

В.А. Пермяков  
Е.С. Левин  
Г.В. Дивова

# ТЕПЛО- ОБМЕННИКИ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ НА ЭЛЕКТРО- СТАНЦИЯХ



ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

**В.А. Пермяков  
Е.С. Левин  
Г.В. Дивова**

---

**ТЕПЛО-  
ОБМЕННИКИ  
ВЯЗКИХ  
ЖИДКОСТЕЙ,  
ПРИМЕНЯЕМЫЕ  
НА ЭЛЕКТРО-  
СТАНЦИЯХ**



Ленинград  
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ  
Ленинградское отделение  
1983

ББК 31.37

П 27

УДК [66.045.1 532.516] 621.311.22

Рецензенты: *В. В. Померанцев, Д. Б. Ахмедов*

**Пермяков В. А. и др.**

П 27 Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях/В. А. Пермяков, Е. С. Левин, Г. В. Дивова.— Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1983. — 176 с. ил.

75 к.

Рассмотрены основные типовые схемы подогрева мазута для крупных паровых котлов и схемы маслоснабжения серийных паровых турбин электростанций на органическом и ядерном топливах. Описаны конструктивные особенности и характеристики входящих в эти схемы теплообменников вязких жидкостей, приведены рекомендации по их расчету и проектированию. Уделено внимание новым подогревателям мазута и охладителям масла, разработанным в последние годы.

Для инженерно-технических работников электростанций.

П  $\frac{2303000000-145}{051(01)-83}$  34—83

ББК 31.37  
6П2.2

© Энергоатомиздат, 1983

В технологических схемах котлов и паротурбинных установок на органическом и ядерном топливах важную роль играют теплообменники вязких жидкостей: подогреватели мазута, охладители турбинных масел и огнестойких жидкостей. В отечественной литературе, посвященной стационарной энергетике, практически нет монографий, в которых бы рассматривались в достаточно полном объеме оба этих вида энергетических теплообменников.

За последнее десятилетие был выполнен достаточно большой объем работ по совершенствованию, исследованию созданию новых эффективных теплообменников вязких жидкостей для стационарных теплоэнергоустановок. Предлагаемая книга в известной мере обобщает эти работы. В ней в сжатой форме рассматриваются типовые принципиальные схемы включения маслоохладителей и подогревателей мазута в соответствующие технологические схемы теплоэнергоустановок, приводится описание конструктивных особенностей серийных подогревателей охладителей указанных жидкостей, отмечаются основные недостатки этих аппаратов.

В отдельных разделах книги даются материалы по новым, перспективным типам маслоохладителей и мазутоподогревателей, обладающих повышенной тепловой эффективностью и герметичностью трубных систем. Применение герметичных подогревателей мазута позволяет повысить экономичность энергоустановок за счет использования в их циклах конденсата греющего пара из данных аппаратов. Использование герметичных охладителей масла сохраняет основные технико-экономические преимущества одноконтурных систем водяного охлаждения и чистоту соответствующих водоемов.

В книге изложены также основные рекомендации по методике теплового и гидравлического расчетов рассматриваемых теплообменников и выбору материалов их основных деталей. На ряде примеров показана методика постановки и проведения стендовых

и промышленных испытаний маслоохладителей и подогревателей мазута.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников турбинных котельных заводов, научно-исследовательских институтов и проектных организаций, работников электростанций и энергосистем. Она окажется полезной для студентов теплоэнергетических энергомашиностроительных специальностей вузов и техникумов.

Замечания и пожелания по книге просьба направлять по адресу: 191041, Ленинград, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение Энергоатомиздата.

*Авторы*

**ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СХЕМ ВКЛЮЧЕНИЯ  
ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ****1.1. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ОХЛАДИТЕЛЕЙ  
В СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ  
ТУРБИН**

Основным рабочим телом в системах регулирования, смазки и охлаждения подшипников большинства стационарных паровых турбин и приводимых ими электрогенераторов, насосов, воздуходувок, компрессоров и т. д. является специальное турбинное масло. Физические свойства турбинных масел и технические требования к ним регламентируются ГОСТ 32—74\* ГОСТ 9972—74\* и ТУ 6-25-12—75.

Масляная система турбины (в дальнейшем принят термин «система маслоснабжения») снабжает маслом указанные выше технологические контуры турбоустановок.

На рис. 1.1 дана принципиальная схема системы маслоснабжения турбогенератора мощностью 300 МВт с турбиной К-300-240-1 ЛМЗ. Система предназначена для обеспечения маслом марки 22 (турбинное Л по ГОСТ 32—74) систем смазки подшипников турбины, генератора 4, возбудителя 5, питательного насоса 10 и его турбопривода 11, электропитательных насосов и уплотнений вала генератора.

Масляный бак 15 полезной вместимостью 37 м<sup>3</sup> снабжен указателями уровня. Для очистки масла от механических примесей в баке установлены фильтры грубой очистки.

Подача масла в систему смазки осуществляется насосами 13 с двигателями переменного тока (давление 0,12 МПа после маслоохладителей 12 на уровне оси турбины) и насосами 14 с приводом от двигателей постоянного тока, создающими давление в указанном месте 0,07 МПа. Обычно устанавливаются два насоса типа 12КМ-15С с двигателями переменного тока ( $N = 100$  кВт,  $n = 24,16$  с<sup>-1</sup>), из которых один является резервным, и два аварийных насоса типа 12КМ-20 с двигателями постоянного тока ( $N = 42$  кВт,  $n = 25$  с<sup>-1</sup>). Насосы 13 имеют производительность по 1450 м<sup>3</sup>/ч каждый при напоре 0,3 МПа. Аварийные электронасосы 14 имеют производительность 430 м<sup>3</sup>/ч каждый при напоре 0,18 МПа. Три маслоохладителя 12 типа М-240М включаются параллельно по трактам воды и масла; один из аппаратов является резервным. Схемы включения допускают возможность отключения любого из них по линиям охлаждающей воды и масла для чистки при полной нагрузке турбины и начальной температуре охлаждающей воды не выше 33 °С.

Расчетный расход охлаждающей воды, отбираемой из циркуляционной системы станции, при температуре, не превышающей 33°C на каждый включенный маслоохладитель, равен 150 м<sup>3</sup>/ч. При этом гидравлическое сопротивление аппарата с чистыми трубами не превышает 0,03 МПа [1] Схема охлаждения является

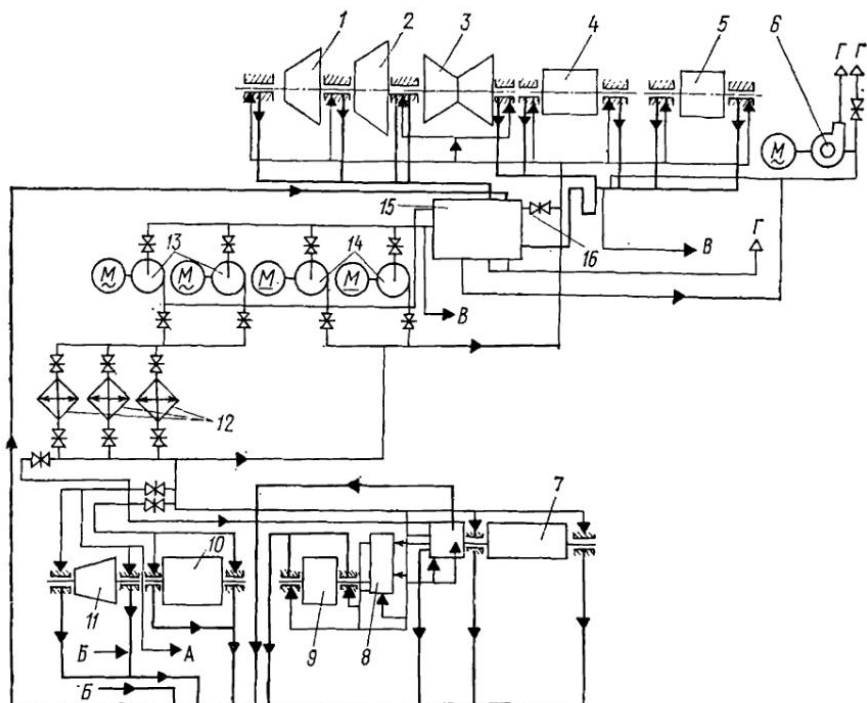


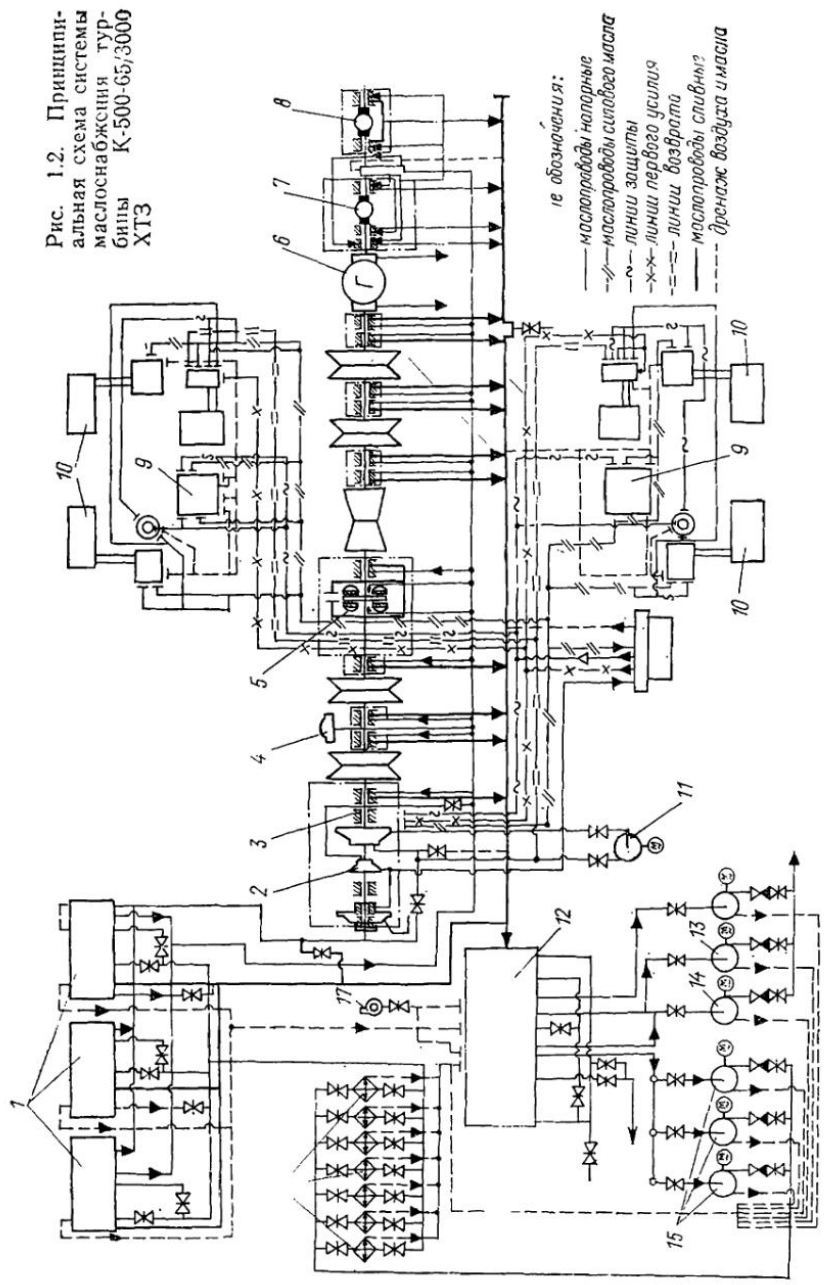
Рис. 1.1. Принципиальная схема системы маслоснабжения турбины К-300-240-1 ЛМЗ

1, 2, 3 — цилиндры высокого, среднего и низкого давления; 4 — генератор; 5 — возбудитель; 6 — вентилятор; 7 — электропривод питательного насоса; 8 — редуктор; 9 — питательный электронасос; 10 — питательный турбонасос; 11 — турбопривод; 12 — маслоохладители; 13 — масляные электронасосы с двигателями переменного тока; 14 — то же, с двигателями постоянного тока; 15 — маслобак; 16 — сливной клапан; А, Б — подвод и отвод масла к блоку маслоснабжения питательного турбонасоса; В — подвод масла к агрегату маслочистки; Г — выхлоп в атмосферу

одноконтурной. На схеме рис. 1.1 и последующих напорные линии масла показаны тонкими линиями, сливные — толстыми.

На рис. 1.2 представлена принципиальная схема маслоснабжения турбины К-500-65/3000 ХТЗ и связанного с ней электрогенератора, устанавливаемых на атомных электростанциях в энергоблоках мощностью 1000 МВт. Масляная система предназначена для подачи масла к подшипникам турбины, генератора, в систему регулирования и к насосам системы уплотнения вала генератора [2]. Система смазки включает в себя бак 12, насосы 13, 14 и 15, охладители 16, группу напорных баков 1 и маслопроводы. Основной маслобак имеет полезную вместимость 80 м<sup>3</sup>.

Рис. 1.2. Принципиальная схема системы маслоснабжения турбины К-500-65/3000 ХТЗ



1 — напорный бак; 2 — насос регулирования; 3 — опорный подшипник; 4 — валопорот; 5 — опорный подшипник; 6 — генератор ТКВ-500-2; 7 — возбудитель; 8 — подвозбудитель; 9 — блок клапанов; 10 — стопорные заслонки; 11 — пусковой насос системы регулирования с электродвигателем переменного тока; 12 — масляный бак; 13 — масляный бак; 14 — насосы системы уплотнения вала генератора с электродвигателями переменного и постоянного тока; 15 — масляные насосы системы смазывания с электродвигателями переменного тока; 16 — маслоохладитель; 17 — вентиль отсоса масляных паров



Насосная группа состоит из насосов систем смазки, регулирования и уплотнения вала генератора, а также насосов для гидростатического подъема ротора турбогенератора при работе валоповоротного устройства. В системе смазки три насоса: рабочий, резервный и запасной. Насос 15 подает масло из бака 12 через охладители 16 в баки 1. При его работе необходимое давление масла перед подшипниками турбогенератора создается за счет разности уровней установки напорных баков и отметки оси подшипников. В систему регулирования масло подается насосом 2, приводимым от вала турбины.

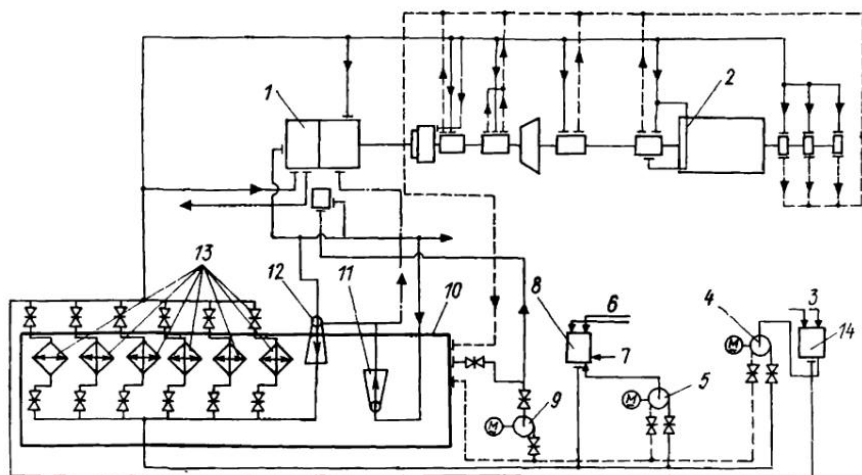


Рис. 1.3. Схема масляной системы турбины Т-100-130 УТМЗ

1 — насосная группа на валу турбины; 2 — линия на смазку валоповоротного устройства; 3 — линия на отключение валоповоротного устройства; 4 — резервный масляный насос; 5 — аварийный масляный насос; 6 — линия на останов турбины; 7 — сигнал «давление масла мало»; 8, 14 — реле пуска электронасоса; 9 — пусковой масляный электронасос; 10 — маслобак; 11, 12 — инжекторы 1-й и 2-й ступеней (11 — главный; 12 — системы смазки); 13 — маслоохладители

В системе смазки предусматривается установка семи маслоохладителей типа МБМ-90-135, включенных параллельно по трактам охлаждающей воды и масла. Допускается возможность отключения любого из охладителей по трактам воды и масла для чистки при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше  $33^{\circ}\text{C}$ . Номинальный расход охлаждающей воды на каждый работающий аппарат —  $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ . При этом расходе и чистых трубках гидравлическое сопротивление охладителя не превышает  $0,03 \text{ МПа}$ . Давление воды в охладителях обычно не превышает  $0,1 \text{ МПа}$ . Маслоохладительная установка рассчитана на работу в одноконтурной схеме охлаждения.

Включение охладителей масла в системы маслоснабжения серийных турбоустановок других заводов практически не отличается от рассмотренного выше. Исключение составляют некоторые теплофикационные турбины УТМЗ (Т-50-90, Т-100-130), в системах маслоснабжения которых охладители масла выполнены встроены

ными в основные маслобаки. При этом сохраняется параллельное включение этих аппаратов по трактам воды и масла; их резервирование осуществляется путем установки дополнительно одного охладителя.

На рис. 1.3 дана принципиальная схема системы маслоснабжения турбины Т-100-130 этого завода, питающая маслом при давлении 1,4 МПа ее систему регулирования и систему смазки подшипников турбины и генератора. Давление масла после охладителей поддерживается равным 0,06—0,08 МПа. Масло в систему регулирования подается главным центробежным насосом 1, приводимым от вала турбины. Одновременно от этого насоса масло подается к соплам последовательно включенных инжекторов 11 и 12. Обе ступени инжекторов размещены в маслобаке с рабочим объемом 26 м<sup>3</sup>. Инжектор 1-й ступени 11 подает масло к всасывающему патрубку насоса 1 (создавая необходимый для его работы подпор около 0,03 МПа) и в камеру инжектора 2-й ступени 12, подающего масло через маслоохладители 13 в систему смазки подшипников турбины и генератора.

Для обеспечения работы турбоагрегата в период пуска предусмотрен пусковой масляный электронасос 9 (производительностью  $Q = 300$  м<sup>3</sup>/ч, с напором  $H = 2,35$  МПа), приводимый двигателем переменного тока. Снабжение маслом подшипников при останове турбоагрегата обеспечивается аварийным насосом 5 ( $Q = 108$  м<sup>3</sup>/ч,  $H = 2,15$  МПа) с приводом от электродвигателя постоянного тока. Резервный насос 4 ( $Q = 150$  м<sup>3</sup>/ч,  $H = 2,75$  МПа) приводится электродвигателем переменного тока. Реле 14 включает в работу насос 4 при падении давления масла после охладителей до 0,035 МПа; при падении давления масла в этом контуре до 0,03 МПа реле 8 включает в работу насос 5.

В маслобак 10 встроены шесть охладителей 13 с поверхностью 45 м<sup>2</sup> каждый. Аппараты по трактам воды и масла включены параллельно. Наличие необходимой арматуры позволяет осуществить при необходимости отключение любого из них по трактам воды и масла при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше 30°С.

На рис. 1.4 дана принципиальная схема системы маслоснабжения серийного газотурбинного агрегата мощностью 100 МВт (с турбиной ГТ-100-750-2 ЛМЗ), предназначенного для снятия пиковых электрических нагрузок. Давление масла после охладителей на уровне оси турбоагрегата в линиях подачи на подшипники составляет 0,12 МПа. Подача масла из бака 11 в систему осуществляется одним из двух электронасосов (18 и 19) с приводом от двигателей переменного тока. Для питания подшипников маслом при аварийном останове турбоагрегата с отключенными насосами смазки (17—19) и падении давления в системе смазки ниже 0,049 МПа в схеме предусмотрен аварийный маслобак 20 вместимостью 4 м<sup>3</sup>, расположенный на высоте 5 м над площадкой обслуживания турбины. Из данного бака к подшипникам масло поступает самотеком.

При падении избыточного давления в системе смазки до 0,075 МПа автоматически включается резервный насос (18 или 19); при снижении этого давления до 0,06 МПа также автоматически включается насос 17 с приводом от двигателя постоянного тока.

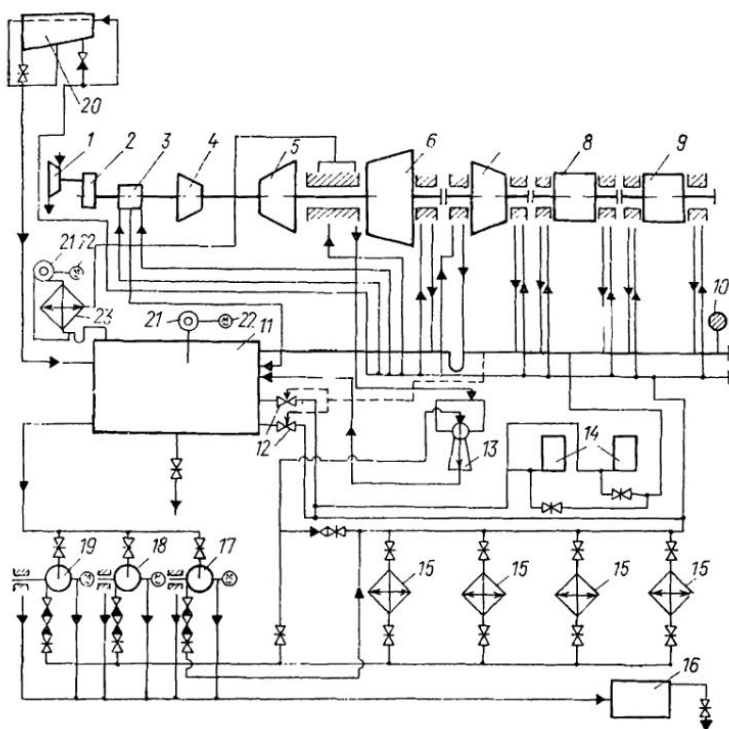


Рис. 1.4. Схема системы маслоснабжения газотурбинной установки ЛМЗ с турбиной ГТ-100-750-2

1 — пусковая турбина; 2 — редуктор; 3 — блок регулирования турбины высокого давления; 4 — компрессор высокого давления; 5 — турбина высокого давления; 6 — турбина низкого давления; 7 — компрессор низкого давления; 8 — генератор; 9 — возбудитель; 10 — выхлоп в атмосферу; 11 — маслобак вместимостью 32 м<sup>3</sup> системы смазывания; 12 — клапаны сливные; 13 — эжектор масляный; 14 — реле падения давления; 15 — маслоохладители; 16 — бачок слива масла; 17 — аварийный насос системы смазывания; 18, 19 — насосы системы смазывания; 20 — аварийный масляный бак; 21 — эксгаустер для отсоса паров масла; 22 — электродвигатель; 23 — маслоохладитель

При снижении давления масла до 0,05 МПа с выдержкой 3 с происходит отключение турбины, а при дальнейшем его падении — и отключение валоповоротного устройства. В бак 11 может быть осуществлен слив масла из системы смазки турбогенератора. Для охлаждения масла установлены четыре охладителя 15 типа МБ-63-90, один из которых является резервным. По линиям воды и масла они включены параллельно и любой из них по этим потокам может быть отключен при полной нагрузке турбины.

## 1.2. СХЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

На абсолютном большинстве стационарных энергетических установок для отвода тепла от масла в охладителях испо. зуется вода рек, озер, морей, водохранилищ гидроэлектростанций и т. д.

