воды в трубках охладителя; ω_m — средняя скорость охлаждающей воды в трубках охладителя, м/сек; $\beta_2 = \sqrt{14,4 + t_m}$ — поправка на температуру охлаждающей воды; t_m — средняя температура охлаждающей воды в охладителе, °С; t_m — средняя температура охлаждаемого масла в охладителе, °С; ω_m — средняя расчетная скорость масла в корпусе охладителя, м/сек.

Методика определения средней расчетной скорости масла в корпусе охладителя приведена в примере расчета охладителя масла. Данная зависимость после уточнения при испытаниях го-

ловных образцов маслоохладителей с сегментными перегородками может быть применима в следующих пределах:

Средняя температура масла в охладителе	35—45° С
» » охлаждающей воды	15—30° С
» скорость масла в междутрубном пространстве	0,2—0,9 м/сек
Средняя скорость охлаждающей воды в трубках охладителя	0,1—0,9 м/сек

Формула получена для масла марки 46 (турбинное Т) в соответствии с ГОСТ 32—53. В случаях охлаждения в маслоохладителях масла марки 30 (турбинное УТ) расчет можно производить также по эмпирической зависимости (37), дающей для масла марки 30 несколько больший запас вследствие его меньшей вязкости по сравнению с маслом марки 46.

Влияние температуры стенки трубки на коэффициент теплоотдачи масла учтено в данной зависимости через параметры охлаждающей воды — среднюю температуру и скорость воды. Возможность такого учета в пределах применения зависимости подтверждается данными испытаний головных образцов охладителей (табл. 7).

Таблица 7

Сравнение данных испытаний головных образцов маслоохладителей с расчетными данными, полученными по формуле (37)

Образец охладителя	Опытные данные стендовых испытаний				Коэффициент теплоотдачи масла α , вт/(м ² ·град)	Расчетный коэффициент теплоотдачи масла α , вт/(м ² ·град)
	средняя скорость, м/сек		средняя температура, °С			
	масла	воды	масла	воды		
№ 1	0,552	0,714	45,4	18	382	378
	0,706	0,715	46,5	18,6	442	449
	0,245	0,167	45,1	20,8	235	233
	0,401	0,329	45,6	19,6	308	314
	0,41	0,732	46,6	27	357	367
	0,7	0,734	48	27,5	520	505
№ 2	0,481	0,272	46,5	18,4	346	349
	0,638	0,558	45,7	17,0	416	403
	0,628	0,573	44,5	16,9	398	389
№ 3	0,852	0,866	49	20	552	542
	0,637	0,866	48,5	19,9	442	450
	0,537	0,433	40,5	23,5	391	406
	0,775	0,649	48,9	20,8	496	512
№ 4	0,393	0,438	45,3	31,8	356	353
	0,482	0,595	45,4	31,6	417	409
	0,295	0,304	45,2	31,9	298	300

Для подсчета коэффициента теплоотдачи от масла к стенке трубки в маслоохладителях с поперечным обтеканием масла пучка трубок (с сегментными или кольцевыми перегородками) можно также рекомендовать [6] к использованию следующее уравнение:

$$Nu = B Re^{0.5} Pr^{0.33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.14} \quad (38)$$

Это уравнение основано на экспериментальных испытаниях ряда моделей маслоохладителей и рекомендовано для трубок диаметром 6—14 мм при отношении шага трубок к наружному диаметру трубок 1,25—1,35 и при отношении диаметра пучка к расстоянию между перегородками 1—6.

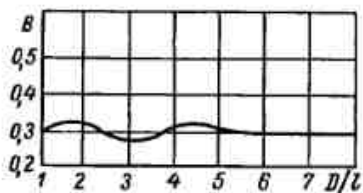


Рис. 15. Значения коэффициента B в уравнении (46)

здесь h — расстояние между перегородками, м; b — ширина среднего сечения для прохода масла; $b = \frac{0,785D^2 - f_c}{a^2}$, м, D — внутренний диаметр аппарата, м; f_c — площадь сегмента перегородки, м²; a — длина хорды сегмента, м; d_n — наружный диаметр трубок, м; S_1 — шаг трубок по ширине пучка, м.

В уравнении (38) коэффициент B является безразмерной величиной, зависящей от отношения диаметра трубного пучка к расстоянию между перегородками (D/l). Значение коэффициента B в зависимости от отношения D/l берется по графику рис. 15.

Необходимо отметить, что уравнение (38) получено по результатам испытаний моделей. При пересчете данных испытаний промышленных головных образцов маслоохладителей по предложенному уравнению оказалось некоторое расхождение данных, что объясняется наличием в промышленных образцах аппаратов несколько больших зазоров между пучком трубок и корпусом, чем в моделях, что безусловно сказалось на перераспределении потоков масла через пучок и зазор.

Приведенные выше уравнения эмпирического порядка применяются при производстве расчетов охладителей масла с сегментными перегородками, но при этом необходимо учитывать возможные протечки масла через зазоры мимо охлаждающей поверхности.

Теплоотдача от конденсирующегося водяного пара к поверхности

При соприкосновении пара с поверхностью, температура которой ниже температуры насыщения пара при данном давлении, пар отдает тепло и конденсируется. Наиболее распространенным слу-

чаем конденсации пара является пленочная конденсация. Теплоотдача при пленочной конденсации пара наблюдается во многих парожидкостных подогревателях, в том числе и в паровых подогревателях вязких жидкостей.

Тепло, выделяющееся при конденсации пара, проходит через пленку конденсата и передается стенке. Следовательно, коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности стенки будет зависеть от толщины пленки конденсата и характера стекания конденсата. Если движение конденсатной пленки ламинарное, то переход тепла через пленку будет осуществляться только путем теплопроводности. При увеличении скорости стекания конденсата характер движения конденсатной пленки может стать турбулентным. Теплопередача через пленку будет более сложной, связанной с перестройкой режима течения пленки из ламинарного в турбулентное. Толщина пленки конденсата, стекающего с поверхности, по мере увеличения высоты поверхности увеличивается, повышается в связи с этим и термическое сопротивление пленки. Коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности должен определяться с учетом этих особенностей конденсации пара.

При пленочной конденсации пара на вертикальной стенке или вертикальной трубе критерий Нуссельта определяется из уравнений: при $Re_{пл} < 400$

$$Nu = \frac{1,86}{Re_{пл}^{0,33}}$$

при $Re_{пл} > 400$

$$Nu = \frac{Re_{пл}}{6,25 (Re_{пл} - 400) + 1580} Pr^{0,33}$$

При конденсации пара на наружной поверхности горизонтальных труб $Nu = 1,56 / Re_{пл}^{0,3}$.

Критерий Рейнольдса для течения пленки в этих случаях определяется по формуле $Re_{пл} = 4G / \mu$, где G — расход конденсата (пара), кг/сек; μ — периметр поверхности, по которой движется пленка жидкости, м; μ — коэффициент динамической вязкости, н·сек/м².

Для пучка горизонтальных трубок критерий Рейнольдса можно подсчитать по формуле $Re_{пл} = \frac{2 \cdot d_n \cdot N \cdot q}{\mu \cdot r \cdot m}$, где d_n — наружный диаметр трубки, м; N — количество трубок; q — плотность теплового потока, $q = Q/F$, вт/м²; Q — тепловой поток (количество передаваемого тепла), вт; F — поверхность теплообмена, образованная трубками, м²; μ — коэффициент динамической вязкости, н·сек/м²; r — теплота испарения при температуре насыщенного пара, дж/кг; m — количество рядов трубок (в вертикальном направлении).

Для расчета теплоотдачи при конденсации пара по вышеприведенным формулам значения всех тепловых параметров конденсата

необходимо принимать при средней температуре пленки $t_{пл} = 0,5 (t_{ср} + t_w)$.

Для горизонтальной трубы С. С. Кутателадзе рекомендует следующую зависимость в общекритериальной форме:

$$Nu = 0,87 \sqrt[4]{Ga Pr Ku}$$

или в развернутом виде:

$$\frac{\alpha_n d_n}{\lambda} = 0,87 \sqrt[4]{\frac{g d_n^3}{\nu^2} \frac{\nu}{\alpha} \frac{r}{c_p (t_s - t_w)}}, \text{ где } Nu = \alpha_n d_n / \lambda -$$

критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена на границе конденсата; $Ga = g d_n^3 / \nu^2$ — критерий Галилея, характеризующий отношение сил молекулярного трения и сил тяжести в потоке; $Pr = \nu / \alpha$ — критерий Прандтля, характеризующий физические свойства конденсата; $Ku = r / c_p (t_s - t_w)$ — критерий Кутателадзе, характеризующий отношение теплового потока, идущего на изменение агрегатного состояния, к теплоте переохладения конденсата относительно температуры насыщения.

Для водяного пара, конденсирующегося внутри горизонтальных трубок и змеевиков, коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле

$$\alpha_n = (3955 + 116v_0) \sqrt[3]{\frac{1,21}{l}}, \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (39)$$

где v_0 — скорость пара при входе в трубу или змеевик, м/сек; l — длина трубы или змеевика, м.

При определении коэффициента теплоотдачи для конденсирующегося перегретого пара в расчет обычно принимают его температуру насыщения при соответствующем давлении. Температуру перегрева учитывают только в точных расчетах при большом перегреве пара. В этих случаях при конденсации перегретого пара необходимо учитывать теплоту перегрева и вместо теплоты парообразования r при расчете подставлять величину $r + c_p (t_n^n + t_s)$, здесь t_n^n — температура перегретого пара; t_s — температура насыщения; r — теплота парообразования.

Теплоотдача при движении в изогнутых трубах

При движении жидкости в изогнутых трубах теплоотдача резко возрастает по сравнению с движением ее при тех же условиях в прямых трубах. Причиной возрастания эффективности теплоотдачи является дополнительная турбулизация потока, вызываемая поперечной циркуляцией. В изогнутых трубах переход от ламинарного режима движения к турбулентному происходит при другом значении критерия Рейнольдса, чем в прямых трубах, причем кри-

тическое значение критерия Рейнольдса зависит от относительной кривизны труб.

Для винтовых змеевиков при отношении $R/d = 3 \div 12$ критическое значение критерия Рейнольдса можно определить по формуле $Re_{кр} = 2300 + 10500 (d/R)^{0,3}$, где d — внутренний диаметр трубы, м; R — радиус закругления трубы, м.

Коэффициент теплоотдачи при движении в винтовых змеевиках при $Re > Re_{кр}$ можно найти по формулам для прямых труб с учетом поправочного коэффициента $\eta_{зм}$, величина которого определяется из выражения: $\eta_{зм} = 1 + 1,77d/R$.

7. Коэффициент теплопередачи

При проведении тепловых расчетов трубчатых теплообменных аппаратов коэффициент теплопередачи обычно определяется по формулам для плоской стенки. Это не вносит больших погрешностей и вместе с тем значительно упрощает расчет. Исключение составляют ребристые поверхности (трубы с ребрами) и толстостенные гладкие трубы, у которых отношение $d_n/d_w > 1,5$; расчет их по формулам для плоской стенки производить не рекомендуется во избежание больших ошибок.

Коэффициент теплопередачи для однослойной плоской стенки выражается формулой

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (40)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, $\text{вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$; δ — толщина стенки, м; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{вт/(м} \cdot \text{град)}$.

Иногда, пренебрегая термическим сопротивлением металлической стенки, при отсутствии загрязнения коэффициент теплопередачи выражают формулой

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Применяя для трубчатых поверхностей формулу (40), в практике расчетов часто относят коэффициент теплопередачи к наружной поверхности трубок. По наружной поверхности трубок подсчитывается и поверхность теплообмена аппарата.

В этом случае формулу (40) напишем в виде:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{2d_n}{d_n + d_w}}, \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (41)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубок или от внутренней поверхности трубок к теплоносителю (в зависимости от направления теплового потока), $вт/(м^2 \text{ град})$; d_n и d_v — наружный и внутренний диаметры трубок, $м$.

При наличии загрязнения поверхностей или многослойности стенок коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Здесь индексами 1, 2, ..., n обозначены порядковые номера слоев металла или загрязнений. Слагаемые, стоящие в знаменателе уравнения, носят названия термических сопротивлений. Переписав это уравнение в виде:

$$1/k = 1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + \delta_n/\lambda_n + 1/\alpha_2,$$

можно заменить его уравнением

$$R_0 = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n + R_{n+1}, \text{ м}^2 \cdot \text{град/вт},$$

т. е. общее сопротивление равно сумме частных сопротивлений.

Здесь $R_0 = 1/k$ — общее термическое сопротивление; $R_1 = 1/\alpha_1$ и $R_{n+1} = 1/\alpha_2$ — частные термические сопротивления теплоотдачи от теплоносителя или к теплоносителю; $R_2 = \delta_1/\lambda_1$; $R_3 = \delta_2/\lambda_2$; ...; $R_n = \delta_n/\lambda_n$ — частные термические сопротивления материала стенки трубки и загрязнения.

При отсутствии загрязнений для однослойной стенки $R_0 = R_1 + R_{ст} + R_2$, где $R_1 = 1/\alpha_1$; $R_{ст} = \delta_{ст}/\lambda_{ст}$; $R_2 = 1/\alpha_2$ — частные термические сопротивления.

На основании уравнения теплопередачи (6) можно написать: $R_0 = 1/k = \Delta t_{ср}/Q/F$; так как Q/F представляет собой удельную тепловую нагрузку, то при $Q/F = 1$, $R_0 = \Delta t_{ср}$.

Таким образом, общее термическое сопротивление по своему физическому смыслу представляет разность температур, соответствующую удельной единичной тепловой нагрузке. Понятие о термическом сопротивлении введено для лучшего представления процесса теплопередачи через многослойную стенку и удобства оперирования величинами сопротивления при сложных тепловых расчетах. Если известны предполагаемые толщины слоев загрязнений (отложений) и их коэффициенты теплопроводности, то термические сопротивления определяются расчетом.

При расчетах можно принимать следующие ориентировочные численные значения термических сопротивлений ($м^2 \cdot \text{град/вт}$) в зависимости от рода теплоносителя:

Вода водопроводная	0,0009—0,00018
» речная загрязненная	0,0053—0,00071
	(при скорости меньше 0,9 м/сек)

	0,00035—0,00053
	(при скорости больше 0,9 м/сек)
Вода речная чистая	0,00035—0,00053
	(при скорости меньше 0,9 м/сек)
	0,00018—0,00035
	(при скорости больше 0,9 м/сек)
Дистиллят, бидистиллят	0,00009—0,0001
Воздух	0,00035
Пар водяной чистый	0,0001
» » загрязненный	0,00018—0,0002

Коэффициенты теплопроводности наиболее часто встречающихся в аппаратостроении металлов, сплавов и отложений на стенках труб приведены в табл. 8. Большим термическим сопротивлением обладают загрязнения — различные осадки, накипь, масляные и жировые пленки на поверхности теплообмена, имеющие низкие коэффициенты теплопроводности. Для вязких жидкостей характерными загрязнениями на поверхностях теплообменных аппаратов являются отложения солей и механических взвесей с водной стороны и грязевые (парафинистые и коксовые) с топливной.

Таблица 8

Коэффициенты теплопроводности металлов, сплавов и отложений на стенках труб

Наименование материала	Коэффициент теплопроводности λ , $вт/(м \cdot \text{град})$	Наименование материала	Коэффициент теплопроводности λ , $вт/(м \cdot \text{град})$
Сталь углеродистая	46,5—58	Никель	58
» легированная	17—35	Цинк	110,5
Чугун	62,8	Свинец	35
Латунь	87—116	Масло	0,116
Медь	149—195	Соль поваренная	2,9
Бронза	35—46,5	Органические отложения и котельная накипь	1,2—2,4
Мельхиор	29		
Алюминий	204		

Термическое сопротивление отложений полости вязкой жидкости растёт: а) при увеличении толщины отложений; б) при увеличении содержания в мазутах взвешенных частиц и парафинистых соединений; в) при увеличении удельного веса вязкой жидкости; г) при уменьшении скорости движения жидкости.

С течением времени толщина отложений в аппарате увеличивается, особенно при малых скоростях вязкой жидкости и наличии в конструкции аппарата застойных мест («мешков»), а, также

большого числа поворотов. На образование отложений влияет и температура поверхности. При низкой температуре стенки, особенно при охлаждении вязких жидкостей (например, в охладителях масла), жидкостная пленка у стенки трубки имеет более низкую температуру и соответственно большую вязкость. Тем самым процесс теплопередачи несколько ухудшается.

При высокой температуре стенки (подогреватели топлива) на стенке трубки происходит образование кокса (коксование). Однако если сравнить влияния скорости вязкой жидкости и температуры стенки на теплопередачу, то преобладающее влияние имеет скорость.

При большой скорости (для вязкой жидкости 1,2 м/сек и выше) свободные отложения смываются, в застойных местах образуются завихрения, препятствующие в какой-то мере образованию отложений, толщина пленки на поверхности трубок уменьшается. Тем самым общее термическое сопротивление принимает более низкие значения, а возможность образования отложений несколько уменьшается.

С течением времени отложения на поверхности теплообмена увеличиваются, особенно, когда аппарат работает с частыми перерывами, и коэффициент теплопередачи понижается. В связи с этим необходимо проводить периодическую чистку аппарата.

При проектировании нового аппарата обязательно нужно предусмотреть возможность загрязнения аппарата и выбрать соответствующий запас. Учет загрязнения поверхности при расчете производится путем введения так называемого коэффициента загрязнения (η_3), на который и умножается коэффициент теплопередачи, полученный для чистых трубок.

В теплообменных аппаратах для вязких жидкостей коэффициент колеблется в довольно широких пределах и зависит от конструкции аппарата, рода вязкой жидкости, температурного режима и многих других факторов.

Ориентировочные значения коэффициента $\eta_3 = 0,65 \div 0,85$.

Большое влияние на величину коэффициента теплопередачи имеет относительное значение коэффициентов теплоотдачи. Величина коэффициента теплопередачи в основном обуславливается значением наименьшего из коэффициентов теплоотдачи, при этом всегда $k < \alpha_{\min}$ как бы велико ни было значение другого коэффициента теплоотдачи. Поэтому для интенсификации теплопередачи аппарата необходимо обращать внимание на величину α_{\min} и принимать меры к его увеличению. В случае, если один из коэффициентов теплоотдачи очень резко отличается от другого, т. е. $\alpha_{\min} \ll \alpha_2$, то коэффициент теплопередачи практически равен значению α_{\min} .

При одинаковом значении коэффициентов теплоотдачи ($\alpha_1 \approx \alpha_2$) для повышения эффективности передачи тепла необходимо принимать меры к увеличению коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон стенки.

8. Средняя логарифмическая разность температур рабочих сред

Величина температурного напора, усредненная по поверхности, или, как часто называют, средняя логарифмическая разность температур для различных относительно друг друга движений теплоносителей, разделенных между собой стенкой, определяется по известным формулам. Для случая прямого и противотока можно подсчитать среднюю логарифмическую разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \text{ град}, \quad (42)$$

где $\Delta t_6 - \Delta t_m$ — представляет собой разность температур между двумя теплоносителями в начале Δt_6 и в конце Δt_m поверхности теплообмена (рис. 16); при этом Δt_6 — большая разность температур, Δt_m — меньшая разность температур.

Если начальные и конечные температуры обоих теплоносителей одинаковы, то в случае противотока средняя логарифмическая разность температур будет больше, чем при прямом токе. В случае противотока создается возможность достижения наибольшего понижения температуры охлаждаемого теплоносителя, поэтому наиболее экономичным движением теплоносителей является противоточное.

Формула (42) справедлива для противотока и для прямого тока, при этом безразлично, что принимать за начало поверхности.

При отношении разностей $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 2$ вместо средней логарифмической разности температур для расчетов можно применять среднюю арифметическую разность:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_1 - t_2) + (t'_1 - t'_2)}{2}, \text{ град.}$$

При этом погрешность не будет превышать 4%.

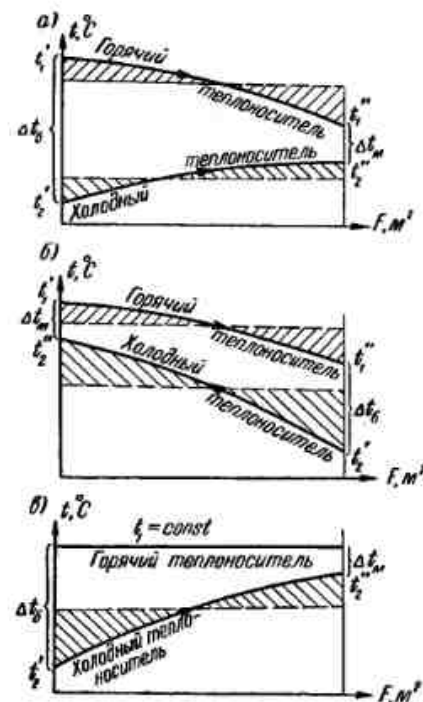


Рис. 16. Изменение температур теплоносителей: а — при прямом токе; б — при противотоке; в — при изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей

При отношении $\Delta t_6/\Delta t_m > 2$ ошибка может быть значительной; в этом случае необходимо применять формулу (42). В аппаратах смешанного и перекрестного тока может быть самое разнообразное распределение температур по поверхности в связи с различными направлениями движений теплоносителей.

Если движение теплоносителей перекрестное или смешанное, то усреднение температурного напора по всей поверхности нагрева весьма сложно с точки зрения математического подсчета. Поэтому в сложных случаях движения теплоносителей средняя логарифмическая разность температур подсчитывается по зонам для нескольких частей поверхности нагрева раздельно. Так поступают при определении средней логарифмической разности температур в теплообменных аппаратах, в которых, например, нагревающей средой является пар. В них отдельно определяется средняя логарифмическая разность температур для паровой части и отдельно для конденсатной части теплообменных аппаратов (в случае, когда часть поверхности залита конденсатом).

В качестве примера можно сослаться на конденсаторы различного назначения, где паровая и конденсатная части просчитываются раздельно.

Часто по зональному разделению поверхности нагрева весьма затруднительно или даже невозможно. В этих случаях рекомендуется определять среднюю разность температур по уравнению (42), но вводить уточнения, пользуясь специальными графиками. По этим графикам определяется поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ в зависимости от вспомогательных величин P и R и характера относительного направления рабочих сред.

Умножением величины средней разности температур, полученной по уравнению (42), на поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ получаем значение расчетной величины средней логарифмической разности температур $\Delta t_{\text{ср. р}} = \epsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср}}$.

Вспомогательная величина $P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}$ представляет собой отношение степени нагрева холодного теплоносителя к максимально возможному перепаду температур в данном аппарате.

Вспомогательная величина $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$ представляет собой отношение

степени охлаждения горячего теплоносителя к степени нагрева холодного теплоносителя. Величина R может быть и больше и меньше единицы (в зависимости от соотношения водяных эквивалентов теплоносителей), величина P всегда меньше единицы. Графики для определения поправочного коэффициента приведены в приложении.

Для маслоохлаждателей с сегментными перегородками в практике расчетов применяется с достаточной степенью точности следующая формула для смешанного и перекрестного тока:

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_2) - \left(t_2 - \frac{t_1' + t_2'}{2} \right)}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_2}{t_2 - \frac{t_1' + t_2'}{2}}}, \text{ град.} \quad (43)$$

Определение средней логарифмической разности температур в значительной мере упрощается, если температура одного из теплоносителей остается постоянной.

Такая картина наблюдается в случаях конденсации пара (паровые подогреватели). При этом направление движения сред не учитывается.

График изменения температур для парожидкостных подогревателей показан на рис. 16, в. Температура конденсирующегося пара остается постоянной, а температура жидкости повышается, при этом большая разность температур теплоносителей бывает при входе в подогреватель, меньшая — при выходе из подогревателя. Соответствующие обозначения температур видны на графике.

При периодическом теплообмене наблюдается изменение температуры одного из теплоносителей не только во времени, но и по поверхности теплообмена. В этих случаях средний температурный напор определяется:

при периодическом охлаждении

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1' - t_1''}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}} \cdot \frac{A - 1}{2,3A \lg A}, \text{ град,}$$

где $A = \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}$; t_1' и t_1'' — начальная и конечная температуры охлаждаемого теплоносителя, град; t_2' и t_2'' — начальная и конечная температуры охлаждающего теплоносителя, град; при периодическом нагревании

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' - t_2'}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}} \cdot \frac{A_1 - 1}{2,3A_1 \lg A_1}, \text{ град,}$$

где $A = \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}$; t_1' и t_1'' — начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, град; t_2' и t_2'' — начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, град.

9. Расчет температуры стенки

В ряде расчетов для подсчета величины коэффициентов теплоотдачи, расчета тепловой изоляции, компенсирующей способности теплообменного аппарата, необходимо определить температуру стенки поверхности теплообмена, корпуса или изоляции.

Приближенно среднюю температуру стенки, разделяющей две теплообменивающиеся рабочие среды (теплоносители), можно определить по формуле $t_{ст}^{cp} = 0,5 \left(\frac{t'_1 + t''_1}{2} + \frac{t'_2 + t''_2}{2} \right)$, где t'_1 и t''_1 — начальная и конечная температуры одной рабочей среды; t'_2 и t''_2 — то же, другой рабочей среды.

Средняя температура поверхности стенки может быть приближенно определена: $t_{ст}^{cp} \approx 0,5(t_{cp} + t_{ст}^{cp})$, где t_{cp} — средняя температура рабочей среды.

Для более точных расчетов температуру поверхности стенки определяют по формулам: для внутренней поверхности стенки $t_{ст1} = \frac{\alpha_1 t_1 + A t_2}{\alpha_1 + A}$; для наружной поверхности стенки $t_{ст2} = \frac{t_1 + \alpha_2 B t_2}{1 + \alpha_2 B}$, где A и B — величины, определяемые по формулам:

$$A = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad B = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda};$$

t_1 и t_2 — температуры рабочих сред с внутренней и наружной стороны стенки, град; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно по нумерации с внутренней и наружной сторон стенки, $вт/(м^2 \cdot град)$; δ — толщина стенки, м; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, $вт/(м \cdot град)$.

Иногда требуется знать температуру поверхности стенки, состоящей из двух слоев.

Тогда температуры поверхностей двухслойной стенки могут быть определены:

наружной поверхности первого слоя стенки

$$t_{ст1} = \frac{\left(\alpha_1 C + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} D \right) t_1 + D t_2}{\alpha_1 C + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} D + D};$$

наружной поверхности второго слоя стенки

$$t_{ст2} = \frac{\alpha_1 D t_1 + (\alpha_2 D + \alpha_1 \alpha_2 C) t_2}{(\alpha_1 + \alpha_2) D + \alpha_1 \alpha_2 C};$$

на границе между слоями стенок

$$t'_{ст} = t_{ст1} - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = t_{ст2} + q \frac{\delta_2}{\lambda_2},$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи наружных поверхностей первого и второго слоев стенок, $вт/(м^2 \cdot град)$; t_1 и t_2 — температуры рабочих сред со стороны наружных поверхностей первого и второго слоев стенки, град; λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности материала первого и второго слоев стенки, $вт/(м \cdot град)$; δ_1 и δ_2 — толщина первого и второго слоев стенки, м; C и D — величины, определяемые по формулам: $C = \frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2}$, $D = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\delta_1 \delta_2}$; q — количество тепла, передаваемого $1 м^2$ поверхности, $вт/м^2$.

Средняя температура граничного слоя рабочей среды определяется по формуле

$$t_{тр} = 0,5(t_{cp} + t_{ст}), \text{ град},$$

где t_{cp} — средняя температура рабочей среды, град; $t_{ст}$ — температура стенки, град.

10. Основные положения гидродинамического расчета

На перемещение рабочей среды (теплоносителя) через аппарат необходимо затратить определенную мощность.

Мощность на валу насоса определяется по формуле $N = \frac{G \Delta P}{1000 \rho \eta}$ кВт, здесь G — расход теплоносителя, кг/сек; ΔP — гидравлическое сопротивление аппарата, н/м²; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; η — к. п. д. насоса.

Гидродинамический расчет теплообменного аппарата сводится к определению потерь давления по тракту каждого теплоносителя на пути от входа теплоносителя в аппарат до выхода из него. Полное падение давления по каждому тракту теплоносителя складывается из отдельных потерь в элементах аппарата. Падение давления происходит из-за преодоления потоком теплоносителя различных сопротивлений по пути движения в аппарате. Сумма всех частных сопротивлений определит полное гидравлическое сопротивление аппарата.

Для удобства расчета условно подразделяют сопротивления на сопротивление трения при проходе жидкости по тракту аппарата и местные сопротивления, обуславливающиеся наличием в аппарате местных препятствий, изменяющих направление, форму или скорость потока жидкости (повороты потока, огибание перегородок, изменение сечения для прохода и др.).

В общем виде полное гидравлическое сопротивление подсчитывается по формуле

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.} \quad (44)$$

где $\Delta P_{тр}$ — сопротивление трения; $\Delta P_{м.с.}$ — местные сопротивления.

Сопротивление трения ($\Delta P_{тр}$) обусловлено главным образом вязкостью жидкости, вследствие чего внутри жидкости и между жидкостью и стенкой возникают силы трения, на преодоление

Значения коэффициента трения λ для турбулентного режима по уравнению (47)

$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ
3	0,0428	10	0,0316	17	0,0278	24	0,0254	31	0,0240
4	0,0398	11	0,0310	18	0,0274	25	0,0252	32	0,0238
5	0,0377	12	0,0304	19	0,0270	26	0,0250	33	0,0235
6	0,036	13	0,0297	20	0,0267	27	0,0248	34	0,0233
7	0,0346	14	0,0292	21	0,0264	28	0,0246	35	0,0231
8	0,0335	15	0,0287	22	0,0261	29	0,0245	36	0,0230
9	0,0325	16	0,0282	23	0,0258	30	0,0244	37	0,0228

которых необходимо затратить соответствующую мощность. Сопротивление трения также зависит и от гидродинамических условий движения жидкости. В первом приближении можно считать, что при ламинарном движении жидкости сопротивление трения пропорционально скорости движения, а при турбулентном движении квадрату скорости.

В практических расчетах сопротивление трения при движении жидкости в канале определяется по известной из курса гидравлики формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_0} \frac{\omega^2 \rho}{2}, \text{ н/м}^2, \quad (45)$$

здесь L — полная длина пути жидкости в аппарате, м; d_0 — эквивалентный диаметр, м; ω — средняя скорость движения жидкости в канале, м/сек; ρ — плотность жидкости при средней температуре потока, кг/м³; λ — коэффициент сопротивления трения, зависящий от режима движения жидкости.

При ламинарном режиме ($Re \leq 2200$) коэффициент сопротивления трения не зависит от шероховатости стенок канала и определяется в соответствии с законом Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (46)$$

При турбулентном режиме ($2200 \leq Re$) на коэффициент сопротивления трения влияет шероховатость стенок канала и поэтому его определяют по эмпирическим зависимостям. Из наиболее распространенных можно рекомендовать к использованию [11] следующую формулу:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (47)$$

Значения коэффициентов трения для ламинарного и турбулентного режимов движения невязких жидкостей, подсчитанных по формулам (46) и (47), приведены в табл. 9 и 10.

Таблица 9

Значения коэффициента трения λ для ламинарного движения по уравнению (46)

Re	λ	Re	λ	Re	λ	Re	λ
850	0,0753	1200	0,0532	1550	0,0414	1900	0,0336
900	0,071	1250	0,0512	1600	0,040	1950	0,0328
950	0,0674	1300	0,0492	1650	0,0388	2000	0,0320
1000	0,064	1350	0,0474	1700	0,0376	2050	0,0312
1050	0,061	1400	0,0456	1750	0,0366	2100	0,0305
1100	0,0582	1450	0,0441	1800	0,0356	2150	0,0297
1150	0,0556	1500	0,0426	1850	0,0346	2200	0,0291

Необходимо отметить, что для вязких жидкостей эти зависимости применять не следует. Как показали опыты Государственного исследовательского нефтяного института (ГИНИ), расчеты сопротивлений вязких жидкостей следует производить на основании опытных данных движения конкретной жидкости.

Для значений $Re = 4000 \div 100\,000$ институт рекомендует эмпирическую зависимость: $\lambda = A + 1,7/Re^{0,5}$, при этом A в зависимости от жидкости колеблется в пределах 0,0111—0,0175.

В практических расчетах определение коэффициента сопротивления трения для вязких жидкостей [11] производится по следующему уравнению:

$$\lambda = 0,02 + \frac{1,7}{Re^{0,5}}, \quad (48)$$

т. е. по эмпирической зависимости, рекомендованной институтом, но с некоторым округлением в большую сторону. Значения коэффициентов сопротивления трения для вязких жидкостей приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значения коэффициента трения λ для вязких жидкостей по уравнению (48)

Re	λ	Re	λ	Re	λ	Re	λ	Re	λ
100	0,190	550	0,0926	1000	0,0737	1450	0,0646	1900	0,059
150	0,159	600	0,0894	1050	0,0725	1500	0,064	1950	0,0585
200	0,140	650	0,0866	1100	0,0714	1550	0,0632	2000	0,058
250	0,127	700	0,0842	1150	0,0701	1600	0,0625	2050	0,0575
300	0,118	750	0,082	1200	0,0691	1650	0,0618	2100	0,0571
350	0,111	800	0,0802	1250	0,068	1700	0,0612	2150	0,0567
400	0,105	850	0,0783	1300	0,0672	1750	0,0606	2200	0,0562
450	0,100	900	0,0766	1350	0,0664	1800	0,0600	2250	0,0558
500	0,096	950	0,075	1400	0,0655	1850	0,0596	2300	0,0554

Местные сопротивления ($\Delta P_{м.с}$) являются суммой отдельных сопротивлений, создающихся при проходе жидкости (рабочей среды) в аппарате из-за наличия сужений и расширения потока, поворотов, при поперечном омывании трубного пучка, на входе и выходе через патрубки и т. д.

Местные сопротивления определяются как арифметическая сумма всех сопротивлений, т. е. $\Delta P_{м.с} = \sum \Delta P_{м.с}$.

Учесть все местные сопротивления очень трудно, так как картина гидродинамических явлений весьма сложна и приходится ограничиваться приближенной оценкой, для чего каждое местное сопротивление рассматривается изолированно друг от друга, а затем они суммируются. Для наиболее характерных и часто встречающихся случаев изучены явления и закономерности потери давления из-за местных причин, и результаты представлены в виде опытных коэффициентов сопротивлений.

В инженерных расчетах местные сопротивления определяются по формуле

$$\Delta P_{м.с} = \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \text{ н/м}^2, \quad (49)$$

где ξ — опытный коэффициент местного сопротивления; w — средняя скорость движения рабочей среды в трубках или междутрубном пространстве, м/сек; ρ — плотность рабочей среды, кг/м³.

Значения коэффициентов местных сопротивлений, встречающихся чаще всего в аппаратах теплообмена, приведены в табл. 12.

Таблица 12

Значения коэффициентов местных сопротивлений в теплообменных аппаратах

Характер местных сопротивлений	ξ
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° между ходами или секциями	2,5
» » 180° через колено в секционных аппаратах	2,0
» » 180° около перегородки в междутрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в междутрубное пространство	1,5
» » трубное пространство и выход из него	1,0
Выход из междутрубного пространства	1,0
Круглые змеевики (n — число витков)	0,5n
Поперечное омывание трубок в междутрубном пространстве (m — число рядов трубок, омываемых поперечным потоком)	$\frac{3m}{Re^{0,2}}$

При проектировании аппаратов совместно с системой трубопроводов нужно обратиться к специальной литературе по гидравлическим сопротивлениям для выбора необходимых опытных коэффици-

циентов местных сопротивлений, при этом необходимо учесть, что величины коэффициентов определены по скорости рабочей среды за местным препятствием

Таким образом, полное гидравлическое сопротивление аппарата

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \frac{w^2 \rho}{2}, \text{ н/м}^2. \quad (50)$$

Полное гидравлическое сопротивление аппарата дает возможность определить мощность, необходимую для перемещения рабочей среды через аппарат и соответственно этому выбрать необходимый насос.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В АППАРАТОСТРОЕНИИ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

11. Основные требования к конструкционным материалам, применяемым в аппаратостроении

В зависимости от назначения теплообменного аппарата, условий его эксплуатации, применяемых рабочих сред (теплоносителей) и их давлений и ряда других факторов необходимо при проектировании и изготовлении аппарата правильно выбрать материал. Основные требования, которым должен отвечать выбранный материал, сводятся к следующему: 1) обеспечение надлежащей и длительной прочности при рабочих нагрузках с учетом воздействия высоких температур и давлений теплоносителей; 2) технологичность материала — материал должен допускать обработку механическими способами — резанием, штамповкой (или обладать хорошими литейными свойствами), свариваемостью; 3) обеспечение коррозионной стойкости при использовании в аппарате агрессивных сред.

Дефицитные материалы должны применяться в целях экономии только в строго обоснованных случаях при невозможности их замены другими материалами менее дефицитными. В отдельных случаях необходимо допустить некоторое усложнение технологии изготовления, но заложить в конструкцию менее дефицитные материалы (без снижения надежности изделия). Так, например, применение двухслойных сталей (плакированных цветным металлом) несколько усложняет технологию изготовления деталей, но приводит к большой экономии цветных металлов и сплавов, соответственно снижается стоимость аппарата при сохранении надежности его работы.

Как правило, цветные металлы и сплавы применяются в аппаратах, у которых один из теплоносителей является агрессивной средой. В отдельных случаях можно рекомендовать для некоторых

Таблица 13

Физические свойства некоторых металлов и сплавов
(составлена выборочным порядком)

Наименование	Марка	Плотность $\rho \cdot 10^{-3}$, кг/л	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$, град	Коэффициент температуропроводности $\lambda \cdot 10^{-2}$, кал/(м·град)
Чугуны серые	СЧ 00, СЧ 12—28 СЧ 15—32, СЧ 18—36	7,0—7,3	10,5	4,18
Стали углеродистые обыкновенного качества и качественные конструкционные	Ст. 3, Ст. 5	7,85	11,0	5,0
	10		11,6	5,7
	20		11,6	5,06
	30, 35		11,1	5,06
	40		11,3	5,06
20К	11,8	5,06		
Стали легированные конструкционные	30Х, 35Х	7,82	13,3	4,6
	35ХМА	7,82	12,3	4,05
	30ХГСА	7,85	11,0	3,76
	40ХН	7,82	11,8	4,40
Стали высоколегированные, коррозионно- и жаростойкие	1Х13	7,7	9,7	2,93
	2Х13	7,7	10,1	2,22
	1Х17Н2	7,7	9,8	2,51
	1Х21Н5Т	7,8	10,2	1,67
	0Х21Н5Т	7,8	9,6	1,67
	Х18Н10Т	7,9	16,6	1,63
	0Х18Н10Т	7,9	16,6	1,63
Х17Н13М2Т	7,9	15,7	1,59	
Медь	М3, М3	8,94	16,6	38,4
Латунь	Л62	8,43	20,6	10,9
	ЛС59—1	8,5	21,0	10,4
Бронза	Бр. АМц9—2	7,6	18,0	7,1
	Бр. АЖ9—4	7,5	18,0	5,8
Монель	НМЖМц28—2,5—1,5	8,84	14,0	2,5
Никель	НП2, НП3	8,9	13,3	5,9

деталей применен не дефицитных черных металлов с соответствующим нанесением на их поверхность защитных металлических или неметаллических (эмали, лака и пр.) покрытий.

При изготовлении деталей теплообменных аппаратов для вязких жидкостей применяются углеродистые и легированные стали, чугуны, цветные металлы и сплавы, сплавы на основе никеля и титана, неметаллические материалы. Для целей расчета в табл. 13 приведены физические свойства ряда металлов и сплавов.

12. Черные металлы

К черным металлам относятся чугуны, углеродистые и легированные стали. Рассмотрим основные свойства и характеристики черных металлов в части необходимой для их использования при проектировании и изготовлении узлов и деталей теплообменных аппаратов для вязких жидкостей.

Чугун

Чугуны подразделяются на белые и серые в зависимости от того, в какой форме в чугуне находится углерод. Если в чугуне весь углерод находится в связанном состоянии в виде цемента, то чугун называется белым или предельным. Белый чугун обладает повышенной твердостью и хрупкостью, в связи с чем применяется в основном для производства стали и получения ковкого чугуна, а как конструкционный материал применения не имеет.

В сером чугуне углерод находится в свободном состоянии в виде графита. Серый чугун как конструкционный материал применяется довольно широко, несмотря на то, что его низкая пластичность и малая ударная вязкость ограничивают его применение. Относительное удлинение серого чугуна составляет не более 0,1% и только при некоторых условиях, после термической обработки, иногда достигает 1—1,5%.

Высокие литейные свойства серого чугуна (легко заполняет форму, имеет незначительную усадку, хорошую плотность отливки) позволяют обрабатывать его резанием и применять для изготовления малонапряженных деталей неотвественного назначения, не подвергающихся ударным нагрузкам и работающим в основном на сжатие. Предел прочности чугуна при сжатии в несколько раз выше его прочности при растяжении и изгибе. Применение чугунного литья допускается при температуре стенки аппарата от -15 до $+250^\circ\text{C}$.

Серые литейные чугуны используются для отливки фасонных изделий, при этом, как правило, без последующей термической обработки. В аппаратостроении из серого чугуна отливают корпуса и крышки теплообменных аппаратов при условии эксплуатации этих аппаратов на статических нагрузках при небольших давлениях

рабочих сред. Марки и механические свойства серых литейных чугунов по ГОСТ 1412—54 приведены в табл. 14. В той же таблице приведены марки и механические характеристики так называемых модифицированных серых чугунов (СЧМ), получаемых путем добавки в жидкий серый чугун перед его разливкой специальных примесей, повышающих механическую прочность чугуна и его структуру.

Таблица 14

Марки и механические характеристики чугунов для отливок

Марка чугуна	Предел прочности, Мн/м ² (не менее)			Стрелка прогиба при растяжении между опорами, мм	
	$\sigma_{\text{в}}$ (при растяжении)	$\sigma_{\text{п}}$ (при изгибе)	$\sigma_{\text{сж}}$ (при сжатии)	600	300
СЧ 12—28	120	280	500	6	2
СЧ 15—32	150	320	600	7	2
СЧ 18—36	180	360	670	8	2
СЧ 21—40	210	400	750	8	2
СЧ 24—44	240	440	830	9	3
СЧ 28—48	280	480	900	9	3
СЧ 32—52	320	520	1000	9	3
СЧМ 28—48	280	480	900	9	3
СЧМ 32—52	320	520	1000	9	3
СЧМ 35—56	350	560	1100	9	3
СЧМ 38—60	380	600	1200	9	3

Необходимо отметить, что стойкость серых чугунов в пресной воде и в атмосфере влажного воздуха несколько выше, чем у мягкой углеродистой стали. При введении в состав чугуна легирующих

Таблица 15

Марки и механические характеристики ковкого чугуна

Марка чугуна	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, Мн/м ²	Удлинение δ , %	Твердость по Бринеллю*, кг/мм ²
	не менее		
КЧ 37—12	370	12	163
КЧ 35—10	350	10	163
КЧ 33—8	330	8	163
КЧ 30—6	300	6	163
КЧ 63—2	630	2	269
КЧ 60—3	600	3	269
КЧ 56—4	560	4	269
КЧ 50—4	500	4	241
КЧ 45—6	450	6	241

* Таблицы и шкала твердости по Бринеллю предусмотрены в кг/мм².

добавок антикоррозионная стойкость его возрастает. Разновидностью чугуна является и ковкий чугун (КЧ), обладающий улучшенной пластичностью по сравнению с серым литейным чугуном.

Прочностные характеристики некоторых марок ковкого чугуна показаны в табл. 15. Ковкий чугун может заменять фасонное стальное литье в неответственных малонагруженных деталях изделий.

Углеродистые и легированные стали

Углеродистые стали делятся на стали обыкновенного качества, качественные и высококачественные. Углеродистые стали обыкновенного качества поставляются по ГОСТ 380—60 и в соответствии с этим стандартом подразделяются на две группы — А и Б и одну подгруппу В. По группе А поставляются стали, для которых гарантируются механические свойства, по группе Б — стали с гарантированным химическим составом. Сталь подгруппы В поставляется с гарантированными механическими свойствами и дополнительными требованиями по химическому составу.

По группе А поставляются стали марок от Ст. 0 до Ст. 7; в аппаратостроении наиболее часто применяются стали марок Ст. 3, Ст. 4 и Ст. 5. Стали этих марок характеризуются относительно высокими прочностными данными, поддаются механической обработке и обработке давлением, свариваются. Применяются в виде сортового и фасонного проката, поковок и штамповок. По способу изготовления стали группы А могут быть мартеновскими и бессемеровскими, кипящими, спокойными или полуспокойными. Применение кипящих сталей для деталей теплообменных аппаратов из-за их низкого качества весьма ограничено (только для неответственных деталей, несущих небольшие нагрузки).

Механические свойства некоторых марок углеродистой горячекатаной стали обыкновенного качества, поставляемых по группе А ГОСТ 380—60, приведены в табл. 16.

Качественные конструкционные углеродистые горячекатаные стали (марок 10, 15, 20, 25, 35, 45) поставляются по ГОСТ 1050—60, который регламентирует их химический состав. Эти стали имеют ограничения по содержанию вредных примесей (серы и фосфора). По этому стандарту стали делятся на две группы по содержанию марганца: I — с нормальным и II — с повышенным содержанием марганца. Стали с повышенным содержанием марганца имеют несколько более высокие прочностные характеристики.

Механические свойства некоторых марок углеродистой качественной конструкционной горячекатаной сортовой стали группы I приведены в табл. 17.

В аппаратостроении ходовым сортаментом является листовой прокат (для корпусов, штампованных крышек и др.) и трубки, из которых образуется поверхность теплообмена у аппаратов кожухотрубчатого типа, патрубки и другие детали.

Механические свойства некоторых марок углеродистой горячекатаной стали обыкновенного качества, поставляемых по группе А (ГОСТ 380—60)

Марка стали	Предел прочности σ_B , Мн/м ²	Предел текучести σ_S , Мн/м ² (по разрядам толщины) *			Удлинение δ , %
		1	2	3	
Ст. 2сп, Ст. 2пс, Ст. 2кп	320—400	220	200	190	31
Ст. 3сп, Ст. 3пс	380—400 410—430	240	230	220	27 26
Ст. 3кп	440—470		220	210	25
Ст. 4сп Ст. 4пс Ст. 4кп	420—440 450—480 490—520	260	250	240	25 24 23
Ст. 5сп Ст. 5пс	500—530 540—570	280	270	260	21 20

* Разряды толщины проката, мм: 1—сортовая сталь до 40, фасонная до 15, листовая и широкополосная от 4 до 20; 2—сортовая сталь 41—100, фасонная 16—20, листовая и широкополосная 21—40; 3—сортовая сталь 101—250, фасонная св. 20, листовая и широкополосная 41—60.

Таблица 17

Механические свойства некоторых марок углеродистой качественной конструкционной горячекатаной сортовой стали группы I (ГОСТ 1050—60)

Марка стали	Предел прочности σ_B , Мн/м ²	Предел текучести σ_S , Мн/м ²	Удлинение δ , %	Сужение ψ , %	Ударная вязкость a_{II} , Мдж/м ²
10	340	210	31	55	—
15	380	230	27	55	—
20	420	250	25	55	—
25	460	280	23	50	0,9
30	500	300	21	50	0,8
35	540	320	20	45	0,7
40	580	340	19	45	0,6
45	610	360	16	40	—
50	640	380	14	40	—

В табл. 18 для справок приведены механические свойства листовой стали различных марок.

Механические свойства листовой стали
(в состоянии поставки)

Марка стали	Толщина листов, мм	ГОСТ	σ_B , Мн/м ²	σ_S , Мн/м ²	δ , %
			не менее		
Ст. 3	4—20	380—60	380	240	25
	22—40			230	
	45—60			220	
Ст. 5	4—20	380—60	500	280	19
	22—40			270	
	45—60			260	
10	1—3	914—56	300	—	29
	4—25	1577—53	340	—	32
20	4—60		420	—	28
20К	4—20	5520—62	410	250	26
	22—40			240	
	45—60			230	
OX13	1—3	5582—61	400	—	21
	4—25	7350—55	430	—	23
1X13	1—3	5582—61	400	—	21
	4—25	7350—55	470	—	

Продолжение

Марка стали	Толщина листов, мм	ГОСТ	$\sigma_{\text{н}}, \text{Мн/м}^2$	$\sigma_{\text{с}}, \text{Мн/м}^2$	$\delta, \%$
			не менее		
X18H10T	1—3	5582—61	540	—	40
	4—25	7350—55	550		38
OX18H10T	1—3	5582—61	520	—	40
X17	1—3	5582—61	500	—	18
	4—12	7350—55	450		
X28	1—3	5582—61	540	—	17
O9Г2С(М)	4—10	5520—62	500	350	22
	12—18		480	330	
	20—24		480	320	
	26—30		470	310	
	32—48		460	300	
	50—60		450	280	

В аппаратостроении часто применяется стальное литье. Его применяют для изготовления сложных по конфигурации деталей, выполнение которых путем штамповки, сварки иликовки технологически нерационально, затруднительно или экономически невыгодно. Стальное литье обыкновенного качества в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» рекомендуется к применению при давлениях до 5 Мн/м^2 и в диапазоне температур от -15 до $+400^\circ \text{C}$. Для стального литья повышенного и особого качества диапазон по температурам рекомендован от -40 до $+450^\circ \text{C}$ без ограничения

по давлениям. Фасонное стальное литье поставляется по ГОСТ 977—58. Механические свойства некоторых марок стали для отливок при толщине стенок литья до 100 мм приведены в табл. 19.

Таблица 19

Механические свойства некоторых марок стали для отливок при толщине стенок литья до 100 мм

Марка стали	Предел прочности $\sigma_{\text{в}}, \text{Мн/м}^2$	Предел текучести $\sigma_{\text{с}}, \text{Мн/м}^2$	Удлинение $\delta, \%$	Сужение $\psi, \%$	Ударная вязкость, $\sigma_{\text{н}}, \text{Мдж/м}^2$
15Л	400	200	24	35	0,5
20Л	420	220	22	35	0,5
25Л	450	240	19	30	0,4
30Л	480	260	17	30	0,35
40Л	530	300	14	25	0,3
50Л	580	340	11	20	0,25

В целях повышения прочности сталей и придания им таких специальных свойств, как коррозионная стойкость и жаропрочность, в состав стали вводятся легирующие элементы (Ni, Cr, Mo, Al и др.) — такая сталь носит название легированной. Легированные стали в зависимости от содержания легирующих элементов делятся на три основные группы: низколегированные, содержащие до 4—5% легирующих добавок; среднелегированные, содержащие до 10—12% легирующих добавок; высоколегированные, содержащие более 10—12% (до 50%) легирующих добавок. В зависимости от процентного содержания того или иного легирующего элемента в составе стали свойства последней резко меняются.

Относительно широкое применение в аппаратостроении имеет коррозионностойкая сталь, в том числе так называемая нержавеющая. Характерной чертой такой стали является наличие в ее составе хрома в количестве от 12% и выше, что обеспечивает ее высокую сопротивляемость коррозии в атмосфере, воде и ряде растворов солей и щелочей. При содержании хрома более 18% нержавеющая сталь противостоят коррозии и в морской воде.

В аппаратостроении нашли применение следующие конструкционные коррозионностойкие марки сталей.

Сталь марок X18H9T, X18H10T, OX18H10T (ГОСТ 5632—61) рекомендуется для изготовления трубных досок и трубок теплообменных аппаратов, патрубков, фланцев, приварышей и др. Эта сталь обладает высокой коррозионной стойкостью в атмосферных условиях, дистилляте, пресной воде. В морской воде она склонна к язвенной и щелевой коррозии, может использоваться только с протекторной защитой. При применении этих марок сталей необходимо проверять их на склонность к межкристаллитной коррозии.

Наиболее устойчива к межкристаллитной коррозии сталь марки ОХ18Н10Т.

Сталь марок 20Х, 35Х, 38ХА (ГОСТ 4543—61) рекомендуется для изготовления крепежных изделий различного назначения. Она обладает высокими прочностными свойствами, подвержена склонности к отпускной хрупкости (кроме стали марки 20Х).

Сталь марки Х18Н9ТЛ (ГОСТ 2176—57) рекомендуется для изготовления патрубков, фланцев, корпусов теплообменных аппаратов, арматуры для водопаропроводов и др. Эта сталь обладает коррозионной стойкостью в атмосферных условиях, пресной воде; к межкристаллитной коррозии не склонна. В морской воде она может использоваться только при наличии протекторной защиты. В условиях рассола и морской воды такая сталь склонна к язвенной и щелевой коррозии.

В последнее время все более широкое применение в аппаратостроении находит плакированная сталь. При использовании плакированной стали основной слой выбирается в зависимости от рабочих параметров теплоносителей. Плакированная сталь представляет собой прочное соединение технологическими способами двух (или более) неоднородных разных по своим свойствам металлов. Обычно основным слоем является углеродистая сталь, а плакирующий слой небольшой толщины из различных нержавеющей сталей. В биметаллических листах плакирующий слой выполняется из цветных или редких металлов или сплавов. Плакированная сталь является не просто заменителем, а новым конструкционным материалом, широкое применение которого позволит обеспечивать коррозионную стойкость, повышать прочность конструкций; при этом экономятся большое количество дефицитных материалов, содержащих никель, олово и другие остродефицитные и редкие металлы. Применение плакированных материалов позволяет уменьшать вес и габариты конструкций. Широкое развитие техники сварки обеспечивает возможность все большего применения этого материала.

Некоторые затруднения и ограничения в конструировании и разностороннем применении плакированного материала заключается в том, что металлургическими заводами еще не выпускается в массовом количестве плакированный профильный прокат, а листовой прокат изготавливается в недостаточном количестве.

По ГОСТ 10885—64 (сталь горячекатаная толстолистовая двухслойная коррозионностойкая) осуществляется поставка листов толщиной 4—160 мм, при этом толщина коррозионностойкого слоя от 1,0 до 1,5 мм (при общей толщине 4 и 5 мм) и от 6 до 20 мм (при общей толщине 120—160 мм). Основной слой предусматривается из стали марок 10, 15К, 20К, 12МХ и др., коррозионностойкий слой — из стали марок ОХ13, Х18Н9Т, ОХ18Н10Т, ОХ18Н12Т и др., длина и ширина двухслойных листов — по ГОСТ 5681—57.

Технологические и эксплуатационные качества плакированных цветными металлами и сплавами сталей изучены еще не в достаточной степени, однако сочетание высоких прочностных свойств

одного материала с хорошими пластическими свойствами другого позволяет надеяться на целесообразность применения их для деталей и конструкций, подвергающихся динамическим и знакопеременным нагрузкам при наличии агрессивных теплоносителей.

Технология и метод автоматической сварки двухслойной стали с автоматической подваркой облицовочного слоя освоены на отечественных предприятиях, изготавливающих нефтеаппаратуру.

13. Цветные металлы и сплавы

Цветные металлы и, главным образом, их сплавы имеют довольно широкое применение в аппаратостроении. В некоторых случаях они до сих пор являются незаменимыми по своим качествам — достаточной прочности и пластичности при хороших антикоррозионных свойствах. Однако цветные металлы и их сплавы являются остродефицитным материалом, и стоимость их значительно выше, чем черных. Наиболее дорогими из дефицитных цветных металлов являются последовательно по стоимости: олово, никель, затем — медь, магний, алюминий, цинк, свинец. Сплавы, в состав которых входят указанные металлы, по возможности заменяют черными и некоторыми неметаллическими синтетическими материалами, не являющимися дефицитными.

В аппаратостроении цветные металлы в чистом виде применяются в исключительных случаях, когда нет возможности по специфическим условиям заменить их сплавами или черными металлами. Например, чистая медь используется для изготовления корпусов аппаратов химико-технологического назначения, работающих в агрессивной среде, прокладок в уплотнениях высокого давления, отдельных трубопроводов и змеевиков специального назначения, некоторых деталей арматуры. Никель применяется для покрытия поверхности деталей с целью придания им при необходимости красивого внешнего вида и для предохранения от атмосферной коррозии. Чаще в аппаратостроении применяются сплавы.

В качестве справки в табл. 20 приведены некоторые цветные металлы и их сплавы, их механические характеристики в зависимости от состояния поставки и вида полуфабриката. Указанные данные могут быть использованы при расчете и проектировании теплообменных аппаратов для вязких жидкостей.

Необходимо отметить, что приведенные в этой таблице металлы и сплавы не охватывают все цветные материалы, нашедшие применение в аппаратостроении. Из не вошедших в табличный перечень материалов следует привести еще некоторые сплавы.

Для изготовления литых крышек теплообменных аппаратов часто применяются бронзы, не содержащие олова, марок Бр. АМц9-2л и Бр. АМц10-2 по ГОСТ 493—54. Термически необработанные бронзы этих марок имеют механические характеристики: Бр. АМц9-2л — предел прочности при растяжении $\sigma_{\text{н}} = 392 \text{ Мн/м}^2$, относительное удлинение $\delta = 20\%$; Бр. АМц10-2 — предел прочности

Механические характеристики некоторых цветных металлов и сплавов

Наименование металла или сплава	Марка	Вид полуфабриката и состояние поставки	Предел прочности		Гост				
			в МПа	не менее					
Металлы									
Алюминий	А7; А6; А0; А	Листы: мягкие толщиной до 0,5 мм свыше 0,5 до 0,9 мм свыше 0,9 мм катарованные толщиной до 4 мм свыше 4 мм горячекатаные толщиной свыше 5 мм	58,7	20	13722—68				
			58,7	25					
			58,7	28					
			147,1	4					
			127,5	5					
			68,7	15					
			Медь	М1; М2; М3		Листы: холоднокатаные мягкие и горячекатаные холоднокатаные твердые Ленты мягкие » твердые Прутки тянутые $d = 5 + 40$ мм; мягкие твердые Прутки прессованные $d = 14 + 120$ мм Прутки катаные $d = 35 + 100$ мм Ленты мягкие » твердые	196,2	30	495—50
							294,3	3	
							206	30	
							294,3	3	
Никель			196,2	38	1535—48				
			264,9	6					
			196,2	30					
			245,2	8					
			392,4	35	2170—49				
			539,6	2					
Продолжение табл. 20									
Наименование металла или сплава	Марка	Вид полуфабриката и состояние поставки	Предел прочности		Гост				
Цинк	Ц1; Ц2; Ц3	Листы	в МПа	не менее					
Латунь марганцовистожелезистая Латунь кремнистая Бронза оловянно-цинково-свинцово-никелевая Бронза оловянно-цинково-свинцовая Бронза алюминийсое-железистая	ЛМцЖ-55-3-1 ЛК80-3Л Бр. ОЦСН3-7-5-1 Бр. ОЦС5-5-5 Бр. АЖ9-4Л	Литье в землю » кокиль » землю » кокиль » землю » кокиль » землю » кокиль » землю » кокиль	441,4	15	1019—47				
			490,5	10					
			238,2	10					
			294,3	15					
			176,6	8					
			206	5					
			147,2	6					
			174,6	4					
			392,4	10					
			490,5	12					
Сплавы литейные									
Для обработки давлением									
Латунь марганцовистая	ЛМц58-2	Листы и полосы холоднокатаные: мягкие полутвердые твердые Прутки тянутые: $d = 5 + 12$ мм $d = 13 + 40$ мм	382,6	30	931—52				
			441,5	25					
			608,6	3					
			441,5	20	2060—60				
			412	20					

Наименование металла или сплава	Марка	Вид полуфабриката и состояние поставки	Прочность, МПа	Относительное удлинение, %	ГОСТ
Латунь свинцовистая	ЛС59-1	Листы: горячекатаные холоднокатаные мягкие твердые Прутки тянутые $d = 5 \div 40$ мм прессованные $d = 10 \div 160$ мм Трубы тянутые $d = 21 \div 195$ мм	—	25	931—52
			343,4	25	
Латунь оловянистая	ЛО62-1	Листы горячекатаные и полосы холоднокатаные твердые Прутки тянутые $d = 5 \div 40$ мм прессованные $d = 10 \div 160$ мм Трубы тянутые $d_H = 10 \div 38$ мм	343,4	25	2060—60
			441,5	5	
Латунь оловянистая	ЛО70-1	Листы горячекатаные и полосы холоднокатаные твердые Прутки тянутые $d = 5 \div 40$ мм прессованные $d = 10 \div 160$ мм Трубы тянутые $d_H = 10 \div 38$ мм	392,4	12	494—52
			363	18	
Латунь	Л68	Листы и полосы холоднокатаные: мягкие полутвердые твердые	294,3	38	494—52
			343,4	30	
Томпак Мельхиор Медно-никелево-железистый сплав	Л90 МНЖМц30-1-1 МНЖ5-1	Листы и полосы мягкие Трубы конденсаторные полутвердые Листы горячекатаные мягкие Трубы тянутые мягкие $d_H = 3 \div 258$	294,3	40	931—52
			343,4	25	
			255	38	2205—53
			490,5	10	10092—62
			245,3	30*	—
			255	30**	—

* По СТУЗ0-499-64.

** По МРТУ5. 962-3777-62.

при растяжении $\sigma_b = 490$ Мн/м², относительное удлинение $\delta = 12\%$. Крышки и другие детали (корпуса арматуры и др.), выполненные из бронз указанных марок, могут работать в среде морской и пресной воды, воздуха, жидкого топлива и пара при температуре до 250° С.

Для отливки деталей теплообменных аппаратов применяются литейные сплавы алюминия, регламентируемые ГОСТ 2685—63. Наибольшее значение среди этих сплавов имеют силумины (сплавы Al с Si) — марки АЛ2 и АЛ9 — и магналий (сплав Al с Mg) АЛ8.

Для отливки деталей сложной конфигурации применяют силумины, имеющие низкую температуру плавления и хорошую жидкотекучесть сплава, способствующих получению плотной и прочной отливки. Механические характеристики силумина: марки АЛ2 — временное сопротивление разрыву в зависимости от способа литья колеблется от 137 до 156,5 Мн/м², относительное удлинение от 1 до 4%; марки АЛ9 — временное сопротивление разрыву в зависимости от способа литья колеблется от 137 до 225 Мн/м², относительное удлинение от 1 до 4%.

Для отливок несложных по конфигурации деталей применяют магналий, так как этот сплав алюминия обладает низкими литейными свойствами, склонен к образованию рыхлости при остывании. В то же время магналий по сравнению с силумином характеризуется более высокими механическими свойствами, в связи с чем применяется для изготовления деталей, работающих в более тяжелых условиях, включая ударные нагрузки, а также более стоек против коррозии по сравнению с другими алюминиевыми литейными сплавами.

Механические характеристики магналия марки АЛ8 — временное сопротивление разрыву 284 Мн/м², относительное удлинение 8%.

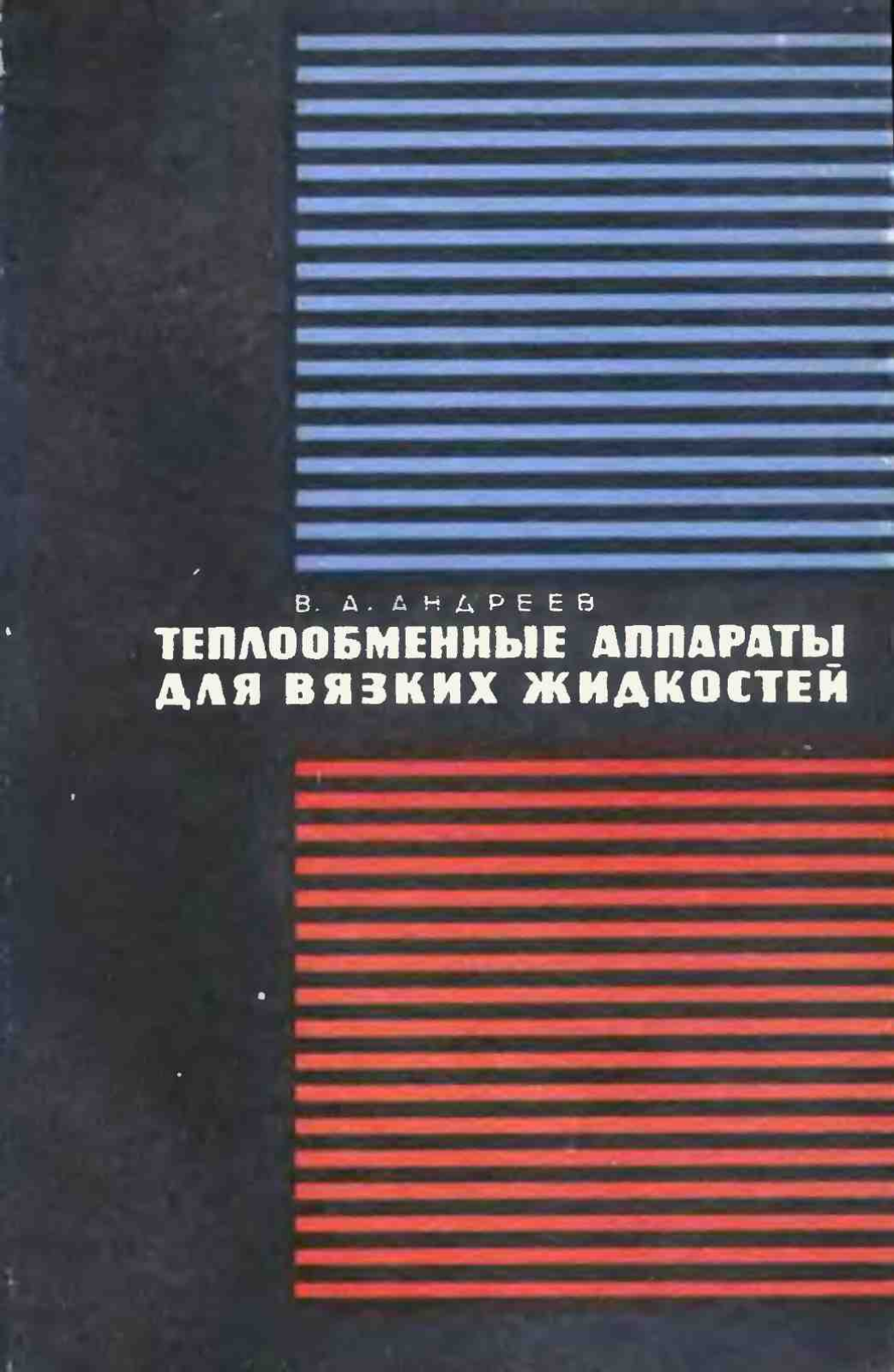
При изготовлении отдельных узлов и деталей используется также листовая алюминий — листы из алюминия и его сплавов, и их механические характеристики регламентируются ГОСТ 12592—67 «Листы конструкционные из алюминия и алюминиевых сплавов» и ГОСТ 13722—68 «Листы алюминиевые общего назначения».

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ

14. Общие требования к расчету аппаратов на прочность

Расчет теплообменных аппаратов на прочность выполняется после теплового и гидродинамического расчетов и определения основных конструктивных размеров аппарата (конструктивной проработки) — диаметра корпуса и трубных досок, длины трубок между



В. А. АНДРЕЕВ

**ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ
ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ**

трубными досками, диаметра патрубков и других размеров элементов аппарата. Кроме этого, необходимо уточнить характер нагрузок, действующих на аппарат и его узлы. Одновременно с проведением расчета на прочность уточняются и корректируются размеры аппарата, его узлов и отдельных деталей, проверяется правильность предварительно выбранных материалов, конструктивность и технологичность деталей и узлов аппарата.

Выбор материала для изготовления аппаратов производится в соответствии со спецификой их эксплуатации при непрерывном соблюдении Правил Госгортехнадзора по их применению. Конструкция и элементы аппаратов должны рассчитываться на наибольшее допустимое рабочее давление с учетом возможных температурных напряжений. При выборе материалов учитываются особенности технологии изготовления детали, агрессивность действия рабочей среды, температурный режим работы детали в эксплуатации.

Расчет узлов и деталей аппаратов, работающих при избыточных давлениях свыше $6,87 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$, следует вести в соответствии с «Нормами расчета элементов паровых котлов на прочность» [28] с учетом «Правил устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением». Для судовых теплообменных аппаратов расчеты прочности должны проводиться по правилам Регистра СССР.