Принципиальные схемы включения охладителей масла в контуры охлаждения ГРЭС и ТЭС показаны на рис. 1.5. На рис. 1.5, а

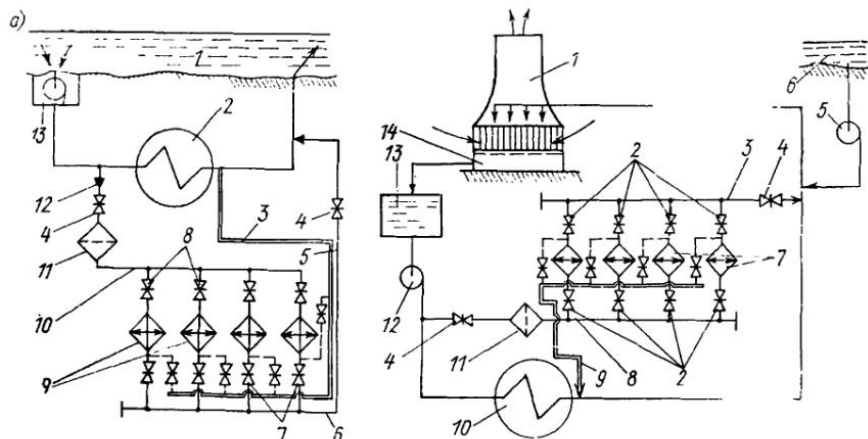


Рис. 1.5. Типовые схемы включения охладителей масла в систему прямооточного (а) и оборотного (б) водоснабжения

Позиции на рис. а: 1 — водоем; 2 — конденсатор; 3 — коллектор отсоса воздуха из водяных камер маслоохладителей; 4, 7, 8 — задвижки; 5 — отвод воды из охладителей; 6, 10 — водяные коллекторы; 9 — маслоохладители; 11 — механический фильтр; 12 — подвод воды в маслоохладители; 13 — береговая насосная.

Позиции на рис. б: 1 — градирня; 2, 4 — задвижка; 3, 8 — водяные коллекторы; 5 — водопиточный насос; 6 — водоем; 7 — маслоохладители; 9 — коллектор отсоса воздуха из водяных камер маслоохладителей; 10 — конденсатор турбины; 11 — фильтр; 12 — циркуляционный насос; 13 — колодец; 14 — бассейн

показана схема прямооточного водоснабжения, в которой маслоохладители 9 включены параллельно конденсатору паровой турбины 2. Вода из водоема 1 циркуляционными насосами, расположенными на береговой насосной 13, подается в систему охлаждения электростанции. Из напорного циркуляционного водовода на конденсатор часть воды через механический фильтр 11 подводится к распределительному коллектору 10 и далее на охладители масла 9. После них вода собирается в коллекторе 6 и по линии 5 отводится в сливной водовод за конденсатором. Задвижками 7 и 8 любой из охладителей может быть отключен для очистки или ремонта.

На рис. 1.5, б дана схема включения охладителей масла в систему оборотного водоснабжения. Охлаждение воды в данной схеме осуществляется в градирне 1. Маслоохладители в этой схеме также включены параллельно с конденсатором паротурбинной установки. В обоих случаях схемы охлаждения масла являются одноконтурными. В связи с ограниченностью водных ресурсов и

необходимостью сохранения чистоты природных водоемов оборотные системы водоснабжения в последние годы получают преимущественное распространение для всех типов тепловых электростанций.

Негерметичность масляных полостей практически всех типов выпускаемых в настоящее время охладителей и необходимость за-

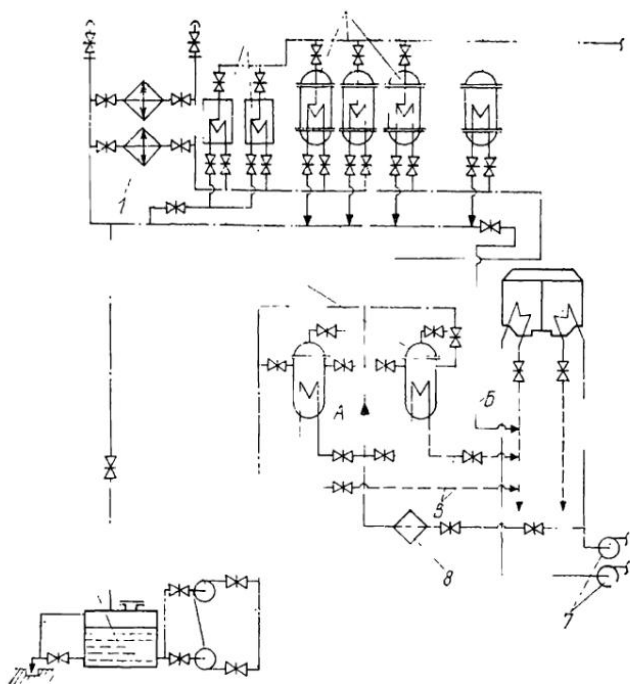


Рис. 1.6. Схема двухконтурного водяного охлаждения масла для турбины К-300-240 ЛМЗ

1 — охладители масла в маслonaпорной установке; 2 — охладители огнестойкой жидкости; 3 — охладители масла системы смазки подшипников турбогенератора; 4 — охладитель масла редуктора питательного электронасоса; 5 — конденсатор; 6 — охладители оборотной циркуляционной воды; 7 — циркуляционные насосы; 8 — воляной фильтр; 9 — основной и резервный насосы контура оборотной воды; 10 — бак оборотной циркуляционной воды; А — линия подвода охлаждающей воды к маслоохладителям; Б — линия отвода охлаждающей воды к маслоохладителям; В — сливные линии от охладителей 6; Г — сливная линия оборотной воды после маслоохладителей

щиты водоемов от загрязнения маслом привели к появлению на некоторых электростанциях двухконтурных схем охлаждения. На рис. 1.6 для примера представлена схема двухконтурного водяного охлаждения масла, осуществленная на Конаковской и Лукомльской ГРЭС на нескольких блоках 300 МВт с турбинами К-300-240 и аппаратами М-240М ЛМЗ. Переход от обычной одноконтурной схемы охлаждения, в которой вода на маслоохладители подводится из напорных циркуляционных водоводов конденсаторов тур-

бин, к двухконтурной был вызван необходимостью защиты природных водоемов (река Волга) от загрязнения маслом вследствие невозможности обеспечения в эксплуатации стабильной герметичности масляных полостей указанных выше охладителей масла.

В обычной одноконтурной схеме охлаждения вода, подаваемая насосами 7 на охлаждение конденсатора 5, через фильтр 8 по линии А подается к охладителям масла 3. После прохождения через них эта вода по линии Б сбрасывается в сливной циркуляционный водовод конденсатора.

При переходе на двухконтурную схему охлаждения в описанную выше систему дополнительно вводятся: бак 10, основной и резервный насосы контура оборотной циркуляционной воды 9, два охладителя оборотной воды 6, соответствующие трубопроводы, арматура и средства автоматики. Работа данной схемы протекает следующим образом. Охлаждающая вода по линии А подводится к охладителям оборотной воды 6, а после них по линиям В отводится в тот же сливной водовод конденсатора.

Оборотная вода из бака 10 насосами 9 прокачивается через охладители 6 и далее поступает к напорному водяному коллектору охладителей масла 3. После них вода поступает в сливной коллектор и по линии Г возвращается в бак 10.

Опыт эксплуатации этой схемы на электростанции, расположенной в районе верхней Волги, выявил ряд недостатков: охлаждение масла ухудшилось и температура его после охладителей превысила 50°C, что в летнее время потребовало включения всех охладителей масла. Однако и в этом случае требуемого по ГОСТ 9916—77 охлаждения масла не достигается. Вследствие загрязнения поверхности промежуточных теплообменников 6 охлаждающая способность такой схемы во времени снижается. Следует также отметить, что ее осуществление, например, для типовой ГРЭС мощностью 2400 МВт из восьми блоков по 300 МВт требует дополнительно установить (не считая трубопроводов): водяных электронасосов — 16, водоводяных теплообменников — 16, водяных баков — 8, задвижек и клапанов — около 100 шт.

Таким образом, применение двухконтурной схемы охлаждения масла в условиях ГРЭС или ТЭЦ с прямоточным (и тем более обратным) водоснабжением связано с серьезными дополнительными затратами, усложнением условий эксплуатации и определенным снижением глубины охлаждения масла. Все вместе взятое не позволяет рассматривать ее как перспективную, в которой бы наиболее удачно решались вопросы защиты природных водоемов от загрязнения. Применение схемы рис. 1.6 может быть оправдано лишь в частных случаях.

В последние годы в некоторых стационарных турбоустановках (например, в газотурбинных установках для приводов компрессоров на мощных газопроводах) находят применение системы маслоснабжения с рядом новых принципиальных решений.

На рис. 1.7 показана принципиальная схема системы маслоснабжения газоперекачивающего турбокомпрессорного агрегата

НЗЛ типа ГТК-10, предназначенного для установки на перекачивающих станциях газопроводов. Общая вместимость маслосистемы — 13 м<sup>3</sup>. В данном агрегате маслобак совмещен с рамой газотурбокомпрессора. Заливка масла в него осуществляется по специальной линии через фильтр тонкой очистки 1. Из нижней части (картера) бака 2 масло пусковым 4 или главным 6 масляным

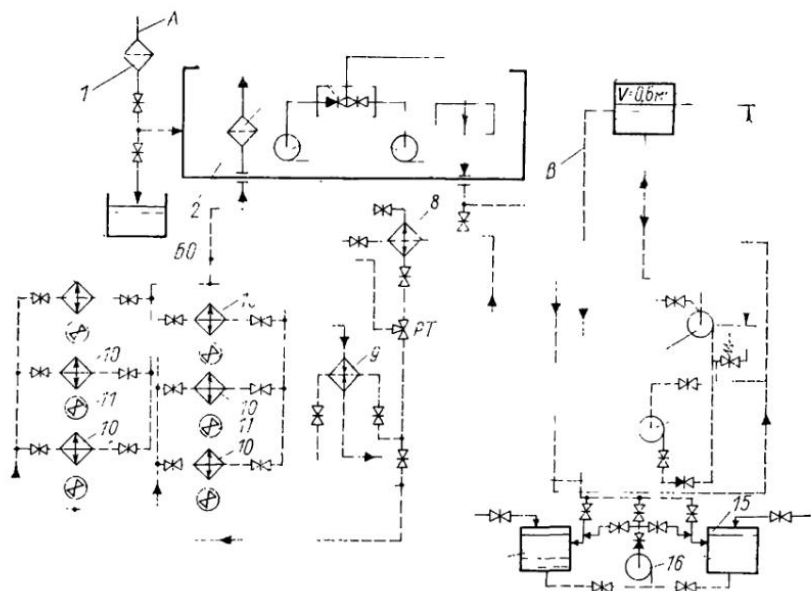


Рис. 1.7 Схема охлаждения масла в газотурбокомпрессоре НЗЛ типа ГТК-10

1, 3 — фильтры; 2 — маслобак; 4 — пусковой масляный насос; 5 — блок обратных клапанов; 6 — главный масляный насос; 7 — регулятор производительности; 8 — охладитель масла; 9 — подогреватель антифриза (дистиллята); 10 — охладитель антифриза (дистиллята); 11 — вентилятор; 12 — расширительный (демпферный) бак; 13 — главный антифризный насос; 14 — резервный антифризный насос; 15, 17 — баки антифриза и дистиллята; 16 — резервный антифризный насос; 15, 17 — баки антифриза и дистиллята; БО — бак аварийного опорожнения маслосистемы; А — заливка масла в маслобак; Б — подвод масла к подшипникам турбокомпрессора

насосом через систему обратных клапанов 5 подается к охладителю 8 и далее через фильтр 3 по напорным линиям на смазывание и охлаждение подшипников турбины и компрессора. Из подшипников масло вновь сливается в нижнюю часть маслобака 2.

Охлаждение масла в аппарате 8 осуществляется антифризом, не замерзающим при понижении температуры наружного воздуха до  $-40^{\circ}\text{C}$ . Охлаждение антифриза производится в параллельно включенных аппаратах 10, имеющих систему воздушного охлаждения. Воздух через эти охладители продувается вентиляторами 11, приводимыми от электродвигателей. Циркуляция антифриза в системе осуществляется с помощью главного насоса 13. Насос 14 является резервным. Бачок 12 служит демпфером. В баках 15 и 17 вместимостью по 10 м<sup>3</sup> каждый содержатся соответственно антифриз и дистиллят. Насос 16 является вспомогательным и слу-

жит для заполнения системы охлаждения антифризом или дистиллятом. В летнее время рабочим телом в системе охлаждения служит дистиллят. В этом случае для обеспечения работоспособности схемы в зимних условиях в ней предусмотрен дополнительный подогреватель 9.

Охлаждение масла в данном агрегате осуществляется, таким образом, по двухконтурной схеме: в аппарате 8 теплота от масла передается антифризу (дистилляту), от которого она в свою очередь отводится воздухом в охладителях 10. Применение этой двухконтурной схемы охлаждения масла в данном случае продиктовано двумя причинами: отсутствием в месте установки газотурбокомпрессоров необходимого количества охлаждающей воды; необходимостью обеспечения ее надежной работы при температурах наружного воздуха ниже 0°C, так как с целью снижения стоимости сооружения газоперекачивающих станций часть их оборудования располагается на открытых площадках.

Все более остро ощущаемая нехватка воды в природных водоемах, необходимость сохранения чистоты последних при одновременном стремлении к снижению стоимости систем технического водоснабжения энергообъектов диктуют проведение поисков новых прогрессивных схем охлаждения. Поэтому в недалеком будущем для отвода теплоты в маслоохладителях следует ожидать появление новых схем охлаждения с применением некоторых отмеченных выше решений. К ним следует также отнести схемы с воздушным или мокровоздушным (испарительным) охлаждением и применение на крупных электростанциях, использующих органическое и ядерное топливо, отдельных замкнутых контуров для охлаждения масла или заменяющих их огнестойких жидкостей. Однако одноконтурные схемы охлаждения с герметичной конструкцией маслоохладителей предпочтительнее.

### **1.3. СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ, ПРОМЫШЛЕННЫХ И ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ**

На рис. 1.8 представлена типовая для ГРЭС и ТЭЦ схема подачи жидкого топлива, доставляемого по железной дороге цистернами [3]. Из поступающих на разгрузочную железнодорожную эстакаду цистерн 1 жидкое топливо (мазут) самотеком по каналу (трубопроводу) 2 поступает в приемный резервуар 3. Из него топливо перекачивается погруженными насосами 4 в надземные (или подземные) расходные резервуары 5.

В резервуары 3 и 5 по линиям 6 и 7 из трубопровода 8 поступает часть подогретого мазута, что необходимо для прогрева топлива, находящегося в этих баках. Температура мазута в них при циркуляционном подогреве поддерживается на уровне  $(70 \div 90)^\circ\text{C}$ .

Подача мазута к парогенераторам выполнена по двухступенчатой схеме. Из коллекторов А и Б через механические фильтры 9



мазут поступает к низконапорным насосам первой ступени 10, за которыми расположены подогреватели мазута 11. После одного из подогревателей 11 поток подогретого мазута отводится в трубопровод рециркуляции 8. Затем через второй фильтр тонкой очистки 12 горячий мазут поступает к высоконапорным насосам второго подъема 13 и далее к горелочным устройствам котлов 14.

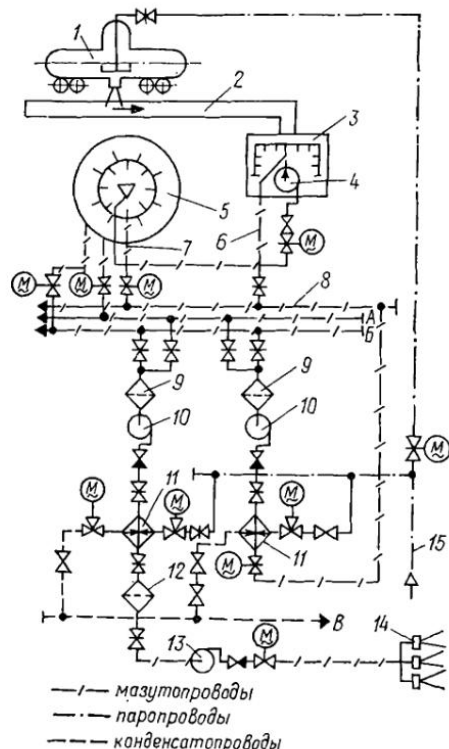


Рис. 1.8. Принципиальная схема мазутного хозяйства ГРЭС и ТЭС

гревателям мазута 11, предусматривается также подвод его к цистерне 1, что особо необходимо для обеспечения слива мазута в холодное время года. Конденсат греющего пара после мазутоподогревателей отводится по линии В. Загрязненные нефтепродуктами (в среднем около 100 мг/л) сбросные воды должны проходить очистку, нейтрализацию и обезвреживание в специальных комплексах. Серийно выпускаемые подогреватели мазута типа ПМ, как показывает опыт их эксплуатации, стабильной герметичностью не обладают.

При герметичных подогревателях мазута типа ПМР и отсутствии загрязнения нефтепродуктами конденсат может вводиться непосредственно в тракт питательной воды энергоустановки. В противном случае он предварительно должен пройти через систему специальной химической очистки.

При такой схеме подогреватели мазута и фильтры тонкой очистки находятся под давлением насосов первого подъема, что позволяет снизить массу этих аппаратов и сократить расход электроэнергии на привод насосов 13, которые перекачивают подогретый мазут с меньшей вязкостью, чем насосы 10.

Насосы первой ступени 10 развивают максимальное давление 1,3 МПа. Производительность рабочих насосов первой и второй ступени принимается равной 110 % от номинального расхода топлива на все котлы с учетом подачи мазута на рециркуляцию. После насосов второй ступени 13 давление мазута составляет 6,4 МПа.

Для подогрева мазута используется пар с максимальными значениями параметров:  $P = 1,6$  МПа,  $t = 250$  °С. Пар вводится в схему по линии 15.

Кроме подвода пара к подогревателям мазута 11, предусматривается также подвод его к цистерне 1, что особо необходимо для обеспечения слива мазута в холодное время года.

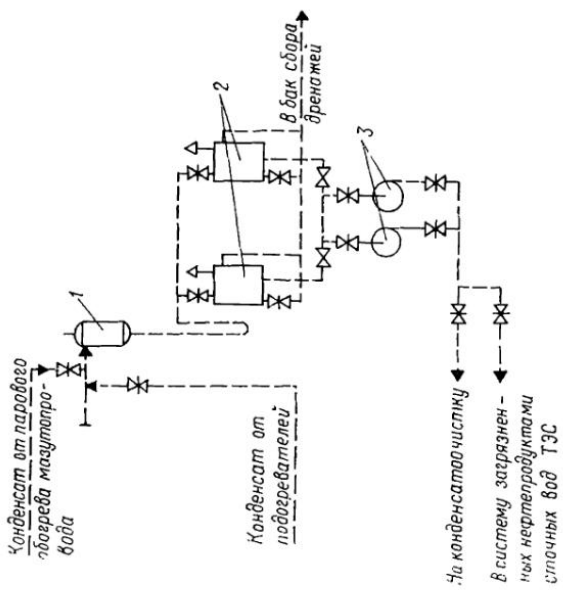


Рис. 1.9. Схема сбора конденсата греющего пара в системе мазутохозяйства ГРЭС

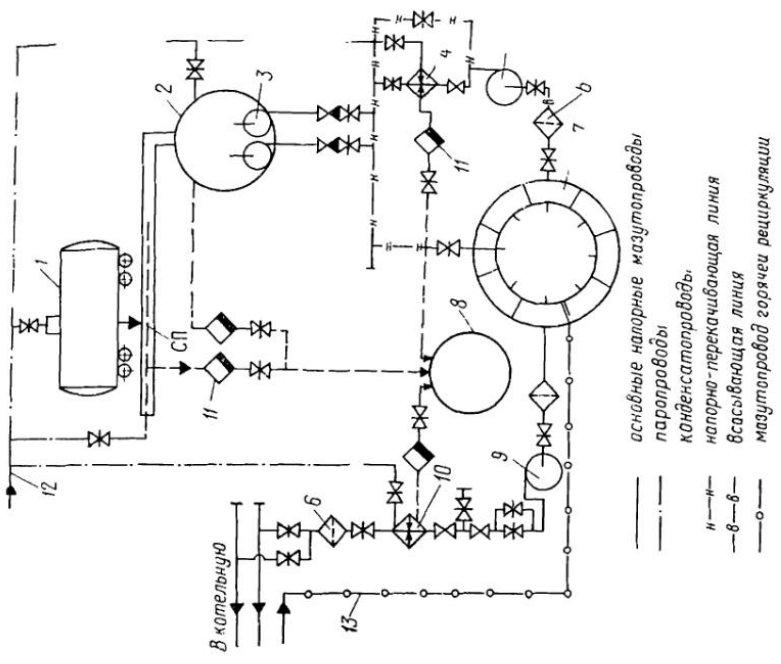


Рис. 1.10. Схема мазутного хозяйства ТЭЦ и промышленных отопительных котельных

На рис. 1.9 показана типовая схема сбора конденсата от оборудования мазутоподготовки. Она предусматривает установку расширителя 1, не менее двух баков для сбора конденсата 2, насосную группу 3 для подачи конденсата через систему конденсатоочистки в баки станции. Создание герметичных подогревателей мазута позволяет существенно упростить эту схему и подавать конденсат греющего пара непосредственно в систему питательной воды электростанции. Подогреватели мазута обычно устанавливаются на открытой площадке возле здания топливно-транспортного цеха.

В унифицированных типовых проектах мазутного хозяйства ТЭЦ и промышленно-отопительных котельных принята более простая схема с одной ступенью насосов (рис. 1.10). Мазут из цистерн 1 сливается в промежуточную емкость 2, из которой затем погружными насосами 3 перекачивается в наземный резервуар 7. Из последнего часть мазута подается насосом 5 в подогреватель рециркуляции 4 и обратно в резервуар 7. Из резервуара 7 мазут насосом 9 через подогреватель 10 подается в мазутопроводы котельной, к которым непосредственно присоединены горелки или форсунки котлов. В необходимых местах в схеме предусмотрена установка механических фильтров 6.

Для подогрева мазута в цистерне 1, емкости 2, подогревателях 4 и 10 используется пар, поступающий из котельной по трубопроводу 12. Конденсат греющего пара из этих емкостей и аппаратов через конденсатоотводчики 11 собирается в конденсатный бак 8, из которого затем отводится к мазутоловушке или в систему очистки. Обогрев мазутопроводов в необходимых местах осуществляется с помощью паровых труб-спутников (участок *СП*), прокладываемых и изолируемых совместно с ними. В схеме также предусматривается возможность рециркуляционного подогрева мазута в резервуаре 7 горячим мазутом по возвратному трубопроводу 13.

Любая из рассмотренных схем требует герметичности паровой и мазутных полостей подогревателей и всех соединений мазутопроводов, что упрощает использование конденсата греющего пара в цикле энергоустановки, повышает экономичность системы мазутоподготовки и обеспечивает защиту от загрязнения нефтепродуктами поверхностных и грунтовых вод и участков земли. Герметичность полостей мазутоподогревателей должна обеспечиваться при любых соотношениях давлений рабочих сред.

Проблема создания надежных, легкоочищаемых и герметичных подогревателей мазута для подобных систем подготовки жидкого топлива в настоящее время является одной из наиболее острых.

## ТИПЫ, КОНСТРУКЦИИ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, ИСПОЛЗУЕМЫХ В СХЕМАХ С ВЯЗКИМИ ЖИДКОСТЯМИ

### 2.1. ГЛАДКОТРУБНЫЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛИ

В системах маслоснабжения паровых и газовых турбин преимущественное распространение получили вертикальные охладители с поверхностью из гладких труб. Общие технические требования к ним, типоразмерные ряды, правила приемки, методы испытаний и гарантии регламентированы ГОСТ 9916—77 [4], который устанавливает два типа охладителей МА и МБ, рассчитанных на использование охлаждающей воды с начальной температурой соответственно 20 и 33 °С. Они широко используются также для охлаждения масла в системах разных гидроприводов, маслянопорных установок гидравлических турбин, турбозубчатых агрегатов судовых установок, трансформаторных установок и т. д.

#### 2.1.1. Маслоохладители завода «Красный гидропресс»

Этим заводом выпускаются охладители типов МБ и МБМ: для работы на охлаждающей воде с массовой концентрацией солей до 5000 мг/л (на пресную воду) и свыше 5000 мг/л (на морскую воду — тип МБМ). В каждой из них имеется по четыре типоразмера охладителей, охватывающих диапазон номинальных расходов масла от 30 до 90 м<sup>3</sup>/ч: МБ-20-30, МБ-25-37, МБ-40-60 и МБ-63-90 и соответственно МБМ-20-30, МБМ-25-37, МБМ-40-60 и МБМ-63-90.

Все они представляют собой вертикальные кожухотрубные теплообменники, в которых охлаждающая вода движется в трубках, а охлаждаемое масло — в межтрубном пространстве. На рис. 2.1 для примера показан общий вид маслоохладителя МБ-63-90. Направление движения масла в его межтрубном пространстве задается системой перегородок «диск — кольцо», характер омывания труб по ходу масла приближается к поперечному. Эффективность работы таких аппаратов, как будет показано ниже, существенно зависит от значений зазоров  $\delta_1$  и  $\delta_2$  в их масляных полостях, которые определяют размеры холостых протечек масла (рис. 2.2). Поэтому все охладители имеют обработанную внутреннюю поверхность корпуса и наружных кромок кольцевых перегородок.

Компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса обеспечивается с помощью мембраны, установленной в верхней части аппаратов. Для слива воды и масла, а также выпуска воздуха из полостей охладители снабжены соответствующими кранами. Кран для слива масла установлен на торцевой стороне нижней трубной доски и внутренними каналами

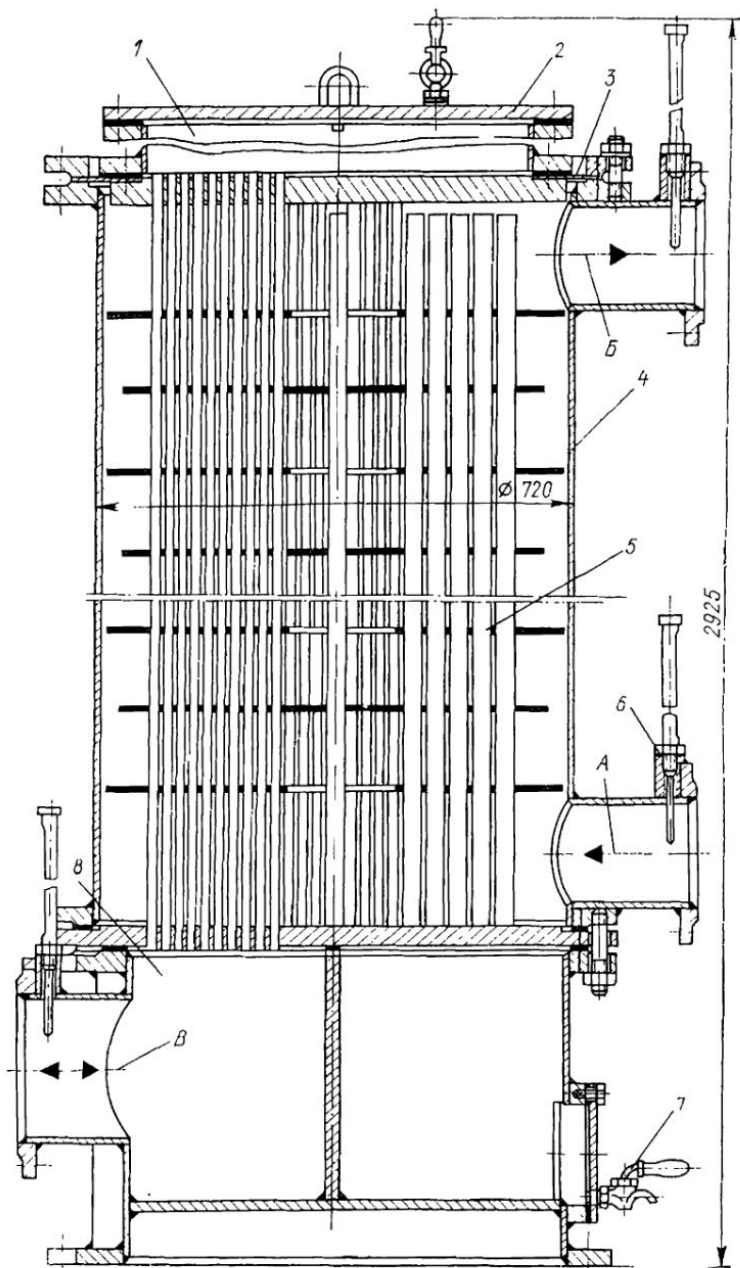


Рис. 2.1. Маслоохладитель МБ-63-90

1 — верхняя водяная камера; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — корпус; 5 — трубная система; 6 — гильза для термометра; 7 — кран; 8 — нижняя водяная камера; А — вход масла; Б — выход масла, В — вход-выход воды

связь с масляной полостью охладителя. Это обеспечивает полный слив масла из аппарата и отбор проб масла. Температура воды и масла на входе и выходе из охладителей замеряется термометрами, устанавливаемыми в стандартных оправах на соответствующих патрубках.

Вода и масло подводятся снизу. В нижней водяной камере имеется Т-образная перегородка, в верхней — одна продольная. С их помощью в маслоохладителях создается четыре хода воды. Во всех рассматриваемых охладителях осуществляется в итоге перекрестное движение теплообменивающих сред.

Концы труб в трубных досках закреплены на вальцовке. В каждом из трех отсеков нижней водяной камеры имеются лючки со съемными крышками, через которые обеспечивается доступ в эти отсеки при проведении очистки труб,

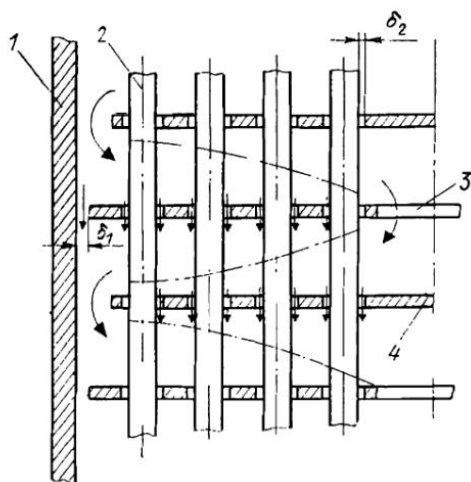


Рис. 2.2. Схема расположения зазоров в маслоохладителях с перегородками типа «диск — кольцо»

1 — корпус; 2 — труба; 3 — перегородка типа «кольцо»; 4 — перегородка типа «диск»

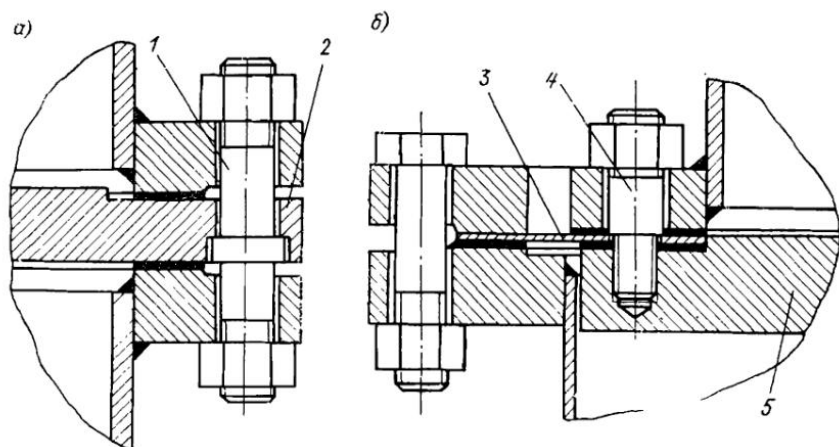


Рис. 2.3. Схемы узлов маслоохладителей завода «Красный гидропресс»: а — узел крепления нижней трубной доски; б — узел крепления верхней трубной доски

1 — шпилька; 2 — доска трубная нижняя; 3 — мембрана; 4 — шпилька; 5 — доска трубная верхняя

подвальцовке их или глушении поврежденных труб. Для этих же целей на верхней водяной камере имеется съемная крышка.

На рис. 2.3 приведены конструктивные схемы некоторых узлов рассматриваемых маслоохладителей.

В водяных камерах (с внутренней стороны крышек люков) охладителей МБМ дополнительно устанавливаются специальные

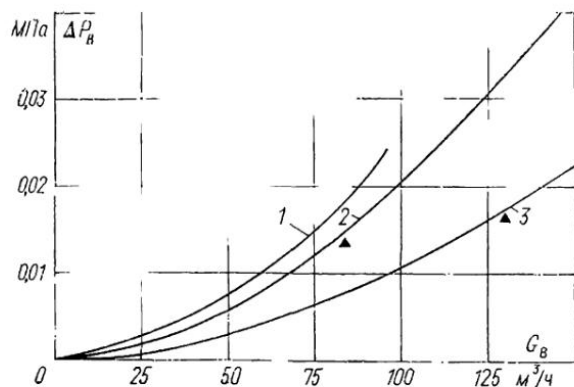


Рис. 2.4. Зависимости гидравлического сопротивления водяной стороны охладителей завода «Красный гидропресс» от расхода воды:

1 — для МБ-20-30; 2 — для МБ-40-60; 3 — для МБ-63-90. Треугольниками показаны значения сопротивлений при кратности охлаждения 1,6

протекторы, а часть деталей узлов изготавливаются из коррозионно-стойких материалов.

Основные проектные технические характеристики описанных охладителей приведены в табл. 2.1. Они были разработаны и

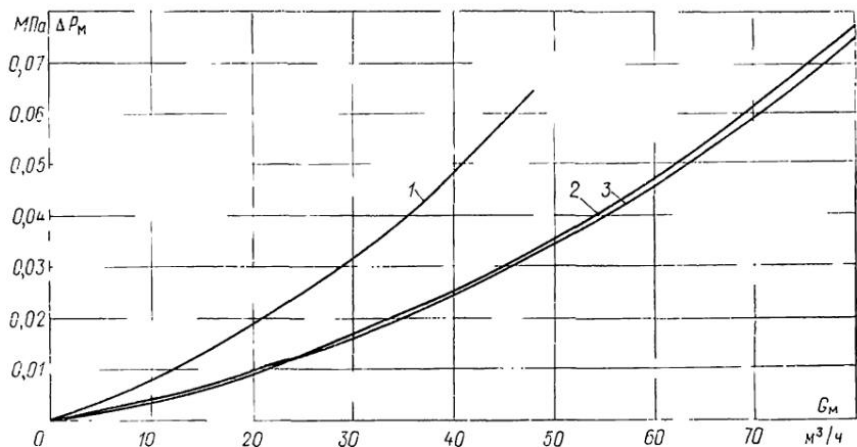


Рис. 2.5. Зависимости гидравлического сопротивления масляных сторон охладителей завода «Красный гидропресс» от расхода масла, имеющего среднюю температуру 50 °С

1 — для МБ-20-30; 2 — для МБ-40-60; 3 — для МБ-63-90

освоены в серийном производстве в результате совместных работ ЦКТИ, ПО «Пяргале» и завода «Красный гидропресс» [5—7]. На рис. 2.4 приведены зависимости гидравлического сопротивления трактов охлаждающей воды этих аппаратов от ее расхода, из рассмотрения которых видно, что опытные и расчетные данные при

Таблица 2.1. Основные технические характеристики маслоохладителей завода «Красный гидпресс» (при работе на турбинном масле марки Л)

Наименование характеристики	Значение				МБ-63-90
	МБ-20-30	МБ-25-37	МБ-40-60	истипки для аппаратов	
Поверхность охлаждения по наружному диаметру труб, м <sup>2</sup>	20	25	40		63,0
Номинальный расход масла, т/ч	30	32,4	52,5		78,8
Номинальная кратность охлаждения	1,6±0,2	1,6±0,2	1,6±0,2		1,6±0,2
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	55	55	55		55
на выходе	45	45	45		45
	33	33	33		33
Номинальная начальная температура воды, °С					
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:					
воды	0,02	0,02	0,02		0,03
масла	0,1	0,1	0,1		0,1
Общее число труб, шт.	288	288	576		576
Диаметр и толщина стенки труб, мм	16×1	16×1	16×1		16×1
Полная высота аппарата, мм	2230	2480	2200		2925
Наружный диаметр корпуса, мм	530	530	720		720
Масса сухая, кг	866	915	1330		1630
Тип установки, куда входит маслоохладитель	ДК-20-120	—	ПТ-60-90/13 АР-35—65		К-50-90-3 К-100-90 К-200-130 ПТ-50-90/13 ПТ-50-130/13 ПТ-60/75-130/13 ПТ-60/75-90/13 ПТ-80/100-130/13 Р-50-130/13 Р-100-130/15



номинальных расходах воды достаточно близки и не превышают установленных ГОСТ 9916—77 значений.

На рис. 2.5 представлены зависимости гидравлического сопротивления масляных полостей рассматриваемых охладителей от расходов масла. Это сопротивление существенно меняется с изменением средней температуры (а значит, и вязкости) масла. На

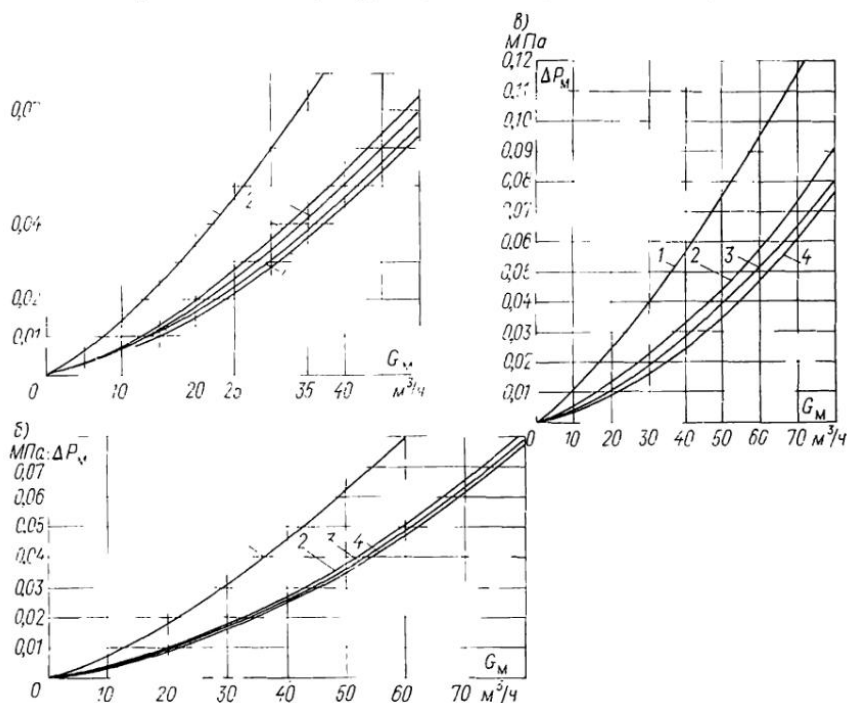


Рис. 2.6. Зависимости изменения гидравлического сопротивления масляных трактов охладителей МБ-20-30 (а), МБ-40-60 (б) и МБ-63-90 (в) от расхода и температуры масла при отсутствии охлаждения в аппаратах

а: 1— $t_{\text{м. ср}} = 25,8$  °С; 2— $t_{\text{м. ср}} = (44 \div 45)$  °С; 3— $t_{\text{м. ср}} = (48 \div 49)$  °С; 4— $t_{\text{м. ср}} = (53 \div 54)$  °С;  
 б: 1— $t_{\text{м. ср}} = (23,6 \div 28)$  °С; 2— $t_{\text{м. ср}} = (46 \div 47)$  °С; 3— $t_{\text{м. ср}} = (47 \div 48)$  °С; 4— $t_{\text{м. ср}} = (48 \div 49)$  °С;  
 в: 1— $t_{\text{м. ср}} = (24,8 \div 25,4)$  °С; 2— $t_{\text{м. ср}} \approx 46$  °С;  
 3— $t_{\text{м. ср}} \approx 47,9$  °С; 4— $t_{\text{м. ср}} \approx 49,6$  °С

рис. 2.6 показан характер изменения перепадов давлений по маслу в охладителях МБ-63-90, МБ-40-60 и МБ-20-30 в зависимости от средних температур масла в них и расходов его через данные аппараты.

Перепад давления в масляной полости каждого из этих охладителей при номинальных расходах масла не превышает регламентированного стандартом 0,1 МПа.

На рис. 2.7 даны обобщенные тепловые характеристики охладителей типов МБ-20-30, МБ-40-60 и МБ-63-90 при работе на масле ТСП-22 для основных режимов, регламентированных

ГОСТ 9916—77 [5—7]. Эти зависимости справедливы при чистых поверхностях труб и значениях зазоров в масляных полостях, близких к оптимальным для данного типа аппарата, достигаемых

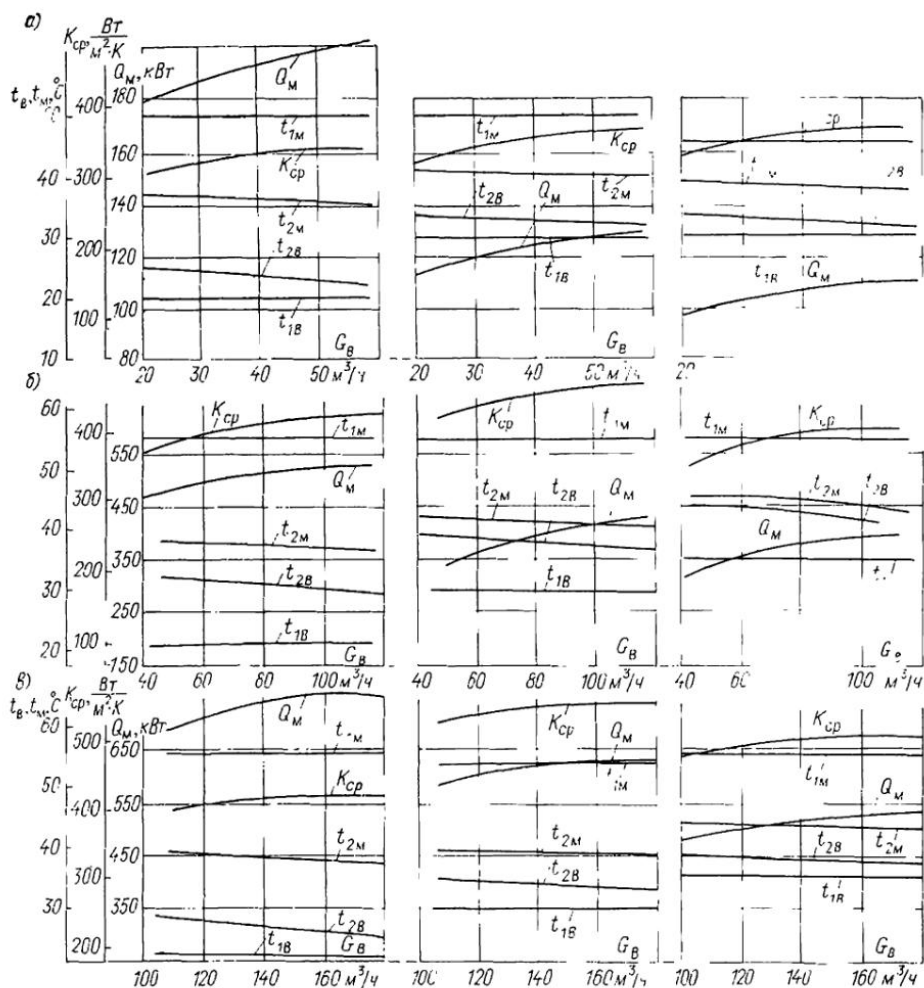


Рис. 2.7 Тепловые характеристики охладителей завода «Красный гидропресс»: а — для МБ-20-30 при  $t_{1B}$ , равных 20, 30 и 35 °С;  $t_{1M} = 50$  °С;  $G_M = 60$  м<sup>3</sup>/ч; б — для МБ-40-60 при  $t_{1B}$ , равных 20, 30 и 35 °С;  $t_{1M} = 50$  °С;  $G_M = 60$  м<sup>3</sup>/ч; в — для МБ-63-90 при  $t_{1B}$ , равных 21, 30 и 35 °С;  $t_{1M} = 50$  °С;  $G_M = 90$  м<sup>3</sup>/ч

при принятой технологии изготовления и контроля. При отклонении зазоров в масляных полостях от оптимальных значений для данных условий производства (например, увеличение зазоров между наружными кромками кольцевых перегородок и внутренней поверхностью корпуса) и загрязнении поверхности труб с внутренней и наружной сторон характеристики охладителей могут существенно отличаться от приведенных.

Интенсивность теплоотдачи от масла к трубкам в данных аппаратах описывается соотношением [7] в критериальной форме

$$Nu_M = 0,159 Re_M^{0,59} Pr_M^{0,45} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{0,20} \quad (2.1)$$

На рис. 2.8 опытные данные по теплоотдаче в охладителях МБ-20-30, МБ-40-60 и МБ-63-20 представлены в виде зависимостей  $\lg Nu_M = f(\lg Re_M)$ . Формула (2.1) справедлива для линии 1, вблизи которой группируются точки для аппаратов МБ-20-30 и МБ-63-90 (№ 288).

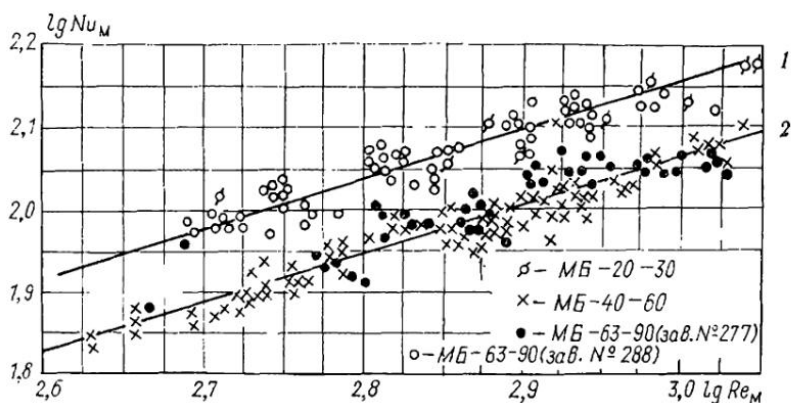


Рис. 2.8. Зависимости  $Nu_M$  от числа  $Re_M$  в маслоохладителях завода «Красный гидропресс»

1 — для МБ-63-90 и МБ-20-30; 2 — для МБ-63-90 и МБ-40-60

Опытным данным для охладителей МБ-40-60 и МБ-63-90 (№ 277) соответствует линия 2, описываемая аналогичным уравнением, в котором значение коэффициента составляет примерно 0,141. Причиной такого расхождения являются разные зазоры в масляных полостях рассматриваемых охладителей: линия 1 относится к аппаратам с меньшими зазорами, линия 2 — с большими. Последнее и обуславливает в итоге существенно более низкую эффективность теплообмена в охладителях МБ-63-90 (№ 277) и МБ-40-60 (см. ниже)

### 2.1.2. Маслоохладители Харьковского турбинного завода (ХТЗ)

Этим заводом разработаны и выпускаются две серии гладкотрубных охладителей масла МБ и МБМ: МБ-50-75, МБ-90-135, МБ-190-250, МБ-380-500 и МБМ-50-75, МБМ-90-135, МБМ-190-250. На рис. 2.9 показан охладитель типа МБ-190-250. Отличием охладителей данного завода от аппаратов завода «Красный гидропресс» является способ компенсации температурных расширений трубой системы относительно корпуса.