За правильность выполнения конструкции аппарата, находящегося под избыточным давлением, расчет прочности его и выбор материала ответственность несет проектант аппарата, разработавший конструкцию и выполнивший расчеты.

Наиболее распространенной компоновкой поверхности теплообмена (и надо сказать чаще всего наиболее удобной и целесообразной) является размещение трубчатой поверхности в корпусе цилиндрической формы. Поэтому остановимся на расчете основных (соответствующих такой компоновке поверхности) узлов и деталей.

Допускаемые напряжения

В целях обеспечения нормальной работы деталей в условиях эксплуатации для материала, из которого выполняется деталь, введена величина допускаемого напряжения, зависящая от расчетной температуры и механических свойств материала.

Величина допускаемого напряжения определяется по формуле $\sigma_{\text{доп}} = \eta \sigma_{\text{доп}}^*$, Мн/м^2 , где η — поправочный коэффициент, учитывающий конструктивные и эксплуатационные особенности детали. Рекомендуемые значения поправочного коэффициента η применительно к отдельным деталям приведены в соответствующих расчетах; $\sigma_{\text{доп}}^*$ — номинальное допускаемое напряжение материала, Мн/м^2 .

Таблица 21

Номинальные допускаемые напряжения $\sigma_{\text{доп}}^*$ для сталей в зависимости от температуры стенки, Мн/м^2 [28]

Температура t_w стенки (расчетная), °С	Углеродистые и легированные марганцовистые стали								Теплостойкие легированные стали						
	10	Ст. 3	20 20К	25	16ГС (ЗН)	10Г2С1 (МК)	15ГС	16ГНМ	12МХ	15ХМ	12Х1МФ	15Х1М1Ф	12Х2МФБ (ННЗЛ)	12Х2МФР	X18H10T X18H12T X14H14B2M (3M 25T)
20	128	137,5	144,2	162	167	174	182	196,5	144,2	150	170	188	137,5	164	143,2
250	110	118	129,6	144	142,2	161	162	182	142,2	149,2	163	182,5	137,5	157	122,6
275	98	112	123,6	137,5	137,5	157	158	181	140,3	—	159	179,6	135,6	153	120
300	94	106	117	129,6	131,4	150	150	178,8	138,2	144,1	156	177	124,9	150	117,8
320	93,2	—	112	122,8	128	145,1	142,3	177,2	136,4	142,2	153	173	123	147,2	115,8
340	88,4	—	107	117	122,7	142,3	134,8	176,9	134,5	140,5	150	169	121,8	145	114
360	83,5	—	101	110	118	132,6	126,8	169	132,3	138,4	147,1	166	120	143	112
380	79,5	—	95,1	104	113	125,8	119	—	130,8	136,1	144,6	162	118,8	140	110
400	75,6	—	90,4	98	108	117,8	111	—	129,6	134,4	142,2	159	117,9	137,5	109,2
420	70,6	—	84,4	91,2	—	—	100	—	126,5	132,3	138,2	155	117	134,7	108
440	59	—	71,6	75,6	—	—	88,4	—	123,7	129,4	136,7	151,1	115	131,4	106
460	46,1	—	55	57,9	—	—	—	—	121	127,6	133,3	147	114	128,4	104
480	36,4	—	42,2	44,1	—	—	—	—	118,8	123,7	130,7	142,2	98,4	125,7	103
500	29,4	—	33,4	33,4	—	—	—	—	94,1	101	123,6	137,5	78,5	120	102,1

Для некоторых марок стали в табл. 21 приведены номинальные допускаемые напряжения в зависимости от расчетной температуры стенки. В тех случаях, когда используется сталь, по которой в табл. 21 отсутствуют данные по номинальному допускаемому напряжению, оно может быть определено как минимальное значение, вычисленное по трем следующим условиям:

$$\sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_b^t}{2,6}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_T^t}{1,5}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{д.п}}^t}{1,5},$$

здесь σ_b^t — временное сопротивление стали разрыву при расчетной температуре, Мн/м^2 ; σ_T^t — условный (при остаточной деформации 0,2%) предел текучести стали при растяжении при расчетной температуре, Мн/м^2 ; $\sigma_{\text{д.п}}^t$ — условный предел длительной прочности при растяжении (напряжение, вызывающее разрушение через 100 тыс. ч) и расчетной температуре, Мн/м^2 .

Проверка по пределу длительной прочности $\sigma_{\text{д.п}}^t$ производится в случаях, когда рабочая температура стенки превышает для углеродистых сталей 420°C , для низколегированных сталей 450°C .

Для стального литья величины номинального допускаемого напряжения принимаются равными 70% от величин, указанных в табл. 21 или вычисленных по вышеприведенным условиям.

Допускаемое напряжение для чугунных отливок можно принимать при растяжении и изгибе $19,6$ — $24,5 \text{ Мн/м}^2$ и при сжатии $58,8 \text{ Мн/м}^2$. При определении величин номинального допускаемого напряжения некоторых цветных металлов и сплавов можно пользоваться табл. 22.

Таблица 22

Номинальные допускаемые напряжения на растяжение $\sigma_{\text{доп}}^*$ для некоторых цветных металлов и сплавов в зависимости от температуры стенки, Мн/м^2

Расчетная температура стенки, $^\circ\text{C}$	Медь (отожженная и прокатанная)	Латунь Л68, Л62, ЛС59-1 (отожженная и прокатанная)	Алюминий (мягкий)
80	43,2	49	12,8
100	43,2	49	11,9
120	41,2	46,5	10,3
140	39,3	44,2	8,8
160	37,3	41,7	7,35
180	35,4	39,3	5,9
200	31,4	36,8	4,4
220	31,4	34,4	—

15. Расчет основных узлов и деталей аппаратов на прочность

После проведения теплового и гидродинамического расчетов и определения основных отправных размеров аппарата (компоновка поверхности, ее размеров и пр.) необходимо выполнить расчет на

прочность основных элементов аппарата для полного обеспечения надежности в работе и безопасности в эксплуатации. Одновременно с расчетом на прочность деталей и плотность соединений производится обычно уточнение размеров деталей, конструктивности и технологичности деталей и узлов.

Конструкция и элементы аппаратов должны рассчитываться на наибольшее допускаемое рабочее давление с учетом возможных температурных напряжений. При выборе материалов учитываются особенности технологии изготовления детали, агрессивность действия рабочей среды, температурный режим работы детали в эксплуатации.

Расчет плоских круглых фланцевых соединений для низких и средних давлений

Требования, обычно предъявляемые к фланцевым соединениям, сводятся к следующему: а) надежность работы соединения в условиях эксплуатации (обеспечение прочности и плотности); б) возможность быстрой разборки соединения и устранения неисправностей в соединении местными средствами; в) применение при большом числе соединений нормализованных деталей, удешевляющих конструкцию. Обеспечение этих требований и является основной задачей при выборе и работе фланцевого соединения.

Несмотря на широкое применение фланцевых соединений во всех отраслях машиностроительной практики, расчет их производится на основе целого ряда допущений, с применением коэффициентов, являющихся чисто эмпирическими величинами. При выборе фланцевого соединения необходимо учитывать: а) давление и температуру среды; б) характер и свойства среды; в) качество поверхности фланцев, соприкасающихся с прокладкой; г) свойство материала прокладки (прочность, эластичность, коэффициент трения); д) положение прокладки в соединении и ее геометрические размеры (толщина, ширина); е) воздействие на прокладку со стороны среды. В связи с различными условиями работы и требованиями к соединениям появились разнообразные конструкции фланцевых соединений.

В данной работе рассматриваются только наиболее часто встречающиеся круглые фланцевые соединения, применяемые для соединения трубопроводов и в теплообменных аппаратах. Они могут быть по своим конструкциям и назначению весьма условно подразделены на три типа.

Тип I (рис. 17, а) представляет собой соединение плоских фланцев при помощи болтов. Средний диаметр прокладки находится на окружности размещения болтов. Материалом прокладки может служить резина, паронит, картон, асбест, резина с тканевой прокладкой. Применяется данный тип фланцевого соединения в основном для низких давлений среды ($3 \cdot 10^5$ — $6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$).

Тип II фланцевого соединения (рис. 17, б и в) характерен тем, что во избежание выталкивания прокладки из соединения и нарушения плотности для прокладки предусмотрен «замок», образующийся выступом одного фланца и впадиной другого. В качестве прокладки применен паронит (рис. 17, б), медная отожженная проволока (рис. 17, в).

Для обеспечения плотности также применяется прокладка из отожженной меди в соединении типа III (рис. 17, г). Особенность этого соединения заключается в том, что прокладка укладывается в паз фланца и уплотняется специальным «зубом» второго фланца.

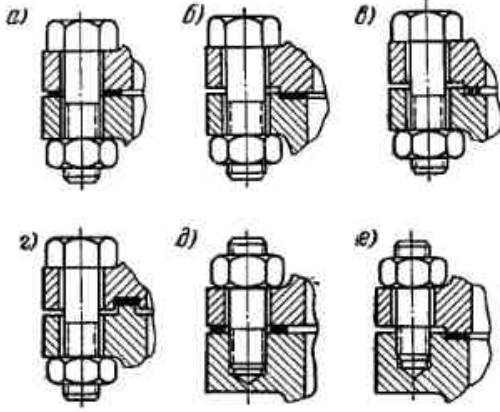


Рис. 17. Типы прочноплотных фланцевых соединений

Во фланцевых соединениях типов II и III прокладки располагаются внутри линии размещения болтов так, что фланцы под действием нагрузки испытывают изгиб. Это накладывает дополнительные требования по обеспечению достаточного запаса прочности фланцев. В некоторых особых случаях по условиям работы и размещения фланцевых соединений на объектах вместо уплотняющих болтов применяются шпильки (рис. 17, д, е).

Применение прокладок из того или другого уплотнительного материала, а также размеры прокладок лимитируются требованиями и особенностью работы фланцевого соединения. Наиболее употребительные прокладочные материалы и их применение показаны в табл. 23. Здесь же даны рекомендуемые величины минимальных удельных давлений на прокладку ($q_{мин}$), необходимые для обеспечения плотности соединения в зависимости от рода уплотнительного материала, и максимальные удельные давления ($q_{макс}$), вызывающие раздавливание прокладки. Расчетные удельные давления не должны превосходить по величине допускаемые во избежание порчи прокладки и нарушения плотности соединения.

В настоящее время в связи с улучшением качества прокладочных материалов, выпускаемых нашей промышленностью, максимально допустимые удельные давления на прокладки несколько повышаются.

В табл. 24 приведены ориентировочные ширина и толщина прокладок в зависимости от их диаметра, этими данными можно пользоваться при расчете фланцевых соединений.

Таблица 23

Характеристика прокладочных материалов

Материал прокладки	Рабочая среда	Рекомендуемые пределы применения		Удельное давление	ГОСТ или ТУ
		по давлению, Н/м^2	по температуре, $^{\circ}\text{C}$		
Резина сплошная (группа I, II и III)	Вода, рассол, воздух	До $3 \cdot 10^5$	До 40	5	ТУ МХП 233—Н
	Вода	$3 \cdot 10^5$ — $6 \cdot 10^5$	До 60	21	
	Рассол		До 18		
Резина с тканевыми прослойками	Конденсат	До $6 \cdot 10^5$	До 80	7	
	Нефть, бензин, мазут, масло		До 200		
Резина маслостойкая (группа VI, VII, VIIa, VIIб и VIII)	Воздух, азот	До $25 \cdot 10^5$	До 50	14	ГОСТ 6406—52
	Жидкое топливо (нефть, мазут), смазочное масло		До 90		
Картон прокладочный		До $6 \cdot 10^5$			

Материал прокладки	Рабочая среда	Рекомендуемые пределы применения		Удельное давление		ГОСТ или ТУ
		по давлениям, H/M^2	по температуре, $^{\circ}\text{C}$	$q_{\text{мин}} \cdot 10^{-6}$, H/M^2	$q_{\text{макс}} \cdot 10^{-6}$, H/M^2	
Картон прокладочный, пропитанный маслом	Конденсат	До $6 \cdot 10^5$	До 80	14	56	ГОСТ 6406—52
	Бензин, нефть, мазут, масло	До 10^6	До 40			
Картон асбестовый	Горячие газы, газовые смеси	До $3 \cdot 10^5$	До 500	15	130	ГОСТ 2850—58
	Керосин, бензин		До 180			
Паронит прокладочный	Вода	$6 \cdot 10^5$ — $5 \cdot 10^6$	До 450	15	130	ГОСТ 481—58
	Пар	До $5 \cdot 10^6$	До 450			
	Конденсат	До $64 \cdot 10^6$	До 250			
	Воздух, азот	До $5 \cdot 10^6$	До 120			

Продолжение табл. 23

Материал прокладки	Рабочая среда	Рекомендуемые пределы применения		Удельное давление		ГОСТ или ТУ
		по давлениям, H/M^2	по температуре, $^{\circ}\text{C}$	$q_{\text{мин}} \cdot 10^{-6}$, H/M^2	$q_{\text{макс}} \cdot 10^{-6}$, H/M^2	
Паронит прокладочный	Рассол	До 10^6	До 30	15	130	ГОСТ 481—58
	Бензин, нефть, мазут, масло	До $25 \cdot 10^6$	До 200			
	Газы, газовые смеси	До $35 \cdot 10^6$	До 425	30	130	
Медь отожженная марки М1	Пар	До $45 \cdot 10^6$	До 350	Предел прочности при растяжении		Марка материала по ГОСТ 859—41
	Жидкое топливо, масло	Свыше $5 \cdot 10^6$	До 200			
Медь отожженная марки М3	Пар	До $35 \cdot 10^6$	До 250			
Сталь марки 1Х18Н9Т » » Х13	Пар	До 10	До 510			
	Конденсат					

Ориентировочные размеры прокладок

Средний диаметр прокладки, мм	Размеры прокладок, мм			
	неметаллические		металлические	
	толщина	ширина	толщина	ширина
До 100	1—1,5	4—6	1—2	3—4
100—200	1—1,5	6—7	2—3	4—5
200—400	1,5—2	7—8	3—4	5—6
400—600	1,5—2,5	8—10	4—5	6—7
Свыше 600	2—3	12—20	5—6	8—12

Расчет типовых фланцевых соединений

Расчет типовых фланцевых соединений сводится к выбору типа фланцевого соединения, материала и размеров прокладок, после чего определяется нагрузка на болты, толщина фланцев и производится проверка работы соединения по обеспечению плотности. Расчет производится на наиболее тяжелые условия эксплуатации фланцевого соединения.

Определение расчетной нагрузки

Полное усилие, действующее на все болты фланцевого соединения, складывается из расчетного усилия от внутреннего давления среды и из усилия, необходимого для обеспечения плотности соединения при давлении рабочей среды: $Q = P + P_{упл}$, н, где $P = 0,785 D_{пр}^2 P_c$ — сила внутреннего давления среды на площадь, ограниченную средней линией прокладки, н; P_c — внутреннее давление среды, н/м²; $D_{пр}$ — средняя линия прокладки, м; $D_{пр} = 0,5(D_n + D_b)$, м; D_n — наружный диаметр прокладки, м; D_b — внутренний диаметр прокладки, м; $P_{упл} = qF_{пр}$ — сила, необходимая для обеспечения плотности соединения при давлении рабочей среды, н; $F_{пр} = 0,785(D_n^2 - D_b^2)$ — площадь прокладки м²; q — расчетное удельное давление на единицу площади прокладки, н/м², оно выбирается из условия:

$$q_{мин} \leq q \leq q_{макс} \quad (51)$$

Значения $q_{мин}$ и $q_{макс}$ для различных прокладок приведены в табл. 23.

Расчетная нагрузка не должна вызывать повреждение прокладки или превосходить ее прочность, поэтому следует соблюдать условие:

$$Q \leq q_{макс} F_{пр} \quad (52)$$

Расчетное усилие на болт (или шпильку) $P_b = Q/z_b$, н, где z_b — количество болтов (шпилек) во фланцевом соединении (принимается конструктивно или расчетом — см. расчет болтов на прочность).

Часто в практике расчетов расчетное усилие на болты определяется и следующим образом: $Q = KP = 0,785 KD_{пр}^2 P_c$, н, здесь K — коэффициент затяжки болтов, обеспечивающий плотность соединения сжатием прокладки; $K = 1,8 \div 2$ при температуре среды менее 300° С; $K = 2,0 \div 2,5$ при температуре среды более 300° С. Остальные обозначения приведены выше.

В этом случае также необходимо проверить величину удельного давления на прокладку согласно условиям (51) и (52).

Определение толщины фланцев

Основные размеры фланцев для наиболее распространенных давлений среды и условных проходов установлены для каждого типа фланцев в соответствующих стандартах. Однако определять толщину фланцев и проверять максимальные напряжения в опасных сечениях фланцев на практике приходится весьма часто. Для этой цели могут быть рекомендованы следующие зависимости.

Расчет плоских круглых фланцев и фланцев с конической втулкой из пластичных материалов в соответствии с рекомендациями РТМ 42—62 можно производить, исходя из следующих соотношений [22]:

а) расчетная толщина плоского круглого фланца из пластичных материалов определяется из формул:

$$h = 4,26 \sqrt[3]{\frac{1}{E^t} [P_b (D_b - D_n - S - d_b) - 1,6 D_b \sigma_s^t S^2 \eta]}, \text{ м}; \quad (53)$$

$$h = 1,19 \sqrt[3]{\frac{P_b (D_b - D_n - d_b) (D_n + D_b)}{E^t z^3 \eta \psi_D (D_n - D_b)}}, \text{ м}; \quad (54)$$

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_n - D_b}{D_b - D_b - S} \frac{D_n - D_b}{D_b}}} \sqrt{\frac{P_b}{\sigma_s^t \eta} - \frac{1,4 D_b S^2}{D_b - D_b - S - d_b}}, \text{ м}, \quad (55)$$

где E^t — модуль упругости материала фланца при соответствующей температуре; z — количество отверстий под болты (шпильки) в фланце; σ_s^t — предел текучести материала фланца при той же

температуре; P_6 — расчетная болтовая нагрузка; η — поправочный коэффициент; для подогревателей вязких жидкостей $\eta=0,9$; ψ_d — допустимый угол искривления фланца в кольцевом направлении в зависимости от типа прокладок, принимаемый для прокладок типа паронитовых $\psi_d=4 \cdot 10^{-4}$; для резиновых прокладок $\psi_d=3 \cdot 10^{-3}$, для металлических прокладок и беспрокладочных соединений $\psi_d=2 \cdot 10^{-4}$.

Остальные обозначения величин показаны на рис. 18. Эти формулы применимы в зависимости от условного прохода фланца D_y : при $D_y \geq 0,4$ м применяются формулы (53) и (54); при $D_y < 0,4$ м применяются формулы (54) и (55).

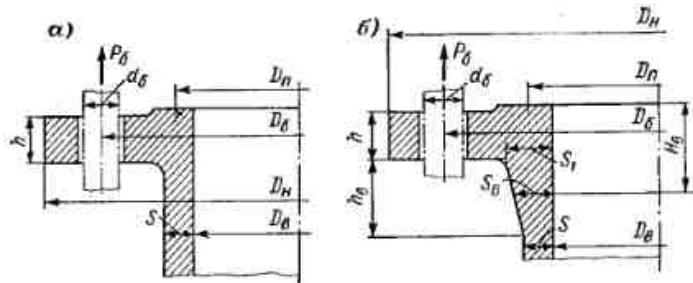


Рис. 18. Схема круглого фланца из пластичных материалов: а — плоского; б — с конической втулкой

Окончательно принимается большее значение расчетной толщины фланца:

б) расчетная толщина круглого фланца с конической втулкой из пластичных материалов определяется из формул:

$$h = 1,5 \sqrt{\frac{P_6 l_1 (D_n + D_6)}{E' z^2 \eta \psi_d (D_n - D_6)}}, \text{ м} \quad (56)$$

в случае, если $D_y \geq 0,4$ м;

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_n - D_6}{D_6 - D_n - S} \frac{D_n - D_6}{D_6}}} \sqrt{\frac{P_6}{\sigma_s^2 \eta} \frac{0,7 D_n K}{l_2}}, \text{ м} \quad (57)$$

в случае, если $D_y < 0,4$ м.

Во втором случае (при $D_y < 0,4$ м) расчетная толщина h проверяется по обеим формулам (56) и (57); в результате принимается большее значение.

Здесь обозначено: l_1 — плечо момента для прокладок (м), подсчитанное, исходя из следующих соотношений: $l_1=0,5 (D_6 - D_n - d_6)$ — для неметаллических прокладок; $l_1=0,5 (D_6 - D_n - b - d_6)$ — для металлических прокладок; $l_1=0,5 (D_6 - D_n)$ — для линзовых прокладок; b — ширина прокладки; l_2 — плечо момента для прокладок

(м), подсчитанное из соотношений: $l_2=0,5 (D_6 - D_n - S - d_6)$ — для плоских прокладок независимо от материала; $l_2=0,5 (D_6 - D_n)$ — для линзовых прокладок; $k=f(\gamma)$ — коэффициент приведения: $\gamma = \frac{2hb}{\sqrt{D_n(S_1 - S)}}$ при $\gamma \geq 1$ и $h \geq S_1 \rightarrow k=0,78 S_1^2$; при $\gamma < 1$ и $h \geq S_1 \rightarrow k=0,78 [(S_1^2 - S)\gamma + S^2]$.

Для фланцев $D_y \geq 0,4$ м расчетная толщина втулки S_b и ее длина H_b определяются по формулам:

$$S_b = 1,1 \sqrt{\frac{1}{D_6 \sigma_s^2 \eta} \left[P_6 l_2 - 2,65 \cdot 10^{-3} E' h^3 \left(\frac{D_n}{D_6} - 1 \right) \right]}, \text{ м};$$

$$H_b = 0,5 \left(20 D_n \frac{\sigma_s^2}{E'} + h \right), \text{ м}.$$

Если $H_b \leq h$, то конструкцию фланца можно выполнить без конической втулки.

У литых фланцев в любом случае следует предусматривать коническую втулку.

Высота конической втулки определяется: для кованных и приварных фланцев $h_b=2,5(S_1 - S)$, м; для литых фланцев $h_b=5(S_1 - S)$, м.

Для фланцев $D_y \geq 0,4$ м значения длины конической втулки могут быть выдержаны при условии: для кованных и приварных фланцев $2,5 \leq \frac{H_b - h}{S_1 - S_b}$ и для литых фланцев $5 \leq \frac{H_b - h}{S_1 - S_b}$.

При несоблюдении этих условий требуется соответственно увеличить длину тарелки фланца.

Для фланцев $D_y < 0,4$ м толщину втулки расчетом не определяют.

Быстроразъемное фланцевое соединение и его расчет

К числу круглых фланцевых соединений можно отнести и быстроразъемные фланцевые соединения, применяющиеся для соединения трубопроводов в системах, закрепления отстойников (грязеуловителей) на корпусах теплообменных аппаратов, для трубопроводов технологического назначения. Быстроразъемное фланцевое соединение (рис. 19) представляет собой два клинообразных фланца, соединяющихся при помощи разъемной муфты. Разъемная муфта соединяется болтами. Между фланцами помещается прокладка.

Если примем коэффициент трения между поверхностями фланцев и муфты $f=0,2$ (для трения стали по стали или стали по бронзе $f=0,15 \div 0,25$), то соответствующий угол трения составляет $\rho = \text{arctg} f = \text{arctg} 0,2 = 11^\circ 20'$ и $2\rho = 22^\circ 40'$. Угол конусности проточки фланцев и муфты примем конструктивно $\gamma = 20^\circ$ и $2\gamma = 40^\circ$.

Введем дополнительные обозначения: D — внутренний диаметр трубы (корпуса), м; D_1 — наружный диаметр трубы (корпуса), м; D_{II} — внутренний диаметр разъемной муфты, м; D_{III} — наружный диаметр разъемного фланца, м; D_0 — средний диаметр фланца по плоскости соприкосновения муфты с фланцем, м; δ_a — зазор между

фланцами и муфтой в зависимости от толщины прокладки принимается конструктивно 2—3 мм.

С достаточной степенью точности для практических расчетов произведем расчет элементов соединения.

Необходимое усилие затяжки соединения определится как $Q = P + P_{узд}$, н.

Под влиянием усилия затяжки плечики муфты в основании клина (сечения 1—2 и 1—3) испытывают напряжение от изгиба. Эти напряжения не должны превосходить допускаемые напряжения для материала, из которого сделана муфта. Расчет муфты сводится к определению геометрических размеров сечений 1—2 и 1—3 муфты по допускаемому напряжению.

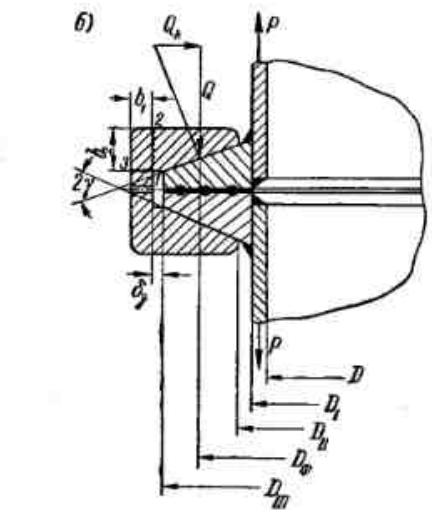
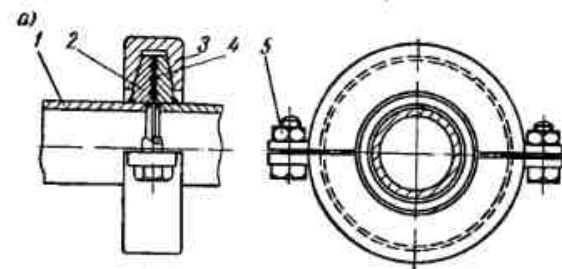


Рис. 19. Быстросъемное круглое фланцевое соединение: а — общий вид соединения; б — схема соединения
1 — труба (корпус); 2 — фланец; 3 — муфта разъемная; 4 — прокладка; 5 — болт

ние на изгиб материала муфты, н/м². Подставляя значения изгибающего момента и момента сопротивления, решим уравнение относительно b_1 сечения 1—3:

$$b_1 = \sqrt{\frac{6M_{изг}}{R_b}} = \sqrt{\frac{6Q_{уд}l}{R_b}}, \text{ м.}$$

Определим необходимое удельное усилие затяжки (усилие затяжки, приходящееся на единицу длины фланца в его среднем сечении): $Q_{уд} = \frac{Q}{\pi D_{\phi}}$, н/пог. м.

Изгибающий момент, приходящийся на единицу длины фланца в его среднем сечении и действующий в сечении 1—3, $M_{изг} = Q_{уд}l$ н·м/пог. м, где l — расстояние от середины фланца до центра сечения 1—3, м.

Если через b_1 обозначим высоту сечения 1—3, то момент сопротивления изгибу сечения 1—3, приходящийся на единицу длины фланца, $W_{1-3} = 1 \cdot b_1^2 / 6$, м³.

Отношение $M_{изг} / W_{1-3} \leq R_b$, где R_b — допускаемое напряже-

Изгибающий момент, приходящийся на единицу длины фланца в его среднем сечении и действующий в сечении 1—2, $M'_{изг} = Q_{уд}l_1$ н·м/пог. м, а расчетная величина b_2 в сечении 1—2 будет

$$b_2 = \sqrt{\frac{6M'_{изг}}{R_b}} = \sqrt{\frac{6Q_{уд}l_1}{R_b}}, \text{ м,}$$

где l_1 — расстояние от середины фланца до сечения 1—2, м. Касательное усилие, приходящееся на единицу длины фланца, получим из соотношения: $Q_n = Q_{уд} \operatorname{tg} \gamma = Q_{уд} \operatorname{tg} 20^\circ$, н/пог. м.

Произведем проверку на смятие поверхности муфты от касательного усилия: $\tau_{см} = Q_n / F_{см} \leq R_{см}$, н/м², здесь $F_{см}$ — площадь соприкосновения муфты с фланцем, м²; $R_{см}$ — допускаемое напряжение материала муфты на смятие, н/м².

Толщина фланца определится из условия изгиба фланца от силы внутреннего давления среды обычным путем.

Болты быстросъемного фланцевого соединения стягивают обе половины муфты. Из условия равновесия половины муфты получим, что расчетное усилие на болт $Q = 2Q_{уд} \operatorname{tg} \gamma \frac{D_{\phi}}{2}$, н и номинальный

диаметр болта $d_b = \sqrt{\frac{Q}{0,785R_z}} + c$, м, где R_z — допускаемое напряжение на растяжение материала болта, н/м²; c — прибавка, принимаемая для округления диаметра болта до ближайшего размера по ГОСТ, м.

Расчет цилиндров (корпусов), подверженных внутреннему давлению

Расчет толщины стенок цилиндров при внутреннем давлении производится:

по внутреннему диаметру цилиндра

$$S = \frac{PD_n}{2\sigma_{доп}\eta\varphi_{св}} + c, \text{ м;} \quad (58)$$

по наружному диаметру цилиндра

$$S = \frac{PD_n}{2\sigma_{доп}\eta\varphi_{св}} + c, \text{ м,} \quad (59)$$

где D_n и $D_{н}$ — внутренний и наружный диаметры цилиндра, м; P — расчетное давление, н/м²; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение (н/м²) принимается при значениях коэффициента η : для обогреваемых цилиндров $\eta = 0,9$, для необогреваемых (или изолированных) $\eta = 1,0$; $\varphi_{св}$ — коэффициент прочности, учитывающий ослабление цилиндра сварным швом, принимается по табл. 25 в зависимости от конструкции сварного шва и способа сварки; c — прибавка на минусовые допуски проката, коррозию и пр., м.

Значение коэффициента прочности сварного шва в зависимости от конструкций шва и способа сварки

Конструкция сварного шва и способ сварки	$\varphi_{св}$
Стыковой шов при ручной сварке с подваркой со стороны вершины шва	0,95
Стыковой шов при ручной односторонней сварке при наличии со стороны вершины шва кольца или подкладки по всему периметру	0,90
Стыковой шов при ручной односторонней сварке	0,70
» с двусторонним проваром при автоматической сварке под слоем флюса	1,0
Стыковой шов с одной стороны при автоматической сварке под слоем флюса	0,8

Определенная по формулам (58) и (59) расчетная толщина стенки цилиндра округляется до целого числа (в большую сторону) и принимается по сортменту.

Принятая толщина стенки цилиндра проверяется по величинам напряжений в стенке при давлении гидравлического испытания по условию:

$$\sigma = \frac{[D_n + (S - c)] P_n}{2(S - c)\varphi} \leq \frac{\sigma_s}{1,2}, \text{ н/м}^2,$$

где P_n — пробное гидравлическое давление при испытании аппарата, н/м^2 ; остальные обозначения были показаны выше.

Расчет бесшовных эллиптических днищ, подверженных внутреннему давлению [13]

Толщина стенки эллиптического днища (рис. 20), не имеющего отверстий, определяется по формуле

$$S = \frac{PD_n}{4\sigma_{доп} - P} \frac{D_n}{2h_{вып}} + c, \text{ м.} \quad (60)$$

Толщина стенки днища, имеющего отверстие,

$$S = \frac{PD_n}{4\sigma_{доп} - P} \frac{D_n}{2h_{вып}} + c, \text{ м.} \quad (61)$$

Условия применимости формул (60) и (61):

$$\frac{h_{вып}}{D_n} \geq 0,2; \quad \frac{S - c}{D_n} \leq 0,1; \quad \frac{d}{D_n} \leq 0,6.$$

В этих формулах введены следующие обозначения: $h_{вып}$ — высота выпуклой части днища, м ; D_n — внутренний диаметр днища, м ; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение, принимаемое при значениях по-

правочного коэффициента; $\eta = 1,05$ — для днищ, находящихся под внутренним давлением и $\eta = 0,75$ — для глухих днищ, находящихся под наружным давлением; d — наибольший диаметр отверстия в днище, м (для отверстий овальной формы принимается размер по наибольшей оси); z — коэффициент, учитывающий ослабление днища неукрепленным отверстием, принимается:

$$z = 1,0 \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_n(S - c)}} \leq 0,4;$$

$$z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_n(S - c)}} + 1,5} \text{ при } 0,4 \leq \frac{d}{D_n(S - c)} \leq 2,0;$$

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_n(S - c)}} + 2} \text{ при } \frac{d}{D_n(S - c)} \geq 2,0;$$

Для глухих днищ и для днищ с укрепленным отверстием $z = 1$; c — прибавка к расчетной толщине стенки днища, учитывающая минусовой допуск проката, коррозию и пр.

Прибавка к расчетной толщине стенки днища выбирается из условий: $c = 0,003 \text{ м}$ при $S \leq 0,010$; $c = 0,002 \text{ м}$ при $0,105 \leq S \leq 0,020 \text{ м}$; $c = 0,001 \text{ м}$ при $0,0205 \leq S \leq 0,030 \text{ м}$; $c = 0 \text{ м}$ при $S \geq 0,0305 \text{ м}$.

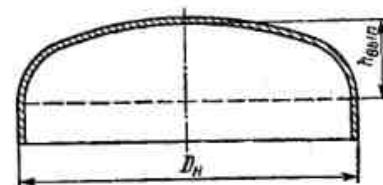


Рис. 20. Днище эллиптическое

Расчетная толщина стенки эллиптического днища округляется до целого числа (в большую сторону) и принимается по сортменту.

Принятая толщина днища проверяется по величине напряжения при гидравлическом испытательном давлении по условию:

$$\sigma = \frac{[D_n^2 + 2h_{вып}(S - c)] P_n}{7,6zh_{вып}(S - c)} \leq \frac{\sigma_s}{1,2}, \text{ н/м}^2,$$

где P_n — пробное гидравлическое давление, н/м^2 .

Расчет плоских круглых днищ, подверженных внутреннему давлению [28]

Расчет толщины плоских круглых приварных днищ (рис. 21) имеющих одно центральное неукрепленное отверстие или без отверстия (глухие), производится по следующей формуле:

$$S_d = \frac{KD_n}{K_0} \sqrt{\frac{P}{100\sigma_{доп}}} + c, \text{ м,}$$

где D_n — внутренний диаметр днища, м ; для днища приварного с отбортованными краями (рис. 21, е) вместо D_n в формуле под-

ставляется величина $D_n - r_n$; K — коэффициент, вычисляемый по формуле, $K = 0,41 \left(1 - 0,23 \frac{S}{S_R}\right)$ для днищ, конструктивно выполненных, как показано на рис. 21, а, б и в (принимается не менее $K = 0,31$); $K = 0,41$ принимается для днищ, показанных на рис. 21, г, д и е. K_0 — коэффициент, принимаемый: для глухого днища $K_0 = 1$; для днища с отверстием $K_0 = 1 - 0,43 d/D_n$ при $d/D_n < 0,35$;

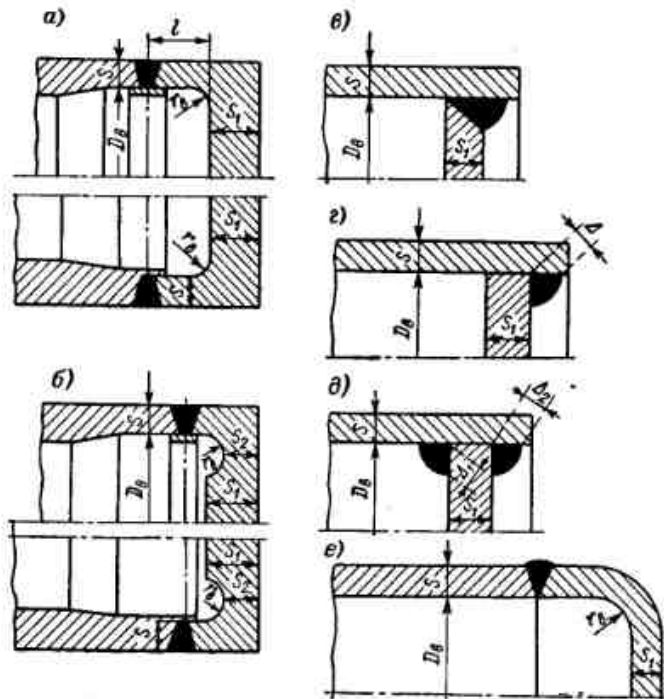


Рис. 21. Плоские круглые приварные днища различных типов

$K_0 = 0,85$ при $0,35 \leq d/D_n \leq 0,75$; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение (n/m^2) принимается при следующих значениях коэффициента η : для днищ, при расстоянии до оси сварного шва, соединяющего днище с корпусом (рис. 21, а) $l \geq \sqrt{(D_n + S)S}$, $\eta = 0,85$;

для днищ той же конструкции при условии $l < \sqrt{(D_n + S)S}$, $\eta = 0,75$;

для днищ, конструкции рис. 21, б, $\eta = 0,75$;

для днищ, конструкции рис. 21, в, г и д, $\eta = 0,6$;

для днищ, конструкции рис. 21, е, $\eta = 0,85$.

Для обеспечения надежности соединения в указанных случаях необходимо выполнение требований:

у конструкции рис. 21, б радиусы закруглений $r_n \geq 5$ мм и

$$S_2 \geq 0,31 D_n \sqrt{\frac{P}{100 \sigma_{доп}}};$$

у конструкции рис. 21, г $\Delta = S$; $S \leq S_1$;

у конструкции рис. 21, д $\Delta_1 + \Delta_2 = 1,2 S$; $S \leq S_1$.

Кроме этого, необходимо заметить, что применение плоских днищ из аустенитной стали допускается только по типу рис. 21, а при соблюдении условия

$$l \geq \sqrt{(D_n + S)S}.$$

Расчет плоских заглушек [28]

Расчет толщины плоской заглушки, зажатой между двумя фланцами (рис. 22), производится по следующей формуле:

$$S_a = 0,41 D_n \sqrt{\frac{P}{100 \sigma_{доп}} + c}, \text{ м,}$$

здесь D_n — наружный диаметр заглушки, м; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение материала заглушки при температуре рабочей среды (n/m^2), принимаемое при значении коэффициента $\eta = 1$; P — расчетное давление, n/m^2 ; c — прибавка на минусовые допуски проката, коррозию и пр.

Расчет трубной доски

Расчет трубной доски складывается из определения необходимой толщины трубной доски, проверки напряжений в местах развальцовки или приварки трубок и проверки междутрубного участка трубной доски на прочность от изгиба.

Толщина трубной доски определится по формуле $S = \frac{D_o}{2} \sqrt{\frac{P\psi}{\sigma_{доп}}} + c$, м, где D_o — диаметр окружности, на которую опирается (или по которой закрепляется) трубная доска при действии расчетного давления P , м; при расчетном давлении, действующем со стороны крышки, за D_o принимается внутренний диаметр корпуса (по фланцу), при расчетном давлении, действующем со стороны междутрубного пространства, за D_o принимается диаметр расположения шпилек; P — расчетное давление (максимальное рабочее давление, n/m^2); ψ — коэффициент, зависящий от формы и способа закрепления трубной доски; $\psi = 0,5$ для круглых трубных досок, не подкрепленных анкерными связями; $\psi = 0,75$ — для

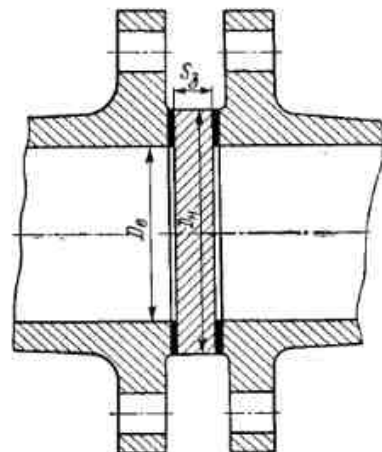


Рис. 22. Плоская заглушка, зажатая между двумя фланцами

круглых трубных досок, подкрепленных анкерными или распорными связями; $\psi = \frac{D_n - N_1 d_o}{D_n}$ — коэффициент, учитывающий ослабление трубной доски; D_n — наружный диаметр трубной доски, м; N_1 — количество отверстий для трубок в трубной доске по диаметральному ряду (наибольшее количество трубок в одном ряду), шт.; d_o — диаметр отверстия под трубку в трубной доске, м; c — прибавка на минусовые допуски проката, коррозию и пр., принимается: $c = 0,001$ м при $S \leq 0,02$ м; $c = 0,002$ м при $0,02 < S \leq 0,04$ м; $c = 0,003$ м при $0,04 < S \leq 0,06$ м; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение на изгиб материала трубной доски ($н/м^2$), принимаемое при значениях коэффициента $\eta = 0,6$.

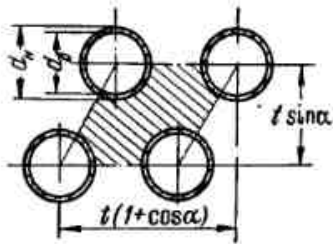


Рис. 23. Ромбический участок трубной доски (к расчету трубной доски)

n — запас прочности; $n = 4 \div 5$ при рабочей температуре до 200°C , $n = 5 \div 6$ при температуре выше 200°C (с учетом предела текучести материала при данной температуре).

Наименьшая толщина трубной доски по условиям вальцовки трубок должна быть не меньше наружного диаметра трубок, т. е. $S \geq d_n$.

Напряжения в местах развальцовки или приварки трубок проверяются по формуле $\sigma_{тр} \geq \frac{Pl}{\pi d_n \delta}$, $н/м^2$, где $f = 0,866 t^2 - 0,785 d_n^2$ — площадь между четырьмя трубками при разбивке трубок по треугольнику (рис. 23 — заштрихованная площадь), $м^2$; P — расчетное давление среды, $н/м^2$; d_n — наружный диаметр трубок, м; δ — глубина приварки или развальцовки, м.

При этом необходимо выполнить условия: а) $\sigma_{тр} \leq 3,92 \text{ Мн/м}^2$ при развальцовке трубок без отбортовки; б) $\sigma_{тр} \leq 4,9 \text{ Мн/м}^2$ при развальцовке трубок с односторонней отбортовкой; в) $\sigma_{тр} \leq 6,85 \text{ Мн/м}^2$ при развальцовке трубок с двусторонней отбортовкой; г) $\sigma_{тр} \leq R_{доп}$ при приварке трубок (где $R_{доп}$ — допускаемое напряжение среза в сварном шве, $Мн/м^2$).

Проверка толщины ромбического участка трубной доски между четырьмя трубками на изгиб (рис. 23) производится по формуле

$$\sigma = \frac{P}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_n}{e} \left(\frac{S}{e}\right)^2\right)} < R_{доп}$$

где $R_{доп}$ — допускаемое напряжение на изгиб материала трубной доски: $e = \frac{t \sin \alpha + t(1 + \cos \alpha)}{2}$.

Для разбивки трубок по треугольнику ($\alpha = 60^\circ$) имеем $e = 1,183 t$ (t — шаг трубок).

Расчет прочности тарельчатой крышки, подверженной внутреннему давлению

Толщина тарельчатой крышки, подверженной внутреннему давлению (рис. 24), подсчитывается по формуле

$$S = \frac{1,03P + \sqrt{1,05^2 P^2 + 1,65 A R_z \varphi_{св}^2}}{410 R_z \varphi_{св}} + c, \text{ м}, \quad (62)$$

где

$$A = \frac{1,77 Q_6 \left(r_6^2 - \frac{D_n^2}{4}\right)}{r_1^2} + 14,52 Q_6 \lg \frac{2r_6}{D_n};$$

$Q_6 = 0,785 D_n^2$; P — нагрузка от расчетного давления, н; P — расчетное давление в крышке, $н/м^2$; D_n — средний диаметр прокладки, м; r_6 — радиус окружности центров болтов или шпилек, м; r_1 — наружный радиус фланца крышки, м; r — радиус внутренней сферы крышки, м; $\varphi_{св}$ — коэффициент прочности сварного шва (при отсутствии сварного шва $\varphi_{св} = 1$); c — прибавка на коррозию и допуск по толщине, м; R_z — допускаемое напряжение материала крышки на растяжение, $н/м^2$.

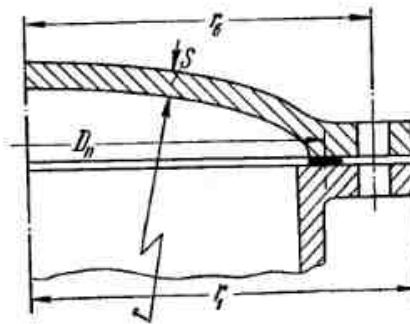


Рис. 24. Тарельчатая крышка

Допускаемое напряжение принимается из расчета запаса прочности: по пределу прочности $n \geq 4$, по пределу текучести $n \geq 1,8$ (с учетом рабочей температуры теплоносителя в крышке).

Проверка напряжений в тарельчатой крышке, подверженной внутреннему давлению, производится по формуле

$$\sigma = \frac{3A}{\pi(S-c)^2} + \frac{Pr}{2\varphi_{св}(S-c)} \leq R_z, \text{ н/м}^2, \quad (63)$$

здесь обозначения те же, что и в формуле (62).

Определение диаметра болта (шпильки) фланцевого соединения

Во вновь проектируемых фланцевых соединениях диаметр болтов или шпилек в целях создания соединения с минимально возможными габаритами следует выбирать наименьшими, соответ-

венно меньше должен быть принят и шаг между болтами. Однако практически в аппаратостроении болты и шпильки диаметром меньше 12 мм применяются редко, а шаг между болтами рекомендуется принимать в пределах 2,5—5 диаметров болта. Чаще всего шаг выбирается конструктивно из условий возможности работы гаечным ключом нормального размера. Расчетный диаметр болтов (шпилек) определяется по формуле и затем принимается ближайший стандартный размер.

Для круглых фланцевых соединений диаметр болта можно подсчитать по формуле [13]

$$d_b = 0,25 \left(\sqrt{12 \frac{Q}{\sigma_s^t \eta} + D_{пр}^2} - D_{пр} \right), \text{ м,}$$

где Q — расчетное усилие на болты или шпильки, н; σ_s^t — предел текучести материалов болтов при рабочей температуре t , н/м²; η — поправочный коэффициент; для теплообменных аппаратов вязких жидкостей, у которых одной из рабочих сред является мазут или масло, $\eta = 0,9$; $D_{пр}$ — средний диаметр прокладки, м.

Количество болтов (шпилек) во фланцевом соединении ориентировочно подсчитывается по формуле

$$z_b \geq \frac{1,53 Q}{k d_p^2 \sigma_s^t \eta},$$

где d_p — внутренний диаметр резьбы болта, м;

Таблица 26

Диаметры метрической резьбы (по ГОСТ 9150—59), мм

Наружный диаметр резьбы d_H	Внутренний диаметр резьбы							
	с крупным шагом		с мелким шагом при S					
	d_H	S	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0
12	10,106	1,75	11,459	11,188	10,918	10,376	—	—
14	11,835	2,0	13,459	13,188	12,918	12,376	—	—
16	13,835	2,0	15,459	15,188	14,918	14,376	—	—
18	15,294	2,5	17,459	17,188	16,918	16,376	15,835	—
20	17,294	2,5	19,459	19,188	18,918	18,376	17,835	—
22	19,294	2,5	21,459	21,188	20,918	20,376	19,835	—
24	20,752	3,0	—	23,188	22,918	22,376	21,835	—
27	23,752	3,0	—	26,188	25,918	25,376	24,835	—
30	26,211	3,5	—	29,188	28,918	28,376	27,835	26,752
33	19,211	3,5	—	32,188	31,918	31,376	30,835	29,752
36	31,67	4,0	—	—	34,918	34,376	33,835	32,752
39	34,670	4,0	—	—	37,918	37,376	36,835	35,752
42	37,129	4,5	—	—	40,918	40,376	39,835	38,752
45	40,129	4,5	—	—	43,918	43,376	42,835	41,752
48	42,587	5,0	—	—	46,918	46,376	45,835	44,752
52	46,587	5,0	—	—	50,918	50,376	49,835	48,752

k — коэффициент, принимаемый в зависимости от диаметра болта:

d_b , мм	12	14	16	18	20	24
k	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0

Остальные обозначения приведены выше.

Для расчетов в табл. 26 приводится диаметр для ряда резьб. Определенное по этой формуле количество болтов округляется до целого числа в большую сторону.

ГЛАВА ПЯТАЯ

МЕТОДИКА И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

16. Методика расчета подогревателей вязких жидкостей

Методика распространяется на теплотехнические и гидравлические расчеты подогревателей топлива и масел, поверхность которых образована: для подогревателей топлива — из стальных трубок диаметром 17/13 мм, для подогревателей масла из латунных трубок диаметром 10/8 мм.

Данные, рекомендуемые методикой, применимы: а) в пределах скоростей топлива и масла от 0,5 до 2 м/сек; б) в пределах давлений греющего пара от 5 до 29 бар; в) в пределах средних температур топлива от 25 до 60°С; г) для мазута флотского марки Ф12 и мазута точечного марки 40 по ГОСТ 10585—63, а также для масел турбинных марок 30 (турбинное УТ) и 46 (турбинное Т) по ГОСТ 32—53.

Расчет подогревателей вязких жидкостей сводится к определению коэффициента теплопередачи от пара к вязкой жидкости и гидравлического сопротивления.

Определение коэффициента теплопередачи от пара к вязкой жидкости

1. Коэффициент теплопередачи от пара к топливу в подогревателях со стальными трубками диаметром 17/13 мм определяется по формуле

$$k = \epsilon_1 \epsilon_2 k_0 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (64)$$

где k_0 — коэффициент теплопередачи от пара к топливу в подогревателе без ретардеров; определяется в зависимости от скорости и средней температуры топлива по графику рис. 25; ϵ_1 — коэффициент, учитывающий марку топлива, применяемого в подогревателе, определяется по графику рис. 26 в зависимости от вязкости мазута при его средней температуре; ϵ_2 — коэффициент, учитывающий влияние ретардеров, установленных во всех трубках на всю длину трубок, определяется в зависимости от скорости и средней температуры топлива по графику рис. 27.

2. Коэффициент теплопередачи от пара к маслу (марки 46 и 30) в подогревателях с латунными трубками диаметром 10/8 мм без ретардеров определяется в зависимости от скорости и средней температуры масла по графику рис. 28.

Определение гидравлического сопротивления в подогревателях

Гидравлическое сопротивление в подогревателях вязких жидкостей определяется по формуле

$$\Delta P = \Delta P_1 I, \text{ н/м}^2, \quad (65)$$

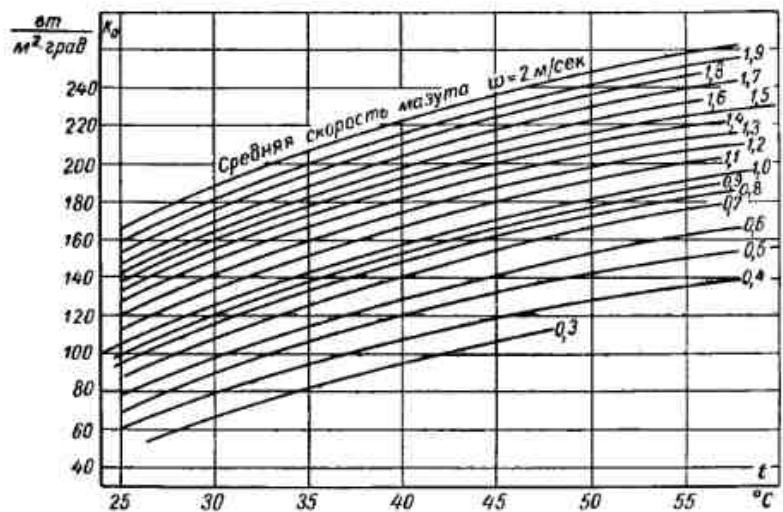


Рис. 25. Коэффициент теплопередачи от греющего пара к мазуту в зависимости от температуры и средней скорости мазута в трубках диаметром 17/13 мм

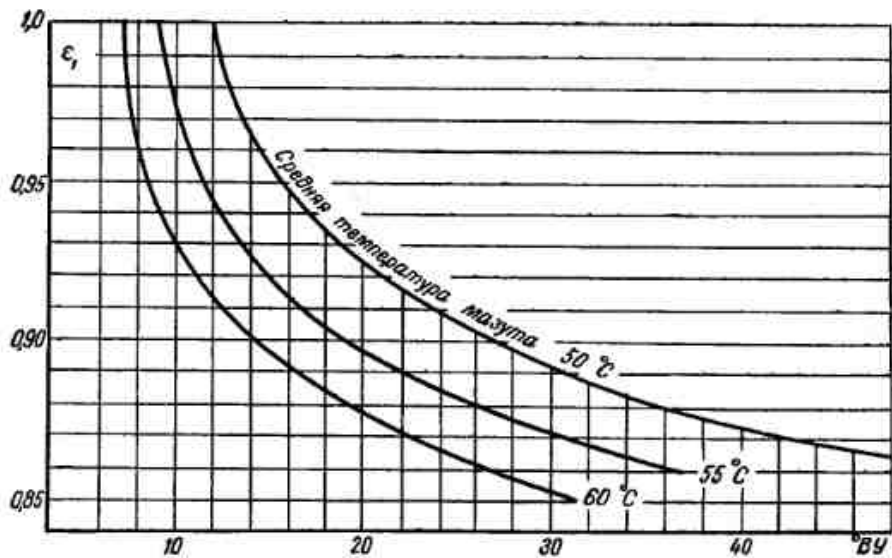


Рис. 26. Поправочный коэффициент, учитывающий марку (вязкость) мазута при подсчете теплопередачи

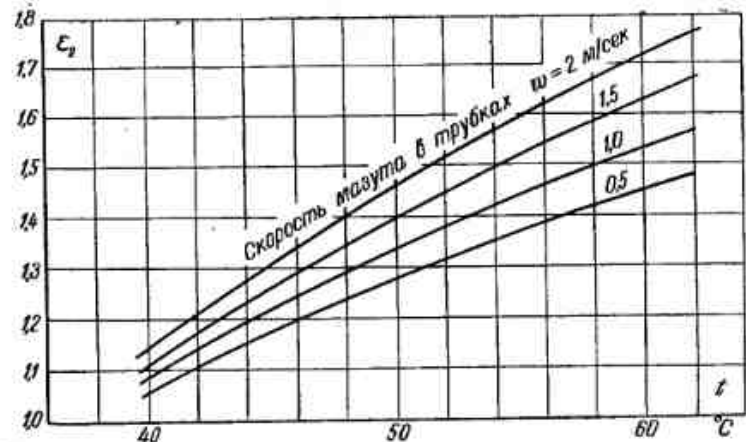


Рис. 27. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние ретардеров на теплопередачу, в зависимости от средней температуры и скорости мазута в трубках диаметром 17/13 мм

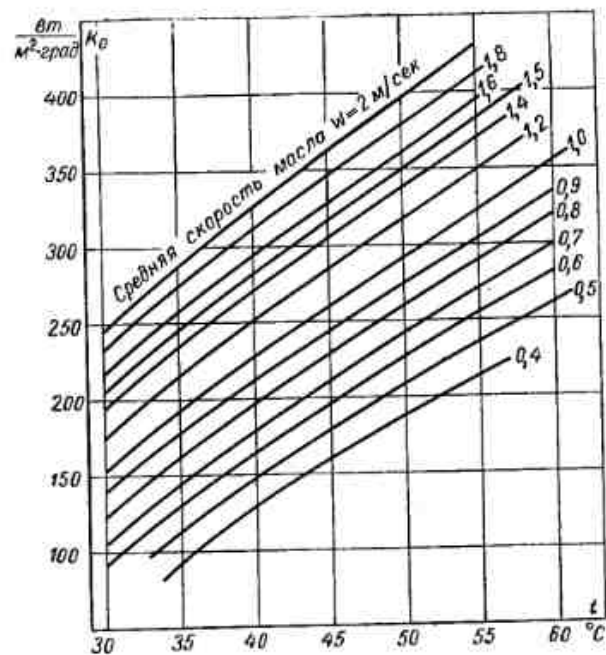


Рис. 28. Коэффициент теплопередачи от пара к маслу в зависимости от средней температуры и скорости масла в трубках диаметром 10/8 мм

где l — полная длина пути движения вязкой жидкости в подогревателе, м; ΔP_1 — гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения вязкой жидкости по трубкам подогревателя, определяемый:

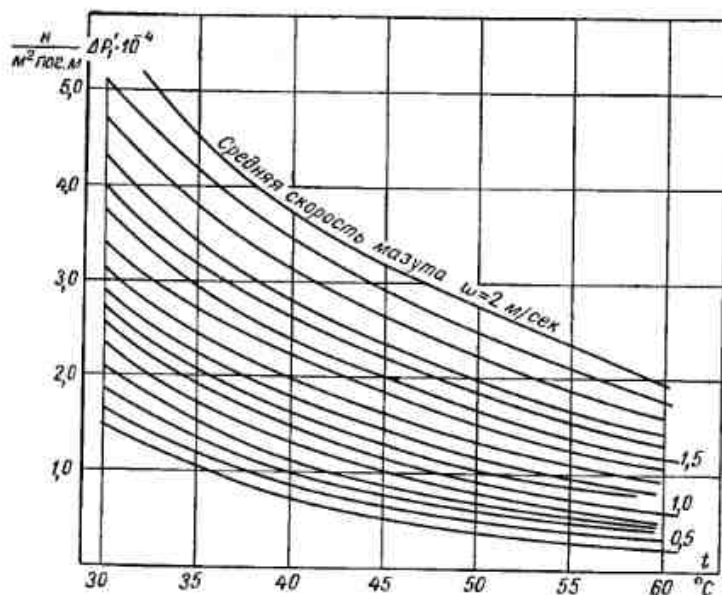


Рис. 29. Гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения мазута по трубкам подогревателя (удельное сопротивление) в зависимости от скорости и температуры мазута

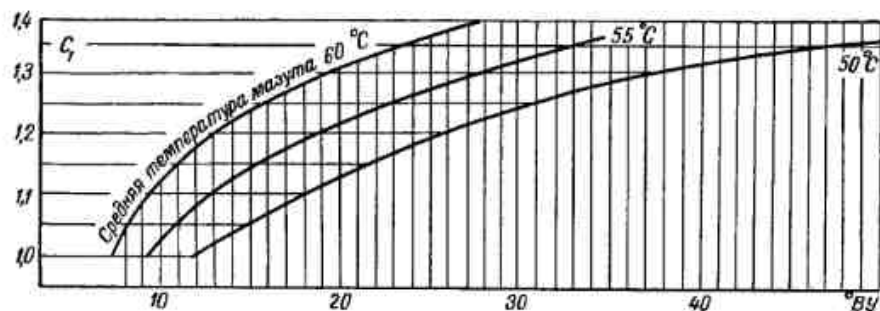


Рис. 30. Поправочный коэффициент, учитывающий марку (вязкость) мазута при подсчете гидравлических сопротивлений

а) для жидкого топлива по формуле $\Delta P_1 = C_1 C_2 \Delta P_1'$, н/м², здесь $\Delta P_1'$ гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути мазута по трубкам подогревателя; определяется по графику рис. 29 в зависимости от скорости и средней температуры мазута; C_1 — поправочный коэффициент, учитывающий вязкость мазута, определяется по графику рис. 30 в зависимости от вязкости мазута при его средней температуре; C_2 — поправочный коэффициент, учитывающий влияние ретардеров,

определяется по графику рис. 31 в зависимости от средней температуры и скорости мазута в трубках (при отсутствии ретардеров $C_2=1$);

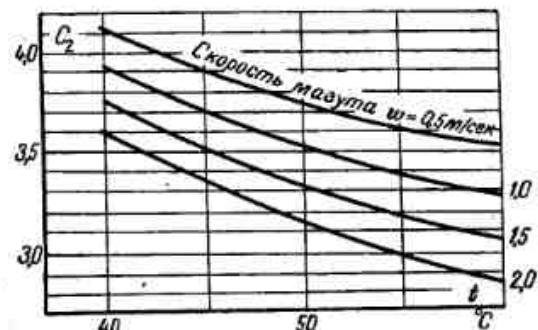


Рис. 31. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние ретардеров на гидравлическое сопротивление, в зависимости от средней температуры и скорости мазута в трубках диаметром 17/13 мм

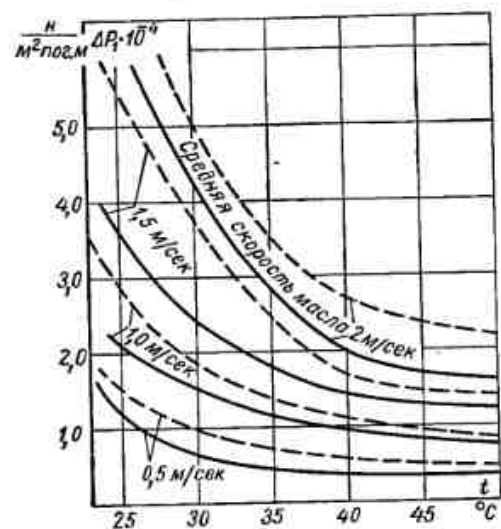


Рис. 32. Гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения масла по трубкам подогревателя (удельное сопротивление) в зависимости от скорости и температуры масла ————— масло турбинное 30; ————— масло турбинное 46

б) для масел по графику рис. 32 в зависимости от средней температуры и скорости масла в трубках.

Порядок выполнения теплотехнического и гидравлического расчетов подогревателей вязких жидкостей по методике изложен в примерах расчета.

17. Расчет подогревателя жидкого топлива

Исходные данные

Количество подогреваемого топлива . . .	$G_T = 18\,000 \text{ кг/ч} = 5 \text{ кг/сек}$
Температура топлива при входе в подогреватель	$t_{T1} = 20^\circ \text{C}$
Род топлива	мазут флотский марки Ф12 по ГОСТ 10585-63
Давление греющего пара	$P_n = 20 \text{ бар}$
Допускаемое максимальное гидравлическое сопротивление топливной полости	$\Delta P_T = 0,6 \text{ Мн/м}^2$

Тепловой расчет и расчет гидравлических сопротивлений

Принимаем схему вертикального подогревателя с U-образными трубками диаметром $d_n/d_m = 0,017/0,013 \text{ м}$; топливо — внутри трубок, греющий пар — в междутрубном пространстве.

Для создания тонкого распыливания топлива в механических форсунках вязкость его перед входом в форсунку должна быть 3,5—4° ВУ. Для мазута флотского марки Ф12 необходимый диапазон вязкости находится при температуре 77—82° С (см. рис. 4). Принимаем для расчета необходимую температуру топлива при выходе из подогревателя $t_{T2} = 80^\circ \text{C}$.

Средняя температура топлива в подогревателе будет

$$t_T = 0,5 (t_{T1} + t_{T2}) = 0,5 (20 + 80) = 50^\circ \text{C}.$$

Соответствующие необходимые для расчета физические параметры топлива при средней температуре можно взять по прилож. 4:

Удельный вес топлива	$\gamma_T = 8932 \text{ н/м}^3$
» теплоемкость	$c_p = 1,92 \text{ кДж/(кг·град)}$
Коэффициент кинематической вязкости	$\nu = 87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$
Вязкость в условных единицах (прилож. 15)	11,97° ВУ

Количество тепла, необходимое для подогрева топлива до заданной температуры, получим

$$Q = G_T c_p (t_{T2} - t_{T1}) = 5 \cdot 1,92 (80 - 20) = 576 \text{ квт.}$$

Параметры греющего насыщенного пара при давлении $P_n = 20 \text{ бар}$ (прилож. 1):

Температура греющего пара	$t_n = 212,37^\circ \text{C}$
Удельный объем насыщенного пара	$v_n = 0,09968 \text{ м}^3/\text{кг}$
Энтальпия пара	$i'' = 2799 \text{ кДж/кг}$
» конденсата	$i' = 908,5 \text{ кДж/кг}$
Коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду	$\eta = 0,98$

Подсчитаем расход греющего пара для подогрева мазута:

$$G_n = \frac{Q}{(i'' - i') \eta} = \frac{576}{(2799 - 908,5) \cdot 0,98} = 0,312 \text{ кг/сек} \approx 1125 \text{ кг/ч.}$$

Среднюю логарифмическую разность температур топлива и пара в подогревателе можно подсчитать по формуле (42):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{192,37 - 132,37}{2,3 \lg \frac{192,37}{132,37}} = 160,5^\circ \text{C},$$

здесь $\Delta t_6 = t_n - t_{T1} = 212,37 - 20 = 192,37^\circ \text{C}$; $\Delta t_m = t_n - t_{T2} = 212,37 - 80 = 132,37^\circ \text{C}$.

Учитывая, что выше заданного значения гидравлическое сопротивление допустить нельзя, сделаем предварительную прикидку сопротивления аппарата. Для этой цели задаемся ориентировочной длиной аппарата, точнее говоря, предварительной длиной трубной батареи $l_{np} \approx 2,4 \text{ м}$.

Так как для подогревателя топлива приняты стальные трубы диаметром 17/13 мм, то для определения удельного сопротивления аппарата воспользуемся графиками, представленными на рис. 29—31.

Если принять скорость мазута около 1 м/сек, то при средней его температуре $t_T = 50^\circ \text{C}$ удельное сопротивление в случае применения ретардеров составит: $P_1 = c_{\nu} c_{\rho} \Delta P_1' = 1,07 \cdot 3,5 \cdot 0,9 \cdot 10^4 = 3,37 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 \text{ пог. м}$.

Следовательно, на пути мазута, равном 1-му м, потеря давления составляет $3,37 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$. Полное сопротивление получится при следующей длине пути:

$$l_m = \frac{0,8 \cdot P_T}{P_1} = \frac{0,8 \cdot 40 \cdot 10^4}{3,37 \cdot 10^4} = 9,5 \text{ м, пройденном мазутом (с учетом запаса).}$$

Таким образом, ориентировочно при длине трубной батареи $l_{np} \approx 2,4 \text{ м}$ мы можем сделать четыре хода мазута по трубкам подогревателя, для того чтобы выбрать полностью заданные сопротивления. Соответственно такой ориентировочной прикидке можно принять количество ходов потока мазута в подогревателе $z_T = 4$. Количество трубок должно обеспечивать необходимую скорость мазута в трубках подогревателя. В нашем случае эта скорость $\omega_T = 1 \text{ м/сек}$.

Площадь для прохода мазута в одной трубке с учетом наличия ретардера $f' = 0,785 d_n^2 - \delta_p d_n = 0,785 \cdot 0,013^2 - 0,001 \cdot 0,013 = 0,00012 \text{ м}^2$; здесь $\delta_p = 0,001 \text{ м}$ — толщина ретардера.

Число трубок в одном ходу получим по уравнению:

$$n = \frac{G_T}{f' \rho_T \omega_T} = \frac{5}{0,00012 \cdot 910,5 \cdot 1} \approx 45,$$

здесь $\rho_T = \gamma_T/g = 8932/9,81 = 910,5 \text{ кг/м}^3$ — плотность топлива при $t_T = 50^\circ \text{C}$.

Перейдем теперь к определению величины коэффициента теплопередачи. Коэффициент теплопередачи от пара к топливу определяется по формуле (64).

В нашем случае: а) коэффициент, учитывающий марку топлива (для мазута Ф12 при $t_T = 50^\circ \text{C}$ вязкость будет 11,97° ВУ), определим по графику рис. 26 $\epsilon_1 = 1,0$; б) коэффициент, учитывающий влияние ретардеров, определим по графику рис. 27: при $t_T = 50^\circ \text{C}$ и $\omega_T = 1 \text{ м/сек}$, $\epsilon_2 = 1,33$; в) коэффициент k_0 в зависимости от скорости и средней температуры топлива определим по графику рис. 25, т. е. $k_0 = 182$.

Таким образом, коэффициент теплопередачи от пара к топливу для чистых трубок будет

$$k = \epsilon_1 \epsilon_2 k_0 = 1 \cdot 1,33 \cdot 182 = 206 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Необходимая поверхность нагрева для обеспечения требуемой температуры топлива при выходе из подогревателя с учетом возможности загрязнения поверхности трубок определяется:

$$F_n = \frac{Q}{\Delta t k \eta_3} = \frac{576000}{160,5 \cdot 206 \cdot 0,8} = 22,0 \text{ м}^2,$$

где $\eta_3 = 0,8$ — коэффициент, учитывающий возможность загрязнения трубок.

Принимаем фактическую поверхность нагрева $F_\phi = 22,0 \text{ м}^2$.