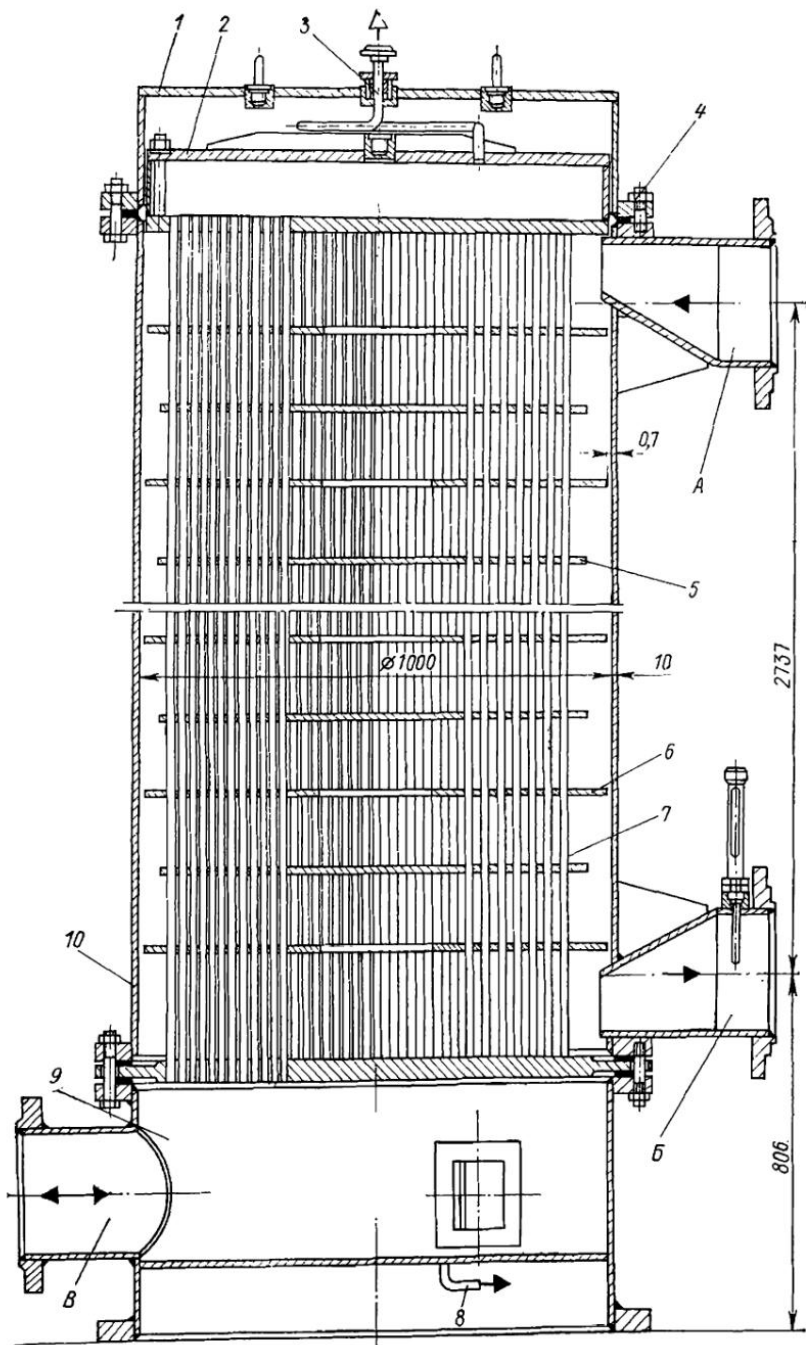


Рис. 2.9. Маслоохладитель МБ-190-250

1 — крышка корпуса; 2 — верхняя водяная камера; 3 — трубка для отвода воздуха; 4 — шпилька; 5 — перегородка типа «диск»; 6 — перегородка типа «кольцо»; 7 — трубная система; 8 — дренажная труба; 9 — нижняя водяная камера; 10 — корпус; А — вход масла; Б — выход масла; В — вход-выход воды

Таблица 2.2. Основные технические характеристики маслоохладителей ХТЗ

Наименование величины или характеристики	Значение величины для аппаратов		
	МБ-30-75 (МБМ-50-75)	МБ-90-135 (МБМ-90-135)	МБ-190-250 МБ-380-500
Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	52,6	93,7	193,6
Номинальный расход масла, м <sup>3</sup> /ч	79,5	135	250
Номинальный расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	140	200	500
Номинальная температура масла, °С:			
на входе	55	55	55
на выходе	45	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33	33
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:			
воды	0,02	0,03	0,025
масла	0,163	0,1	0,1
Общее число труб, шт.	640	964	1296
Диаметр и толщина стенки труб,	16×1	16×1	16×1
Полная высота аппарата, мм	2650	2900	4200
Наружный диаметр корпуса, мм	676	820	1020
Масса сухая, кг	1735/1884 *	2458/2500	4580
Тип установки, куда входит маслоохладитель	Р-50-45/5 (3 шт.)	К-220-44 (4 шт.)	К-500-240-2 (4 шт.)
	К-50-90/3600 (4 шт.)	К-230-44 (4 шт.)	К-500-65/3000 (5 шт.)
	АК-70-11 (3 шт.)	К-500-65/3000 (7 шт.)	К-500-60/1500 (3 шт.)
	К-100-45 (3 шт.)		
	К-100-130/3600 (4 шт.)		
	К-160-130-2 (3 шт.)		
	К-300-240 (5 шт.)		
			К-500-65/1500 (3 шт.)
			К-1000-60/1500 (3 шт.)

\* 1735 — масса маслоохладителя МБ-50-75; 1884 — масса маслоохладителя МБМ-50-75.

Как видно из рис. 2.9, верхняя водяная камера с помощью шпилек 4 соединяется с верхней трубной доской и располагается внутри их масляной полости, т. е. является «плавающей». К фланцу на верхнем конце корпуса 10 крепится крышка 1. Отвод воздуха из верхней водяной камеры осуществляется через трубку 3, выведенную из аппарата через сальник на крышке 1. Движение

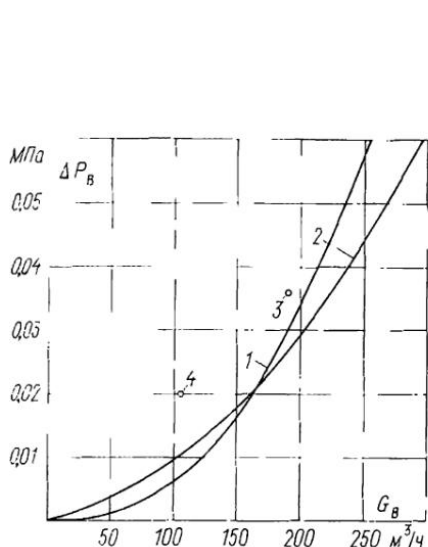


Рис. 2.10. Зависимости гидравлического сопротивления в водяных трактах от расходов воды в маслоохладителях

1 — МБ-50-75; 2 — МБ-90-135; 3, 4 — предельные значения гидравлического сопротивления по ГОСТ 9916—77 соответственно для МБ-90-135 и МБ-50-75

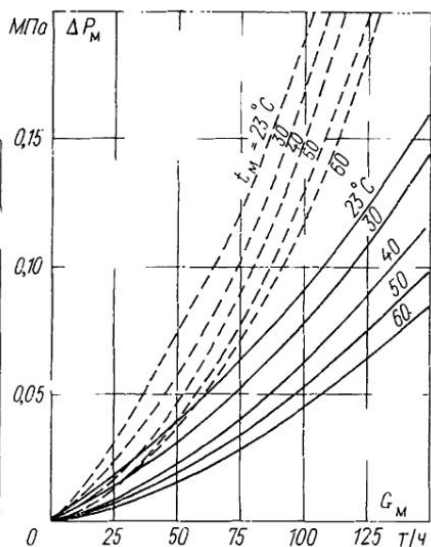


Рис. 2.11. Зависимости гидравлического сопротивления в масляных трактах от расходов масла в охладителях

Штриховые линии — МБ-50-75; сплошные линии — МБ-90-135

масла через трубный пучок также организуется с помощью перегородок «диск — кольцо». Для создания в аппаратах четырех ходов воды в нижней камере 9 имеется Т-образная, а в верхней 2 — продольная перегородки. Основные узлы и детали охладителей МБ и МБМ изготавливаются из материалов, указанных в табл. 3 ГОСТ 9916—77

Недостатками такого способа компенсации являются необходимость слива масла и нарушения герметичности масляной полости аппаратов при снятии крышки 1, что требуется производить при подвальцовке, заглушке труб и проведении каждой очистки их по ходу воды; потенциально увеличивается возможность проникновения масла в воду или, наоборот, его обводнения при нарушении плотности соединения этой камеры с верхней трубной доской или плотности вальцованных соединений концов с этой доской.

Охладитель типа МБ-380-500 в средней по высоте части корпуса имеет дополнительный фланцевый разъем.

Технические характеристики маслоохладителей данного завода представлены в табл. 2.2.

С целью проверки соответствия характеристик маслоохладителей, выпускаемых заводом, требованиям ГОСТ 9916—77 (ранее ГОСТ 9916—71) были проведены стендовые тепловые и гидравлические испытания двух аппаратов: МБ-50-75 и МБ-90-135 [8—10]. Они показали, что по главным регламентируемым показателям вся

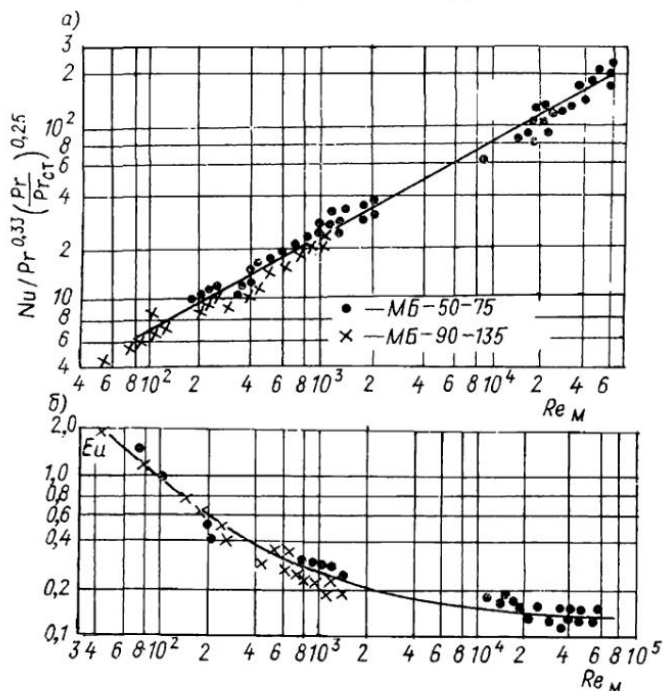


Рис. 2.12. Опытные данные по теплообмену от масла к трубкам (а) и гидравлическому сопротивлению масляных трактов (б) в охладителях ХТЗ

серия охладителей, рассчитанных по единой методике и изготовленных по одинаковой технологии, при чистых трубках и работе на турбинном масле Л удовлетворяет требованиям данного стандарта.

На рис. 2.10 приведены зависимости гидравлического сопротивления в водяных трактах охладителей МБ-50-75 и МБ-90-135 от расходов воды, а на рис. 2.11 — в масляных трактах тех же охладителей в функции расхода масла и его температуры на входе в аппарат. Потери давления масла в обоих аппаратах при его номинальных расходах и температурах находятся на уровне 0,075—0,080 МПа. Последнее также является показателем достаточно высокого качества изготовления аппаратов и совершенством принятой технологии, которая позволяет достаточно стабильно выдерживать требуемые значения зазоров в масляных полостях.

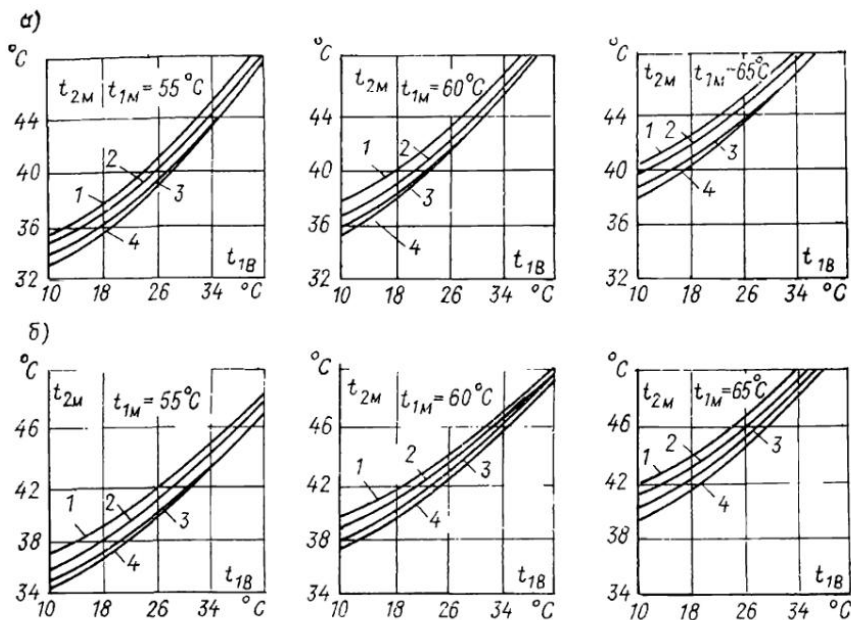


Рис. 2.13. Зависимости температуры масла на выходе маслоохладителя типа МБ-50-75 ( $t_{2M}$ ) от начальной температуры охлаждающей воды ( $t_{1B}$ ) при расходах масла 70 (а) и 90 (б) т/ч и следующих расходах охлаждающей воды: 1 — 70 т/ч; 2 — 100 т/ч; 3 — 140 т/ч; 4 — 180

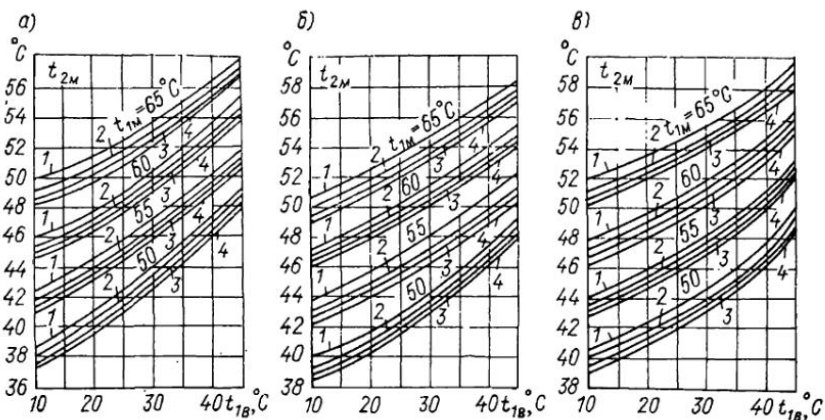


Рис. 2.14. Зависимости температуры масла на выходе из маслоохладителя МБ-90-135 ( $t_{2M}$ ) от температуры воды на входе ( $t_{1B}$ ) при расходах масла 125 (а), 150 (б) и 175 (в) т/ч и для разных расходов охлаждающей воды: 1 — 100 т/ч; 2 — 150 т/ч; 3 — 200 т/ч; 4 — 250 т/ч



Опытные данные по теплоотдаче от масла к трубкам в этих аппаратах, обработанные в общепринятой критериальной форме, представлены на рис. 2.12, а. Они могут быть выражены уравнением [10]

$$Nu_M = 0,51 Re_M^{0,55} Pr_M^{0,33} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.2)$$

или без введения температурной поправки несколько менее точным выражением

$$Nu_M = 0,4 Re_M^{0,59} Pr_M^{0,3} \quad (2.3)$$

В приведенных выражениях и ниже за характерный линейный размер принимался наружный диаметр трубки, за характерную скорость — скорость масла в среднем расчетном сечении трубного пучка, физические свойства масла — при средней его температуре в аппарате.

Представление об изменении температуры масла на выходе из аппаратов в зависимости от начальных температур теплообмениваемых сред дают рис. 2.13 и 2.14, на которых даны соответствующие зависимости для охладителей МБ-50-75 и МБ-90-135 при близком к номинальному расходе масла и постоянных кратностях охлаждения.

### 2.1.3. Маслоохладители завода «Энергомаш»

Для охлаждения масла, используемого в подшипниках, редукторных передачах и других элементах компрессорных машин, данным заводом выпускается серия аппаратов типа МА с площадью 2; 3; 5; 6; 8; 16 и 35 м<sup>2</sup>. Представление об их конструкции дает рис. 2.15, на котором дан общий вид маслоохладителя МА-3. Все охладители имеют вертикальное исполнение и состоят из следующих основных узлов: верхней съемной крышки 1, трубной системы 2 и корпуса 3. Вода движется внутри труб и камер, масло — в межтрубном пространстве. Направление движения масла в этих аппаратах создается системой сегментных перегородок.

Основные технические характеристики некоторых маслоохладителей этого завода даны в табл. 2.3.

Завод поставляет охладители типов МА и МАМ, рассчитанные соответственно на использование пресной или морской воды.

Отдельные типы охладителей могут иметь горизонтальное или другое исполнение, обеспечивающее их установку в едином поставочном блоке с насосами, арматурой и маслобаком.

### 2.1.4. Маслоохладители Калужского турбинного завода (КТЗ)

В настоящее время для систем маслоснабжения стационарных паровых турбин, используемых в качестве привода питательных насосов в схемах ряда мощных энергоблоков, изготавливается

четыре типоразмера охладителей: МО-2, МО-10, МО-16-2 и МО-20 (табл. 2.4). Маслоохладитель МО-2 имеет горизонтальное исполнение, остальные — вертикальное.

На рис. 2.16 и 2.17 представлены общие виды аппаратов МО-2 и МО-16-2. В охладителе МО-2 направление движения масла в межтрубном пространстве задается 17 сегментными перегородка-

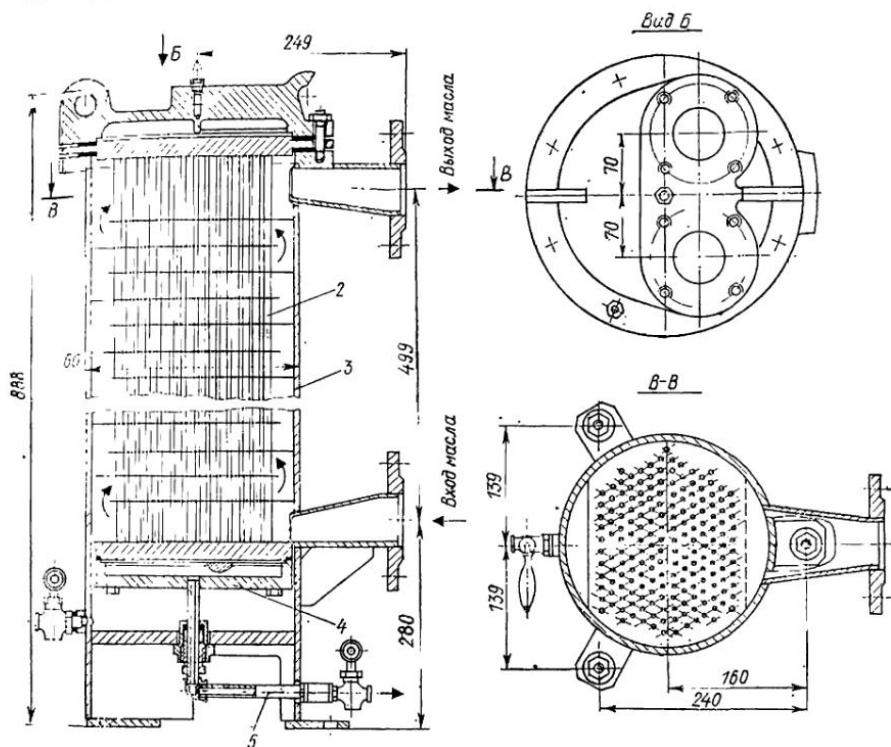


Рис. 2.15. Общий вид маслоохладителя типа МА-3

1 — верхняя съемная крышка; 2 — трубная система; 3 — корпус; 4 — крыштыцером; 5 — трубка дренажная

ми, по тракту воды аппарат является одноходовым. В нем осуществлено жесткое соединение корпуса с трубной системой: трубные доски соединены с корпусом сваркой. Обе водяные камеры выполнены съемными. Трубки в трубных досках закреплены на вальцовке. Такое решение в подобных аппаратах иногда находит применение при малой длине труб.

Основными узлами охладителей МО-10, МО-16-2 и МО-20 являются верхняя съемная водяная камера 1 с фланцем, корпус 2, трубная система 3 и нижняя водяная камера 4 (рис. 2.17). Чередующиеся перегородки типа «диск — кольцо» создают движение масла от периферии к центру и от центра к периферии. Характер обтекания потоком труб в пучке близок к поперечному.

По тракту воды аппараты выполнены двухходовыми. Внутренние поверхности корпуса и наружные кромки кольцевых перегородок протачиваются. Для компенсации температурных расширений трубной системы относительно корпуса верхняя трубная доска соединена с ним с помощью гибкой мембраны. Номинальный зазор между корпусом и наружными кромками кольцевых перегородок устанавливается заводом на уровне 0,2 мм.

Таблица 2.3. Основные технические характеристики маслоохладителей завода «Энергомаш»

Наименование характеристики	Значение характеристики				
Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	9,5	35	6,3	8	16
Номинальный расход масла, м <sup>3</sup> /ч	15,9	42	30	15	24
Номинальный расход воды, м <sup>3</sup> /ч	30	30	9,2	10,02	15
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	55	55	62	55	55
на выходе	45	45	50	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	30	30	25	30	30
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:					
воды	0,07	0,21	0,12	0,087	0,035
масла	0,105	0,166	0,13	0,093	0,095
Общее число труб, шт.	332	252	78	112	242
Диаметр и толщина стенки труб, мм	10×1	14×1,5	14×1,5	14×1,5	14×1,5
Полная высота аппарата, мм	1243	2220	1465	1250	1230
Наружный диаметр корпуса, мм	325	377	219	245	377
Масса сухая, кг	269	585	180	160	384
Тип установки, куда входит маслоохладитель	280-12-7 К250 К500	370-18-2 ГТТ-12	ГТТ-12 К-180-131-1		ГТТ-3М
Число аппаратов в данной схеме, шт.	ГТК-10-4 3 1 1 1	3 2	2	—	2

Заводом были проведены подробные исследования охладителей с обоими типами направляющих перегородок в трубной системе [11—12]. Было установлено, что интенсивность теплообмена в аппаратах с сегментными перегородками и перегородками типа «диск — кольцо» практически одинакова.