Средняя длина трубки одного хода (половина U-образной трубки)

$$l_0 = \frac{F_\phi}{\pi d_n n z_T} = \frac{22}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 45 \cdot 4} = 2,43 \text{ м.}$$

Сопротивление в трубах и каналах крышки подогревателя на 1 пог.м пути мазута при полученной скорости 1 м/сек и средней расчетной температуре мазута 50°C с учетом применения ретардеров будет $P_1 = 3,37 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 \text{ пог. м}$.

Полный путь топлива по трубкам подогревателя $l = l_0 z_T + S_{TP} z_T = z_T (l_0 + S_{TP}) = 4(2,43 + 0,03) = 9,85 \text{ м}$, где $S_{TP} \approx 0,03 \text{ м}$ — предварительно принятая толщина трубной доски, уточняемая при расчете на прочность.

Общее сопротивление топливной полости подогревателя $\Delta P_T = \varphi \Delta P_l = 1,4 \cdot 3,37 \cdot 10^4 \cdot 9,85 = 46,4 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 = 0,464 \text{ Мн/м}^2$. Здесь $\varphi = 1,4$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок и ретардеров подогревателя.

Таким образом, общее сопротивление топливной полости меньше максимально допустимого сопротивления, оговоренного в исходных данных.

Для использования полностью всего располагаемого напора необходимо сделать перерасчет, при этом возможно как вариант повышение скорости движения мазута по трубкам за счет увеличения ходов в аппарате. При создании резерва по сопротивлениям на случай форсированной работы котла, когда потребуются больший расход топлива, сопротивления полностью не выбирают, оценивают необходимый запас для таких режимов.

Теперь определим необходимые диаметры отверстий патрубков для входа пара и выхода конденсата на корпусе подогревателя и для входа и выхода топлива на крышке подогревателя.

Допускаемая скорость пара в патрубках около 40 м/сек . Исходя из этого, определим минимально допустимый диаметр отверстия патрубка:

$$D'_n = \sqrt{\frac{G_n v_n}{2825 w_n}} = \sqrt{\frac{1125 \cdot 0,0996}{2825 \cdot 40}} \approx 0,031 \text{ м.}$$

Принимаем $D_n = 0,032 \text{ м}$.

Скорость пара в патрубке входа пара

$$w_n = \frac{G_n v_n}{2825 \cdot D_n^2} = \frac{1125 \cdot 0,0996}{2825 \cdot 0,032^2} = 38,8 \text{ м/сек.}$$

Внутренний диаметр штуцера выхода конденсата D_k принимаем равным $0,025 \text{ м}$.

Скорость конденсата в штуцере.

$$w_k = \frac{G_k}{2825 \cdot D_k^2 \rho_k} = \frac{1125}{2825 \cdot 0,025^2 \cdot 840} = 0,76 \text{ м/сек,}$$

здесь $\rho_k = \gamma_k/g = 8250/9,81 \approx 840 \text{ кг/м}^3$, плотность конденсата при $t_n = t_p = 212,37^\circ \text{С}$.

Диаметр отверстия патрубка для входа и выхода жидкого топлива $D_T = 0,080 \text{ м}$; удельный вес жидкого топлива (мазут марки Ф12) при $t_{T1} = 20^\circ \text{С}$ (температура входа мазута в подогреватель) $\gamma_{T1} = 9111 \text{ н/м}^3$; удельный вес мазута при $t_{T2} = 80^\circ \text{С}$ (температура выхода мазута из подогревателя) $\gamma_{T2} = 8754 \text{ н/м}^3$ (прилож. 4); соответственно, плотность топлива будет: $\rho_{T1} = \gamma_{T1}/g = 9111/9,81 = 928,7 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{T2} = \gamma_{T2}/g = 8754/9,81 = 892,3 \text{ кг/м}^3$; скорость мазута в патрубке входа

$$w_{T1} = \frac{G_T}{2825 D_T^2 \rho_{T1}} = \frac{18000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 928,7} \approx 1,08 \text{ м/сек;}$$

скорость мазута в патрубке выхода

$$w_{T2} = \frac{G_T}{2825 D_T^2 \rho_{T2}} = \frac{18000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 892,3} \approx 1,12 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, теплотехнический расчет и расчет гидравлических сопротивлений подогревателя произведен.

Если по условиям расположения на объекте основные габаритные размеры подогревателя не подходят, то необходимо повторить расчеты применительно к такому объему, который обеспечит бы размещение подогревателя и обусловил удобство его эксплуатации.

В приведенном примере можно уменьшить, например, длину аппарата за счет увеличения числа ходов мазута по трубкам с одновременным регулирова-

нием скорости мазута (чтобы не превысить допустимые гидравлические сопротивления) и некоторым увеличением диаметра подогревателя или отказаться от ретардеров, что даст некоторый запас по гидравлическим сопротивлениям и позволит повысить скорость мазута.

После уточнения всех необходимых требований и проведения соответствующего пересчета приступают к расчету прочности основных узлов и деталей подогревателя.

18. Расчет подогревателя масла

Исходные данные

Количество подогреваемого масла $G_M = 15000 \text{ кг/ч} = 4,16 \text{ кг/сек}$.

Начальная температура масла (при входе в подогреватель) $t_{M1} = 10^\circ \text{С}$. Конечная температура масла (при выходе из подогревателя) $t_{M2} = 50^\circ \text{С}$. Марка масла — стандартное турбинное марки 30 (турбинное УТ) по ГОСТ 32—53. Давление греющего пара $P_n = 19 \text{ бар}$. Допускаемое гидравлическое сопротивление масляной полости $P_M = 12 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$.

Тепловой расчет

Принимаем схему горизонтального подогревателя с U-образными трубками диаметром $d_n/d_b = 0,010/0,008 \text{ м}$; масло — внутри трубок, греющий пар — в междутрубном пространстве корпуса.

Средняя температура масла в подогревателе $t_M = 0,5(t_{M1} + t_{M2}) = 0,05(10 + 50) = 30^\circ \text{С}$.

Физические характеристики масла при t_M (прилож. 8):

Удельная теплоемкость $c_p = 1,872 \text{ кДж/(кг·град)}$

Удельный вес $\gamma_M = 8760 \text{ н/м}^3$

Характеристика греющего сухого насыщенного пара при P_n (прилож. 7):

Температура $t_n = 209,78^\circ \text{С} \approx 209,8^\circ \text{С}$

Удельный объем $v_n = 0,1047 \text{ м}^3/\text{кг}$

Энтальпия пара $i'' = 2798 \text{ кДж/кг}$

» конденсата $i' = 896,6 \text{ кДж/кг}$

Количество тепла, необходимое для подогрева масла до заданной температуры $Q = G_M c_p (t_{M2} - t_{M1}) = 4,16 \cdot 1,872 \cdot (50 - 10) = 312 \text{ кВт}$.

Средняя логарифмическая разность температур масла и греющего пара в подогревателе определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{t_{M2} - t_{M1}}{2,3 \lg \frac{t_n - t_{M1}}{t_n - t_{M2}}} = \frac{50 - 10}{2,3 \lg \frac{209,8 - 10}{209,8 - 50}} = 179^\circ \text{С.}$$

Зададимся предварительной скоростью масла в трубках $w'_M = 1,0 \text{ м/сек}$.

Определяем необходимое количество трубок для обеспечения данной скорости масла в одном ходу:

$$n' = \frac{G_M}{2825 d_b^2 w'_M \rho_M} = \frac{15000}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 1 \cdot 892,8} \approx 93 \text{ шт.,}$$

здесь $\rho_M = \gamma_M/g = 8760/9,81 = 892,8 \text{ кг/м}^3$ — плотность масла при $t_M = 30^\circ \text{С}$.

Примем $n = 90$ шт., тогда скорость масла в трубках будет

$$w_M = \frac{G_M}{2825 d_b^2 n \rho_M} = \frac{15000}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 90 \cdot 892,8} = 1,03 \text{ м/сек.}$$

По графику рис. 28 определим значение коэффициента теплопередачи k от пара к маслу при значениях $t_m = 30^\circ \text{C}$ и $w_m = 1,03 \text{ м/сек}$; $\kappa = 153 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$.
Необходимая поверхность для подогрева масла с учетом возможности загрязнения

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{k \Delta t \eta_{\text{за}}} = \frac{312000}{153 \cdot 179 \cdot 0,8} = 14,3 \text{ м}^2,$$

где $\eta_{\text{за}} = 0,8$ — коэффициент, учитывающий возможность загрязнения трубок подогревателя.

Принимаем фактическую поверхность нагрева $F_{\text{ф}} = 14,5 \text{ м}^2$.
Для компоновки пучка примем число ходов масла по трубкам подогревателя $z_m = 4$.

Средняя длина трубки одного хода

$$l_1 = \frac{F_{\text{ф}}}{\pi d_{\text{н}} n z_m} = \frac{14,5}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 90 \cdot 4} = 1,280 \text{ м}.$$

Расход пара на подогрев масла с учетом потери тепла в окружающую среду составит:

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{(i'' - i')} \eta_{\text{п}} = \frac{312}{(2798 - 896,6)} \cdot 1,05 = 0,172 \text{ кг/сек} = 620 \text{ кг/ч}.$$

где $\eta_{\text{п}} = 1,05$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду (при наличии изоляции).

Принимаем:

Диаметр патрубков входа и выхода масла $d_m = 0,08 \text{ м}$
 » патрубка входа греющего пара $d_{\text{п}} = 0,025 \text{ м}$
 » » выхода конденсата $d_{\text{к}} = 0,015 \text{ м}$

Скорость масла в патрубках входа и выхода масла

$$w_{\text{м.п}} = \frac{G_{\text{м}}}{2825 d_m^2 \rho_{\text{м}}} = \frac{15000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 893} = 0,93 \text{ м/сек};$$

скорость пара в патрубке выхода

$$w_{\text{п.п}} = \frac{G_{\text{п}} v_{\text{п}}}{2825 \cdot d_{\text{п}}^2} = \frac{620 \cdot 0,1047}{2825 \cdot 0,025^2} = 36,8 \text{ м/сек};$$

скорость конденсата в патрубке выхода

$$w_{\text{к.п}} = \frac{G_{\text{п}}}{2825 d_{\text{к}}^2 \rho_{\text{к}}} = \frac{620}{2825 \cdot 0,015^2 \cdot 900} = 1,08 \text{ м/сек},$$

где $\rho_{\text{к}} = 900 \text{ кг/м}^3$ — плотность конденсата.

Конструктивные данные в результате разбивки пучка трубок: при шаге трубок $t = 0,0135 \text{ м}$ число отверстий под трубки в трубной доске $N_{\text{от}} = z_m n = 4 \cdot 90 = 360$ шт.

Внутренний диаметр корпуса $D_{\text{в}} = 0,350 \text{ м}$.

Расчет гидравлических сопротивлений

Удельное гидравлическое сопротивление при движении масла внутри трубок подогревателя (на 1 пог. м) определяется по графику рис. 32. При $t_m = 30^\circ \text{C}$ и $w_m = 1,03 \text{ м/сек}$

$$\Delta P_1 = 1,7 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 \text{ пог. м}.$$

Средняя длина трубки одного хода с учетом толщины трубной доски

$$L_0 = l_1 + S_{\text{тр}} = 1,28 + 0,04 = 1,32 \text{ м}.$$

Средняя длина пути, проходимая маслом в подогревателе.

$$L_{\text{п}} = z_m L_0 = 4 \cdot 1,32 = 5,28 \text{ м}.$$

Полное сопротивление масляной полости подогревателя

$$\Delta P_{\text{м}}' = \frac{\Delta P_1 L_{\text{п}}}{\eta_{\text{за}}} = \frac{1,7 \cdot 10^4 \cdot 5,28}{0,8} = 11,2 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2,$$

где $\eta_{\text{за}} = 0,8$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок.

19. Расчет охладителя масла

Исходные данные

Количество масла, проходящего через маслоохладитель (расход)	$G_{\text{м}} = 148\,500 \text{ кг/ч} = 41,2 \text{ кг/сек}$
Температура масла при входе в маслоохладитель (температура горячего масла)	$t_{\text{м}1} = 45^\circ \text{C}$
Температура масла при выходе из маслоохладителя (температура охлажденного масла)	$t_{\text{м}2} = 35^\circ \text{C}$
Марка охлаждаемого масла	Турбинное масло марки 46 (турбинное Т) по ГОСТ 32—53
Количество охлаждающей морской воды, проходящей по трубкам маслоохладителя	$G_{\text{в}} = 250\,000 \text{ кг/ч} = 69,4 \text{ кг/сек}$
Температура охлаждающей воды при входе в маслоохладитель	$t_{\text{в}1} = 15^\circ \text{C}$
Соленость охлаждающей морской воды	$S = 30\text{‰}$
Давление масла при входе в маслоохладитель	$P_{\text{м}} = 29,43 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$
Давление охлаждающей воды при входе в маслоохладитель	$P_{\text{в}} = 39,24 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$
Допустимое гидравлическое сопротивление масляной полости	$\Delta P_{\text{м}} = 25 \text{ м вод. ст.}$
Допустимое гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды	$\Delta P_{\text{в}} = 0,5 \text{ м вод. ст.}$

Маслоохладитель должен быть горизонтального исполнения, разборный.

Тепловой расчет

Принимаем схему горизонтального охладителя с прямыми трубками, развальцованными в трубных досках, одна из которых подвижная. Внутри трубок — охлаждающая морская вода, в междутрубном пространстве между сегментными перегородками — масло, движущееся в поперечном направлении, омывающая трубки снаружи.

Средняя температура масла в маслоохладителе

$$t_{\text{м}} = 0,5 (t_{\text{м}1} + t_{\text{м}2}) = 0,5 (45 + 35) = 40^\circ \text{C}.$$

Физические параметры масла при средней температуре $t_{\text{м}} = 40^\circ \text{C}$ (прилож. 9):

Теплоемкость масла	$c_p = 1,923 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$
Удельный вес »	$\gamma_{\text{м}} = 8652 \text{ н/м}^2$
Коэффициент кинематической вязкости масла	$\nu_{\text{м}} = 75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$

Количество тепла, которое необходимо отвести охлаждающей водой от масла,

$$Q = G_m c_p (t_{m1} - t_{m2}) = 41,2 \cdot 1,923 \cdot (45 - 35) = 782,3 \text{ квт.}$$

Температура охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя определяется на основании уравнения теплового баланса:

$$G_m c_p (t_{m1} - t_{m2}) = G_v c_v (t_{v1} - t_{v2}),$$

откуда

$$t_{v2} = t_{v1} + \frac{G_m c_p (t_{m1} - t_{m2})}{G_v c_v} = t_{v1} + \frac{Q}{G_v c_v}.$$

Кроме температуры охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя, в этом уравнении неизвестной величиной является и удельная теплоемкость морской воды. Чтобы его решить, зададимся предварительным значением c_v , для чего по прилож. 3 возьмем ориентировочное значение удельной теплоемкости морской воды при температуре несколько выше температуры t_{v1} :

$$c'_v = 3,93 \cdot 10^3 \text{ кдж/(кг·град)}$$

и решим это уравнение:

$$t_{v2} = 15 + \frac{782,3}{69,4 \cdot 3,93 \cdot 10^3} = 17,87^\circ \text{C} \approx 17,9^\circ \text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды

$$t_v = 0,5 (t_{v1} + t_{v2}) = 0,5 (15 + 17,9) = 16,45^\circ \text{C}.$$

Рис. 33. Схема охладителя масла с неперекрывающимися перегородками сегментного типа

A_1 и A_2 — вход и выход воды; B_1 и B_2 — вход и выход масла

Если предварительно принятое значение теплоемкости морской воды не соответствует ее значению при полученной средней температуре, то необходима корректировка. Итак, в нашем случае $c_v = c'_v = 3,93 \cdot 10^3 \text{ кдж/(кг·град)}$.

Определим среднюю логарифмическую разность температур масла и охлаждающей воды в охладителе.

Для этого воспользуемся формулой

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} - t_{v1}) - (t_{m2} - t_{v2})}{2,3 \lg \frac{t_{m1} - t_{v2}}{t_{m2} - t_{v1}}} = \frac{(45 - 17,9) - (35 - 16,45)}{2,3 \lg \frac{45 - 17,9}{35 - 16,45}} = 22,6^\circ \text{C}.$$

Теперь перейдем к конструктивному расположению поверхности охлаждения. Схема аппарата показана на рис. 33.

Количество ходов охлаждающей воды по трубкам охладителя $z_n = 2$.

Диаметр охлаждающих трубок $d_n/d_v = 0,016/0,014 \text{ м}$.

Шаг разбивки трубок (по треугольнику) $S_T = 0,021 \text{ м}$.

Схема разбивки трубной доски показана на рис. 34. Аналогичная разбивка трубной доски в натуральную величину производится при проектировании охладителей масла. На схеме разбивки трубной доски нанесен срез (кромка) сегментообразной перегородки и показан подсчет необходимых размеров.

Расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение для трубок, расположенных между кромками соседних перегородок) $y_0 = 0,0253 \text{ м}$.

Расстояние между трубками (зазор): $y = S_T - d_n = 0,021 - 0,016 = 0,005 \text{ м}$.

Количество рядов трубок, расположенных между кромками перегородок, $n_0 = 30$.

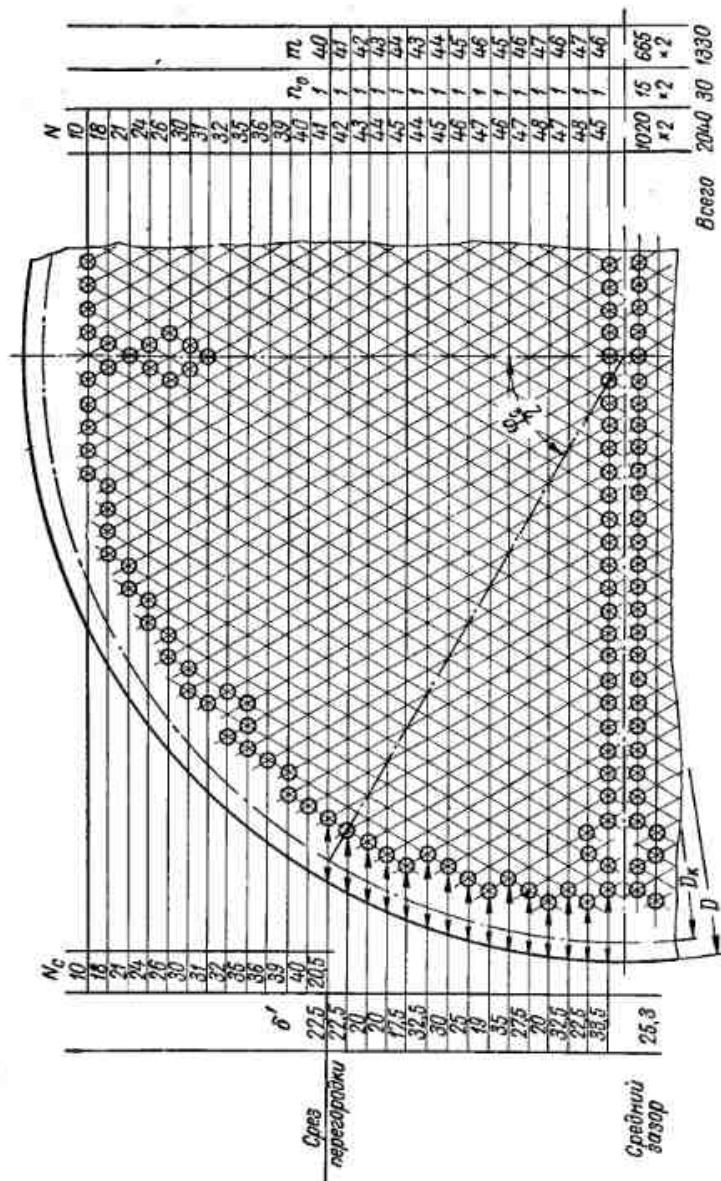


Рис. 34. Схема разбивки трубной доски (к примеру расчета охладителя масла)

δ' — величина зазора между крайней трубкой и корпусом, мм; N_0 — количество трубок в сегментном вырезе перегородки; N — общее количество рядов трубок между срезами между осевыми перегородками; m — количество зазоров между трубками (по срезу перегородок)

Количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между кромками перегородок, $m=1330$.

Принятый внутренний диаметр корпуса охладителя с учетом зазоров, необходимых для возможности выема трубой батареи, $D=1,050$ м.

Общее количество трубок $N=2040$ шт.

Количество трубок в сегментном вырезе перегородки, $N_c=362,5$ шт.

Центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке (с учетом толщины кольца), $\varphi_c=117,3^\circ$.

Расстояние между перегородками принимаем: $h_1=0,225$ м.

Толщина перегородки $\delta=0,004$ м.

Площадь для прохода масла между перегородками:

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m}{2n_0} y\right) h_1 = \left(2 \cdot 0,0253 + \frac{3 \cdot 1330}{2 \cdot 30} \cdot 0,005\right) 0,225 = 0,086 \text{ м}^2.$$

Площадь для прохода масла в вырезе перегородки

$$f_2 = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) - 0,785 d_n^2 N_c = \\ = \frac{1,05^2}{8} \left(\frac{117,3 \cdot 3,14}{180} - \sin 117,3^\circ \right) - 0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 362,5 = 0,087 \text{ м}^2.$$

Необходимо, чтобы $f_1 \approx f_2$. В случае необеспечения этого условия при первичном расчете надо изменить расстояние между перегородками (h_1) или перенести срез перегородки; расчет повторяется до тех пор, пока не будет выполнено условие равенства площадей.

Средняя площадь для прохода масла

$$f_m = 0,5 (f_1 + f_2) = 0,5 (0,086 + 0,087) = 0,0865 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость масла в корпусе охладителя

$$w_m = \frac{G_m}{3600 f_m \rho_m} = \frac{148500}{3600 \cdot 0,0865 \cdot 882} = 0,54 \text{ м/сек},$$

здесь $\rho_m = \gamma_m/g = 8652/9,81 = 881,7$ кг/м³ — плотность масла при температуре $t_m = 40^\circ \text{C}$.

Определим скорость движения охлаждающей воды по трубкам охладителя:

$$w_b = \frac{G_b \alpha_b}{2825 d_n^2 N \rho_b} = \frac{250000 \cdot 2}{2825 \cdot 0,014^2 \cdot 2040 \cdot 1021,5} = 0,434 \text{ м/сек},$$

где $\rho_b = \gamma_b/g = 10022/9,81 = 1021,6$ кг/м³ — плотность морской воды при t_b ; здесь $\gamma_b = 10022$ н/м³ — удельный вес охлаждающей морской воды при t_b (см. прилож. 3)

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам трубок подсчитываем для сравнения по двум формулам (35) и (37):

$$\alpha_m = 3,02 \beta_1 \beta_2 \rho_m^{0,9} w_m^{0,6} = 3,02 \cdot 0,994 \cdot 5,68 \cdot 40^{0,9} \cdot 0,54^{0,6} = 325 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)},$$

где $\beta_1 = 0,97 + 0,055 w_b = 0,97 + 0,055 \cdot 0,434 = 0,994$; $\beta_2 = \sqrt{14,4 + t_b} =$

$$= \sqrt{14,4 + 16,45} = 5,68; \alpha_m = \gamma_{\phi} 640 \sqrt{\frac{w_m}{t - d_n}} (1 + 0,006 t_m) = 1,25 \cdot 640 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,54}{21 - 16}} (1 + 0,006 \cdot 40) = 325 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)}.$$

В нашем примере результаты полностью совпадают. В случае, если полученные значения коэффициента теплоотдачи отличаются друг от друга, в основу расчета берется меньшее значение.

Теперь необходимо перейти к определению коэффициента теплоотдачи от стенок трубок к охлаждающей воде. Для применения той или иной зависимости необходимо определить режим движения воды в трубках.

Критерий Рейнольдса для охлаждающей воды

$$Re_b = \frac{w_b d_n}{\nu_b} = \frac{0,434 \cdot 0,014}{1,02 \cdot 10^{-6}} = 5950.$$

где $\nu_b = 1,02 \cdot 10^{-6}$ м²/сек — коэффициент кинематической вязкости охлаждающей воды при t_b (прилож. 3).

По величине критерия Рейнольдса видно, что режим движения охлаждающей воды в трубках охладителя является переходным режимом от ламинарного к развитому турбулентному ($2200 < Re_b < 10^4$). Соответственно режиму определяется и коэффициент теплоотдачи. Как указывалось ранее, при переходном режиме движения жидкости определение коэффициента теплоотдачи производят приближенно.

В нашем примере определим коэффициент теплоотдачи по способу, предложенному В. М. Раммом (см. § 6):

$$\alpha_b = \left(1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re_b^{1,8}}\right) \frac{\lambda_b}{d_n} \cdot 0,0225 \cdot Re_b^{0,8} Pr_b^{0,4} = \\ = \left(1 - \frac{6 \cdot 10^5}{5950^{1,8}}\right) \frac{0,554}{0,014} \cdot 0,0225 \cdot 5950^{0,8} \cdot 7,75^{0,4} = 1790 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)},$$

где $\lambda_b = 0,554$ вт/(м · град) — коэффициент теплопроводности охлаждающей воды при t_b ; $Pr_b = 7,75$ — критерий Прандтля для охлаждающей воды при t_b (прилож. 3).

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде для чистых трубок охладителя определим по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_m} + \frac{d_n - d_b}{2\lambda_\tau} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{2d_n}{d_n + d_b}} = \\ = \frac{1}{\frac{1}{325} + \frac{0,016 - 0,014}{2 \cdot 29} + \frac{1}{1790} \frac{2 \cdot 0,016}{0,016 + 0,014}} = 270 \text{ вт/(м}^2 \cdot \text{град)},$$

где $\lambda_\tau = 29$ вт/(м · град) — коэффициент теплопроводности материала трубок (мельхиор) — по табл. 8.

Минимально необходимая поверхность охлаждения маслоохладителя по уравнению (7):

$$F_n' = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{782,3}{270 \cdot 22,6} = 128 \text{ м}^2.$$

Необходимая поверхность охлаждения с учетом возможности загрязнения трубок $F_n = F_n' / \eta_b = 128 / 0,8 = 160 \text{ м}^2$,

где $\eta_b = 0,8$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок.

Принимаем число отсеков $n=7$.

Расстояние между трубными досками $L = h_1 n + (n-1) \delta = 0,225 \cdot 7 + (7-1) \cdot 0,004 = 1,599$ м.

Фактическая поверхность охлаждения $F_\phi = \pi d_n N L = 3,14 \cdot 0,016 \cdot 2040 \cdot 1,599 = 164 \text{ м}^2$.

При расчете гидравлических сопротивлений необходимо учитывать все поддающиеся учету или хотя бы приближенной оценке факторы, влияющие на сопротивление полости аппарата. После окончательного подсчета всех сопротивлений нужно проанализировать результаты с целью определения необходимости изменения геометрических размеров элементов аппарата.

Гидравлические сопротивления по изучаемому тракту движения теплоносителя не должны превышать допускаемые, обусловленные заданием. Низкие величины полученных сопротивлений укажут, что охладитель спроектирован недостаточно эффективным; можно получить заданное сопротивление за счет повышения скорости теплоносителя, что в свою очередь повысит коэффициент теплоотдачи и позволит уменьшить габариты аппарата.

Гидравлическое сопротивление масляной полости

Минимальная ширина свободного сечения для прохода масла между перегородками (у кромки перегородки) $\sigma_{\text{мин}} = 0,185 \text{ м}$ (рис. 34).

Соответствующее минимальное сечение для прохода масла у кромки перегородки $f'_{\text{мин}} = \sigma_{\text{мин}} h_1 = 0,185 \cdot 0,225 = 0,0416 \text{ м}^2$.

Максимальная скорость масла при движении масла между перегородками

$$w'_{\text{макс}} = \frac{G_m}{f'_{\text{мин}} \rho_m} = \frac{412}{0,0416 \cdot 881,9} = 1,12 \text{ м/сек},$$

где $\rho_m = \gamma_m/g = 8652/9,81 = 881,9 \text{ кг/м}^3$ — плотность масла при $t_m = 40^\circ \text{С}$.

Величина критерия Рейнольдса при протекании масла между перегородками

$$Re_1 = \frac{w'_{\text{макс}} y}{\nu_m} = \frac{1,12 \cdot 0,005}{75 \cdot 10^{-6}} = 74,6.$$

Потеря напора при движении масла между перегородками

$$\Delta P_{M_1} = \xi_0 \frac{w_{\text{макс}}^2}{2g} n \rho_m \cdot 10^{-3} = 48 \frac{1,12^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 7 \cdot 881,9 \cdot 10^{-3} = 19 \text{ м вод. ст.},$$

здесь $\xi_0 = \frac{3m}{Re_1^{0,2}} = \frac{3 \cdot 38}{74,6^{0,2}} = 48$ — коэффициент местного сопротивления при

поперечном омывании трубок (табл. 12); $m=38$ — количество рядов трубок, пересекаемых поперечным потоком масла (по центрам тяжести сегментов); $n=7$ — количество отсеков в охладителе.

Потеря напора при обгании маслом перегородок

$$\Delta P_{M_2} = \xi_1 \frac{w_{\text{макс}}^2}{2g} (n-1) \rho_m 10^{-3} = 1,5 \frac{1,12^2}{2 \cdot 9,81} (7-1) \cdot 881,9 \cdot 10^{-3} = 0,51 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_1 = 1,5$ — коэффициент сопротивлений при обгании маслом перегородки (табл. 12).

Потеря напора при протекании масла над перегородками

$$\Delta P_{M_3} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{w_m^2}{2g} \rho_m 10^{-3} = 0,17 \cdot \frac{1,599}{0,018} \cdot \frac{0,537^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 881,9 \cdot 10^{-3} = 0,196 \text{ м вод. ст.},$$

где $w_m = \frac{G_m}{f \rho_m} = \frac{412}{0,087 \cdot 881,9} = 0,537 \text{ м/сек}$ — скорость масла над перегородками;

$$d_3 = \frac{4f_3}{\pi \left(d_n N_c + \frac{D \varphi_c}{360} \right)} = \frac{4 \cdot 0,087}{3,14 \left(0,016 \cdot 362,5 + \frac{1,05 \cdot 117,3}{360} \right)} = 0,018 \text{ м}$$

эквивалентный диаметр сечения при проходе масла над перегородками в корпусе;

$$Re_2 = \frac{w_m d_3}{\nu_m} = \frac{0,537 \cdot 0,018}{75 \cdot 10^{-6}} = 129 \text{ — критерий Рейнольдса при проходе масла над перегородками;}$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,02 + \frac{1,7}{Re^{0,5}} = 0,02 + \frac{1,7}{129^{0,5}} = 0,17 \text{ — коэффициент трения при протекании масла над перегородками по формуле (49).}$$

Диаметр отверстия в патрубках входа и выхода масла d_m принимаем равным $0,2 \text{ м}$.

Скорость масла в патрубках входа и выхода, считая по средней температуре масла, будет

$$w_{\text{м.п}} = \frac{G_m}{2825 d_m^2 \rho_m} = \frac{148500}{2825 \cdot 0,2^2 \cdot 881,9} = 1,48 \text{ м/сек.}$$

Потеря напора в патрубках входа и выхода масла

$$\Delta P_{M_4} = 2 \xi_2 \frac{w_{\text{м.п}}^2}{2g} \rho_m 10^{-3} = 2 \cdot 1,5 \frac{1,48^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 881,9 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_2 = 1,5$ — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камеры (табл. 12).

Потеря напора на вход в междутрубное пространство и выход из него

$$\Delta P_{M_5} = (\xi_3 + \xi_4) \frac{w_{\text{макс}}^2}{2g} \rho_m 10^{-3} = (1,5 + 1) \frac{1,12^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 881,9 \cdot 10^{-3} = 0,141 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_3 = 1,5$; $\xi_4 = 1,0$ — коэффициенты местных сопротивлений при входе в междутрубное пространство и выходе из него (табл. 12).

Примем коэффициент, учитывающий возможность загрязнения поверхности трубок, $\eta_3 = 1,1$. Тогда общее сопротивление масляной полости охладителя

$$\Delta P_M = \eta_3 \sum \Delta P_{M_{1-5}} = 1,1 (19 + 0,51 + 0,196 + 0,3 + 0,141) = 22,5 \text{ м вод. ст. или } 22,5 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \approx 0,22 \text{ Мн/м}^2.$$

Гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды. Полная длина трубки одного хода охлаждающей воды $L_n = L + 2S_{\text{тр}} = 1,599 + 2 \cdot 0,04 = 1,679 \text{ м}$, где $S_{\text{тр}} = 0,04 \text{ м}$ — предварительная толщина трубной доски (уточняется при расчете на прочность).

Коэффициент сопротивления трения для охлаждающей воды по формуле (47)

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_v}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{5950}} = 0,036.$$

Потери напора на трение при движении воды по трубкам:

$$\Delta P_{N_1} = \lambda \frac{L_n}{d_n} \frac{w_n^2}{2g} z_n \rho_n 10^{-3} = 0,036 \frac{1,679}{0,014} \frac{0,434^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 2 \cdot 1021,5 \cdot 10^{-3} = 0,042 \text{ м вод. ст.},$$

где $\rho_n = \gamma_n/g = 10021/9,81 = 1021,5 \text{ кг/м}^3$ — плотность охлаждающей воды при $t_n = 16,45^\circ \text{С}$.

Потери напора на местные сопротивления при входе воды в трубное пространство и выходе из него

$$\Delta P_{N_2} = 2 \xi_n \xi_1 \frac{w_n^2}{2g} \rho_n 10^{-3} = 2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot \frac{0,434^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1021,5 \cdot 10^{-3} = 0,039 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_1 = 1,0$ — коэффициент местного сопротивления при входе в трубное пространство и выходе из него (табл. 12).

Потери напора при повороте охлаждающей воды между ходами в крышке охладителя

$$\Delta P_{\text{в.п}} = \xi_2 \frac{w_{\text{в.п}}^2}{2g} \rho_{\text{в}} 10^{-3} = 2,5 \frac{0,434^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1021,5 \cdot 10^{-3} = 0,025 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_2 = 2,5$ — коэффициент местного сопротивления при повороте на 180° между ходами (табл. 12).

Диаметр отверстия в патрубках входа и выхода охлаждающей воды $d_{\text{в.п}} = 0,25 \text{ м}$.

Скорость охлаждающей воды в патрубках входа и выхода

$$w_{\text{в.п}} = \frac{G_{\text{в}}}{2825 d_{\text{в.п}}^2 \rho_{\text{в}}} = \frac{250000}{2825 \cdot 0,25^2 \cdot 1021,5} = 1,39 \text{ м/сек.}$$

Потери напора в патрубках входа и выхода охлаждающей воды

$$\Delta P_{\text{в.п}} = 2 \xi_3 \frac{w_{\text{в.п}}^2}{2g} \rho_{\text{в}} 10^{-3} = 2 \cdot 1,5 \frac{1,39^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1021,5 \cdot 10^{-3} = 0,302 \text{ м вод. ст.},$$

где $\xi_3 = 1,5$ — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камеры (табл. 12).

Общее сопротивление полости охлаждающей воды

$$\Delta P_{\text{в}} = \eta_3 \sum \Delta P_{\text{в.п}} = 1,1 (0,042 + 0,039 + 0,025 + 0,302) = 0,45 \text{ м вод. ст.}$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

20. Краткая характеристика теплообменных аппаратов для вязких жидкостей отечественного производства

Краткая характеристика теплообменных аппаратов для вязких жидкостей по их назначению сводится к следующему. Смазочные масла, нагретые в исполнительных механизмах, охлаждаются в специальных теплообменных аппаратах — маслоохладителях. Охлаждение производится пресной или морской (в судовых аппаратах) водой.

Жидкое топливо — мазуты различных марок — перед сжиганием его в котлах и печах подогревается до определенной температуры, обеспечивающей требуемую вязкость топлива для распыления его при помощи форсунок, в подогревателях жидкого топлива. Подогрев производится паром, реже горячей водой или конденсатом. Предварительный подогрев смазочных масел также производится в подогревателях.

По конструктивным признакам теплообменные аппараты для вязких жидкостей можно подразделить на кожухотрубные (гладкотрубные, ребристые), с овальными трубками, с турбулиза-

торами), пластинчатые и специальные (спиральные, змеевиковые, витые).

Наиболее широкое применение в отечественной промышленности имеют аппараты кожухотрубные. Большая потребность в охладителях и подогревателях вязких жидкостей и разнообразие требований, предъявляемых к ним по характеристикам и конструктивным особенностям, приводит к необходимости увеличения работ по их проектированию и изготовлению.

По этим причинам в каждой области применения аппаратов для вязких жидкостей всемерно проводится типизация и нормализация этих аппаратов с целью применения максимального количества унифицированных и нормализованных узлов и деталей, что в конечном счете приводит к резкому уменьшению стоимости проектирования и изготовления аппаратов.

21. Охладители вязких жидкостей

Рассмотрим некоторые охладители вязких жидкостей, применяемые в нашей промышленности, их конструкцию, теплотехнические характеристики и весогабаритные данные.

Харьковский турбинный завод имени С. М. Кирова (ХТЗ) для турбоагрегатов, гидротурбин и других энергетических установок поставляет маслоохладители типа МО-53-4 и МБ-90-135. Принципиальная схема маслоохладителей приведена на рис. 35. Как видно из схемы конструкция маслоохладителя представляет кожухотрубный аппарат, обеспечивающий поперечное обтекание охлаждающих трубок маслом, при этом поперечный поток масла относительно трубок обеспечивается применением неперекрывающих поперечных перегородок кольцевого типа в корпусе аппарата.

Поверхность охлаждения маслоохладителей образована трубками размером $16 \times 1 \text{ мм}$. Охладитель МО-53-4 имеет поверхность охлаждения $56,3 \text{ м}^2$, число трубок 640 шт. при активной длине трубок 1750 мм, число ходов по маслу 20, по охлаждающей воде 4. Охладитель МБ-90-135 имеет поверхность охлаждения $93,7 \text{ м}^2$, число трубок 964 шт. при активной длине трубок 1935 мм, число ходов по маслу 16, по охлаждающей воде 4. Данные теплотехнических испытаний этих маслоохладителей на турбинном масле марки Л при чистой поверхности трубок аппаратов, проведенные в лаборатории теплообменных аппаратов ХТЗ [24, 25], дают возможность их использования в широком диапазоне изменения расходов масла и охлаждающей воды и различных начальных температурах масла и воды.

Результаты теплотехнических испытаний, обработанные авторами в виде графических зависимостей, приведены на рис. 36 и 37. На рис. 38 показана зависимость потери давления масла от расхода и температуры в этих аппаратах. Испытания проводились на серийных маслоохладителях. Данные испытаний маслоохладителя МО-53-4 приведены в диапазоне изменений начальной темпе-

ратуры масла 55—65°С, расхода масла от 50 до 90 т/ч. При этом расход охлаждающей воды менялся от 70 до 180 т/ч при начальной температуре 8—48°С. Маслоохладитель МБ-90—135 испытывался: при расходе масла от 14 до 250 т/ч; начальной температуре масла 30—62°С, расходе охлаждающей воды от 30 до 300 т/ч при начальной температуре 7—18°С.

Результаты испытаний указанных маслоохладителей производства ХТЗ показывают, что температура масла на выходе из

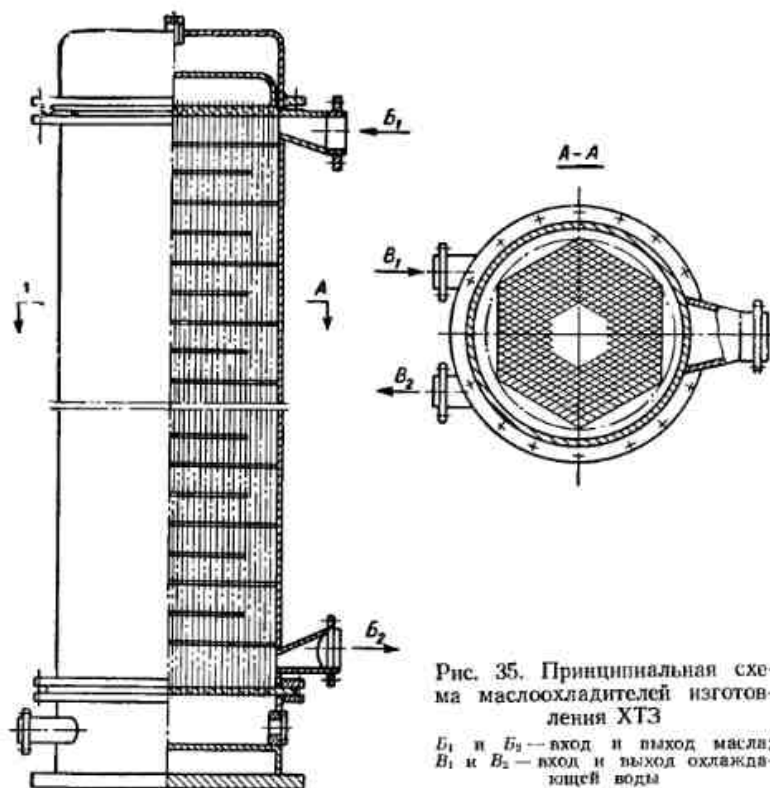


Рис. 35. Принципиальная схема маслоохладителей изготовления ХТЗ
 B_1 и B_2 — вход и выход масла;
 B_1 и B_2 — вход и выход охлаждающей воды

аппаратов при увеличении расхода масла или уменьшении расхода охлаждающей воды увеличивается незначительно. Большое влияние на величину значения температуры выходящего из аппарата масла оказывают температурные факторы как той, так и другой среды.

Маслоохладители кожухотрубного типа с прямыми трубками, но с применением для обеспечения поперечного обтекания охлаждающих трубок маслом в корпусе охладителя неперекрывающих поперечных перегородок сегментного типа выпускает Таганрогский завод «Красный гидропресс». Основные теплотехнические харак-

теристики ряда аппаратов типа МО и их весогабаритные данные показаны в табл. 27; полости аппаратов рассчитаны на рабочие давления теплоносителей до $3 \cdot 10^5$ н/м². Охлаждаемая среда — масло турбинное 46 по ГОСТ 32—53, охлаждающая среда — прес-

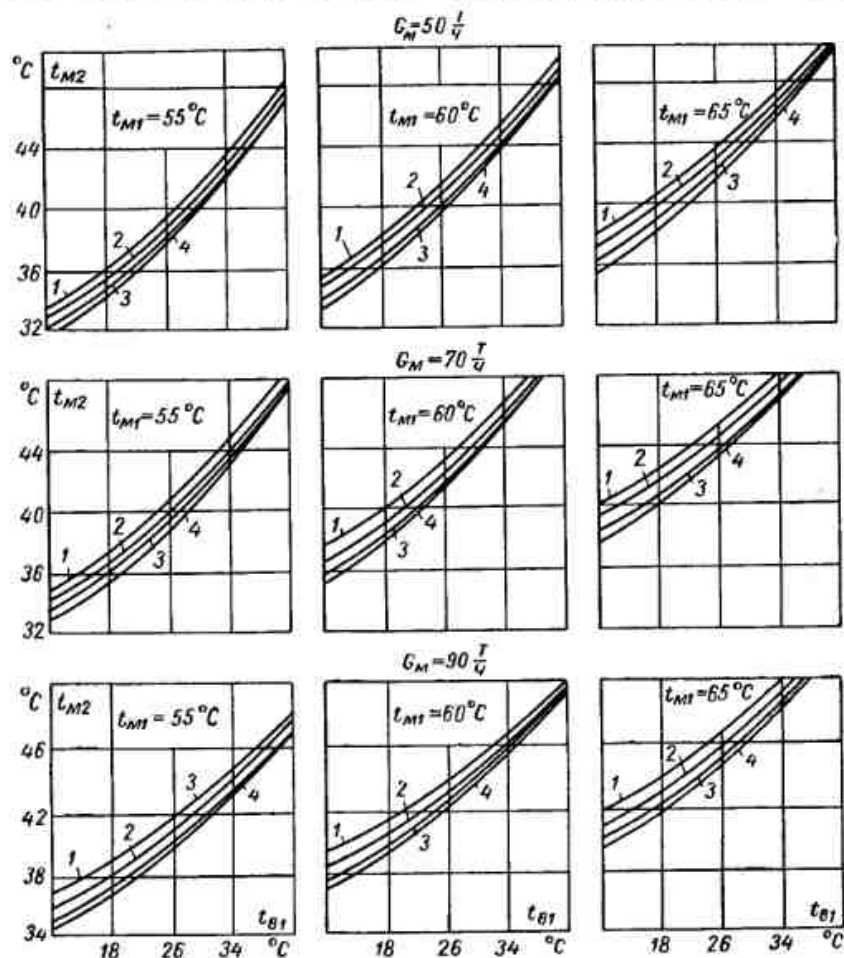


Рис. 36. Зависимость температуры масла на выходе из аппарата t_{M2} от температуры входа охлаждающей воды t_{M1} при расходе масла G_M и температуре входа масла t_{M1} для маслоохладителя типа МО—53—4—ХТЗ
 1, 2, 3 и 4 — расход охлаждающей воды 70, 100, 140 и 180 т/ч

ная и морская вода. Маслоохладители, у которых охлаждающей средой является морская вода, имеет соответствующую протекторную защиту против коррозионного воздействия морской воды.

На рис. 39 показан маслоохладитель типа У-8 вертикального исполнения изготовления Невского завода имени В. И. Ленина

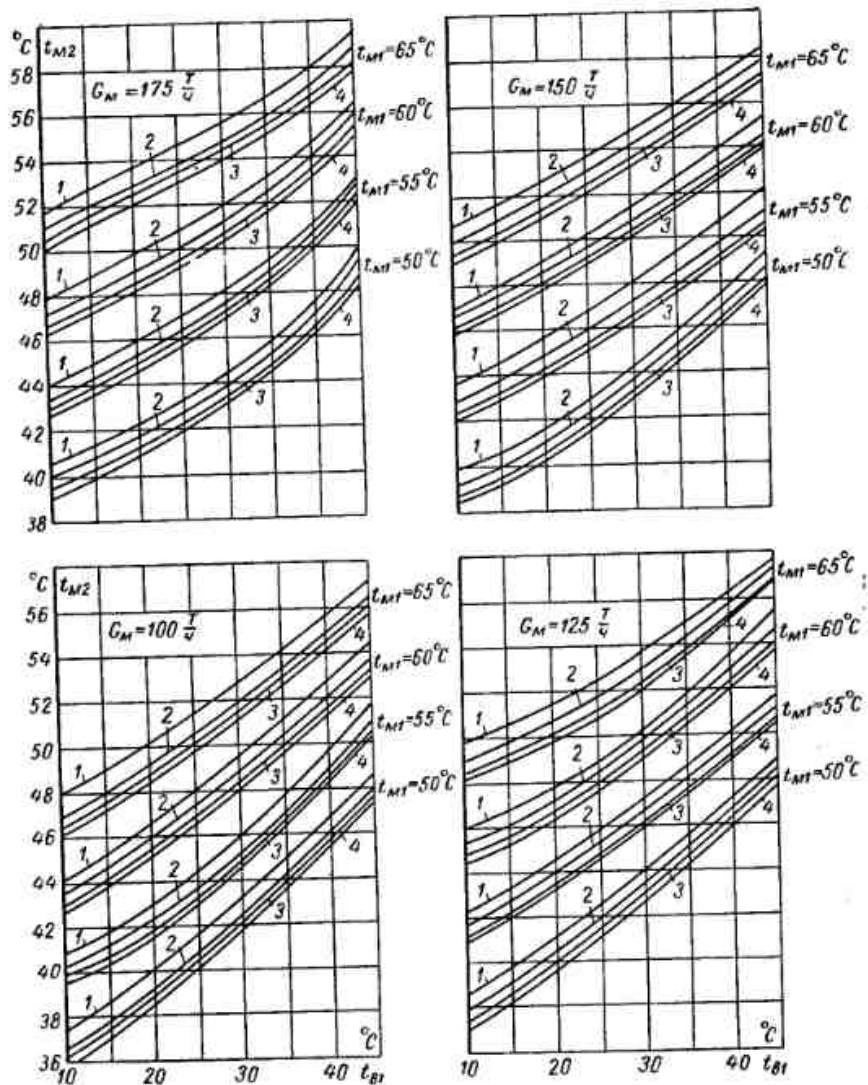


Рис. 37. Зависимость температуры масла на выходе из аппарата t_{M2} от температуры входа воды t_{B1} при расходе масла G_M для маслоохладителя типа МБ-90-135-ХТЗ

1, 2, 3 и 4 — расход охлаждающей воды 100, 150, 200 и 250 т/ч

(НЗЛ). Поперечный относительно трубок поток масла получается в результате установки в корпусе аппарата неперекрывающих поперечных перегородок кольцевого типа. Поверхность теплообмена образована пучком латунных трубок 14×1 , длина труб 1365 мм, количество — 150 шт. Общая масса аппарата около 273 кг, при этом масса трубок составляет около 110 кг. Для закрепления охладителя на фундаменте предусмотрена опорная плита размером 370×370 мм. Этим же заводом поставляются унифицированные вертикальные гладкотрубные маслоохладители

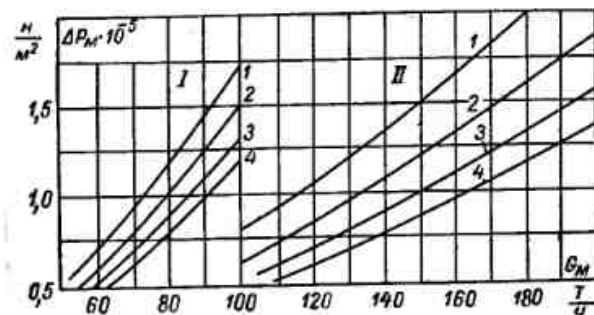


Рис. 38. Зависимость потери давления масла от расхода масла в маслоохладителях ХТЗ типа МБ-90-135 (I) и типа МО-53-4 (II)

Средняя температура масла, °С: 1—30; 2—40; 3—50; 4—60

типа М — охлаждение предусмотрено пресной водой, и типа ММ — охлаждение предусмотрено морской водой.

Допускаемые максимальные рабочие давления теплоносителей: масла $6 \cdot 10^5$ н/м², охлаждающей воды $3 \cdot 10^5$ н/м². Данные теплотехнических испытаний, проведенные НЗЛ на двух типоразмерах маслоохладителей, в графическом виде показаны на рис. 40 и 41.

Графики $t_{M2} = f_1(t_{B1})$ построены при постоянных значениях температур масла на входе в маслоохладитель $t_{M1} = 55^\circ\text{C}$ и на выходе из маслоохладителя $t_{M2} = 45^\circ\text{C}$, для маслоохладителей М-8 и ММ-8 расход охлаждающей воды $G_B = 18$ т/ч, расход масла $G_M = 25,8$ м³/ч; для маслоохладителей М-5 и ММ-5 расход охлаждающей воды $G_B = 13$ т/ч, расход масла $G_M = 16,2$ м³/ч.

Графики $\Delta P_M = f_2(G_M)$ построены при постоянных значениях средних температур масла $t_M = 50^\circ\text{C}$ и расходах масла для маслоохладителей М-8 и ММ-8 — 25,8 м³/ч и М-5 и ММ-5 — 16,2 м³/ч.

Испытания проводились на масле турбинном марки Л.

Для нужд судостроительной промышленности ряд заводов изготавливают охладители вязких жидкостей (маслоохладители). В целях максимально возможной унификации узлов и деталей, создания специализированного производства охладителей масла и

Теплотехнические и весогабаритные характеристики маслоохладителей типа МО таганрогского завода «Красный гидропресс»

Индекс аппарата (условный)	МО1	МО2	МО3	МО4	МО5	МО6	МО7	Количество охлаждаемого масла G_m , л/мин	Температура масла		Количество охлаждающей воды G_w , м ³ /ч	Температура воды при входе, °С	Габаритные размеры						Трубки		Число ходов		Масса, кг
									при входе $t_{мв}$, °С	при выходе $t_{мх}$, °С			H_1 , мм	H_2 , мм	h_1 , мм	D_1 , мм	K_1 , мм	Размер, мм	Количество, шт.	по маслу	по воде		
								100	60	48	5	25	1000	786	630	200	285	10×1	164	12	2	110	
								150	60	50	10	30	1100	786	630	200	285	10×1	164	12	2	117	
								200	60	50	15	32	1165	942	802	200	285	10×1	164	12	2	109	
								340	70	48	35	25	1546	1322	1182	290	440	10×1	356	16	2	192	
								350	60	50	24	28	1555	1218	1058	315	395	16×1	168	14	2	265	
								400	60	48	24	30	1435	1172	1005	380	470	10×1	644	16	2	325	
								450	60	50	25	32	1250	1000	852	290	440	10×1	356	12	2	200	

воды (дистиллята) для энергетических установок судов всех классов и назначений, отраслевой нормалью «Аппараты теплообмен-

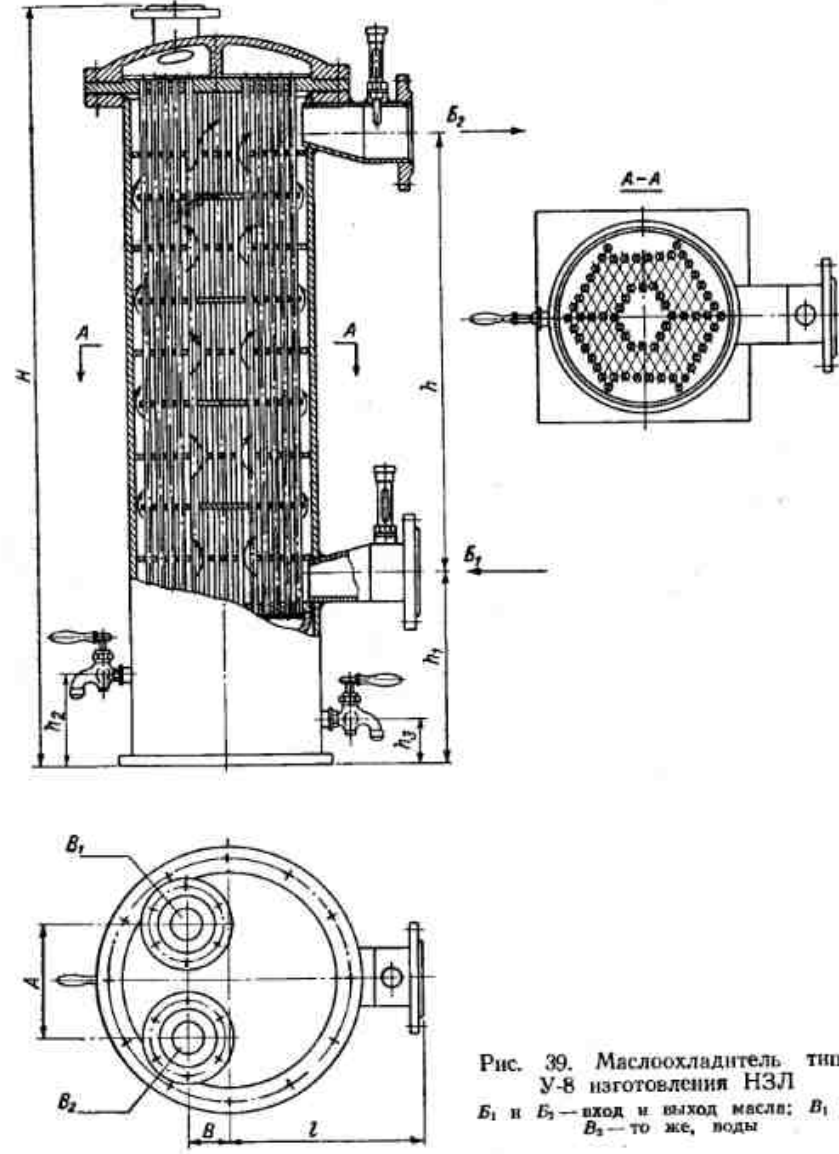


Рис. 39. Маслоохладитель типа У-8 изготовления НЗЛ
 B_1 и B_2 — вход и выход масла; B_1 и B_2 — то же, воды

ные кожухотрубные с прямыми трубками судовые» (ОН9-487-64) регламентируется ряд типоразмеров таких аппаратов. Указанная нормаль обеспечивает максимальное количество параметров по $1/5^*$

температурам, давлениям и маркам масел, встречающихся в судовом аппаратостроении. Для выполнения этих требований нормально предусматриваются семь диаметров корпусов аппаратов и ограничиваются по применению размеры диаметров трубок, из которых компонуется поверхность теплообмена (приняты трубки

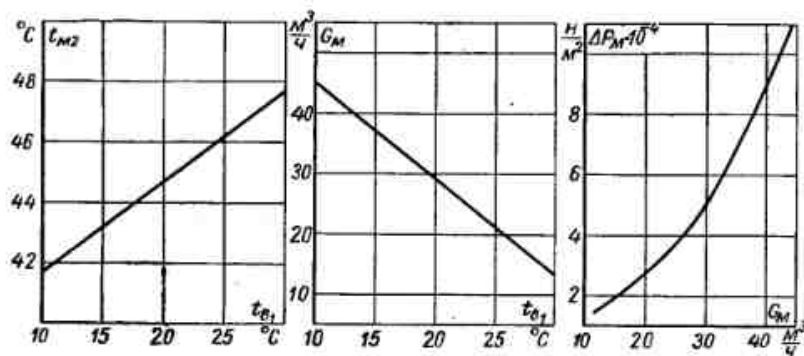


Рис. 40. Зависимости $t_{M2}=f_1(t_{B1})$; $G_M=f_2(t_{B1})$ и $\Delta P_M=f_3(G_M)$ для маслоохладителей типа М-8 и ММ-8 НЗЛ

размером 10×1; 10×1,2 и 16×1 мм). Выбор трех размеров трубок обусловлен спецификой закрепления трубок в трубных досках, применяемыми рабочими давлениями теплоносителей и возможностью чистки поверхности теплообмена в судовых условиях.

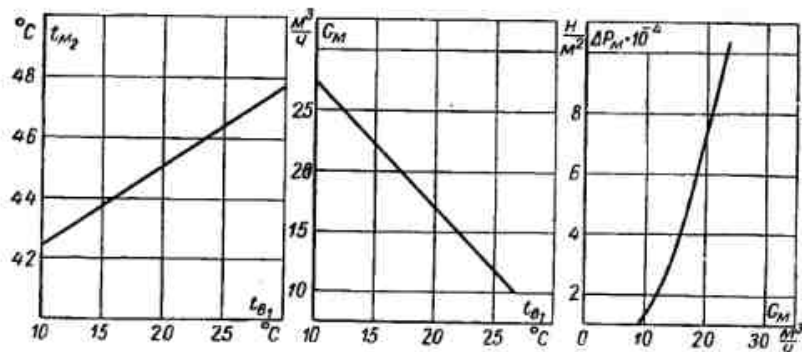


Рис. 41. Зависимости $t_{M2}=f_1(t_{B1})$; $G_M=f_2(t_{B1})$ и $\Delta P_M=f_3(G_M)$ для маслоохладителей типа М-5 и ММ-5 НЗЛ

В нормали для охлаждения масла предусмотрены типоразмеры аппаратов типа ТК, внутри корпуса которых расположены непрерывные поперечные сегментные перегородки, позволяющие направить поток охлаждаемого масла поперек трубок, что, как было ранее упомянуто, более рационально с теплотехнической точки зре-

ния — коэффициент теплоотдачи масла при поперечном обтекании трубок выше, чем при продольном. По количеству ходов охлаждающей среды (морской воды), в трубках аппарата нормально оговорено применение одного хода, двух ходов и четырех ходов.

При применении двух и четырех ходов в трубках аппарата патрубки входа и выхода охлаждающей воды находятся на одной (передней) крышке, а задняя крышка (глухая) не имеет патрубков. Такое конструктивное решение позволяет производить осмотр трубок без демонтажа трубопроводов, упрощает монтаж аппарата на объекте.

Указанная отраслевая норма ОН9-487-64 для более правильного подбора аппарата, по исходным данным, снабжена номограммой, позволяющей при минимальной затрате времени произвести соответствующий выбор.

Для двигателя 5Д50 с циркуляционной системой смазки и замкнутым циклом охлаждения пресной воды в ЦПКБ ММФ сконструирован теплообменный аппарат с совмещением в одном корпусе маслоохладителя и водоохладителя. Такая конструкция позволила уменьшить габариты аппарата и более компактно разместить его в машинном отделении. Аппарат рассчитан на охлаждение 5 кг/сек (18 т/ч) масла с 70 до 60°С и 25 кг/сек (90 т/ч) пресной воды с 71 до 65°С. Охлаждающей средой служит заборная вода в количестве 12,5 кг/сек (45 т/ч) с начальной температурой 24°С. Расчетные коэффициенты теплопередачи от масла к охлаждающей воде $k_1=525$ Вт/(м²·град) и от пресной воды к охлаждающей $k_2=3840$ Вт/(м²·град) были подтверждены при проведении теплотехнических испытаний этого аппарата в судовых условиях [10].

Схема движения теплоносителей в аппарате конструкции ЦПКБ приведена на рис. 42. Конструктивно аппарат представляет собой следующее: в цилиндрический сварной корпус из нержавеющей стали вставлена трубная батарея с подвижной трубной доской. Корпус имеет патрубки для входа, выпуска и перепуска охлаждающей воды, а также фланцы для крепления со стальными камерами, предназначенными для входа и выхода масла и пресной воды. Камеры снабжены крышками, позволяющими производить осмотр трубной части аппарата без отсоединения трубопроводов. Трубная батарея состоит из прямых мельхиоровых трубок с внутренним диаметром 8 мм, развальцованных в латунных трубных досках (решетках), одна из которых является подвижной. В центральной части расположены две продольные латунные перегородки, закрепленные в центральной части трубных досок. Целевое назначение этих перегородок — образование трех водяных полостей для прохождения охлаждающей воды. Наличие поперечных перегородок создает возможность поперечного обтекания трубок охлаждающей водой и перепуска части воды мимо маслоохладяющей части аппарата для регулирования температуры масла на выходе. Внутри охлаждающих трубок установлены

турбулизаторы из латунной проволоки, свитой в виде спирали с небольшим шагом.

Сумским машиностроительным заводом имени Фрунзе изготавливаются стальные теплообменные аппараты спирального типа различного назначения и исполнения. Поверхность теплообмена у аппаратов этого типа представляет собой две свернутые в спираль стальные ленты, образующие два спиральных канала прямо-

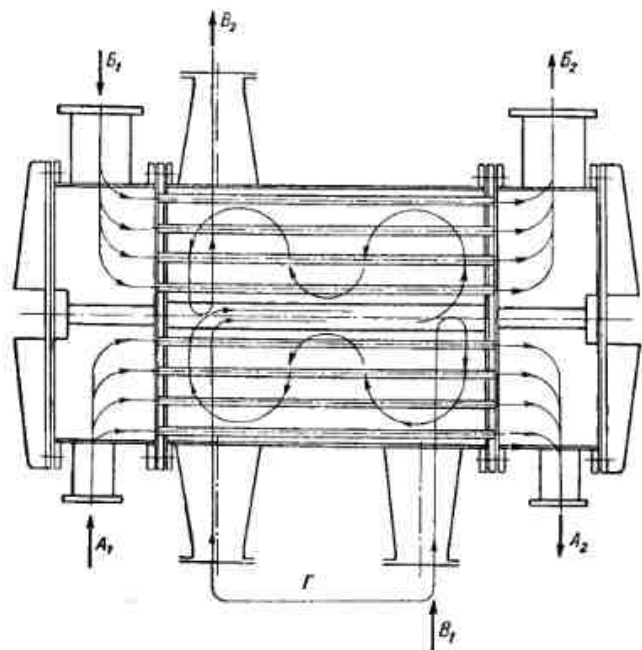


Рис. 42. Схема движения теплоносителей в аппарате конструкции ЦПКБ ММФ

A_1 и A_2 — вход и выход охлаждаемого масла; B_1 и B_2 — вход и выход охлаждаемой пресной воды; B_1 и B_2 — вход и выход охлаждающей воды; Γ — перепуск охлаждающей воды

угольного сечения. Расстояние между лентами фиксируется специальными упорными штифтами на поверхности ленты и дистанционными проставками по торцам каналов. Упорные штифты служат также для обеспечения достаточной прочности и устойчивости конструкции при воздействии давления рабочих сред. Спиральные теплообменные аппараты выпускаются двух видов: с тупиковыми каналами (с крышками) и с глухими каналами (без крышек) — каждый вид на три рабочих давления [21]. Поверхность теплообмена, соприкасающаяся с рабочей средой, может быть выполнена из углеродистой стали (ГОСТ 380—60 и ГОСТ 1050—60) или из высоколегированной коррозионноустойчивой стали (ГОСТ 5632—61) марок X18H10T, OX18H10T, OOX18H10, X17H13M2T в зависимости от агрессивности рабочей среды.

Для охлаждения вязких жидкостей целесообразно рекомендовать спиральные теплообменные аппараты с тупиковыми каналами (с крышками), так как в таких аппаратах проводят при необходимости механическую чистку поверхности теплообмена. В спиральных аппаратах с глухими каналами даже частичная механическая чистка практически невозможна. Тупиковый канал образуется в спиральном аппарате следующим образом: одна из дистанционных проставок приваривается к боковым кромкам ленты одного канала, а на смежном канале ее удаляют, в результате чего с торца образуется вход в канал для производства осмотра и механической чистки; торцы тупиковых каналов закрыва-

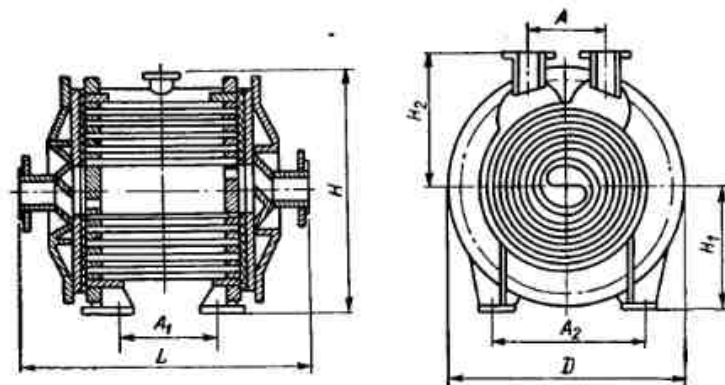


Рис. 43. Спиральный теплообменный аппарат изготовления Сумского машиностроительного завода имени Фрунзе

ются съемными крышками на прокладках. Закрепление аппаратов на фундаменте может осуществляться на лапах или на цапфах, исполнение предусмотрено горизонтальное и вертикальное.