Таблица 2.4. Основные технические характеристики маслоохладителей КТЗ

Наименование характеристики	Значение характеристики для аппаратов			
	МО-2	МО-10	МО-16	МО-20
Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup> Номинальный расход масла, м <sup>3</sup> /ч Номинальный расход воды, м <sup>3</sup> /ч Номинальная температура масла, °С: на входе на выходе Номинальная начальная температура воды, °С Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа: воды масла Общее число труб, шт. Диаметр и толщина стенки труб, Полная высота аппарата, мм Наружный диаметр корпуса, мм Масса сухая, кг Тип установки, куда входит маслоохладитель	1,49 3,1 15 45 37 20 0,005 0,034 64 12×1 890 (длина) 159 62 ОК-18ПУ-1200 ОК-18ПУ-800 ОК-18ПУ-500 ОК-12А	10 16,6 20 51,4—53,4 45 20 0,005 0,03 384 12×1 1213 426 395 ПР-12-90/15/7М Р-12-35/5М П-6-35/5М ПР-6-35/15/5М ПР-6-35/10/5М ПР-6-35/10 1,2М Р-6-35/10М Р-6-35/5М Р-4-35/5М Р-2,5-15/6М Р-2,5-15/3М	16 14,8 30 58,9 45 20 0,0062 0,021 384 12×1 1617 426 458 ПТ-12/15-35/10М К-6-30П	20 40,7 60 54,3 45 20 0,01 0,10 384 12×1 1955 426 625 ПТ-25/30-90/10М Р-12-90/31М ОК-18ПВ-1200 ОК-18ПВ-800

Примечание. В каждой турبوустановке используется по два маслоохладителя

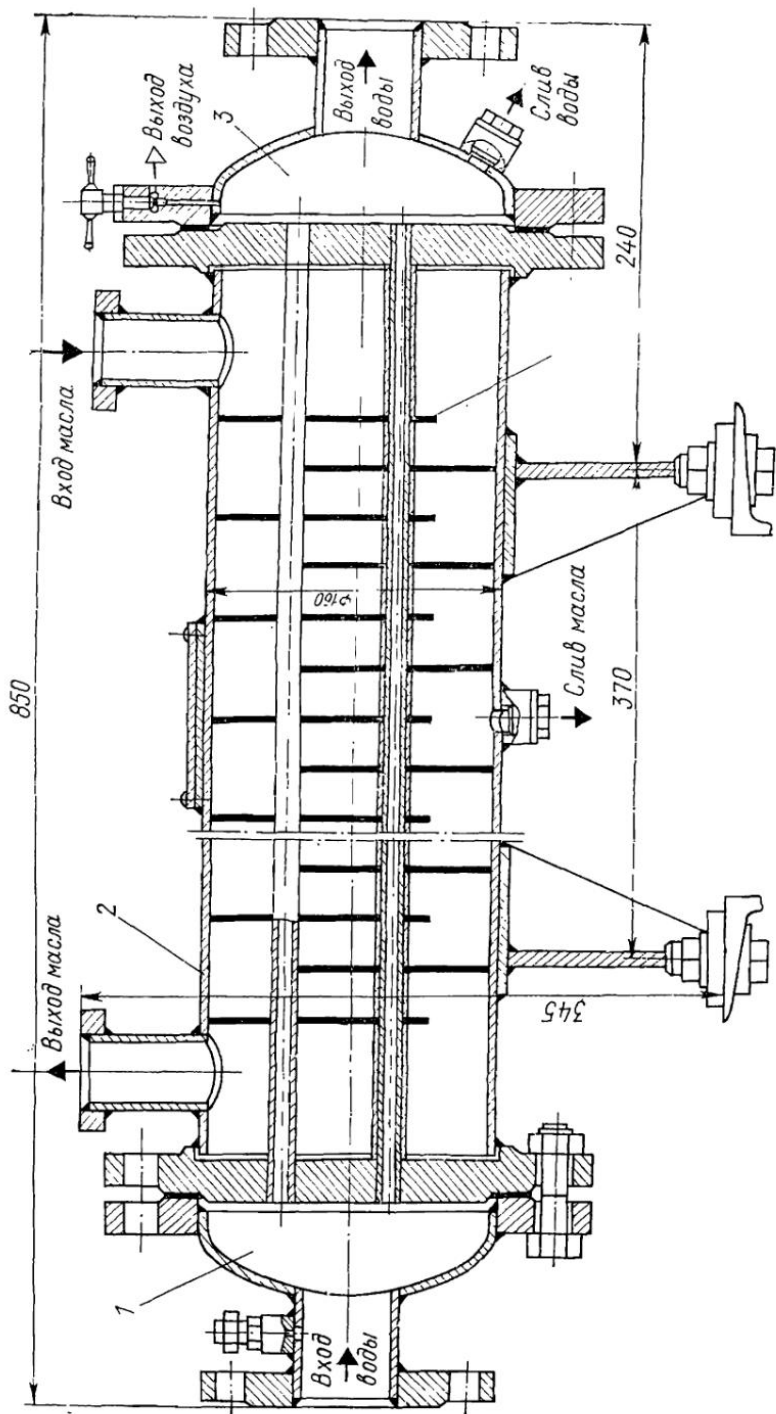


Рис. 2.16. Охладитель масла типа МО-2 КТЗ

1 — водяная камера передняя; 2 — выход масла; 3 — водяная камера задняя; 4 — перегородка

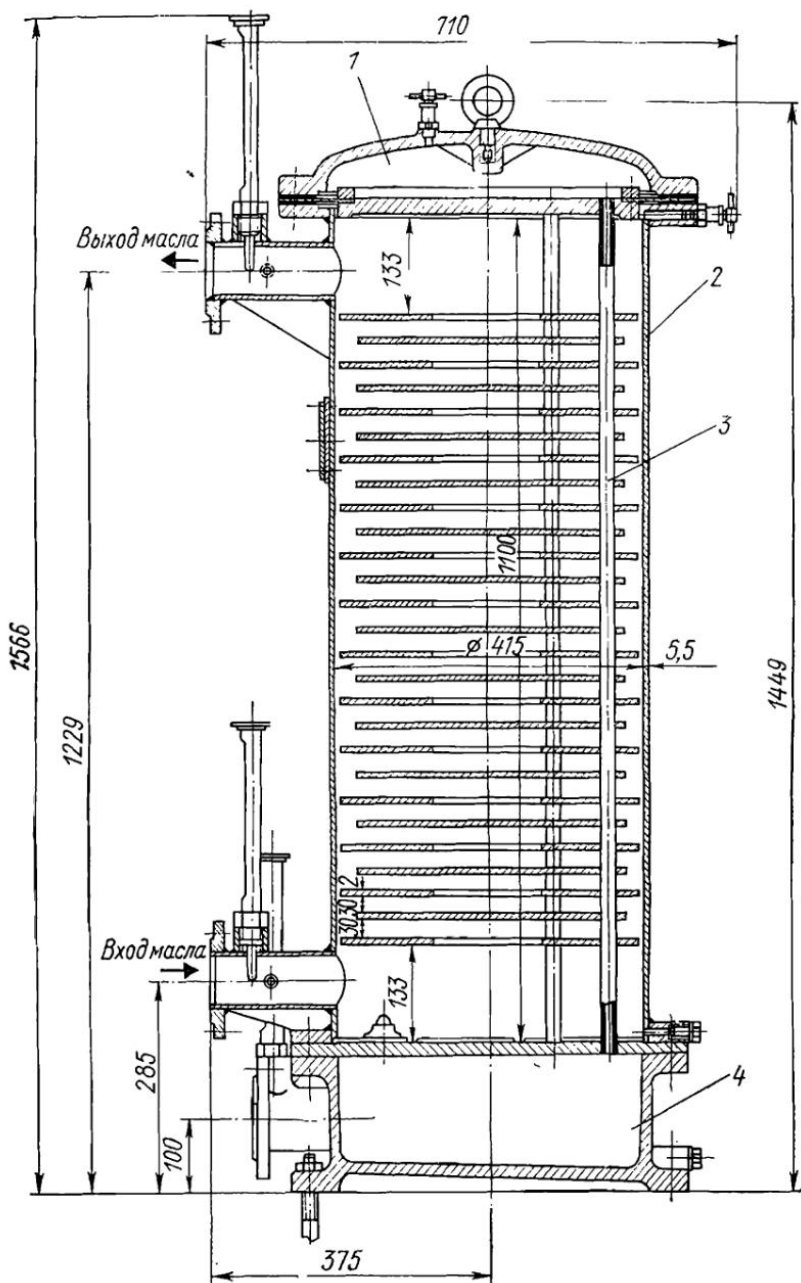


Рис. 2.17. Маслоохладитель типа МО-16-2 КТЗ

Результаты исследования теплоотдачи от масла к трубкам в охладителях КТЗ обобщены зависимостью

$$Nu_m = 0,37 Re_m^{0,57} Pr_m^{0,33} \left( \frac{Pr_m}{Pr_{ст}} \right)^{0,125} \quad (2.4)$$

Формула справедлива для следующих значений входящих в нее чисел:  $Re_m = 16 \div 750$ ;  $Pr_m = 275 \div 1050$ ;  $Pr_m/Pr_{ст} = 0,23 \div 0,83$ .

Средние значения коэффициентов теплопередачи для аппаратов находятся на уровне  $407-523 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а гидравлических сопротивлений по маслу существенно ниже  $0,1 \text{ МПа}$ , что видно из графиков на рис. 2.18.

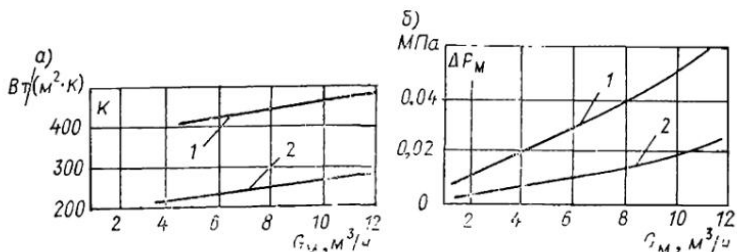


Рис. 2.18. Тепловые (а) и гидравлические (б) характеристики некоторых охладителей масла КТЗ

1 — МО=7/1 ( $t_{1M}=51^\circ\text{C}$ ;  $t_{1B}=30^\circ\text{C}$ ;  $G_B=19,6 \text{ т/ч}$ ); 2 — МО=7/1 ( $t_{1M}=51,5^\circ\text{C}$ ;  $t_{1B}=30^\circ\text{C}$ ;  $G_B=255 \text{ т/ч}$ )

Исследования [11, 12] проводились на масле марок Л и УТ, при средних скоростях  $0,06-1,6 \text{ м/с}$ , температурах на входе в аппараты  $30-62^\circ\text{C}$  и начальных температурах охлаждающей воды  $14-42^\circ\text{C}$ . По тракту воды все аппараты были двухходовыми, значения фактических радиальных зазоров между перегородками и корпусом в данных аппаратах менялись от  $0,05$  до  $2,5 \text{ мм}$ . Диаметры трубок в пучках составляли  $12/10$  и  $10/8 \text{ мм}$ , а поверхности аппаратов —  $1,08$ ;  $3,8$ ;  $7,3$ ;  $7,6 \text{ м}^2$ . В исследованиях было также выявлено (см. ниже) сильное влияние значений зазоров между кромками направляющих перегородок в пучках труб и корпусом на теплогидравлические характеристики охладителей.

### 2.1.5. Маслоохладители Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)

Для охлаждения масла в системах смазки теплофикационных турбин мощностью от  $25$  до  $100 \text{ МВт}$  данным заводом разработаны и выпускаются аппараты, встроенные в основные маслобаки. На рис. 2.19 для примера показан маслобак с полезным объемом  $26 \text{ м}^3$  к турбине Т-100/120-130, в котором установлены шесть охладителей масла, каждый с поверхностью  $45 \text{ м}^2$ . Масляный бак

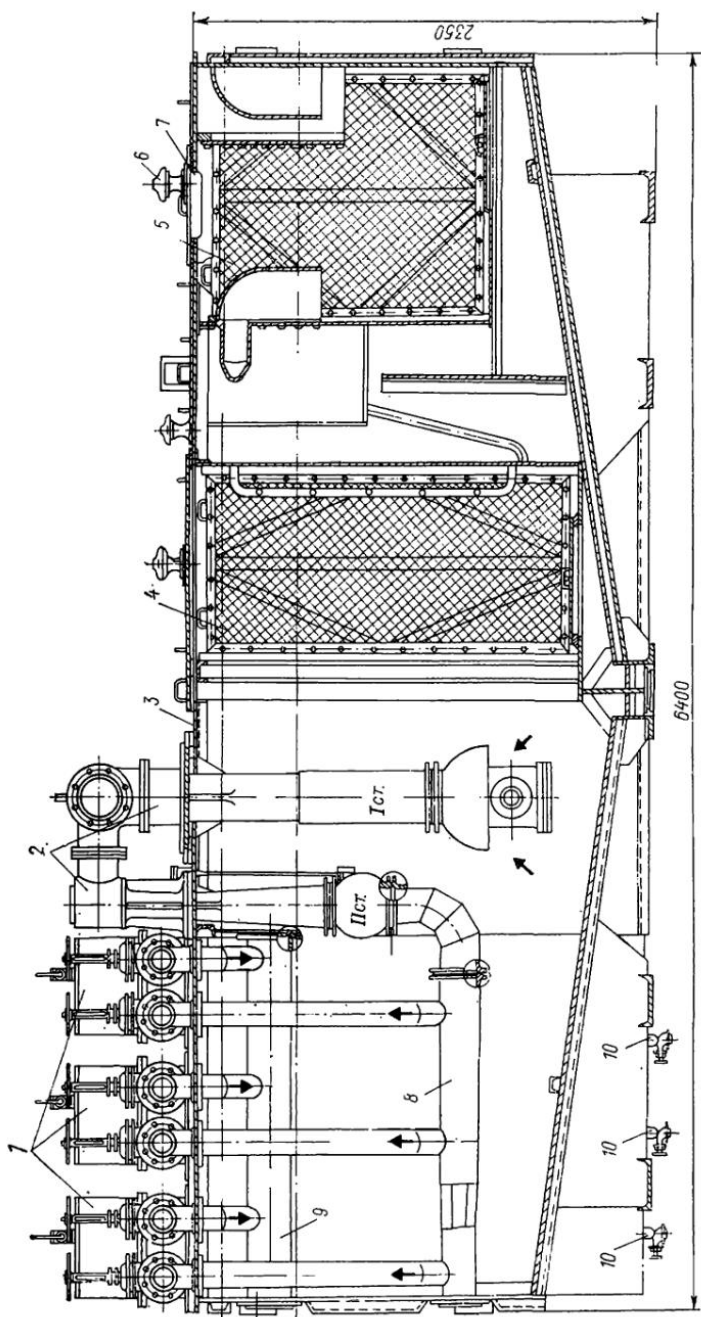


Рис. 2.19. Бак масляный вместимостью 26 м<sup>3</sup>

1 — маслоохладители, встроены в маслобак; 2 — двухступенчатая инжекторная группа (I ст. и II ст.); 3 — крышка бака; 4 — сетчатый фильтр тонкой очистки; 5 — сетчатый фильтр грубой очистки; 6 — дефлектор; 7 — сито для заправки и добавки масла; 8 — разводящий коллектор; 9 — собирающий коллектор; 10 — арматура для опорожнения масляных полостей



представляет собой сварную емкость, в которой установлены шесть вертикальных кожухотрубных охладителей 1, инжекторная группа 2, состоящая из главного инжектора и инжектора смазки, фильтр 4 тонкой очистки, лестница для обслуживания и приемный отсек. В последнем расположено устройство для гашения пены, фильтры 5 грубой очистки, сито 7 для заливки и добавки масла. Имеется зона, из которой отсасывается водородно-воздушная смесь.

Масло из систем смазки и регулирования направляется в приемный отсек, проходит сетчатые фильтры грубой и тонкой очистки и поступает в чистый отсек, где размещаются инжекторы, масляные коллекторы 8 и 9 и охладители 1. Для полного слива масла дно бака имеет уклоны к середине.

На рис. 2.20 показан общий вид охладителя, встраиваемого в маслобаки данного завода. К верхней части корпусов 8 охладителей приварены снаружи фланцы, с помощью которых они присоединены к фланцам на крышке бака. Нижняя водяная камера, трубный пучок, внутренний кожух 4 и верхняя часть корпуса 8 с фланцем составляют единый узел. Нижняя часть корпуса 1 охладителей соединена с маслобаком таким образом, что их днища с воздушниками выступают за его пределы.

Подвод и отвод воды и масла к охладителям осуществляется сверху. Соответствующая запорная арматура на этих линиях расположена над баком (см. рис. 2.19). Масло в них движется в межтрубном пространстве, ограниченном стенками внутреннего кожуха 4. Стенки кожуха для повышения его общей жесткости дополнительно укрепляются стяжками 5. В каркас трубной системы охладителя входят следующие элементы: верхняя 9 и нижняя 3 трубные доски, стяжки 5, кожух 4 и сегментные направляющие перегородки 6, создающие близкий к поперечному характер обтекания потоком масла труб в пучке. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно нижней части корпуса 1 обеспечивается за счет того, что трубная система с кожухом и нижней «плавающей» водяной камерой 2 свободно установлены в ней. Верхняя 10 и нижняя 2 водяные камеры являются съемными. Для осмотра, очистки или ремонта соответствующий охладитель отсоединяется от водяных и масляных линий и от фланца на крышке маслобака, после чего узел трубной системы с водяными камерами может быть вынут из корпуса.

Трубки в трубных досках 3 и 9 крепятся на вальцовке. Воздух из водяной и масляной полостей выпускается через воздушник 11. Охлажденное масло поступает в коллектор 14 и далее к подшипникам турбогенератора. Число охладителей, установленных в маслобаке, в зависимости от мощности турбоустановки меняется от 3 до 6. Трубки в пучках охладителей располагаются в вершинах равнобедренных треугольников.

Маслобаки с охладителями в компоновке теплофикационных турбин (до 100 МВт) располагаются вблизи отметки их обслуживания.

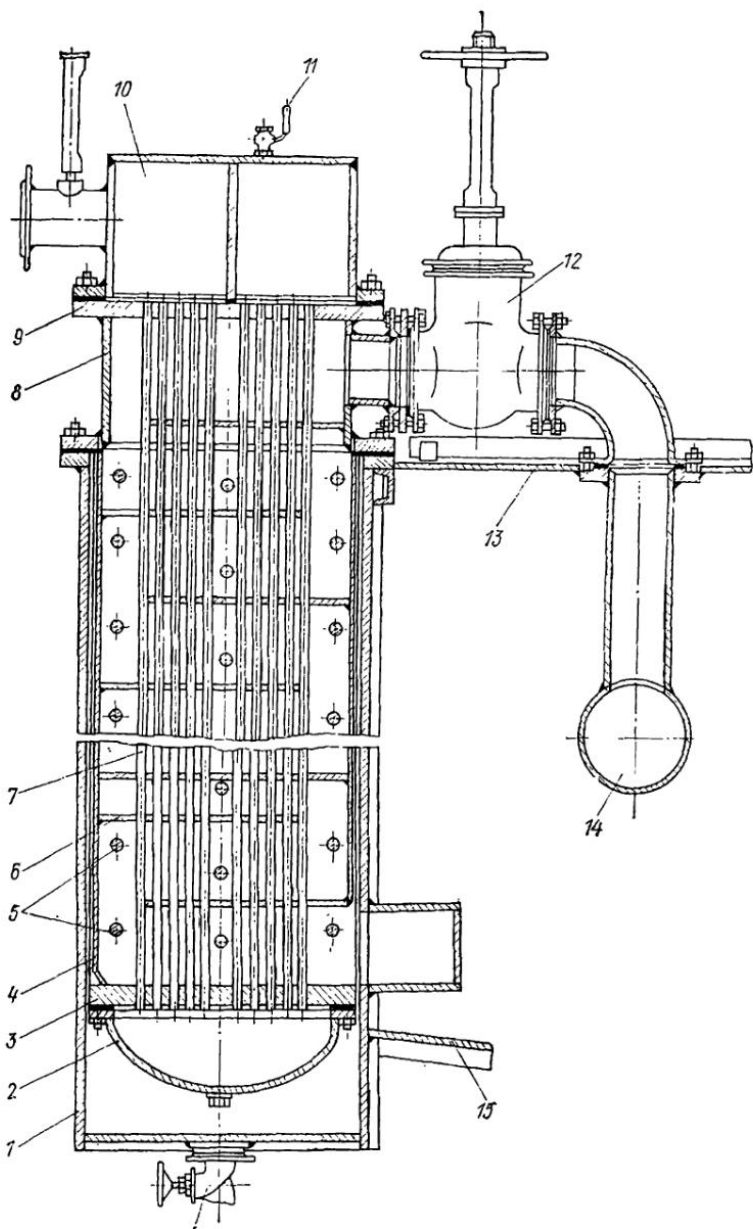


Рис. 2.20. Маслоохладитель, устанавливаемый в маслобаках УТМЗ

1 — корпус; 2 — водяная камера поворотная; 3 — нижняя трубная доска; 4 — кожух; 5 — стяжки; 6 — сегментная перегородка; 7 — трубки; 8 — верхняя часть корпуса; 9 — верхняя трубная доска; 10 — верхняя водяная камера; 11 — воздушник; 12 — задвижка; 13 — крышка маслобака; 14 — собирающий масляный коллектор; 15 — дно маслобака; 16 — спуск масла из охладителя

Основные технические характеристики маслоохладителей даны в табл. 2.5. Все аппараты имеют четыре хода по воде.

Таблица 2.5 Основные технические характеристики маслоохладителей, выпускаемых УТМЗ

Характеристики	Характеристики для аппаратов		
	М-240	Аппарат, встроенный в бак	
Поверхность охлаждения, м <sup>2</sup>	240	45	
Номинальный расход масла, м <sup>3</sup> /ч	165	30	
Номинальный расход воды, м <sup>3</sup> /ч	150	30	
Номинальная температура масла, °С:			
на входе	55	55	
на выходе	45	45	
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33	
Гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:			
воды	0,002	0,0014	
масла	0,025	0,04	
Общее число труб, шт.	184	406	
Диаметр и толщина стенки труб, мм	19×1	16×0,75	
Наружный диаметр корпуса, мм	850	597	
Масса сухая, кг	3031	815	
Полная высота аппарата, мм	3506	2676	
Тип установки, куда входит маслоохладитель	T-250/300-240-2	ПТ-135/165-130; T-100/120-130-3	T-50/60-130; T-50-130-6; P-100-130/15; ПТ-50/60-130/7
Число аппаратов в данной схеме на одну турбоустановку, шт.	3	6	4

Для турбоустановок мощностью более 100 МВт встроенные охладители масла не применяются.

Испытания охладителя с поверхностью 35 м<sup>2</sup> в диапазоне изменений начальных температур масла  $t_{1м} = (32 \div 65)^\circ\text{C}$  и воды  $t_{1в} = (15 \div 37)^\circ\text{C}$ , средних скоростей масла  $w_m = (0,84 \div 1,64) \text{ м/с}$  ( $Re_m = 275 \div 1010$ ) и воды  $w_b = (0,22 \div 0,38) \text{ м/с}$  ( $Re_b = 2415 \div 5350$ ) дали следующую зависимость для определения коэффициента теплоотдачи от масла [13] в аппаратах рассмотренного типа:

$$Nu_m = 0,116 Re_m^{0,715} Pr_m^{0,33} \left( \frac{Pr_m}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.5)$$

Формула (2.5) справедлива для чистых труб и турбинных масел марок Т<sub>22</sub> по ГОСТ 32—74 и Тп-22 по ГОСТ 9972—74. За характерный линейный размер принят наружный диаметр трубы.

### 2.1.6. Маслоохладители Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина (НЗЛ)

Основным типом аппаратов для охлаждения масла в системах маслоснабжения приводных паротурбинных и компрессорных агрегатов НЗЛ до последнего времени являлись гладкотрубные вертикальные кожухотрубные теплообменники типов МА и МБ, которые конструктивно выполнены одинаково (табл. 2.6)

На рис. 2.21 приведен общий вид охладителя типа МБ-20-26, имеющего площадь поверхности охлаждения 20 м<sup>2</sup> и рассчитанного на охлаждение 26 м<sup>3</sup>/ч турбинного масла с 55 до 45°С при начальной температуре охлаждающей воды 33°С.

Охладитель состоит из трех основных узлов: литой верхней водяной камеры 1 с фланцем, патрубками перегородками, сварного корпуса 7 с верхним фланцем, дном, опорным кольцом и латрубками и трубной системы 6 с верхней и нижней трубной досками, системой перегородок «диск — кольцо» и съемной нижней штампованной крышкой 5. Масло в аппарате движется в межтрубном пространстве, вода — внутри трубок и камер.

Для слива масла из корпуса на дне его установлен кран 4. Слив воды из трубной системы осуществляется через кран 3, соединенный выведенным через сальник штуцером с нижней водяной камерой (крышкой). На патрубках подвода и отвода масла установлены стандартные термометрические гильзы с оправами 2. Перегородки «диск — кольцо» создают близкое к поперечному обтекание маслом трубного пучка. Расстояние между перегородками устанавливается за счет применения специальных дистанционирующих трубок, через которые проходят закрепленные в трубных досках анкерные связи. Трубки в пучке размещены в вершинах равносторонних треугольников.

Направляющие перегородки трубного пучка штампуются, при этом диаметры отверстий в них выполняются на 0,4—0,6 мм больше наружного диаметра труб, что обеспечивает удобную сборку пучка и относительно небольшие протечки масла через эти зазоры. Корпуса охладителей изготавливаются из стальных бесшовных труб.