На рис. 43 показан спиральный теплообменный аппарат с тупиковыми каналами (с крышками), у которых опоры выполнены в виде лап. Основные габаритные размеры и весовые характеристики ряда типоразмеров этой разновидности аппаратов приведены в табл. 28. Особенностью работы таких аппаратов является постоянство сечения потоков теплоносителей в каналах аппарата, в связи с чем происходит замедленный процесс загрязнения (солеотложения) на поверхности теплообмена, создается возможность прокачивания теплоносителей через полости аппарата с большой скоростью при сравнительно небольших гидравлических сопротивлениях. Спиральные аппараты отличаются компактностью конструкции, высоким и стабильным коэффициентом теплопередачи, отсутствием термических напряжений в материале поверхности теплообмена в связи с ее формой. За счет применения тупиковых каналов предусматривается полная изоляция одной рабочей среды

Основные весогабаритные характеристики спиральных стальных теплообменников с тупиковыми каналами (с крышками) [21]

Поверхность теплообмена F , м ²	Высота канала, h , мм	Основные размеры, мм							Условный проход патрубков D_u , мм	Масса (кг) при расчетном давлении $P \cdot 10^{-4}$, кг/м ²			
		H	H_1	H_2	A	A_1	A_2	D (при толщине листа 4 мм)		d	29,4	58,9	98,1
3,2	8	850	410	440	200	110	400	740	15	40	245	330	425
	12	890	430	460							770	265	350
4	8	850	410	440	200	160	400	740	15	40	265	350	450
	12	890	430	460							770	285	370
5	8	850	410	440	200	210	400	740	15	40	280	370	480
	12	890	430	460							770	300	380
6,3	8	850	410	440	200	290	400	740	15	40	305	405	515
	12	819	430	460							770	325	425
8	8	1110	530	580	250	150	500	950	17	70	465	650	885
	12	1200	570	630							1040	495	695
10	8	1110	530	580	250	200	500	950	17	70	495	690	940
	12	1200	570	630							1040	525	730
12,5	8	1110	530	580	250	280	500	950	17	70	540	755	1025
	12	1200	570	630							1040	570	800
16	8	1110	530	580	250	400	500	950	17	70	605	850	1150
	12	1200	570	630							1040	635	895

Поверхность теплообмена F , м ²	Высота канала, h , мм	Основные размеры, мм							Условный проход патрубков D_u , мм	Масса (кг) при расчетном давлении $P \cdot 10^{-4}$, кг/м ²			
		H	H_1	H_2	A	A_1	A_2	D (при толщине листа 4 мм)		d	29,4	58,9	98,1
20	8	1180	560	620	320	400	600	1000	22	100	750	1015	1415
	12	1300	620	680							1100	785	1065
25	8	1180	560	620	320	520	600	1000	22	100	835	1455	1580
	12	1300	620	680							1100	870	1195
31,5	8	1180	560	620	320	640	600	1000	22	100	920	1265	1745
	12	1300	620	680							1100	960	1315
40	8	1180	560	620	320	890	600	1000	22	100	1095	1515	2075
	12	1300	620	680							1100	1130	1565
50	8	1390	670	720	400	630	700	1200	26	150	1540	2215	2870
	12	1570	760	810							1370	1600	2320
63	8	1390	670	720	400	880	700	1200	26	150	1810	2610	3395
	12	1570	760	810							1370	1870	2720
80	8	1390	670	720	400	1130	700	1200	26	150	2085	3005	3915
	12	1570	760	810							1370	2140	3115
100	8	1390	670	720	400	1380	700	1200	26	150	2350	3400	4430
	12	1570	760	810							1370	2410	3505

от другой: каждая крышка соприкасается только с одной рабочей средой и при нарушении плотности прокладки рабочие среды могут проникать только наружу или смешиваться между собой, не попадая в полость другой рабочей среды.

В химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и некоторых других отраслях промышленности применяются пластинчатые теплообменные аппараты, поверхность теплообмена которых собрана из гофрированных пластин. Пластины, собранные в пакет, образуют целые каналы, по которым проходят рабочие среды. Конструктивно пластины по контуру должны иметь резиновые прокладки для уплотнения каналов, или в отдельных конструкциях края пластин свариваются. В зависимости от назначения пластинчатые теплообменные аппараты могут быть выполнены разборными, полуразборными и неразборными (сварными).

Применение пластинчатых теплообменных аппаратов обусловлено величинами температур и давлений рабочих сред: а) разборные пластинчатые теплообменные аппараты применяются, как правило, при температурах рабочих сред до 140°C и давлениях до 1 Мн/м^2 и только некоторые специальные конструкции разборных пластинчатых аппаратов допускают применение рабочих сред с температурой 200°C и давлениях до $2,5 \text{ Мн/м}^2$; б) полуразборные пластинчатые теплообменные аппараты нашли свое применение при давлении рабочих сред до $1,6 \text{ Мн/м}^2$ и температуре до 200°C ; в) неразборные пластинчатые теплообменные аппараты могут работать при давлении рабочих сред до $2,5 \text{ Мн/м}^2$ и температуре до 400°C . Учитывая невозможность чистки полостей неразборных пластинчатых теплообменных аппаратов механическим путем (возможна только чистка химическая), эти аппараты для подогрева и охлаждения вязких жидкостей практически не применяются.

Пластинчатые теплообменные аппараты являются одним из перспективных типов аппаратов отечественного аппаратостроения. К основным преимуществам пластинчатых теплообменных аппаратов по сравнению с кожухотрубными можно отнести простоту конструкции, позволяющую создавать разнообразные компоновки для широкого диапазона параметров рабочих сред, возможность проведения простой механической очистки поверхностей теплообмена со стороны обеих сред при несложной сборке и разборке аппарата (в разборных пластинчатых аппаратах), компактность и уменьшенные весогабаритных характеристик.

Недостатками пластинчатых теплообменных аппаратов являются: относительно невысокие допускаемые давления рабочих сред из-за применения пластин в качестве поверхности теплообмена, недостаточная термостойкость материала уплотнительных прокладок, ограничивающая возможность использования пластинчатых аппаратов по температуре, большое количество уплотнительных прокладок, усложняющее работу обслуживающего персонала и являющееся источником возможных неплотностей.

Пластинчатые теплообменные аппараты для химической и нефтяной промышленности изготавливает Уральский завод химического машиностроения (Уралхиммаш).

В данной работе на конструкции и расчетах пластинчатых теплообменных аппаратов останавливаться не будем: в соответствующих нормативах [19] комплекс вопросов по пластинчатым аппаратам освещен весьма подробно.

22. Подогреватели вязких жидкостей

Для стационарных котлов и печей, а также для судовых установок применяют жидкое топливо — мазуты различных марок. Нефтяное топливо используют и для промышленных технологических целей. Чтобы можно было производить тонкое распыление топлива при помощи форсунки, необходимо топливо предварительно подвергать подогреву. Подогрев его производится в специальных аппаратах теплообмена — подогревателях жидкого топлива.

Смазочные масла при определенных условиях (низкая температура окружающего воздуха) также требуют предварительного подогрева, который выполняют в подогревателях масла. Подогреватели жидкого топлива и подогреватели масла имеют общее название — подогреватели вязких жидкостей. Подогрев вязких жидкостей осуществляется чаще всего паром, реже горячей водой или конденсатом.

Рассмотрим некоторые конструкции подогревателей вязких жидкостей отечественного производства, нашедшие применение в промышленности.

В химической, нефтеперерабатывающей и пищевой промышленности распространенными аппаратами кожухотрубного типа являются (по разновидности конструкции):

1. Аппараты с жестким корпусом и неподвижными трубными досками (ТН);
2. Аппараты с неподвижными трубными досками, но имеющие на корпусе линзовый компенсатор (ТЛ);
3. Аппараты с жестким корпусом и плавающей головкой (ТП);
4. Аппараты с U-образными трубками и жестким корпусом (ТУ).

Материалом для изготовления кожухотрубных теплообменных аппаратов служат углеродистые и высоколегированные стали. Из такого же материала изготавливаются и теплообменные аппараты типа «труба в трубе», назначение которых заключается в обеспечении подогрева или охлаждения рабочих сред при небольших расходах. Этого типа аппараты также различаются по конструктивным признакам: жесткая конструкция (для случаев применения при небольшой разности температур рабочих сред и отсутствия необходимости механической чистки) и с сальниковым уплотнением на одном из обоих концах трубы (при значительной

разности температур рабочих сред и необходимости проведения регулярной чистки).

Упомянутые типы кожухотрубных теплообменных аппаратов и их основные размеры регламентируются соответствующими стандартами. Необходимо отметить, что конструкция теплообменников с U-образными трубками проще в изготовлении и удобнее в эксплуатации, чем конструкция аппаратов с плавающей головкой.

На рис. 44 приведен теплообменный аппарат типа ТУ (с U-образными трубками), применяемый в химической промышленности, компенсация температурных деформаций которого обеспечивается свободным перемещением трубного пучка в осевом направлении в корпусе аппарата. Трубный пучок состоит из 150 U-образных трубок размером 25×3 мм, образующих поверхность теплообмена 160 м^2 . Допускаемое рабочее давление в корпусе аппарата 5 Мн/м^2 , в трубной полости 4 Мн/м^2 . Обращает на себя внимание конструкция крышки (распределительной коробки), на которой размещены патрубки входа и выхода рабочей среды таким образом, что при разборке аппарата для проведения ревизии достаточно отсоединить трубопроводы подвода и отвода рабочей среды от патрубков крышки, как создается возможность снятия крышки и выема трубного пучка, не трогая трубопроводов и других соединений.

Аппарат состоит из трех основных частей: корпуса, трубной доски с развальцованными в ней U-образными трубками и крышки (распределительной коробки). Корпус аппарата цилиндрический (размеры указаны на рисунке), выполнен из двухслойной стали $12\text{МХ} + \text{ЭИ496}$; к корпусу с одной стороны приварен фланец (сталь 12ХМ), с другой стороны — днище эллиптической формы (из двухслойной стали той же марки, что и корпус), в центре корпуса снаружи приварены две опоры сегментного типа и патрубки для подвода и отвода рабочей среды, движущейся в междутрубной полости. Трубная доска с развальцованными в ней U-образными трубками представляет собой трубный пучок, который может выниматься из корпуса при разборке аппарата и снова вставляться после проведения осмотра и при необходимости чистки. Плотность между трубной доской и фланцем корпуса осуществляется при помощи прокладок, зажатой между трубной доской и фланцем при помощи шпилек. Крышка (распределительная коробка) состоит из цилиндрической части, эллиптического днища, приваренного с одного конца, и фланца, приваренного с другого конца. К цилиндрической части крышки приварены патрубки с фланцами для присоединения трубопроводов подвода и отвода рабочей среды, движущейся в трубной полости. В крышке предусмотрена также перегородка, обеспечивающая двухходовой поток рабочей среды по трубкам аппарата.

Необходимо заметить, что при проектировании кожухотрубных теплообменных аппаратов с U-образными трубками для нагрева или охлаждения жидких и газообразных сред в технологических

процессах нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности следует руководствоваться ГОСТ 14245—69 «Теплообменники кожухотрубные с U-образными трубками. Основные параметры и размеры». Этим стандартом регламентируются указанные теплообменные аппараты на условное давление от 1,57 до $6,28 \text{ Мн/м}^2$ при температурах рабочих сред от -30 до $+450^\circ \text{С}$.

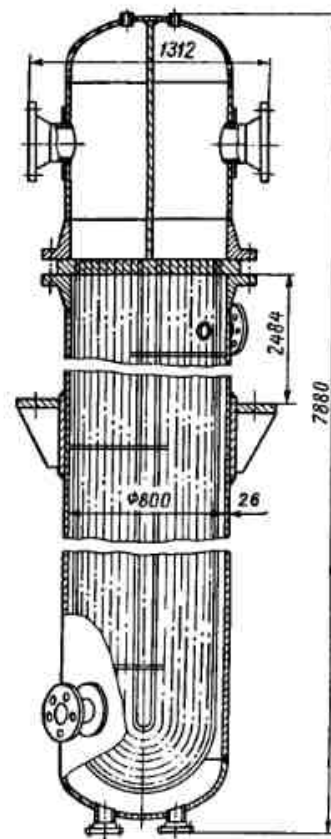


Рис. 44. Кожухотрубный теплообменный аппарат с U-образными трубками конструкции Гипронефтемаш

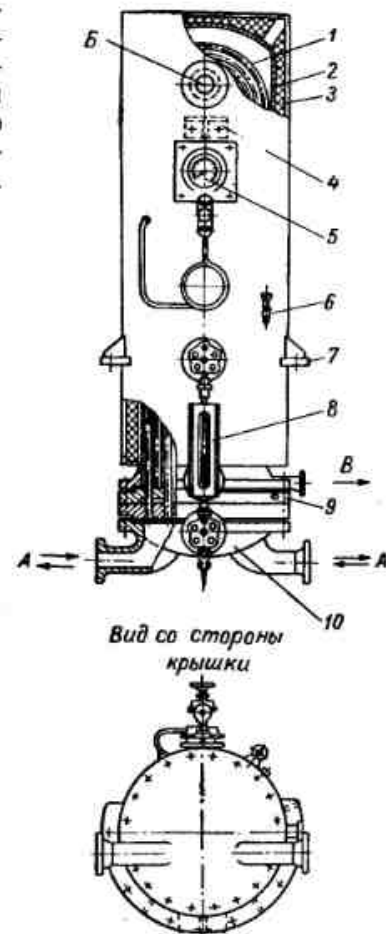


Рис. 45. Подогреватель топлива типа ПН с U-образными трубками вертикального исполнения

А — вход, выход топлива; Б — вход греющего пара; В — выход конденсата; 1 — трубки — U-образные; 2 — корпус; 3 — изоляция; 4 — опора подвижная; 5 — манометр; 6 — клапан для выпуска воздуха; 7 — опора неподвижная; 8 — колонка указательная; 9 — доски трубные; 10 — крышка

Конструкция подогревателей топлива с U-образными трубками типа ПН, применяемая в судостроительной промышленности, где особенно важны минимальные вес и габаритные размеры,

показана на рис. 45. Отсутствие второй трубной доски и второй крышки резко сказывается на габаритах и весе подогревателя, а также уменьшает трудоемкость при изготовлении. Уменьшение количества вальцовочных соединений (по сравнению с двумя трубными досками) положительно влияет как на трудоемкость, так, главное, и на увеличение надежности работы аппарата при эксплуатации.

К недостаткам аппаратов с U-образными трубками следует отнести трудность замены вышедшей из строя трубки — ее приходится глушить с двух концов специальными заглушками, поставляемыми в комплекте запасных частей совместно с аппаратом.

Для обеспечения полной гарантии от смешения рабочих сред в случае нарушения плотности вальцовочного соединения (или неисправности трубки) в подогревателях жидкого топлива типа ПН применяются сдвоенные трубные доски, показанные на рис. 45. Сдвоенные трубные доски конструктивно оформлены таким образом, что между досками образуется полость, которую сообщают с атмосферой или через трубопровод с контрольным постом. В случае нарушения вальцовки рабочая среда просачивается в эту полость и оттуда удаляется в атмосферу или через трубку, не проникая в другую рабочую среду.

Широко распространены для подогрева небольших количеств жидкого топлива секционные подогреватели типа «труба в трубе». Секционные подогреватели отличаются простотой конструкции и надежностью в эксплуатации. Они удобны для размещения и позволяют путем последовательного или параллельного соединения отдельных секций компоновать подогреватели топлива различной производительности для самых различных давлений греющего пара и потерь напора по топливу.

Секционный подогреватель типа ПТС показан на рис. 46. Конструкция парового секционного подогревателя жидкого топлива представляет собой ряд секций, соединенных последовательно по пару и топливу при помощи соединительных трубок типа «качал» с фланцами. Соединение подкрепляется специальными планками, крепящимися с помощью шпилек к фланцам корпусов каждой секции. Секция подогревателя состоит из трех основных частей: корпуса, крышки и нагревательной трубки.

Корпус подогревателя выполнен из двух параллельно расположенных труб одного диаметра, на одном конце приварен фланец прямоугольной формы, на другом — специальные приварыши для монтажа клапанов входа и выхода топлива, а также фланцы для обеспечения плотности при переходе топлива из одной секции в другую. На корпусе предусмотрен приварыш для установки предохранительного устройства при повышении давления. Крышка подогревателя сварная, фланцами крепится к корпусу. Нагревательная трубка имеет U-образную форму, снабжена продольными ребрами, приваренными к наружной поверхности на всю длину прямой части трубки и предназначенными для увеличения

поверхности теплоотдачи со стороны топлива. Снаружи подогреватель закрыт изоляцией.

Принцип работы подогревателя заключается в следующем. Топливо из магистрали через запорный клапан поступает в между-трубное пространство (между корпусом и нагревательной трубкой), омывает наружную поверхность и ребра нагревательной трубки, нагревается и через крышку переходит в другую секцию или через клапан на выход. Греющий пар из паропровода через паровой клапан попадает в нагревательную трубку, через стенку трубки и

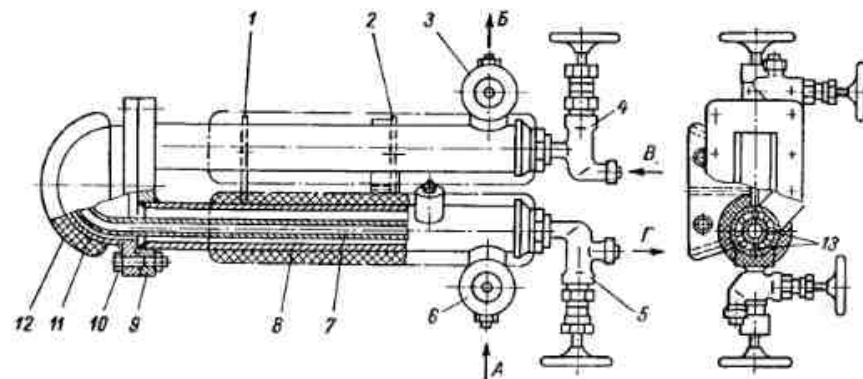


Рис. 46. Секционный подогреватель топлива типа ПТС

А и Б — вход и выход топлива; В — вход пара; Г — выход конденсата; 1 — опора подвижная; 2 — опора неподвижная; 3 — клапан выхода топлива; 4 — клапан выхода пара; 5 — клапан выхода конденсата; 6 — клапан входа топлива; 7 — трубка нагревательная; 8 — корпус подогревателя; 9 — фланец корпуса; 10 — болт; 11 — крышка; 12 — изоляция; 13 — ребра нагревательной трубки

ребра передает тепло топливу, конденсируется и в виде конденсата через клапан удаляется из подогревателя.

К подогревателям вязких жидкостей необходимо отнести и подогреватели смазочных масел. Конструктивно эти аппараты мало отличаются от конструкций подогревателей топлива типа ПН. По тепловому режиму они менее нагружены, так как подогрев масла, как правило, требуется незначительный. При установлении диапазона температур подогрева масла в подогревателях масла типа ПМ в основу положены следующие обстоятельства. Для обеспечения наиболее экономичной работы масляных насосов соответствующая начальной температуре вязкость масла должна быть в диапазоне 800—1000 сст. Такая вязкость может быть для менее вязких масел при температуре около 15°С, для более вязких масел около 30°С.

В соответствии с рекомендациями [20, 23] температура масла на выходе не должна быть выше 70—90°С во избежание перегрева масла, вызывающего его вспенивание (что сказывается на эффективности сепарации), и образования паров воды, содержа-

щейся в масле, что, в свою очередь, может нарушить работу масляного насоса.

По этим причинам подогрев масла в подогревателях типа ПМ предусмотрен в диапазонах: для менее вязких масел (имеющих вязкость $\nu_{50} = 25 \div 50$ сст) с 15 до 75°С; для масел средней вязкости (вязкость $\nu_{100} = 10 \div 15$ сст) и для масел повышенной вязкости ($\nu_{100} = 20 \div 25$ сст) с 30 до 90°С. Подогрев масла в подогревателях типа ПМ осуществляется насыщенным водяным паром с давлением от $5 \cdot 10^4$ до $28 \cdot 10^4$ н/м².

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО РАЗВИТИЯ СОВРЕМЕННОГО АППАРАТОСТРОЕНИЯ

Развитие современного аппаратостроения в целом, в частности создание аппаратов для вязких жидкостей как составной части общего аппаратостроения, происходит в нескольких направлениях, основными из которых являются следующие: а) применение новых металлов, сплавов и неметаллических материалов для снижения стоимости аппаратов и создания конструкций аппаратов, отвечающих современным требованиям по надежности, долговечности и сокращению весо-габаритных показателей; б) применение новейшей современной технологии при изготовлении, позволяющей наряду с увеличением механизации работ и, следовательно, с удешевлением технологических процессов, применять новые конструкционные материалы; в) изыскание и внедрение различных способов интенсификации теплообмена в аппаратах; г) всемерная стандартизация аппаратов и унификация узлов и деталей, позволяющая изготовление аппаратов осуществлять на специализированных предприятиях, что дает большой экономический эффект; д) агрегатирование теплообменных аппаратов по назначению.

Как было указано выше, широко распространенными материалами для изготовления теплообменных аппаратов являются обычная углеродистая сталь и чугун. Возросшие требования к аппаратам теплообмена по давлению, температуре рабочей среды, весу, габариту и коррозионной устойчивости обусловили применение в отдельных случаях низко- и высоколегированных хромоникелевых сталей, цветных металлов и сплавов и специальных сплавов. При этом для изготовления некоторых узлов и деталей аппаратов часто используют эти материалы в сочетании с обычной углеродистой сталью, что позволяет наиболее правильно и экономично расходовать дефицитные материалы. Так, все более внедряются в производство аппаратов двух- и трехслойные листы, в которых основной лист большей толщины из обычной углеродистой стали плакирован с одной или двух сторон более тонким листом из коррозион-

ноустойчивого сплава или металла. Такие сочетания дают возможность создавать надежные в эксплуатации аппараты без резкого увеличения их стоимости и при минимально необходимом расходе дефицитных материалов.

Достижения современной химии в области материалов позволяют применять для аппаратостроения также и неметаллические материалы (пластические массы, углеграфитные, керамические и др.) Большинство неметаллических материалов неэлектропроводно и поэтому не подвержено электрохимической коррозии, что благоприятствует их применению для сред, являющихся электролитами. Неметаллические материалы обладают высокой коррозионной стойкостью и относительно небольшой стоимостью по сравнению с цветными металлами, обычно применявшимися в аппаратах с агрессивными средами.

Пластмассы во многих случаях заменяют в аппаратостроении дорогостоящие цветные металлы и сплавы; при этом уменьшается вес узлов и деталей аппаратов и в отдельных случаях — габаритные размеры. С эстетической точки зрения немаловажным фактором является также возможность получать из пластмасс детали сложных форм и различных цветов.

Однако применяющиеся в аппаратостроении неметаллические материалы имеют и некоторые отрицательные свойства: температурная стойкость и коэффициент теплопроводности у большинства таких материалов невелики, а прочностные характеристики, особенно ударостойкость, низки.

Применение в аппаратостроении новых материалов влечет за собой и необходимость внедрения новой технологии изготовления узлов и деталей аппаратов. Например, внедрение в производство титановых сплавов повлекло за собой разработку и применение сварки деталей, выполненных из этих сплавов, в среде из нейтральных газов (аргона и др.), разработку режимов резания при механической обработке. Применение новых марок пластмасс стало возможным только при разработке специальной технологии.

Стремление получить необходимый температурный режим в аппарате при его минимально возможном габарите и весе является одной из причин всемерной интенсификации теплообмена. Многообразие конструкций теплообменных аппаратов для вязких жидкостей вызвано той же причиной: всемерно интенсифицировать теплообмен с целью уменьшения весо-габаритных характеристик аппаратов и обеспечения современных, весьма высоких эксплуатационных требований, предъявляемых к ним.

Для решения задачи повышения интенсивности теплообмена в аппаратах применяются различные способы.

В случаях, когда вязкая жидкость направляется по трубам аппарата, то для целей интенсификации внутри труб монтируют специальные турбулизирующие вставки различной конструкции, в том числе ретардеры — металлические пластины с различной степенью скрутки, вставляемые в трубы плотно, с натягом, для обеспечения

хорошего контакта между ретардерами и стенкой трубки. Такого типа вставки-ретардеры были рассмотрены в данной работе.

Если вязкая жидкость направляется в междурубном пространстве, то требуется для интенсификации теплообмена увеличение наружной поверхности труб. В этих случаях для аппарата применяют трубы с наружной поверхностью сложной конфигурации: с ребрами из основного металла (металла трубы), получаемыми чаще всего путем накатки, с ребрами, приваренными или припаянными к наружной поверхности трубы, а также со штырями-шпильками из металла с хорошей теплопроводностью, расположенными в шахматном порядке на поверхности трубы.

В аппаратостроении также применяются для целей интенсификации теплообмена поверхности из витых трубок с движением вязкой жидкости в междурубном пространстве, аппараты штыкового типа, сложные поверхности теплообмена из многочисленных змеевиков, смонтированных в одном корпусе (для подогрева и охлаждения масел), а также из штампованных пластин с разнообразными гофрами и вставками, усиливающими турбулизацию потока жидкости (пластинчатые аппараты).

Установка деталей при применении того или иного способа увеличения поверхности теплообмена производится со стороны вязкой жидкости (жидкого топлива или масла), так как коэффициент теплоотдачи со стороны вязкой жидкости по физическим свойствам этой рабочей среды всегда намного меньше по своей величине, чем коэффициент теплоотдачи со стороны воды или пара, являющимися второй рабочей средой. Вполне понятно, что определяющей величиной в этих случаях для общего коэффициента теплопередачи в аппарате является величина коэффициента теплоотдачи со стороны вязкой жидкости.

В настоящее время для целей получения эффективных и компактных теплообменных аппаратов для вязких жидкостей проводятся проектные и опытные работы и поиски наиболее эффективных способов интенсифицирования теплопередачи.

При производстве теплообменных аппаратов большую роль играет стандартизация аппаратов и унификация их узлов и деталей. Чем выше коэффициент унификации в аппарате, тем больше экономическая эффективность при серийном изготовлении аппаратов на специализированных предприятиях.

Основные характеристики аппаратов (габаритные размеры, вес, расходы и температура рабочих сред и др.), как правило, отражены в соответствующих нормативах и стандартах (ОСТ, ГОСТ, ОН), регламентирующих применение теплообменных аппаратов для вязких жидкостей по их назначениям — охлаждению масла, подогреву масел или жидкого топлива.

Производство аппаратов на специализированных предприятиях позволяет резко снизить стоимость изготовления, увеличивает рентабельность производства за счет передовой технологии, всемерной общей и малой механизации работ.

Для удешевления работ при монтаже теплообменных аппаратов за последнее время наблюдается стремление к агрегатированию аппаратов по назначению.

Обычно изготовленный на предприятии теплообменный аппарат поставляется на объект и там монтируется с другими изделиями, необходимыми при эксплуатации объекта — с насосами, фильтрами, автоматикой и другими составными частями системы, в которую входит данный аппарат.

При агрегатировании теплообменный аппарат, изготовленный на специализированном предприятии, комплектуется вместе с насосами, фильтрами, трубопроводами, щитом управления и другими необходимыми изделиями, устанавливается и монтируется на общей раме и общем фундаменте. Такой агрегат поставляется на объект и требует только присоединения трубопроводов и установки на общем фундаменте.

Таким образом, все основные монтажные работы осуществляются на заводе-изготовителе агрегата, где имеется возможность всемерно механизировать процесс монтажа и сборки, имеется соответствующее по мощности оборудование, приспособления. По этим причинам монтаж агрегата на предприятии-изготовителе может быть произведен более качественно, чем на объекте, в сжатые сроки. В связи с этим стоимость производства монтажа значительно ниже.

Немаловажным фактором при агрегатировании аппаратов является возможность отработки автоматики на предприятии-изготовителе перед окончательной проверкой ее на объекте по прямому назначению. Предварительная обработка всех элементов агрегата в период его сборки позволяет включать в состав агрегата оптимально подобранное основное оборудование, от которого зависит качественная работа агрегата в целом.

Указанные преимущества агрегатирования аппаратов непосредственно на заводе-изготовителе аппарата постепенно воплощаются в практику аппаратостроения: созданы топливные агрегаты, проектируются в агрегатированном виде теплообменные аппараты и других назначений.

Насыщенный водяной пар (по давлениям)

Давление P, бар	Температура насыщения, °C	Удельный объем насыщенного пара, v', м³/кг	Энтальпия, кДж/кг	
			жидкости l'	пара l"
0,01	6,92	129,9	29,32	2513
0,02	17,514	66,97	73,52	2533
0,03	24,097	45,66	101,04	2545
0,04	28,979	34,81	121,42	2554
0,05	32,88	28,19	137,83	2561
0,06	36,18	23,74	151,50	2567
0,07	39,03	20,53	163,43	2572
0,08	41,54	18,10	173,9	2576
0,09	43,79	16,20	183,3	2580
0,10	45,84	14,68	191,9	2584
0,15	54,00	10,02	226,1	2599
0,20	60,08	7,647	251,4	2609
0,25	64,99	6,202	272,0	2618
0,30	69,12	5,226	289,3	2625
0,35	72,02	4,650	301,5	2630
0,40	75,88	3,994	317,7	2636
0,45	78,75	3,574	329,6	2641
0,50	81,35	3,239	340,6	2645
0,60	85,95	2,732	360,0	2653
0,70	89,97	2,364	376,8	2660
0,80	93,52	2,087	391,8	2665
0,90	96,72	1,869	405,3	2670
1,00	99,64	1,694	417,4	2675
2,0	120,23	0,8854	504,8	2707
3,0	133,54	0,6057	561,4	2725
4,0	143,62	0,4624	604,7	2738
5,0	151,84	0,3747	640,1	2749
6,0	158,84	0,3156	670,5	2757
7,0	164,96	0,2728	697,2	2764
8,0	170,42	0,2403	720,9	2769
9,0	175,35	0,2149	742,8	2774
10,0	179,88	0,1946	762,7	2778
11,0	184,05	0,1775	781,1	2781
12,0	187,95	0,1633	798,3	2785
13,0	191,60	0,1512	814,5	2787
14,0	195,04	0,1408	830,0	2790
15,0	198,28	0,1317	844,6	2792
16,0	201,36	0,1238	858,3	2793
17,0	204,30	0,1167	871,6	2795
18,0	207,10	0,1104	884,4	2796
19,0	209,78	0,1047	896,6	2798
20,0	212,37	0,09958	908,5	2799

Физические параметры пресной воды на линии насыщения

Температура t, °C	Удельный вес γ, н/м³	Удельная теплоемкость c _p · 10 ⁻³ , кДж/(кг·град)	Коэффициент температуропроводности λ, ат/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости ν · 10 ⁶ , м²/сек	Коэффициент динамической вязкости μ · 10 ⁻⁴ , н·сек/м²	Коэффициент температуропроводности α · 10 ⁶ , м²/ч	Коэффициент объемного расширения β · 10 ⁴ , 1/град	Критерий Прандтля Pr
5	9808	4,205	0,563	1,547	1547	4,80	+0,105	11,61
10	9807	4,194	0,574	1,306	1306	4,94	0,70	9,52
15	9799	4,190	0,587	1,136	1152	5,0	1,3	8,3
20	9792	4,186	0,598	1,006	1004	5,16	1,82	7,02
25	9779	4,182	0,608	0,895	890	5,20	2,52	6,28
30	9767	4,179	0,617	0,805	801	5,35	3,21	5,42
35	9750	4,178	0,626	0,723	723	5,40	3,6	4,9
40	9733	4,177	0,633	0,659	653	5,51	3,87	4,31
45	9713	4,178	0,641	0,602	598	5,55	4,2	3,93
50	9693	4,178	0,647	0,556	549	5,65	4,49	3,54
55	9669	4,180	0,654	0,516	507	5,70	4,8	3,28
60	9645	4,182	0,659	0,478	469	5,78	5,11	2,98
65	9619	4,186	0,663	0,445	434	5,80	5,4	2,78
70	9592	4,190	0,667	0,415	406	5,87	5,7	2,55
75	9568	4,194	0,671	0,390	377	5,91	6,0	2,395
80	9533	4,198	0,674	0,365	355	5,96	6,32	2,21
85	9501	4,204	0,677	0,345	333	5,98	6,6	2,09
90	9469	4,211	0,680	0,326	314	6,03	6,95	1,95
95	9435	4,218	0,681	0,309	297	6,05	7,22	1,85
100	9401	4,224	0,688	0,295	282	6,08	7,52	1,75

Физические параметры морской воды в зависимости от температуры и солености

Температура t, °C	Соленость S, ‰	Удельный вес γ, н/м³	Удельная теплоемкость c _p · 10 ⁻³ , кДж/(кг·град)	Коэффициент температуропроводности λ, ат/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости ν · 10 ⁶ , м²/сек	Коэффициент динамической вязкости μ · 10 ⁻⁴ , н·сек/м²	Коэффициент температуропроводности α · 10 ⁶ , м²/ч	Критерий Прандтля Pr
	20	9 978	3,993	0,547	1,312	1334,2	4,86	9,7
	30	10 036	3,943	0,544	1,319	1358,9	4,85	9,78
15	10	9 888	4,056	0,563	1,143	1152,7	4,95	8,32
	20	9 970	3,985	0,555	1,145	1165,4	4,94	8,36
	30	10 027	3,937	0,552	1,15	1177,2	4,93	8,39

Температура t_M , °C	Соленость S , ‰	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоем- кость $c_p \cdot 10^{-3}$, кДж/(кг·град)	Коэффициент теп- лопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кине- матической вязко- сти $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент дина- мической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент темпе- ратуропроводно- сти $a \cdot 10^6$, м ² /ч	Критерий Прандтля Pr
20	10	9 881	4,052	0,570	1,012	1020,2	5,04	7,24
	20	9 960	3,980	0,563	1,02	1032	5,02	7,3
	30	10 016	3,930	0,560	1,022	1044,8	5,0	7,33
25	10	9 869	4,049	0,578	0,9	906,4	5,11	6,35
	20	9 947	3,976	0,571	0,904	917,2	5,10	6,38
	30	10 002	3,928	0,568	0,916	931,9	5,10	6,44
30	10	9136	4,048	0,586	0,81	816,2	5,19	5,64
	20	9933	3,976	0,579	0,819	828,9	5,18	5,69
	30	9987	3,926	0,576	0,824	838,8	5,18	5,72
35	10	9839	4,048	0,593	0,75	754,4	5,26	5,14
	20	9916	3,976	0,587	0,756	765,2	5,26	5,17
	30	9967	3,924	0,584	0,763	775	5,26	5,2

Приложение 4

Физические параметры флотского мазута Ф12
в зависимости от температуры

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоем- кость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теп- лопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кине- матической вязко- сти $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент дина- мической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент темпе- ратуропроводно- сти $a \cdot 10^6$, м ² /ч	Критерий Прандтля Pr
5	9200	1,765	0,1256	—	—	2,98	—
10	9171	1,782	0,1252	1900	1 775 600	3,12	25 300
15	9143	1,80	0,1249	1220	1 059 500	3,24	14 000
20	9111	1,816	0,1246	730	629 800	3,45	9 180
25	9079	1,835	0,1243	450	425 750	3,53	6 950
30	9051	1,852	0,1239	320	295 280	3,65	4 430
35	9022	1,870	0,1236	230	200 120	3,78	3 060
40	8992	1,887	0,1232	158	144 400	3,89	2 215
45	8962	1,904	0,1229	112	104 970	4,01	1 620
50	8932	1,920	0,1226	87	79 560	4,14	1 250
55	8903	1,94	0,1222	64	60 620	4,28	960
60	8873	1,956	0,1219	52	46 890	4,4	755
65	8843	1,974	0,1216	40	36 880	4,51	590