Внутренняя поверхность корпусов всех охладителей протачивается. Наружные кромки перегородок типа кольцо также обрабатываются на станке. Это позволяет обеспечивать в охладителях зазоры между кольцевыми перегородками и корпусом в соответствии с ГОСТ 9916—77. Концы труб в трубных досках крепятся на вальцовке. Компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса обеспечивается за счет того, что нижняя трубная доска и крышка 5 выполнены «плавающими». Одним из преимуществ аппаратов НЗЛ является наличие на корпусе только одного фланцевого разъема.

Таблица 2.6. Основные технические характеристики маслоохладителей НЗЛ

Наименование характеристики	Значение характеристики для аппаратов			
	M2	M3	M5	M8
<p>Поверхность охлаждения, м<sup>2</sup></p> <p>Расход масла, м<sup>3</sup>/ч</p> <p>Расход воды, м<sup>3</sup>/ч</p> <p>Номинальная температура масла, °С:</p> <p>на входе</p> <p>на выходе</p> <p>Номинальная начальная температура воды, °С</p> <p>Гидравлическое сопротивление охладителя по маслу, МПа:</p> <p>при <math>t_m = 50\text{ }^\circ\text{C}</math></p> <p>при <math>t_m = 50\text{ }^\circ\text{C}</math></p> <p>Общее число труб, шт.</p> <p>Диаметр и толщина стенки труб, мм</p> <p>Внутренний диаметр корпуса, мм</p> <p>Масса сухая, кг</p> <p>Тип установки, куда входит маслоохладитель</p>	<p>2,36</p> <p>6—30</p> <p>6—30</p> <p>55</p> <p>45</p> <p>33</p> <p>0,024—0,363</p> <p>0,023—0,345</p> <p>84</p> <p>14×1</p> <p>207</p> <p>110</p> <p>2900-11-1(2 шт.)</p> <p>50-31-1 (2 шт.)</p>	<p>3,12</p> <p>6—30</p> <p>6—30</p> <p>55</p> <p>45</p> <p>33</p> <p>0,017—0,233</p> <p>0,015—0,222</p> <p>78</p> <p>14×1</p> <p>207</p> <p>185</p> <p>2900-11-1 (2 шт.)</p> <p>45-21-4 (2 шт.)</p> <p>50-31-1 (2 шт.)</p>	<p>5,6</p> <p>12—84</p> <p>6—36</p> <p>55</p> <p>45</p> <p>33</p> <p>0,018—0,453</p> <p>0,016—0,431</p> <p>150</p> <p>14×1</p> <p>285</p> <p>224</p> <p>8500 (2 шт.)</p> <p>2900-11-1 (2 шт.)</p> <p>45-21-4 (2 шт.)</p> <p>К-60-82-1 (3 шт.)</p> <p>К-210-62-1 (2 шт.)</p> <p>50-31-1 (2 шт.)</p> <p>50-32-П (2 шт.)</p> <p>900-31-3 (2 шт.)</p>	<p>8,6</p> <p>12—96</p> <p>6—36</p> <p>55</p> <p>45</p> <p>33</p> <p>0,014—0,406</p> <p>0,01—0,388</p> <p>150</p> <p>14×1</p> <p>285</p> <p>273</p> <p>К-1500-62-2 (6 шт.)</p> <p>К-905-61-1 (5 шт.)</p> <p>К-605-181-1 (5 шт.)</p> <p>К-505-121-2 (4/5 шт.)</p> <p>К-405-121-1 (5 шт.)</p> <p>К-210-62-1 (2 шт.)</p> <p>К-180-131-1 (4 шт.)</p> <p>К-60-72-1 (3 шт.)</p> <p>900-31-3 (2 шт.)</p> <p>640-41-1 (2 шт.)</p> <p>340-81-4 (3 шт.)</p> <p>75-51-1 (2 шт.)</p>

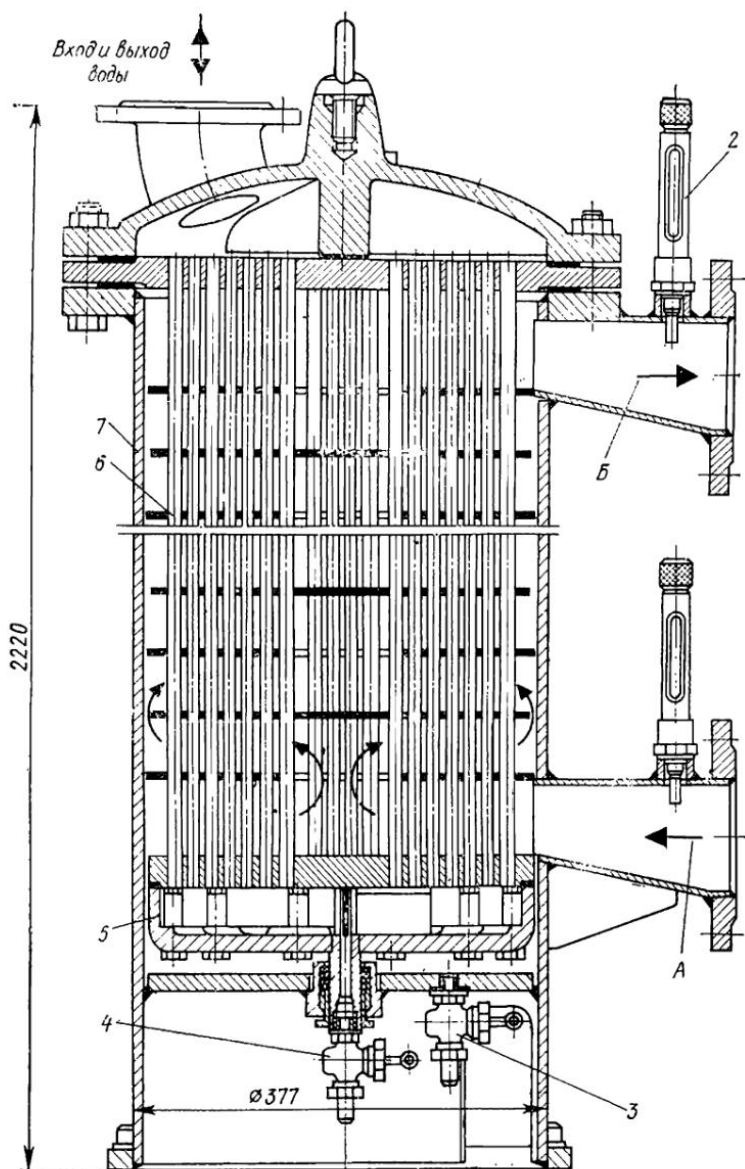


Рис. 2.21. Маслоох.

МБ-20-26

1 — верхняя водяная краны; 5 — нижняя крышка; 6 — грубая

термометр; 6 — грубая

гильза с оправкой; 3, 4 — корпус; А — вход масла; В — выход масла

НЗЛ изготавливал 10 типоразмеров гладкотрубных охладителей масла, рассчитанных на использование пресной воды и 5 типоразмеров — морской воды. В крышках последних дополнительно устанавливалась протекторная защита из цинковых пластин, трубные доски изготавливались из латуни ЛС-59-1 и применялись трубки из оловянистой латуни ЛО70-1.

С целью сокращения сроков монтажа для ряда газоперекачивающих турбокомпрессоров НЗЛ применяет поставку оборудования в виде укрупненных блоков. Так, например, блочное исполнение основных узлов системы маслоснабжения осуществлено в газотурбокомпрессоре мощностью 10 МВт (ГТК-10) с нагнетателем

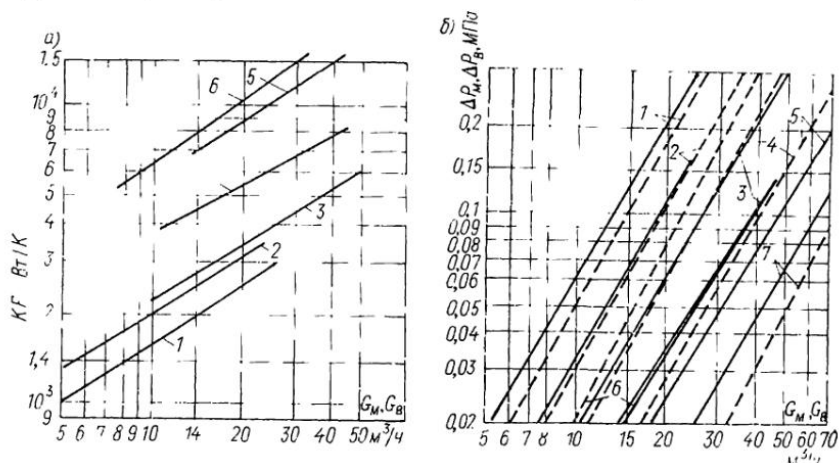


Рис. 2.22. Тепловые (а) и гидравлические (б) характеристики маслоохладителей НЗЛ

1 — МА-2-6; 2 — МА-3-9; 3 — МА-5-15; 4 — МА-8-24; 5 — МБ-20-60; 6 — МБ-20-26; 7 — МБ-40-60; сплошные линии — для масла; штриховые линии — для воды;  $K$  — коэффициент теплопередачи;  $F$  — площадь поверхности

типа 520-12-1 [14]. Входящие в систему смазки этого агрегата два охладителя типа МБ-40-80 объединены в отдельный поставочный блок вместе с резервным и двумя винтовыми масляными насосами, трубопроводами, предохранительной, регулирующей и защитной арматурой. Маслоохладители в блоке могут включаться одновременно, поочередно, последовательно или параллельно по ходам воды и масла. Охладители масла рассчитаны на применение масла типов Л и УТ

К настоящему времени производство гладкотрубных охладителей на данном заводе практически прекращено и осуществлен переход на выпуск кожухотрубных охладителей масла с поверхностью из труб, имеющих снаружи низкое накатное оребрение спирального типа. (Этот тип аппаратов рассматривается ниже.)

Тепловые и гидравлические характеристики ряда гладкотрубных охладителей масла НЗЛ показаны на рис. 2.22 [14] для кратности охлаждения  $G_b/G_m = 1$  и чистых трубок.

На стендах были испытаны гладкотрубные маслоохладители поверхностями 1,5; 5 и 8 м<sup>2</sup>. Исследования [15] охватили широкий диапазон изменений начальных температур масла (от 30 до 75 °С) и воды (от 6 до 40 °С). Для охладителей типа МА-1-3 ( $F = 1,2$  м<sup>2</sup>; в пучке 30 трубок  $\varnothing 14 \times 1$  мм, длиной 910 мм), согласно данным С. В. Грищука и Е. Ф. Кузнецова, теплоотдача от масла к трубкам выражается зависимостью

$$Nu_M = 0,3Re_M^{0,52} Pr_M^{0,35} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{0,14} \quad (2.6)$$

справедливой для чисел  $Re_M = 350 \div 3200$  и  $Pr_M = 135 \div 360$ . Для аппаратов М5 ( $F = 5,6$  м<sup>2</sup>; в пучке 150 трубок  $\varnothing 14 \times 1$  мм, длиной 907 мм) теми же авторами было получено выражение

$$Nu_M = 0,21Re_M^{0,58} Pr_M^{0,38} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{0,14} \quad (2.7)$$

справедливое для  $Re_M = 300 \div 750$  и  $Pr_M = 250 \div 400$ . Для чисел  $Re_M < 300$  числовой коэффициент в формуле равен 0,59, а показатель степени у этого числа 0,41.

Опытные данные по гидравлическому сопротивлению масляного тракта охладителей МА-1-3 были обобщены зависимостью: для  $Re_M < 800$

$$Eu_M = 0,45Re_M^{-0,8} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{-0,14}; \quad (2.8)$$

для  $Re_M > 800$

$$Eu_M = 0,0475Re_M^{-0,46} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{-0,14} \quad (2.9)$$

Для гидравлического сопротивления по маслу охладителей с поверхностью 5,6 м<sup>2</sup> соответствующая зависимость имела вид: для  $Re_M < 300$

$$Eu_M = 7400Re_M^{-1} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{-0,14}. \quad (2.10)$$

для  $Re_M > 300 \div 750$

$$Eu_M = 435Re_M^{-0,5} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{-0,14} \quad (2.11)$$

Как будет показано ниже, различие в формулах (2.6) и (2.7) для охладителей с разными рабочими поверхностями, но с принципиально одинаковыми конструктивными схемами в основном определялось разным состоянием зазоров в их масляных полостях, анализу и учету влияния которого первоначально не уделялось необходимого внимания.

### 2.1.7. Основные факторы, влияющие на эффективность и надежность охладителей масла

К числу основных факторов, определяющих надежность и эффективность кожухотрубных охладителей масла с любым типом поверхности, следует отнести: правильный выбор материалов основных узлов и способа закрепления концов труб в трубных досках;



значения зазоров в масляной полости (например, между промежуточными перегородками и корпусом, между трубками и отверстиями для них в промежуточных перегородках и т. д.), определяющих размер «холостых» протечек масла; склонность к загрязнению поверхности по ходам воды и масла; вибрационную надежность труб, используемых для набора рабочей поверхности аппарата. Для охладителей, в которых применяются трубы с приварным оребрением, к числу этих факторов относится также надежность сварного соединения ребра с поверхностью несущей трубы.

Выбор материалов и способа закрепления концов труб в трубных досках. В табл. 2.7 приведены рекомендуемые ГОСТ 9916—77 материалы для находящихся в контакте с охлаждающей водой узлов и деталей маслоохладителей в зависимости от массовой концентрации солей в ней (солеосодержания).

Таблица 2.7 **Материалы узлов и деталей охладителей масла, омываемых охлаждающей водой**

Наименование узлов или деталей	Материалы при работе на охлаждающей воде с массовой концентрацией солей, мг/л	
	до 5000	выше 5000
Трубные доски	Толстолистовая углеродистая сталь по ГОСТ 14637—79	Оловянная и свинцовая латунь по ГОСТ 15527—70*
Водяные камеры и крышки	Толстолистовая углеродистая сталь по ГОСТ 14637—79; отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412—79	Толстолистовая сталь по ГОСТ 14637—79; отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412—79; бронзовое литье по ГОСТ 493—79; оловянная латунь по ГОСТ 15527—70; сплав МНЖ5-1 по ГОСТ 492—73*

При массовой концентрации солей в охлаждающей воде свыше 5000 мг/л указанные в табл. 2.7 материалы водяных камер и крышек должны применяться в сочетании с соответствующей протекторной защитой.

Корпус маслоохладителя и его детали обычно изготавливаются из листовой углеродистой стали по ГОСТ 380—71 или ГОСТ 14637—79.

При наличии технико-экономического обоснования и применения в охладителе трубок из коррозионно-стойких сталей ГОСТ 9916—77 допускает изготовление водяных камер и трубных досок из сталей 12Х18Н10Т, 08Х18Н10Т по ГОСТ 7350—77 или Х23Н17М2Т по ГОСТ 5632—72\*

Для воды особо плохого качества, имеющей специфические коррозионно-агрессивные свойства, водяные камеры, их крышки и трубные доски могут изготавливаться из титановых сплавов.

Таблица 2.8. Сплавы на основе меди для труб маслоохладителей

Характеристика охлаждающей воды	Марка сплава	Допустимая скорость воды, до, м/с
<p>Массовая концентрация солей до 300 мг/л:</p> <p>а) чистая, речная, озерная или оборотная;</p> <p>б) массовая концентрация хлоридов более 20 мг/л и небольшое загрязнение стоками (суммарное содержание аммиака, сероводорода, нитритов и др. не более 1 мг/л)</p>	<p>ЛА77-2 по ГОСТ 21646—76 *</p> <p>ЛАМш 77-2-0,5 по ГОСТ 21646—76 *, МНЖМц 5-1-0,8 (МНЖ 5-1) по ГОСТ 17217—79</p>	<p>2,0—2,2 (с понижением до 1,7—1,9 при небольшом содержании твердых примесей)</p> <p>2,0</p> <p>2,5</p>
<p>2. Массовая концентрация солей от 300 до 1500 мг/л:</p> <p>а) отсутствует загрязненность стоками;</p> <p>б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1, б)</p>	<p>МНЖМц 5-1-0,8 (МНЖ 5-1) по ГОСТ 17217—79;</p> <p>ЛАМш 77-2-0,05 по ГОСТ 21646—76</p>	<p>2,5</p> <p>2,0</p>
<p>3. Массовая концентрация солей от 1500 до 3000 мг/л:</p> <p>а) отсутствует загрязненность стоками и взвесями;</p> <p>б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1, б), небольшое содержание взвесей;</p> <p>в) значительное содержание взвесей (в среднем, исключая период паводка, более 25 мг/л)</p>	<p>ЛАМш 77-2-0,05 по ГОСТ 21646—76</p> <p>МНЖМц 5-1-0,8 (МНЖ 5-1) по ГОСТ 17217—79</p> <p>МНЖМц 30-1-1 по ГОСТ 10092—75</p>	<p>2,0</p> <p>2,5</p> <p>3,0</p>
<p>4. Массовая концентрация солей от 3000 до 5000 мг/л:</p> <p>а) отсутствует загрязненность стоками и взвесями;</p> <p>б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1, б), небольшое содержание взвесей;</p> <p>в) значительное содержание абразивных примесей</p>	<p>ЛАМш 77-2-0,05 по ГОСТ 21646—76 *</p> <p>МНЖМц 5-1-0,8 (МНЖ 5-1) по ГОСТ 17217—79</p> <p>МНЖМц 30-1-1 по ГОСТ 10092—75</p>	<p>2,0</p> <p>2,5</p> <p>3,0</p>
<p>5. Массовая концентрация солей более 10 000 мг/л:</p> <p>а) отсутствуют абразивные примеси (песок) и сероводород;</p> <p>б) имеются абразивные примеси</p>	<p>МНЖМц 30-1-1 по ГОСТ 10092—75</p>	<p>2,5</p>

Выбор материала труб до настоящего времени осуществляется на основе рекомендаций Научно-технического совета Министерства энергетики СССР [16], приведенных в табл. 2.8.

В табл. 2.9 [17] приведен химический состав и основные механические свойства латуней и медно-никелевых сплавов для трубок маслоохладителей.

Таблица 2.9 Химический состав и механические свойства материалов труб маслоохладителей

материал					
	Cu	Sn		As	Zn
Латуни в отожженном состоянии: ЛО70-1	69—71	1—1,5			Остальное То же »
ЛОМш70-1-0,06 ЛАМш77-2-0,06	69—71 76—79	1—1,5 —	— 1,75—2,5	0,04—0,08 0,04—0,08	
Медно-никелевые сплавы в полутвердом состоянии: МНЖ5-1 МНЖМц30-1-1	Остальное То же				

Продолжение табл. 2-9

Марка матери	Химический состав,			Временное сопротивление разрыву $\sigma_{\text{в}}$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %
	Ni + Co	Fe			
Латуни в отожженном состоянии: ЛО70-1 ЛОМш70-1-0,06 ЛАМш77-2-0,06			—	$\geq 300$ $\geq 300$ $\geq 330$	$\geq 38$ $\geq 38$ $\geq 23$
Медно-никелевые сплавы в полутвердом состоянии: МНЖ5-1 МНЖМц30-1-1	5,0—6,5 29—33	1,0—1,4 0,5—1,0	0,3—0,8 0,5—1,0	230 500	$\geq 25$ $\geq 10$

В латунях цинк способствует повышению их прочности и пластичности. Наиболее пластичны однофазные  $\alpha$ -латуни, содержащие примерно 30% цинка. Они легко обрабатываются давлением

холодном и горячем состоянии. В процессе холодной обработки — прокатки, протяжки, волочения — латуни получают наклеп, повышающий их прочность и снижающий пластичность. Устранение наклепа достигается отжигом при температуре 600—700 °С.

Исследования и опыт эксплуатации показывают, что ингибированные мышьяком и качественно изготовленные трубы из латуни обладают более высокой коррозионной стойкостью в сравнении с трубами из латуни без мышьяка.

Латунные трубы должны поставляться после предварительной проверки на склонность к самопроизвольному растрескиванию методом аммиачной пробы и 100 %-ного контроля на дефектоскопах.

Трубы из сплава МНЖМц 70-30 в случае их применения в охладителях, рассчитанных на использование охлаждающей воды с массовой концентрацией солей выше 5000 мг/л, должны дополнительно отжигаться в течение нескольких часов при температурах 400—450 °С.

Применение труб из стали 0Х18Н10Т и сплавов титана допускается в технически обоснованных случаях и если для этого нет противопоказаний по качеству охлаждающей воды.

Во всех охладителях масла, выпускаемых отечественными заводами, применяется один тип закрепления труб в трубных досках — вальцовка (рис. 2.23, а, б). Это закрепление представляет собой прочноплотное соединение, образованное путем раздачи конца трубок специальными инструментами (вальцовками) до прочнонапряженного контакта между стенкой трубки и стенкой отверстия в трубной доске.

Контроль за качеством такого соединения осуществляют, в основном, по степени развальцовки и результатам гидронспытаний. Принято считать надежным соединение со степенью развальцовки 1—1,5 %.

Степень развальцовки (%) подсчитывают по формуле

$$\psi_{\text{вл}} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{d_{\text{отв}}} \cdot 100, \quad (2.12)$$

где  $\Delta_1$  — увеличение внутреннего диаметра трубок после вальцовки;  $\Delta_2$  — разность между диаметром отверстия в трубной доске и наружным диаметром трубки до ее вальцовки;  $d_{\text{отв}}$  — диаметр отверстия в трубной доске до развальцовки.

Определение значения  $\psi_{\text{вл}}$  на практике требует большого числа тщательных замеров внутреннего диаметра труб до вальцовки и после нее. Обычно вместо таких измерений применяют предельный калибр.

Естественно, что регламентированные допуски отклонения наружного и внутреннего диаметра труб способствуют получению неоднородных по степени развальцовки (герметичности и долговечности) соединений труб с трубными досками даже в одном аппарате.

В последние годы широкое распространение получил способ контроля степени вальцовки труб, основанный на измерении

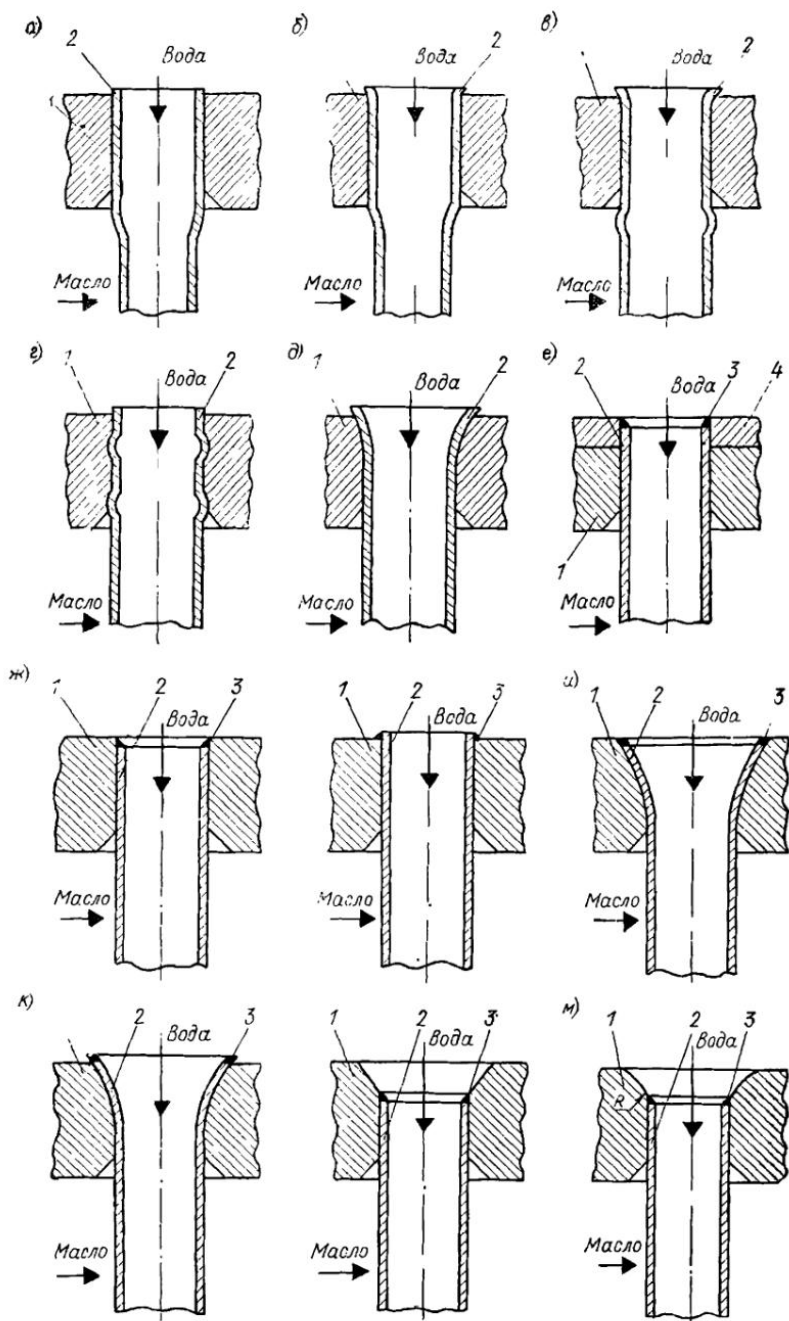


Рис. 2.23. Способы закрепления труб в трубных досках  
 1 — трубная доска; 2 — трубка; 3 — сварка; 4 — плакирующий слой

мощности, затрачиваемой на вальцовку. С помощью электрических приборов, установленных на двигателе, приводящем в движение шпindel электромеханической вальцовки, измеряется значение крутящего момента, передаваемого ее шпинделю.