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоем- кость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теп- лопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кине- матической вязко- сти $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент дина- мической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент темпе- ратуропроводно- сти $a \cdot 10^6$, м ² /ч	Критерий Прандтля Pr
70	8814	1,993	0,1212	32,2	28 840	4,64	472
75	8781	2,01	0,1209	26,6	24 430	4,75	410
80	8754	2,028	0,1206	22,2	2 192	4,86	368
85	8724	2,046	0,1203	18,8	1 680	4,97	300
90	8694	2,062	0,1199	15,8	—	5,11	240
95	8665	2,08	0,1196	13,9	—	5,21	208
100	8634	2,099	0,1192	11,8	—	5,34	183

Приложение 5

Физические параметры топочного мазута 40 в зависимости
от температуры

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоем- кость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теп- лопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кине- матической вязко- сти $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент дина- мической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент темпе- ратуропроводно- сти $a \cdot 10^6$, м ² /ч	Критерий Прандтля Pr
5	9491	1,74	0,1217	—	—	2,93	—
10	9463	1,758	0,1214	—	—	3,06	—
15	9435	1,772	0,1210	8400	—	3,19	—
20	9407	1,79	0,1208	4500	—	3,31	64 000
25	9380	1,808	0,1204	2500	2 389 720	3,46	36 000
30	9351	1,823	0,1201	1500	1 430 300	3,59	21 650
35	9324	1,842	0,1197	980	902 520	3,71	14 000
40	9296	1,86	0,1194	650	615 090	3,81	9 600
45	9268	1,878	0,1190	455	414 960	3,94	6 700
50	9241	1,895	0,1188	320	301 170	4,05	4 800
55	9213	1,912	0,1185	230	207 970	4,19	3 600
60	9185	1,93	0,1181	170	158 920	4,3	2 600
65	9157	1,947	0,1178	128	113 790	4,42	1 920
70	9130	1,964	0,1174	95	88 390	4,52	1 475
75	9101	1,982	0,1171	77	70 340	4,64	1 180
80	9074	2,00	0,1168	60	55 420	4,76	945
85	9046	2,017	0,1165	48,4	44 240	4,85	780
90	9018	2,034	0,1161	39	35 800	5,0	628
95	8990	2,051	0,1160	32,2	28 840	5,1	525
100	8961	2,07	0,1156	27	24 620	5,21	440

Физические параметры дизельных топлив в зависимости от температуры при давлении $P = 5 \text{ Мн/м}^2$

Температура $t_t, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кдж/(кг}\cdot\text{град)}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot\text{град)}$
0	8495—8515	1,71—1,75	0,116
20	8358—8377	1,84	0,113
40	8230	1,92	0,110—0,111
60	8093—8103	2,01	0,108—0,109
80	7955	2,09	0,105—0,106
100	7818	2,17—2,22	0,103—0,104
120	7671—7681	2,26—2,3	0,101—0,102
140	7532—7543	2,34—2,38	0,097—0,100
160	7396—7406	2,47	0,095—0,097
180	7259	2,55	0,093—0,095
200	7112	2,63—2,68	0,09—0,093
220	6955—6965	2,72—2,76	0,088—0,090
240	6808	2,8—2,84	0,084—0,088

Физические параметры масла турбинного 30 в зависимости от температуры

Температура $t_t, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кдж/(кг}\cdot\text{град)}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	8917	1,784	0,1297	500	453 220	3,05	5550
10	8878	1,801	0,1294	340	307 053	3,19	4260
15	8848	1,818	0,1290	228	205 520	3,32	3030
20	8819	1,835	0,1287	162	145 190	3,45	2070
25	8789	1,851	0,1283	115	103 005	3,605	1480
30	8760	1,872	0,1280	83	74 065	3,73	1075
35	8721	1,889	0,1276	62,5	55 524	3,87	810
40	8691	1,906	0,1273	49	43 360	4,0	650
45	8662	1,923	0,1269	38,2	33 746	4,12	501
50	8632	1,939	0,1266	31	27 270	4,24	417
55	8603	1,960	0,1263	25	21 925	4,37	344
60	8564	1,977	0,1259	20,5	17 900	4,51	281
65	8534	1,994	0,1256	17,1	14 860	4,64	239
70	8505	2,011	0,1252	14,6	12 654	4,74	204
75	8475	2,032	0,1249	12,6	10 890	4,86	172
80	8446	2,048	0,1245	10,7	9 210	4,98	151
85	8407	2,065	0,1242	9,2	8 000	5,11	130
90	8377	2,082	0,1238	7,95	6 920	5,24	114
95	8348	2,101	0,1235	6,9	6 080	5,36	100
100	8318	2,120	0,1231	6,0	5 040	5,48	87,5

Приложение 7

Физические параметры дизельного масла в зависимости от температуры

Температура $t_t, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кдж/(кг}\cdot\text{град)}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	9005	1,787	0,1283	2600	2 383 830	3,02	—
10	8976	1,806	0,1280	1520	1 369 100	3,14	19 550
15	8946	1,822	0,1276	960	875 050	3,28	13 700
20	8911	1,839	0,1273	620	563 100	3,41	8 000
25	8829	1,856	0,1269	405	366 900	3,56	5 200
30	8848	1,875	0,1266	280	252 120	3,69	3 730
35	8819	1,893	0,1263	190	170 700	3,81	2 790
40	8779	1,910	0,1259	135	120 660	3,94	1 840
45	8750	1,927	0,1256	110	89 270	4,07	1 330
50	8721	1,944	0,1252	76	67 400	4,2	1 045
55	8691	1,963	0,1249	57	50 420	4,34	820
60	8652	1,981	0,1255	45	39 630	4,45	630
65	8622	1,998	0,1242	36	31 580	4,56	520
70	8593	2,015	0,1238	29	25 400	4,71	413
75	8567	2,034	0,1235	24,5	21 380	4,81	353
80	8534	2,053	0,1231	20	17 960	4,92	290
85	8495	2,069	0,1228	16,8	14 520	5,05	245
90	8466	2,086	0,1224	14,2	12 260	5,19	208
95	8436	2,103	0,1221	12,4	10 800	5,3	184
100	8407	2,122	0,1217	10,7	8 900	5,41	162

Физические параметры масла турбинного 46 (турбинного Т) в зависимости от температуры

Температура $t_t, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кдж/(кг}\cdot\text{град)}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	8868	1,801	0,1304	1000	902 520	3,03	14 150
10	8838	1,818	0,1301	650	585 660	3,17	8 220
15	8809	1,835	0,1297	415	372 780	3,3	5 900
20	8779	1,851	0,1294	280	250 645	3,43	3 590
25	8750	1,868	0,1289	195	173 640	3,59	2 560
30	8711	1,889	0,1286	140	124 390	3,72	1 820
35	8681	1,906	0,1282	99	87 505	3,85	1 340

Приложение 9

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теплопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^6$, м ² /с	Критерий Прандтля P_r
40	8652	1,923	0,1279	75	66 120	3,97	995
45	8622	1,939	0,1275	57	50 130	4,1	785
50	8593	1,956	0,1272	45	39 440	4,22	602
55	8554	1,977	0,1268	35	30 510	4,37	485
60	8524	1,994	0,1265	28,4	24 620	4,49	388
65	8436	2,011	0,1261	23,5	20 306	4,62	323
70	8460	2,027	0,1258	19,5	16 820	4,74	271
75	8436	2,044	0,1254	16,5	14 175	4,85	232
80	8397	2,065	0,1251	14	11 970	4,97	198
85	8367	2,082	0,1247	12	10 200	5,09	168
90	8338	2,099	0,1244	10,1	—	5,24	146
95	8309	2,120	0,1240	8,3	—	5,35	129
100	8279	2,136	0,1237	7	—	5,46	113,4

Приложение 10

Физические параметры масла турбинного 22 (турбинного Л) в зависимости от температуры

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теплопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^6$, м ² /с	Критерий Прандтля P_r
5	8879	1,796	0,130	—	—	2,89	3800
10	8847	1,814	0,130	210	179 330	2,86	2600
15	8815	1,832	0,129	135	132 000	2,83	1840
20	8783	1,85	0,129	96	85 840	2,8	1250
25	8749	1,87	0,129	70	66 700	2,78	940
30	8716	1,89	0,128	53,8	47 480	2,76	695
35	8686	1,905	0,128	45	39 630	2,73	550
40	8657	1,923	0,128	36	31 780	2,71	432
45	8622	1,959	0,128	26,9	25 260	2,68	343
50	8588	1,95	0,127	21,4	18 740	2,66	288
55	8557	1,974	0,127	17,7	15 740	2,64	234
60	8529	1,998	0,127	14,7	12 750	2,62	200
65	8497	2,015	0,126	12,6	10 920	2,60	175
70	8466	2,032	0,126	10,5	9 060	2,58	150

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теплопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^6$, м ² /с	Критерий Прандтля P_r
75	8434	2,049	0,125	9,0	7910	2,565	133
80	8402	2,066	0,124	7,9	6770	2,55	116
85	8370	2,082	0,124	6,9	6450	2,53	99
90	8338	2,099	0,124	6,0	5140	2,5	91
95	8306	2,119	0,123	5,03	4570	2,48	81,5
100	8275	2,14	0,123	4,75	4002	2,46	72

Приложение 11

Физические параметры масла веретенного АУ в зависимости от температуры

Температура t_M , °C	Удельный вес γ , Н/м ³	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·град)	Коэффициент теплопроводности λ , вт/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^6$, Н·сек/м ²	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^6$, м ² /с	Критерий Прандтля P_r
5	8734	1,812	0,132	93	76 700	2,96	1120
10	8701	1,831	0,1318	74	65 520	2,93	906
15	8667	1,85	0,1314	61	54 300	2,90	760
20	8633	1,869	0,131	49	43 164	2,88	615
25	8603	1,887	0,1308	40,5	35 600	2,86	516
30	8574	1,906	0,1305	32,5	28 450	2,83	414
35	8549	1,925	0,1301	26	23 400	2,80	330
40	8525	1,944	0,1295	21,2	18 440	2,77	276
45	8486	1,96	0,1293	17,6	15 200	2,75	224
50	8446	1,976	0,129	14	12 070	2,73	184
55	8428	1,996	0,1285	11,5	10 300	2,69	158
60	8407	2,016	0,128	9,3	8 574	2,66	133
65	8372	2,031	0,1278	7,6	6 850	2,65	108
70	8338	2,045	0,1274	6,05	5 140	2,64	82,5
75	8299	2,062	0,1267	4,95	4 250	2,61	62
80	8260	2,08	0,126	4,0	3 365	2,58	55,6
85	8240	2,1	0,1255	3,26	2 640	2,56	45,5
90	8221	2,12	0,125	2,61	2 188	2,54	37
95	8181	2,27	0,1245	2,2	1 820	2,52	30
100	8142	2,158	0,124	1,78	1 481	2,5	25,6

Физические параметры трансформаторного масла в зависимости от температуры

Температура $t_M, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент температуропроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	8726	1,599	0,1118	49,8	372,8	2,88	612
10	8696	1,622	0,1115	37,9	335,5	2,82	484
15	8666	1,645	0,111	29,5	266,5	2,77	382
20	8636	1,668	0,1106	22,5	198,2	2,72	298
25	8606	1,699	0,1102	18,6	163,3	2,67	243
30	8576	1,73	0,1098	14,7	128,5	2,62	202
35	8547	1,769	0,1094	12,5	108,5	2,58	171
40	8517	1,789	0,1090	10,3	89,4	2,53	146
45	8487	1,817	0,1086	8,9	77,3	2,49	129
50	8457	1,845	0,1082	7,58	65,3	2,45	111
55	8427	1,875	0,1078	6,6	56,4	2,31	99,1
60	8397	1,906	0,1073	5,78	49,5	2,37	87,8
65	8367	1,935	0,1069	5,02	43,5	2,33	79,6
70	8338	1,965	0,1064	4,54	38,65	2,29	71,3
75	8308	1,996	0,1060	4,01	33,8	2,26	64,4
80	8279	2,028	0,1056	3,66	30,8	2,22	59,3
85	8249	2,057	0,1053	3,33	27,4	2,19	54,3
90	8219	2,087	0,105	3,03	25,4	2,16	50,5
95	8190	2,116	0,1045	2,72	23,1	2,13	46,7
100	8160	2,145	0,1039	2,56	21,3	2,10	43,9

Физические параметры масла МС-20 в зависимости от температуры

Температура $t_M, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент температуропроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	8836	1,98	0,135	—	—	2,71	—
10	8809	2,01	0,135	2710	24 330	2,68	36 200
15	8782	2,025	0,134	1910	17 100	2,66	25 400
20	8755	2,045	0,134	1125	10 000	2,63	15 400
25	8726	2,06	0,133	815	7 300	2,61	10 150
30	8697	2,074	0,133	525	4 660	2,59	7 300
35	8670	2,092	0,132	385	3 505	2,57	5 200

Температура $t_M, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент температуропроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
40	8643	2,108	0,131	268	2354	2,55	3780
45	8616	2,125	0,130	214	1834	2,53	2600
50	8589	2,14	0,130	150	1314	2,52	2140
55	8560	2,14	0,129	120	1051	2,50	1680
60	8531	2,17	0,129	90,6	788	2,47	1320
65	8503	2,19	0,128	74	645	2,45	1060
70	8476	2,2	0,128	58,1	502,3	2,43	860
75	8449	2,215	0,127	47,4	420,4	2,41	720
80	8422	2,23	0,127	39,4	338,5	2,40	590
85	8392	2,245	0,127	33,8	337,9	2,38	510
90	8363	2,26	0,126	27,8	237,4	2,36	424
95	8336	2,275	0,126	24,1	205,0	2,34	362
100	8309	2,29	0,126	20,4	172,7	2,32	316

Физические параметры масла МК-22 в зависимости от температуры

Температура $t_M, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент температуропроводности $\lambda, \text{вт/(м}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
5	8976	1,614	0,151	—	—	3,64	—
10	8937	1,647	0,151	3883	35 414	3,58	39 000
15	8897	1,680	0,149	2820	26 970	3,51	26 400
20	8858	1,714	0,148	1514	18 560	3,45	15 800
25	8816	1,745	0,147	1080	12 370	3,39	10 800
30	8775	1,76	0,1455	691,2	6 180	3,34	7 450
35	8751	1,78	0,1445	516,5	4 605	3,29	5 400
40	8726	1,806	0,144	342,0	3 031,3	3,23	3 810
45	8674	1,83	0,1425	260	2 335	3,18	2 730
50	8623	1,85	0,141	186,2	1 638,3	3,13	2 140
55	8586	1,88	0,140	150,3	1 299	3,07	1 670
60	8549	1,901	0,139	110,6	961,4	3,02	1 320
65	8512	1,922	0,137	90,0	773	2,98	1 070
70	8476	1,944	0,1362	63,9	603,3	2,93	858
75	8436	1,966	0,135	55,9	510	2,88	705

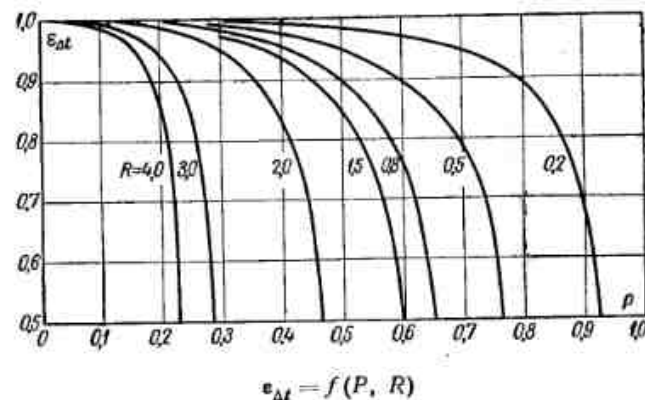
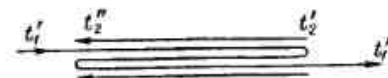
Температура $t, ^\circ\text{C}$	Удельный вес $\gamma, \text{Н/м}^3$	Удельная теплоемкость $c_p, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт/(м}\cdot^\circ\text{град)}$	Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Коэффициент динамической вязкости $\mu \cdot 10^4, \text{Н}\cdot\text{сек/м}^2$	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{ч}$	Критерий Прандтля Pr
80	8397	1,988	0,134	46,6	399,3	2,84	591
85	8359	1,995	0,1325	39,8	336,2	2,79	497
90	8321	2,04	0,131	32,3	273,7	2,74	424
95	8284	2,06	0,130	26,1	237,8	2,69	371
100	8247	2,08	0,129	24,0	202	2,64	327

Приложение 15

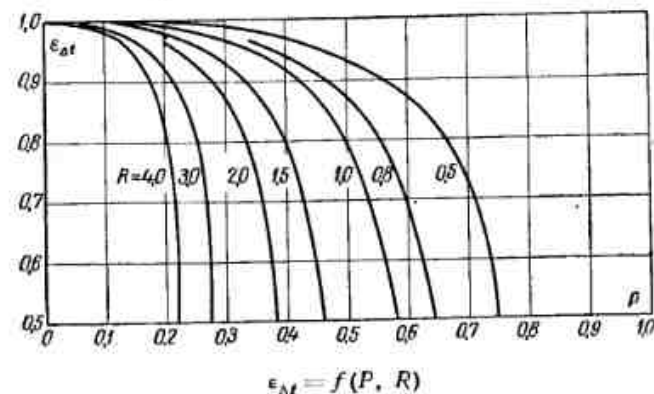
Таблица перевода вязкости из условных единиц вязкости ВУ в кинематическую

$^{\circ}\text{ВУ}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$^{\circ}\text{ВУ}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$^{\circ}\text{ВУ}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$^{\circ}\text{ВУ}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$
1	1	26	189,82	51	372,69	76	555,48
2	11,47	27	197,14	52	380,0	77	562,79
3	19,83	28	204,46	53	387,31	78	570,1
4	27,67	29	211,77	54	394,62	79	577,41
5	35,29	30	219,09	55	401,94	80	584,72
6	42,81	31	226,41	56	409,25	81	592,03
7	50,27	32	233,72	57	416,56	82	599,34
8	57,7	33	241,04	58	423,87	83	606,65
9	65,09	34	248,36	59	431,18	84	613,97
10	72,47	35	255,67	60	438,49	85	621,28
11	79,84	36	262,98	61	445,81	86	628,59
12	87,2	37	270,3	62	453,12	87	635,9
13	94,55	38	277,61	63	460,43	88	643,21
14	101,89	39	284,93	64	467,74	89	650,52
15	109,23	40	292,24	65	475,05	90	657,83
16	116,57	41	299,56	66	482,36	91	665,14
17	123,9	42	306,87	67	489,68	92	672,45
18	131,23	43	314,28	68	496,99	93	679,76
19	138,56	44	321,5	69	504,3	94	687,07
20	145,89	45	328,81	70	511,61	95	694,38
21	153,21	46	336,12	71	518,92	96	701,69
22	160,42	47	343,44	72	526,23	97	709,0
23	167,86	48	350,75	73	533,54	98	716,32
24	175,18	49	358,06	74	540,86	99	723,63
25	182,5	50	365,37	75	548,16	100	730,94

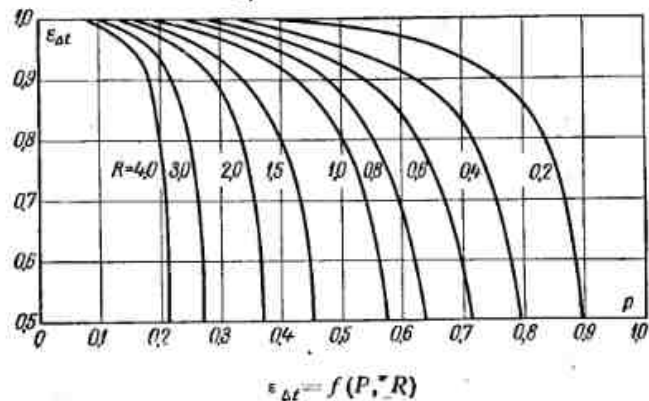
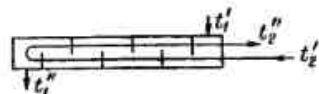
Поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ направление потоков теплоносителей



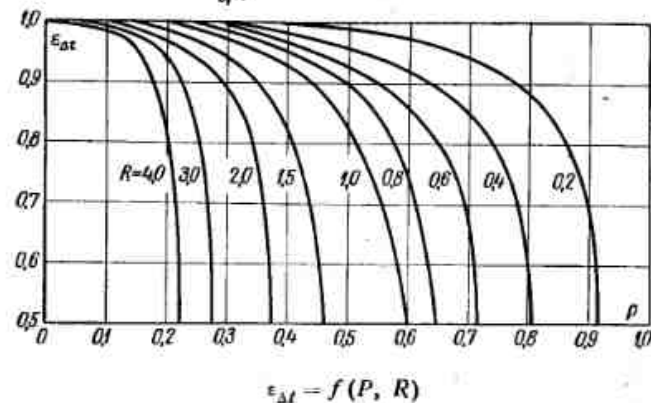
Направление потоков теплоносителей



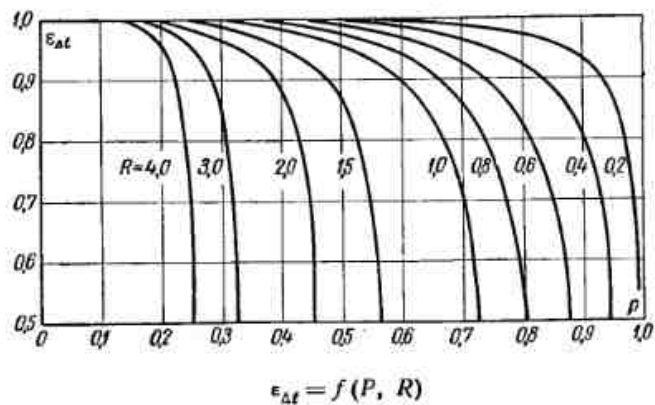
Направление потоков теплоносителей



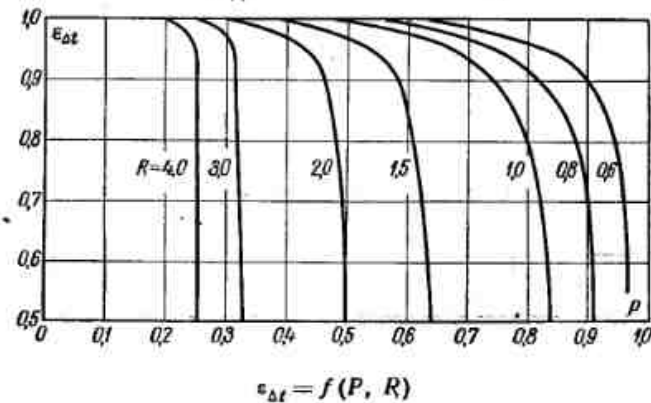
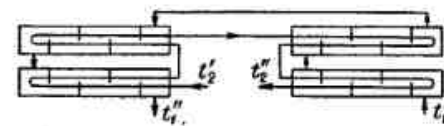
Направление потоков теплоносителей



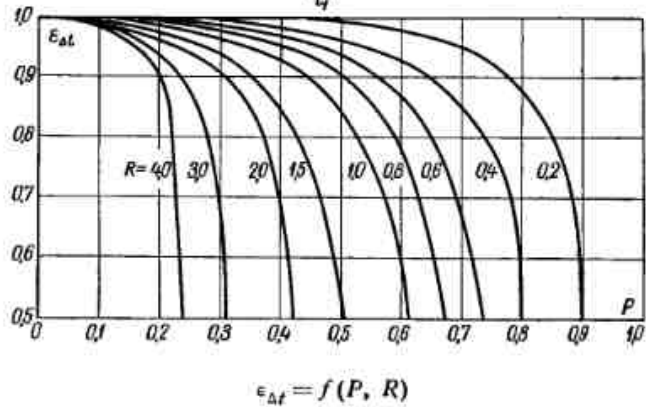
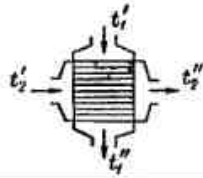
Направление потоков теплоносителей



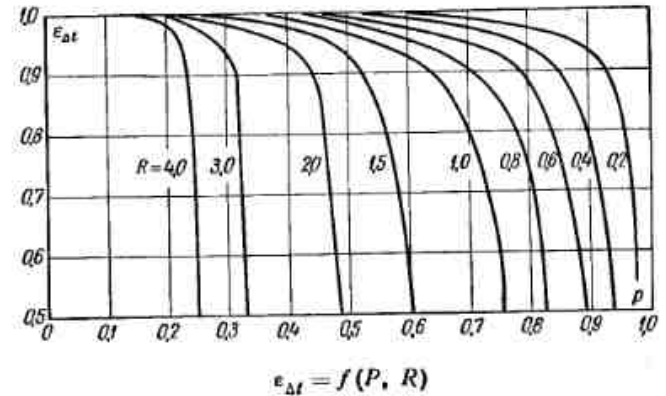
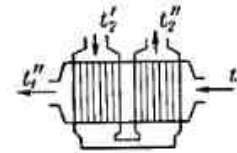
Направление потоков теплоносителей



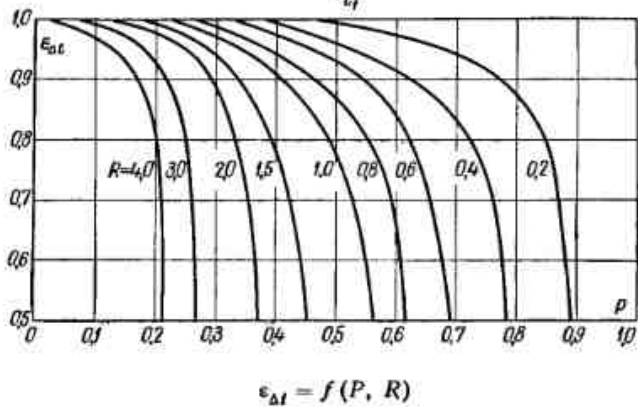
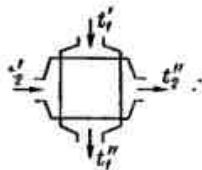
Направление потоков теплоносителей



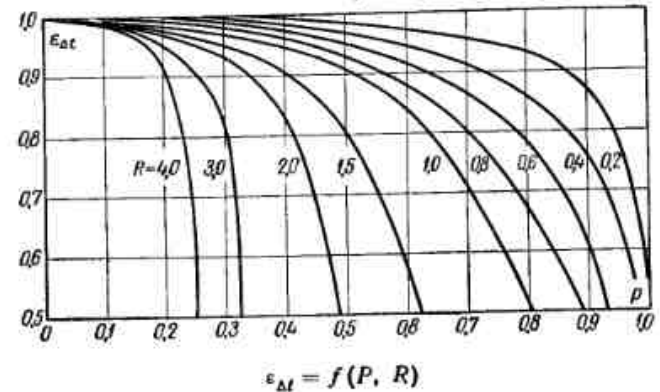
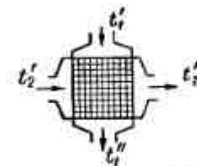
Направление потоков теплоносителей



Направление потоков теплоносителей



Направление потоков теплоносителей



25. Шварц В. А., Кобцева Е. А., Бушлер И. Ш. Тепловые и гидравлические характеристики маслоохладителя типа МБ-90-135. «Электрические станции», 1968, № 7.
26. Нефтяное оборудование. Каталог-справочник. Т. 1. Компрессоры и насосы. Гостоптехиздат, 1958.
27. Теплотехнический справочник. Т. 1. Госэнергоиздат, 1957.
28. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, руководящие указания. Вып. 11. Тр. ЦКТИ, 1966.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов А. Ф. Авиационные топлива, смазочные материалы и специальные жидкости. «Транспорт», 1965.
2. Анатолийев Ф. А. Теплообменные аппараты судовых паросиловых установок. «Судпромгиз», 1963.
3. Андреев В. А. Коэффициент теплоотдачи для маслоохладителей с трубками диаметром 16/14 мм. «Судостроение», 1958, № 7.
4. Андреев В. А. Судовые теплообменные аппараты (по зарубежным источникам). «Судостроение», 1968.
5. Антикайн П. А., Аронович М. С., Бакластов А. М. Рекуперативные теплообменные аппараты. Госэнергоиздат, 1962.
6. Баев С. Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. «Судостроение», 1965.
7. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. Машгиз, 1959.
8. Вукалович М. П. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Таблицы и диаграммы. Машгиз, 1955.
9. Геллер З. И. Мазут как топливо. «Недра», 1965.
10. Зайцев И. А. Новая конструкция масловодоохладителя. «Судостроение», 1960, № 7.
11. Кичигин М. А., Костенко Г. Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. Госэнергоиздат, 1955.
12. Кожевников А. В. Тяжелое жидкое топливо для газовых турбин. Гостоптехиздат, 1958.
13. Лацинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры (справочник). Машгиз, 1963.
14. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1947.
15. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
16. Пектемиров Г. А. Справочник инженера и техника нефтебаз. Гостоптехиздат, 1954.
17. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. «Энергия», 1967.
18. Петухов Б. С., Краснощеков Е. А., Нольде Л. Д. Теплообмен при вязкостном движении жидкости в трубах и каналах. «Теплоэнергетика», 1956, № 12.
19. Пластинчатые теплообменники для химической и нефтяной промышленности. УкрНИИХиммаш, информационный справочник, ЦИНТИХимнефтемаш, 1968.
20. Сомов В. А. Смазка судовых дизелей. «Судостроение», 1965.
21. Теплообменники спиральные стальные. УкрНИИХиммаш, каталог-справочник, ЦИНТИХимнефтемаш, 1968.
22. Гоптуненко Е. Г. Основы конструирования и расчета химических аппаратов и машин. Ч. 1. Общие основы конструирования, расчеты на прочность, жесткость и вибростойкость узлов деталей. Изд-во Харьковского университета, 1968.
23. Филиппов А. П. Обработка топлива и масла для судовых дизелей и котлов. «Транспорт», 1966.
24. Шварц В. А., Бушлер И. Ш. Тепловые и гидравлические характеристики маслоохладителя типа МО-53-4 ХТЗ. «Электрические станции», 1965, № 3.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
<i>Глава первая. Краткая характеристика вязких жидкостей</i>	5
1. Общие свойства вязких жидкостей	8
2. Масла смазочные	12
3. Жидкое топливо (мазуты)	15
<i>Глава вторая. Основные положения теплового и гидродинамического расчетов теплообменных аппаратов</i>	17
4. Основные уравнения теплопередачи	17
5. Режимы движения жидкости. Основы теории подобия	22
6. Коэффициенты теплоотдачи и их определение	29
Теплоотдача при развитом турбулентном движении	29
Теплоотдача при ламинарном режиме движения жидкости	31
Теплоотдача при движении вязких жидкостей	32
Теплоотдача при режиме переходном от ламинарного к развитому турбулентному	36
Теплоотдача при свободном движении жидкости (конвекции) без изменения агрегатного состояния	40
Теплоотдача при поперечном обтекании трубок жидкостью	42
Теплоотдача от конденсирующегося водяного пара к поверхности	43
Теплоотдача при движении в изогнутых трубах	47
7. Коэффициент теплопередачи	50
8. Средняя логарифмическая разность температур рабочих сред	51
9. Расчет температуры стенки	55
10. Основные положения гидродинамического расчета	55
<i>Глава третья. Конструкционные материалы, применяемые в аппаратостроении и их характеристики</i>	75
11. Основные требования к конструкционным материалам, применяемым в аппаратостроении	75
12. Черные металлы	59
Чугун	65
Углеродистые и легированные стали	65
13. Цветные металлы и сплавы	69
<i>Глава четвертая. Основные положения расчета теплообменных аппаратов на прочность</i>	72
14. Общие требования к расчету аппаратов на прочность	72
15. Расчет основных узлов и деталей аппаратов на прочность	73
Расчет плоских круглых фланцевых соединений для толстых и средних давлений	78
Расчет типовых фланцевых соединений	79
Определение расчетной нагрузки	81
Определение толщины фланцев	81
Быстросъемное фланцевое соединение и его расчет	83
Расчет цилиндров (корпусов), подверженных внутреннему давлению	84
Расчет бесшовных эллиптических днищ, подверженных внутреннему давлению [13]	84

Расчет плоских круглых днищ, подверженных внутреннему давлению [28]	85
Расчет плоских заглушек [28]	87
Расчет трубной доски	—
Расчет прочности тарельчатой крышки, подверженной внутреннему давлению	89
Определение диаметра болта (шпильки) фланцевого соединения	91
<i>Глава пятая. Методика и примеры расчета подогревателей вязких жидкостей</i>	96
16. Методика расчета подогревателей вязких жидкостей	96
Определение коэффициента теплопередачи от пара к вязкой жидкости	96
Определение гидравлического сопротивления в подогревателях	99
17. Расчет подогревателя жидкого топлива	99
Исходные данные	100
Тепловой расчет и расчет гидравлических сопротивлений	101
18. Расчет подогревателя масла	101
Исходные данные	106
Тепловой расчет	106
Расчет гидравлических сопротивлений	106
19. Расчет охладителя масла	108
Исходные данные	108
Тепловой расчет	108
Расчет гидравлических сопротивлений	108
<i>Глава шестая. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей отечественного производства</i>	109
20. Краткая характеристика теплообменных аппаратов для вязких жидкостей отечественного производства	109
21. Охладители вязких жидкостей	123
22. Подогреватели вязких жидкостей	128
<i>Глава седьмая. Основные направления дальнейшего развития современного аппаратостроения</i>	132
Приложения	148
Литература	148

Андреев Владимир Алексеевич

**ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ
ДЛЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ**

Редакторы *К. И. Черкасов, М. Г. Литвинова*
Художественный редактор *Г. А. Гудков*
Технический редактор *В. И. Семенова*
Корректор *М. Э. Оршенкова*

Сдано в производство 29/VI 1970 г. Подписано
к печати 12/XI 1970 г. М-15775. Печ. л. 9,5.
Уч.-изд. л. 9,53. Бум. л. 4,75. Бумага тип. № 1,
формат 60×90^{1/16}. Тираж 6000 экз. Заказ 1503.
Цена 64 коп.

Ленинградское отделение издательства
«Энергия», Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 4 Главполиграф-
прома Комитета по печати при Совете Минист-
ров СССР, Социалистическая, 14.