Для повышения качества вальцованного соединения и возможности замены труб для трубных досок применяют материал с более высокой твердостью, чем у материала труб.

Концы труб и отверстия в трубных досках перед сборкой в пучок тщательно очищают от загрязнений и следов масла, они уменьшают коэффициент трения в сопрягаемых поверхностях и снижают прочность соединения. Поверхности, соприкасающиеся при вальцовке, должны иметь оптимальную шероховатость. Специальные исследования показали, что повышение чистоты обработки поверхности отверстий в трубных досках после определенного предела снижает плотность вальцованного соединения. Поэтому для поверхности отверстий диаметром 14—20 мм в трубных досках охладителей оптимальной является шероховатость, соответствующая 4-му ( $R_z 40$ ) или 5-му ( $R_z 20$ ) классу.

Метод закрепления трубок в трубных досках с помощью вальцовки по типу, представленному на рис. 2.23, *а*, *б*, является наиболее простым и технологически отработанным в практике. Однако, как показывает опыт производства и эксплуатации теплообменников, с таким типом закрепления труб в трубных досках герметичность их рабочих полостей не соответствует современным требованиям. Так, например, в теплообменниках с прямыми трубками, концы которых завальцованы в трубных досках обычным способом (рис. 2.23, *а*, *б*), — охладителях масла, подогревателях мазута, конденсаторах паровых турбин — систематически наблюдаются нарушения герметичности полостей. Возможность проникновения охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора паротурбинной установки предусматривается уже на стадии проектирования: в конденсаторе вводятся специальные «соленые» отсеки у трубных досок со стороны парового пространства для сбора протечек охлаждающей воды, устанавливается система автоматического контроля за электропроводностью воды в этих отсеках, предусматривается отвод ее на фильтры обессоливающей установки либо в специальные емкости, из которых конденсат, загрязненный солями охлаждающей природной воды, откачивается на дальнейшую обработку.

В подогревателях мазута типа ПМ, выпускаемых котельными заводами, для нагрева мазута используется пар из котлов низкого и среднего давления или отборов турбины. На стадии проектирования также предусматривается возможность попадания мазута в пароконденсатное пространство подогревателей мазута через неплотности в вальцованных соединениях труб с трубными досками. Конденсат греющего пара из таких подогревателей, загрязненный мазутом, не может быть использован непосредственно в технологическом цикле теплэнергоустановки.

Это приводит к необходимости введения в схему такой энергоустановки специальных систем из емкостей, фильтров, насосов, трубопроводов, арматуры и т. д. Одновременно происходит снижение общей экономичности такой установки из-за потерь загрязненного конденсата.

В охладителях масла с креплением труб в трубных досках с помощью обычной вальцовки также наблюдаются достаточно частые протечки масла в охлаждающую воду. Это приводит к загрязнению маслом рек, озер, прибрежных районов морей, прудов, охладителей и т. д. Так, например, согласно обследованию 102 энергоблоков, проведенному в 1976 г. протечки масла в их маслосистемах, включая кожухотрубные охладители, достигли 3021 т в год.

Из вышесказанного ясно, что наиболее распространенный на сегодня тип простого вальцованного соединения труб с трубными досками (см. рис. 2.23, а, б) не удовлетворяет современным требованиям и не может быть рекомендован к применению в энергетических теплообменниках вообще. Причины недостаточной герметичности вальцованных соединений простого типа (рис. 2.23, а, б) следующие: практическая невозможность выполнения одинаково плотными всех соединений труб с трубными досками даже в одном аппарате, обусловленная допусками отклонений внутреннего и наружного диаметров вальцуемых труб, а также диаметров отверстий в трубных досках и т. д. постепенный износ в процессе изготовления аппарата рабочих элементов вальцовок; переменность по знаку тепловых циклов в охладителях масла при их эксплуатации на электростанциях; коррозия охлаждающих трубок и прилегающих к ним участков трубных досок, эрозия входных участков труб по ходу воды; собственная и наведенная работающими на электростанции насосами, турбиной, генератором и другими агрегатами вибрация трубных элементов и охладителей в целом, приводящая постепенно к ослаблению вальцованного соединения.

Не обеспечивают герметичности и более сложные в изготовлении типы вальцованных соединений (рис. 2.23, в, г, д). При конической развальцовке входного участка труб понижается коэффициент местного сопротивления на входе и предотвращается отрыв потока на входной кромке. Это способствует ослаблению эрозии входных концов труб, но практически не повышает герметичности соединения.

Отечественный и зарубежный опыт создания герметичных кожухотрубных аппаратов для нефтяной, химической, пищевой, энергетической, судостроительной промышленности свидетельствует о том, что требуемая плотность соединений труб с трубными досками в таких теплообменниках достигается при применении вальцовки в сочетании с автоматической приваркой концов труб к трубным доскам плотным швом (рис. 2.23, е—м). Соединения, показанные на рис. 2.23, ж, з, нашли широкое применение в теплообменных аппаратах, выпускаемых отечественными заводами и зарубежными фирмами для электростанций на ядерном топливе, химических и

судовых установок. Соединение по типу приведенного на рис. 2.23, е обладает высокой надежностью и достаточно широко применяется химической промышленности, но для энергетических теплообменников, включая охладители масла, рекомендовано быть не может из-за дефицитности подобных досок и их высокой стоимости.

Для охладителей масла могут быть рекомендованы соединения труб с трубными досками, приведенные на рис. 2.23, ж, л, м. Наиболее простым из них является показанное на рис. 2.24, ж.

Развальцовку трубок на всю глубину целесообразно производить электрогидравлическим способом [18]. Принцип его сводится следующему (рис. 2.24). В каждую из подготовленных к развальцовке трубок 4 в трубной доске 3 вставляется полиэтиленовый

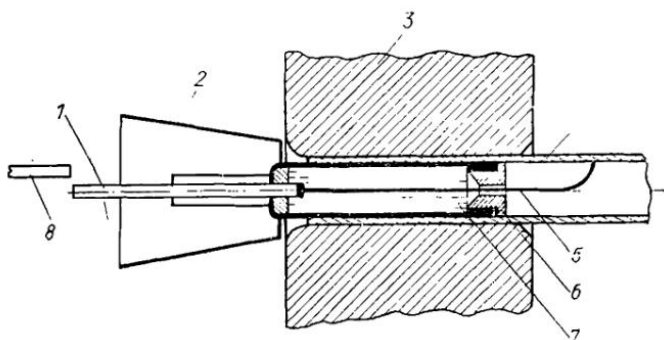


Рис. 2.24. Схема электрогидравлического способа развальцовки трубок

патрон 2, в центре которого установлен электрод 1. Один конец его остается свободным, к второму припаяна тонкая медная проволока 5, касающаяся своим вторым концом внутренней поверхности трубки 4. Конец патрона закрывается полиэтиленовой пробкой 6, через отверстие в которой выводится в полость вальцуемой трубки проволочный электрод 5. Полость 7 цилиндрической части патрона заполняется дистиллированной водой. Один конец сети подключается к трубной доске, второй — к подвижному электроду 8, перемещаемому вдоль подлежащих вальцовке рядов труб с помощью специального координатника.

Из сети подводится ток большой силы и низкого напряжения. При замыкании цепи (касание электродов 1 и 8) в объеме 7 происходит электрический разряд — взрыв (проволочка 5 при этом сгорает) и давление на вальцуемом участке трубы мгновенно достигает нескольких сотен мегапаскалей. В этот момент происходит равномерная и плотная развальцовка конца трубы в трубной доске. Испытание с помощью галоидных теченскателей и гидравлики подтверждают высокую плотность и надежность этого способа закрепления труб в доске. Затем производится приварка концов труб к трубной доске.

При таком способе вальцовки не происходит «подрезки» трубы и ее удлинения, на внутренней поверхности развальцованного



Таблица 2.10 **Материалы основных узлов и деталей герметичных маслоохладителей**

	Материалы при работе на охлаждающей воде с массовой концентрацией солей, мг/л	
	до 5000	свыше 5000
Трубные доски	Толстолистовая углеродистая сталь марки 20К по ГОСТ 5520—79; сталь листовая марки 08Х14МФ по ТУ 14-1-2310—78	Сталь листовая двухслойная (20К + 10Х17Н13М3Т) по ГОСТ 10885—75*; сталь листовая двухслойная (20К + ВТ1-0) по ОСТ 5.9311—78; сталь марки 10Х17Н13М3Т по ГОСТ 7350—77
Водяные камеры и крышки	Толстолистовая углеродистая сталь марки 20К по ГОСТ 5520—79; отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412—79	Толстолистовая углеродистая сталь марки 20К по ГОСТ 5520—79; отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412—79; бронзовое литье по ГОСТ 493—79; оловянная латунь по ГОСТ 15527—70*, сплав МНЖ5-1 по ГОСТ 492—73*
Трубы для поверхности охлаждения	Сталь марки 08Х21Н6М2Т по ТУ 14-3-59—72; сталь марки 08Х22Н6Т по ГОСТ 9941—72*; сталь марки 08Х14МФ по ТУ 14-3-815—79	Сталь марки 10Х17Н13М2Т по ГОСТ 9941—72*; титан марки ВТ1-0 по ГОСТ 22897—77
Корпус и его детали	Толстолистовая углеродистая сталь марок Ст3 по ГОСТ 380—71* или 20К по ГОСТ 5520—79	
<p>Примечания: 1. При массовой концентрации солей в охлаждающей воде свыше 5000 мг/л материал водяных камер и крышек следует применять в сочетании с протекторной защитой. 2. Для вод с особо высокими коррозионно-агрессивными свойствами водяные камеры, их крышки и трубные доски могут изготавливаться из титановых сплавов. 3. Для рабочей поверхности охладителей должны применяться трубы со снятыми внутренними напряжениями. 4. Трубы из стали 08Х14МФ должны применяться в сочетании с трубной доской из этой же стали.</p>		

участка трубы не остается царапин, задиrow и других дефектов, нередко появляющихся при механических способах вальцевания.

Из вышеизложенного следует, что охладители с герметичными масляными полостями, рассчитанные на установку в одноконтурных схемах охлаждения, требуют отказа от традиционного крепления труб из сплавов цветных металлов в трубных досках с помощью механической развальцовки.

Более совершенным решением данного узла является переход на стальные трубы из коррозионно-стойких материалов, закрепляемые в трубных досках с помощью вальцовки методом электрогидравлического взрыва и приварки концов их. Материалы труб и трубных досок должны обладать хорошей свариваемостью, а при-

варка осуществляться специальными электродами, обеспечивающими получение качественного коррозионно-стойкого шва (табл. 2.10).

**Влияние зазоров в масляной полости охладителей на их эффективность.** Эффективность кожухотрубных охладителей с перегородками типа «диск — кольцо» сильно зависит от зазоров в масляной полости аппаратов (см. рис. 2.2) между наружными кромками кольцевых перегородок и внутренней поверхностью корпуса,

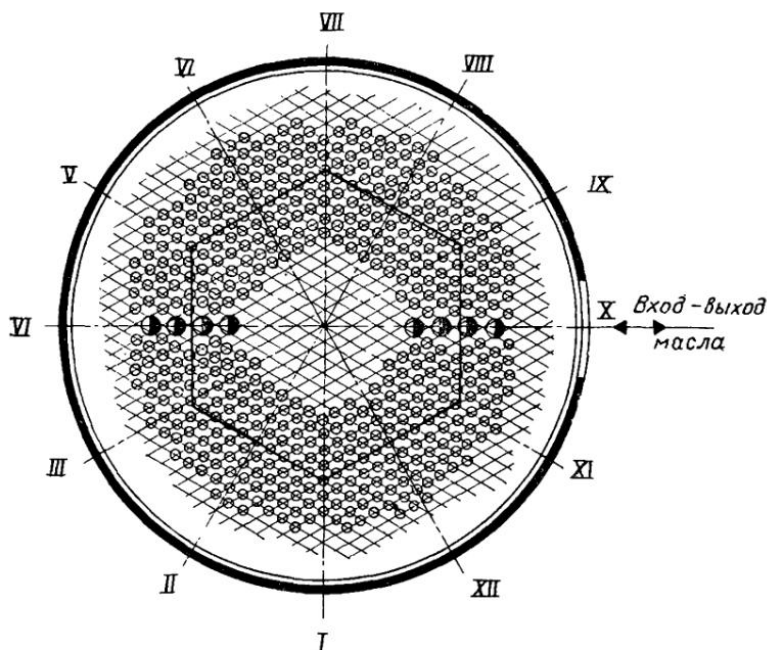


Рис. 2.25. Схема поперечного сечения охладителя МВ-63-90 по трубному пучку

между наружной поверхностью труб и отверстиями в направляющих перегородках.

При испытаниях двух охладителей типа МВ-63-90 из головной серии было установлено, что гидравлические характеристики их масляных трактов и эффективность охлаждения существенно различны [5]. Оба охладителя испытывались в одинаковых условиях, поэтому единственной причиной расхождения в характеристиках могло быть разное состояние зазоров  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , определяемое качеством изготовления аппаратов. Проведенные полная разборка обоих охладителей, проверка их корпусов и трубных систем, измерение зазоров (в 12 точках по окружности каждой из 11 кольцевых перегородок) выявили существенное завышение зазоров в масляной полости аппарата с худшими характеристиками по отношению к регламентированному ГОСТ 9916—69 (в настоящее время ГОСТ 9916—77) зазору (не более определяемого посадкой  $A_5/X_3$ ).

Таблица 2.11. Результаты экспериментального определения [5] зазора  $\delta_1$  в масляной подости охладителей типа МБ-63-90 (заводские номера 277 и 288)

№ охлаждающей перс-городки	Фактический р. Диальный зазор $\delta_1$ (в мм) на диаметрах											
	I-VII		II-VIII		III-IX		IV-X		V-XI		VI-XII	
	№ 288	№ 277	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288	№ 288
1	0,125	0,300	0,200	0,135	0,140	-0,725	-1,450	0,300	0,360	0,375	0,385	0,250
2	0,150	-0,050	0,150	0,060	1,175	0,075	1,100	0,200	0,925	0,175	0,050	0,050
3	-0,100	0,075	0,200	0,250	1,050	0,175	1,075	0,225	0,775	0,490	0,375	0,360
4	-0,100	0,100	0,075	0,100	0,490	0,200	1,000	0,300	0,640	0,475	0,540	0,150
5	0,035	0,075	0,215	0,100	1,330	0,225	1,245	0,400	0,700	0,700	0,435	0,150
6	0	0,300	0,200	0,250	1,175	0,350	0,850	0,625	0,502	0,310	0,025	0,225
7	0,150	0,300	0,325	0,375	1,100	0,450	1,275	0,700	1,200	0,525	0,400	0,275
8	-0,050	0,400	0,850	0,350	1,075	0,325	1,000	0,450	1,100	0,525	0,825	0,325
9	-0,150	0,375	0,375	0,360	1,100	0,350	0,890	0,550	0,750	0,500	0,700	0,335
10	-0,225	0,400	0,325	0,325	0,700	0,225	0,625	0,550	0,475	0,425	0,375	0,300
11	0,100	0,275	0,600	0,490	0,575	0,150	0,375	0,350	0,425	0,650	0,560	0,525

На рис. 2.25 показана схема поперечного сечения охладителя МБ-63-90 в зоне кольцевой перегородки. Римскими цифрами I—XII обозначены точки, в которых производилось измерение местных зазоров  $\delta_1$ . Кольцевые перегородки имели номера с 1 по 11. В табл. 2.11 приведены результаты определения зазоров  $\delta_1$  в этих охладителях. Зазоры, превышающие регламентированное значение (0,475 мм), в табл. 2.11 подчеркнуты. В аппарате № 277, имеющем худшие рабочие характеристики в 36 точках из контролировавшихся 66 (54,5 %), значения зазоров  $\delta_1$  превосходили значение, установленное чертежами в 1,5—3 раза. В охладителе № 288 отклонения зазоров от номинального значения имелись только в 10 точках из 66 контролируемых (15,2 %), что в итоге и обусловило его лучшие характеристики (см. рис. 2.4 и 2.8).

Следует подчеркнуть приближенность такого анализа зазоров  $\delta_1$ . Однако и он подтверждает, что отклонения фактических зазоров от установленных ГОСТ 9916—77 и чертежами и недостаточный контроль за сопрягаемыми размерами корпусов и трубных систем на заводе-изготовителе могут привести к выпуску аппаратов одного и того же типа с существенно разными рабочими характеристиками.

На рис. 2.26 опытные данные по гидравлическому сопротивлению масляных трактов охладителей МБ-63-90 (№ 277 и 288) представлены в виде зависимости коэффициента полного гидравлического сопротивления этих трактов от числа Рейнольдса ( $Re_m$ ). Зависимости 1 и 2 (рис. 2.26) приближенно описываются формулами: для охладителя № 277  $\xi = 318 Re_m^{-0,16}$ , для охладителя № 288  $\xi = 6000 Re_m^{-0,52}$ .

Вышесказанное в дальнейшем подтвердилось и при исследовании ЦКТИ головных образцов охладителей типа МБ-20-30 и МБ-40-60. В МБ-20-30 фактические зазоры превысили проектные (0,3 мм) в 13 точках из 54, а в МБ-40-60 — в 40 точках из 66 контролировавшихся, т. е. в первом аппарате завышенные против проектных зазоры имелись в 24 % обследованных точек, а во втором — в 61 %. И в данном случае значения рассматриваемых зазоров решающим образом сказались на гидравлических и тепловых характеристиках охладителей (см. рис. 2.8). Охладители типа МБ-63-90 (№ 288) и МБ-20-30, имеющие меньшие зазоры  $\delta_1$  в масляных полостях, обладают и более высокой тепловой эффективностью (кривая 1 на рис. 2.8) менее качественно изготовленные аппараты МБ-63-90 (№ 277) и МБ-40-60 (относительно

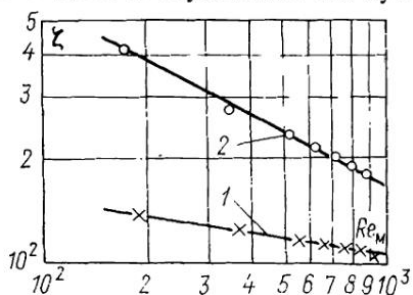


Рис. 2.26. Зависимости коэффициента полного гидравлического сопротивления масляных трактов маслоохладителей от числа  $Re_m$

1 — маслоохладитель № 288

зазоров  $\delta_1$ ) имеют и худшую в сравнении с первыми двумя тепловую характеристику (кривая 2 на рис. 2.8)

Вышеизложенное подтверждает обоснованность введения в ГОСТ 9916—77 пункта, регламентирующего предельно допустимые значения зазоров  $\delta_1$ , и необходимость их строгого контроля при изготовлении. Значения этих зазоров согласно п. 2.4 стандарта определяются посадкой  $A_5/X_3$ . В табл. 2.12 даны максимальные значения зазоров  $\delta_1$  между номинальным внутренним диаметром

Таблица 2.12. Максимальные значения зазоров  $\delta_1$  в зависимости от внутренних диаметров корпусов охладителей

Номинальный внутренний диаметр корпуса, мм	Максимальный зазор $\delta_1$ по ГОСТ 9916—77, мм	
	диаметральный	радиальный
200	0,795	0,398
300	0,905	0,453
400	1,015	0,508
500	1,015	0,508
600	1,160	0,580
800	1,280	0,640
900	1,420	0,710
1000	1,420	0,710
1200	1,570	0,790
1400	1,710	0,860
1600	1,710	0,860
1800	1,960	0,980
2000	1,960	0,980
2200	2,310	1,160

корпуса и наружным диаметром кольцевых перегородок, определенные согласно ГОСТ 9916—77.

С увеличением диаметров корпусов значения зазоров  $\delta_1$  возрастают до 1—1,5 мм. Эти зазоры обеспечивают разборность аппарата (возможность установки и выема трубной системы), однако они не являются оптимальными относительно достижения минимума холостых протечек. В [19] было, например, показано, что в маслоохладителе типа МП-37 через зазоры 1 мм между корпусом диаметром 300 мм и кромками кольцевых перегородок проходило до 1/3 общего расхода масла через аппарат. Тем не

менее обеспечение даже этих зазоров  $\delta_1$  при изготовлении не всегда удается: 1) из-за наличия значительной конусности у сварных труб больших диаметров, из которых могут изготавливаться корпус охладителей (эту конусность не всегда можно устранить даже путем соответствующей проточки заготовки из такой трубы по внутреннему диаметру); 2) в случае сварки заготовок для корпусов охладителей из обечаек (они, в свою очередь, вальцуются из листа умеренной толщины и свариваются продольным швом) разница внутренних диаметров у заготовок корпусов по высоте может быть даже большей, чем в случае применения сварных труб; проточка таких заготовок корпусов, учитывая наличие на них кольцевых и продольных сварных швов и соответствующие деформации в их зонах (например, угловатость), также не позволяет выдержать указанные в табл. 2.12 предельные величины рассматриваемых зазоров; 3) из-за местных деформаций корпуса в местах приварки патрубков для подвода и отвода масла и необходимости разборки охладителя (выема из корпуса трубной системы), которые дополнительно усложняют задачу выдерживания зазоров даже после

проточки заданного внутреннего диаметра корпуса; 4) из-за эллипсности корпусов, имеющей место как при изготовлении их из сварных труб, так и из свальцованных обечаек; она не устраняется в полной мере даже после калибровки заготовок на вальцах.

Применение же для изготовления корпусов охладителей труб или обечаек с повышенной толщиной стенок экономически нецелесообразно, так как резко возрастают трудозатраты на изготовление корпуса и металлоемкость аппаратов.

Вопросу сокращения или устранения холостых протечек масла через зазоры  $\delta_1$  в кожухотрубных охладителях уже давно уделяется

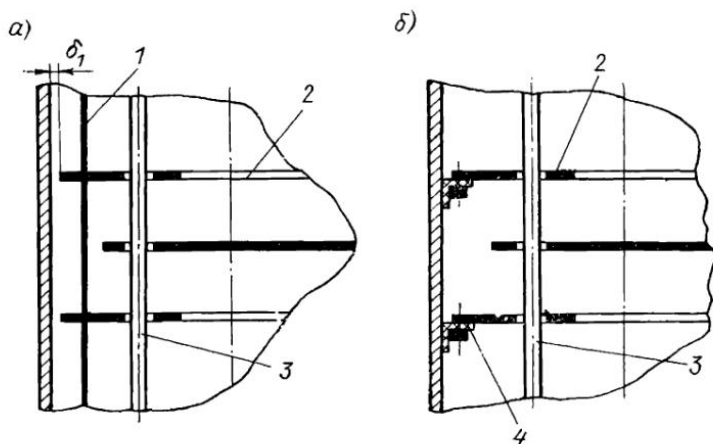


Рис. 2.27 Зазоры в масляной полости охладителей типа МП и способы их устранения: а — введение внутреннего кожуха; б — установка уплотнений по периферии кольцевых перегородок

1 — кожух; 2 — кольцевая перегородка; 3 — трубка;

серьезное внимание. Примерно до 1955 г. изготавливались кожухотрубные охладители масла типа МП, внутренняя поверхность корпусов которых не обрабатывалась (рис. 2.27), а зазоры  $\delta_1$  достигали на сторону 1,5—2,5 мм. По этой причине, например, в охладителях типа МП-21, МП-37, МП-65, выпускавшихся до введения ГОСТ 9916—61, охлаждение составляло 4—6 °С вместо 10—12 °С по расчету [19]. Это вынуждало длительно эксплуатировать турбины с повышенными температурами масла перед подшипниками, что ускоряло старение масла, требовало повышения расхода охлаждающей воды через охладители и увеличения расхода электроэнергии на собственные нужды.

Заводы-изготовители охладителей ввели в аппараты типа МП дополнительные разборные кожуха (рис. 2.27, а), охватывающие трубный пучок. Однако данное решение лишь частично сократило холостые протечки масла в охладителях МП и ненамного повысило

их эффективность. Причинами этого были сложность плотной подгонки кожухов к перегородкам и подводящим масло штуцерам и недостаточная жесткость самих корпусов.

На многих электростанциях на аппаратах типа МП производились реконструктивные работы, направленные на устранение рассматриваемых зазоров. Пример такой реконструкции, осуществленной первоначально на аппаратах МП-65, показан на рис. 2.27, б [20]. В аппаратах удалены внутренние кожуха, а по периферии кольцевых перегородок установлены уплотнительные сегменты из маслостойкого пластика толщиной 5 мм с напуском за пределы наружного диаметра перегородки на 10—15 мм. Уплотнение прижимается к перегородке с помощью накладок и болтов. При надевании корпуса на трубную систему края пластика отгибаются и уплотняют данный зазор. После установки в аппаратах МП-65 таких уплотнений охлаждение масла в них возросло с 6 до 12°C.

После введения ГОСТ 9916—61 производство аппаратов типа МП было полностью прекращено. Взамен их были освоены охладители типа МБ, в которых осуществлена применяемая до сих пор проточка внутренней поверхности корпусов и наружных кромок кольцевых перегородок. Это, безусловно, способствовало упорядочению и ограничению значений зазоров  $\delta_1$  в выпускаемых аппаратах, однако не явилось достаточным условием обеспечения стабильности их рабочих характеристик.

Контроль значений этих зазоров в условиях массового производства аппаратов является трудоемким и длительным процессом. Он может быть заменен контролем на специальном заводском стенде гидравлического сопротивления масляных трактов всех изготовленных аппаратов. При этом, если замеренное значение данного сопротивления того или иного охладителя оказывается ниже на 20—25 % номинального, он должен отбраковываться. Однако «доводка» таких дефектных охладителей в условиях производства также является достаточно сложным делом, так как требуется разборка аппаратов, выявление мест нарушения значений зазоров и их индивидуальное уплотнение, сборка и повторные замеры сопротивления маслоохладителей и т. д.

Выход из этого положения для выпускаемых в настоящее время гладкотрубных кожухотрубных маслоохладителей типа МБ (см. ГОСТ 9916—77) может быть найден в увеличении зазоров  $\delta_1$  на сторону до 4—5 мм и введении на каждой кольцевой перегородке уплотнения по типу показанного на рис. 2.27, б.

Холостые протечки масла в охладителях рассматриваемого типа происходят также и через зазоры  $\delta_2$  (см. рис. 2.2). Значения этих зазоров обусловлены действующей системой отклонений диаметров труб от номинальных. Значения этих допусков даны в табл. 2.13 для труб диаметром 14, 16 и 19 мм, наиболее часто применяемых в энергетических теплообменниках.

В кожухотрубном охладителе каждая трубка при сборке пучка проходит через многие направляющие перегородки, поэтому отвер-

Таблица 2.13. Предельные отклонения по диаметру труб от номинальных, установленные стандартами и техническими условиями

Номинальный диаметр и толщина стенки трубы, мм	Предельное отклонение при точности изготовления						
	Трубы латунные по ГОСТ 21616-76		Трубы из сплава МНЖ-5-1 по ГОСТ 17217-79	Трубы нержавеющей по ГОСТ 9941-72			Трубы нержавеющей по ТУ 14-3-197-73
	повышенной	нормальной		обычной	повышенной	высок	
14×1	-0,20	-0,24	-0,24	±0,45	±0,30	±0,2	±0,2
16×1	-0,20	-0,24	-0,24	±0,45	±0,30	±0,2	±0,3
19×1	-0,24	-0,30	-0,24	±0,45	±0,30	±0,2	±0,3

ствия в них выполняются большими по отношению к номинальному диаметру труб. Предпочтительным является применение труб повышенной или высокой точности изготовления. Так, например, для нержавеющей труб с номинальным наружным диаметром 16 мм ГОСТ 9941-72\* предусматривает максимальное отклонение  $+0,3$  мм. В этом случае (рис. 2.28) диаметр отверстий в перегородках должен быть  $16,3^{+0,24}$  мм. На заводе-изготовителе маслоохладителей сортировки поступающих труб по фактическим их диаметрам не производится. Поэтому в набираемый пучок могут попадать и трубы, имеющие наружный диаметр 15,7 мм. В этом случае зазор  $\delta_2$  на сторону в месте прохода такой трубки через промежуточные перегородки уже составит более 0,4 мм  $[(16,54-15,7)/2]$ . В случае вынужденного использования в аппарате труб обычной точности значение зазоров  $\delta_2$  еще более возрастает, причем оно не является стабильным и может меняться в довольно широких пределах даже в одном аппарате. Поскольку число таких зазоров даже в небольшом аппарате исчисляется тысячами, устранение их необходимо так же, как и зазоров  $\delta_1$ .

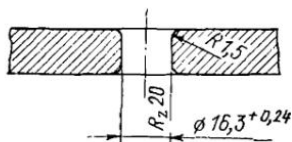


Рис. 2.28. Схема выполнения отверстий в перегородках трубной системы

Решение этой назревшей проблемы для аппаратов типа МБ требует внесения изменений в конструкцию их трубного пучка. Один из возможных способов, примененный в новых охладителях масла типа МРУ (с низкорезьбистыми трубами), рассмотрен в § 2.2. Такой способ устранения зазоров  $\delta_2$  может быть применен и в гладкотрубных охладителях. Опыт длительной эксплуатации многих типов и типоразмеров кожухотрубных охладителей масла не выявил заметных вибрационных повреждений труб в их трубных пучках. Поэтому принятый в серийных охладителях уровень максимальных средних скоростей масла в сжатых сечениях пучков 1,0—1,2 м/с следует считать безопасным относительно вибрационной надежности последних.



## 2.1.8. Обобщенные зависимости для расчета тепловых и гидравлических характеристик кожухотрубных охладителей масла с поверхностью из гладких труб

В гладкотрубных охладителях масла с перегородками типа «диск — кольцо» или сегментными омывание пучков труб потоком масла меняется от поперечного до продольного. К настоящему времени выполнено значительное число исследований по теплоотдаче при поперечном омывании пучков труб различными жидкостями,

Таблица 2.14. Основные конструктивные характеристики исследовавшихся гладкотрубных охладителей

	Характеристики трубного пучка			Число ходов масла	Среднее значение радиальных зазоров, мм	Понижение скорости масла из-за холостых протечек, м/с	Тип перегородок в трубном пучке	Литература или автор исследований
	Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Наружный и внутренний диаметры труб, мм	Шаг между трубами, мм					
М-1	1,2	14/12	17	40	0,91	0,555	«Диск — кольцо»	Е. Ф. Кузнецов
М-5	5,6	14/12	17	15	1,07	0,613		
У5-М	5,94	14/12	17	20	0,5	0,613		
У8-М	8,65	14/12	17	16	0,5	0,735		С. В. Гришук
МО-7/1	7,3	12/10	16	44	0,55	0,527		
МО-7/5	7,7	12/10	15	26	0,1	0,602		[11]
МО-7,5/2	7,6	12/10	15	26	0,9	0,500		
МБ-50-75	56,3	16/14	20	20	0,77	0,650		
МБ-90-135	93,7	16/14	20	16	0,83	0,685		[10]
МБ-63-90	65	19/17	23	22	0,75	0,713		[5]
Опытный М-35	35	14/12	17	10		0,793	Сегментные	[13]
МО-1	1,08	9,7/7,7	11,6	6	0,05	0,600		[11]
МО-4	3,8	10/8	13	12	0,15	0,515		
МБ-40-60	40	19/17	23	22	0,40		«Диск — кольцо»	[12]
МБ-20-30	20	19/17	23	20	0,40			

Примечание. треугольников.

размещены по вершинам равносторонних

включая турбинные масла [21, 22], и исследований тепловых и гидравлических характеристик

маслоохладителей [5,7—15,23]. В большинстве последних работ недостаточно учитывалось влияние технологических зазоров в масляных полостях охладителей. В табл. 2.14 даны некоторые характеристики маслоохладителей, исследованных разными авторами. В [24] на основе учета влияния технологических зазоров на фактическую скорость масла в расчетном сечении пучка были получены обобщенные зависимости для определения теплогидравлических характеристик охладителей.

Масляный тракт таких охладителей состоит из ряда отсеков с одинаковыми конструктивными

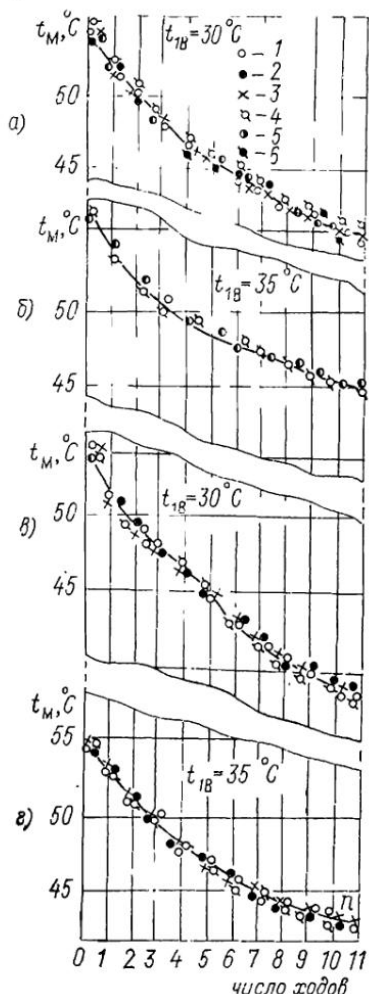


Рис. 2.29. Изменение температуры масла по ходам масла в маслоохладителях № 288 (а, б), № 277 (в, з) при  $G_M = 90 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $t_{1M} = 55^\circ\text{C}$  и следующих кратностях охлаждения:  
 1 —  $m = 2,0$ ; 2 —  $m = 1,8$ ; 3 —  $m = 1,6$ ;  
 4 —  $m = 1,4$ ; 5 —  $m = 1,2$ ; 6 —  $m = 1,0$

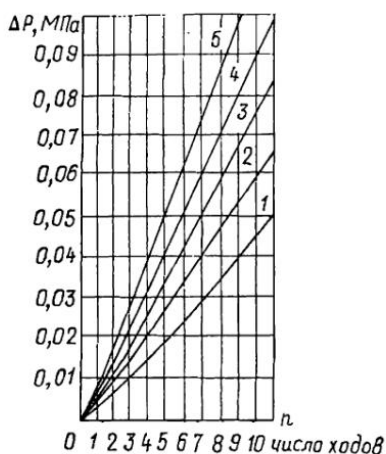


Рис. 2.30. Распределение давлений по ходам масла при различных расходах масла  
 1 —  $G_M = 60,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; 2 —  $G_M = 71,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  
 3 —  $G_M = 79,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; 4 —  $G_M = 88,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  
 5 —  $G_M = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $t_{1M} = 55^\circ\text{C}$  и  $t_{1B} = 30^\circ\text{C}$ )

характеристиками, в каждом из них масло дважды пересекает трубный пучок: от периферии к центру и от центра к периферии. Диапазон изменений температуры масла в аппарате составляет  $4\text{—}12^\circ\text{C}$ , поэтому для большинства отсеков можно с достаточной

степенью точности принять одинаковыми количество передаваемой теплоты и значение гидравлического сопротивления.

На рис. 2.29 для примера показано изменение температуры масла в охладителях МБ-63-90 для различных начальных температур воды, а на рис. 2.30 — характер распределения давлений масла по его ходам [5]

Гидравлическое сопротивление по маслу каждого из 11 отсеков охладителя МБ-63-90 (11 пар ходов масла в его трубном пучке) с точностью  $\pm 10\%$  описывается зависимостью

$$\zeta_l = 56Re_M^{-0,145} \quad (2.13)$$

В каждом из этих отсеков параметры, характеризующие движение масла и теплообмен, можно принимать осредненными, а за определяющую скорость брать фактическую скорость масла в среднем сечении пучка.

Поступившее в аппарат масло разделяется на три потока [15]:  $G_{M1}$  — основной через трубный пучок аппарата,  $G_{M2}$  — поток через кольцевой зазор  $\delta_1$  и  $G_{M3}$  — поток через зазоры  $\delta_2$  между поверхностями труб и отверстиями в промежуточных перегородках пучка.

Указанные расходы могут быть определены на основе выражений

$$\left. \begin{aligned} G_{M1} &= f_1 \sqrt{\frac{\Delta P}{(n_l + 1) \zeta_{10M}}}; & G_{M2} &= f_2 \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\zeta_{20M}}}; \\ G_{M3} &= f_3 \sqrt{\frac{\Delta P}{\zeta_{30M}}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

Здесь  $f_1$  и  $f_2$  — средние площади сечения для прохода масла в пучке и в кольцевом зазоре  $\delta_1$  соответственно;  $f_3$  — средняя суммарная площадь сечения зазоров  $\delta_2$ ;  $n_l$  — число рядов труб, пересекаемых потоком масла в одном ходе;  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$  и  $\zeta_3$  — коэффициенты гидравлического сопротивления соответственно одного ряда труб, зазоров  $\delta_1$  и  $\delta_2$ .

Суммирование расходов  $G_{M1}$ ,  $G_{M2}$  и  $G_{M3}$  дает следующие формулы для определения фактических скоростей масла в средних расчетных сечениях:

пучков с перегородками «диск — кольцо»

$$\omega_{M1} = \frac{\omega_M}{1 + \frac{f_2}{f_1} \sqrt{n_l + 1} \sqrt{2 \frac{\zeta_1}{\zeta_2}} + \frac{f_3}{f_1} \sqrt{n_l + 1} \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}}}; \quad (2.15)$$

пучков с сегментными перегородками

$$\omega_{M1} = \frac{\omega_M}{1 + \frac{f_2}{f_1} \sqrt{n_l + 1} \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}} + \frac{f_3}{f_1} \sqrt{n_l + 1} \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_3}}}. \quad (2.16)$$

Из выражений (2.15) и (2.16) следует, что фактическая средняя  $\omega_{M1}$  скорость масла в пучках реальных охладителей существенно меньше среднерасходной.

Коэффициенты гидравлического сопротивления  $\xi_1$ ,  $\xi_2$  и  $\xi_3$  были определены на основе значений площадей сечений  $f_1$ ,  $f_2$  и  $f_3$ . Значения следующих отношений для аппаратов данного типа могут быть приняты постоянными:

$$\sqrt{\frac{\xi_1}{\xi_2}} = 0,565 \text{ и } \sqrt{\frac{\xi_1}{\xi_3}} = 0,2. \quad (2.17)$$

С учетом (2.17) при использовании действительной средней скорости масла  $w_{м1}$  результаты испытаний указанных в табл. 2.14 охладителей масла обобщаются зависимостями: по теплоотдаче

$$Nu_m = 0,354 Re_m^{0,6} Pr_m^{0,33} (s_2/d)^{-1/3} (\mu_{ж}/\mu_{ст})^{0,14} c_z; \quad (2.18)$$

по гидравлическому сопротивлению масляного тракта для  $0,7 < d/d_э < 5,5$  при ламинарном течении  $27 < Re_m < 200$

$$\frac{Eu_m}{z} = (110/Re_m) (\mu_{ж}/\mu_{ст})^{-0,14} (d/d_э)^{0,5}; \quad (2.19)$$

в переходной зоне  $200 < Re_m < 1170$

$$Eu_m/z = 3,1 Re_m^{-0,33} (\mu_{ж}/\mu_{ст})^{-0,14} (d/d_э)^{0,5}; \quad (2.20)$$

в турбулентном режиме при  $Re_m > 1170$

$$Eu_m/z = 1,7 Re_m^{-0,25} (\mu_{ж}/\mu_{ст})^{-0,14} (d/d_э)^{0,5} \quad (2.21)$$

В формулах (2.18)–(2.21) приняты следующие обозначения:  $d$  — наружный диаметр труб в пучке;  $d_э$  — эквивалентный диаметр труб для среднего расчетного сечения пучка;  $\mu_{ж}$ ,  $\mu_{ст}$  — коэффициенты динамической вязкости жидкости (например, масла) соответственно при средних температурах потока и стенки трубы;  $s_2$  — продольный шаг труб в пучке;  $z$  — общее число рядов труб, пересекаемых потоком масла при движении через охладитель;  $z = (n_i + 1) z_i + 1$ , где  $z_i$  — число ходов масла в трубном пучке данного охладителя; добавочный ряд труб в каждом ходе (единица в скобках) учитывает увеличенное сопротивление первых рядов труб и сопротивление направляющей перегородки; сопротивление патрубков приближенно учтено введением дополнительного ряда труб (добавление второй единицы).

Значение коэффициента  $c_z$  определяется по нормам для шахматных пучков в зависимости от числа рядов труб в одном ходе масла и шага  $s_2$  [25].

Приближенный метод учета гидравлических сопротивлений патрубков и перегородок позволяет упростить расчет без ущерба для точности. Формулы (2.18)–(2.21) с точностью  $\pm 20\%$  справедливы для:  $Re_m = 35 \div 1,5 \cdot 10^5$ ;  $Pr_m = 0,7 \div 1050$ ;  $\mu_{ж}/\mu_{ст} = 0,245 \div 0,570$ ;  $t_{1м} = 30 \div 75^\circ\text{C}$ ,  $t_{1в} = 6 \div 40^\circ\text{C}$ .

## 2.2. МАСЛООХЛАДИТЕЛИ С ПОВЕРХНОСТЬЮ ИЗ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ

### 2.2.1. Аппараты с поверхностью из труб, несущих проволочное петельное оребрение

Впервые (1963 г.) охладители масла с поверхностью из труб с таким оребрением на наружной поверхности были применены ЛМЗ в системах маслоснабжения паровых турбин К-300-240 [26]. В них устанавливалось по три аппарата типа М-240М (М-240). Позднее для энергоблоков 800 и 1200 МВт с турбинами К-800-240 и К-1200-240 были освоены в производстве более крупные охладители этого типа М-540. Выпуск охладителей М-240 был также освоен УТМЗ для системы маслоснабжения теплофикационной турбины Т-250/300-240. Основные характеристики этих охладителей приведены в табл. 2.15. Представление об их конструкции дает рис. 2.31 [26—29]

Таблица 2.15. Основные технические характеристики маслоохладителей

Наименование характеристики	ценные характеристики для аппаратов	
	М-240М	М-540
Полная поверхность охлаждения,	240	540
Коэффициент оребрения труб	11	11
Номинальный расход, м <sup>3</sup> /ч:		
масла	165	330
воды	150	300
Число ходов масла	1	1
Номинальная температура масла, °С:		
на входе	55	55
на выходе	45	45
Номинальная начальная температура воды, °С	33	33
Число ходов воды	2	2
Расчетное гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:		
воды	0,030	0,018
масла	0,025	0,0374
Расчетное значение коэффициента теплопередачи при номинальном режиме, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	329,1	272,1
Общее число оребренных труб, шт.	184	444
Диаметр и толщина труб, несущих оребрение, мм	19×1	19×1
Полная высота аппарата, мм	3522	3625
Наружный диаметр корпуса, мм	850	1200
Масса аппарата сухая, кг	2990	5796

Маслоохладители М-240М и М-540, рассчитанные на охлаждение турбинного масла марки Т<sub>22</sub> и Т<sub>п-22</sub>, представляют собой вертикальный кожухотрубный теплообменник, поверхность охлаждения которого набрана из труб, несущих снаружи спиральное проволочное петельное оребрение, припаянное к поверхности трубы. Схема оребренной трубки показана на рис. 2.32.

В аппаратах М-240М и М-540 вода движется внутри труб, а масло — вдоль труб снаружи. Концы труб, несущих оребрение, крепятся в трубных досках с помощью вальцовки. В пучке между

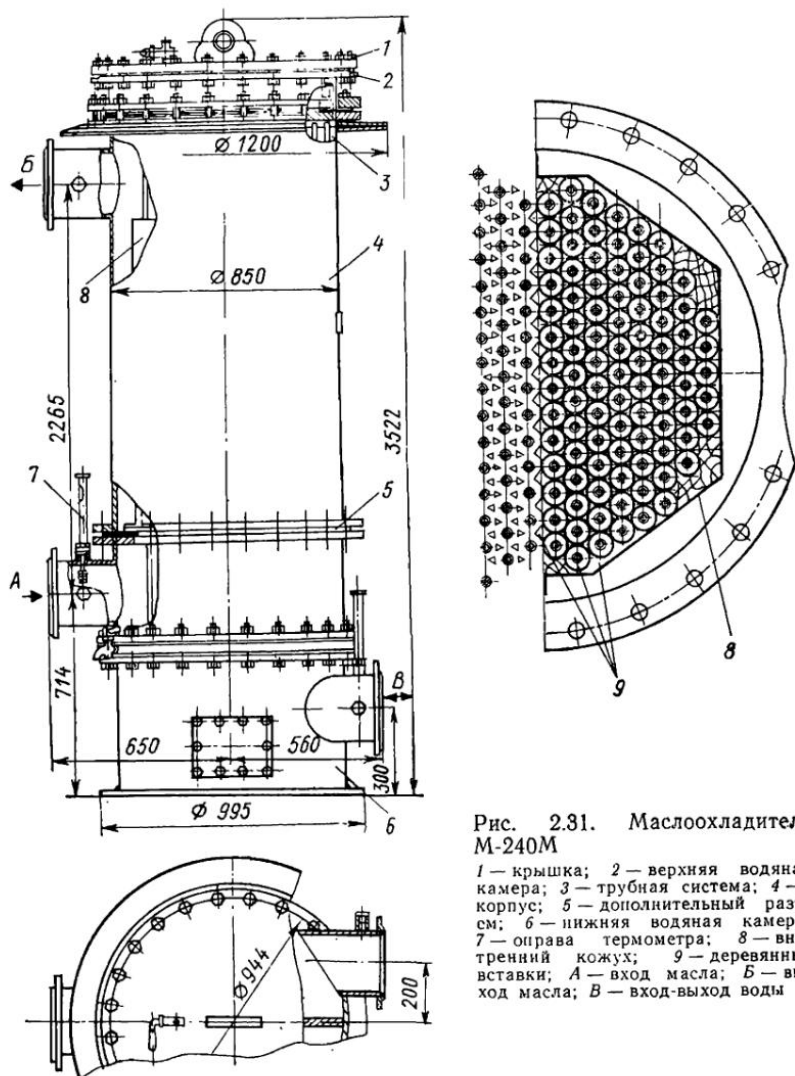


Рис. 2.31. Маслоохладитель М-240М

1 — крышка; 2 — верхняя водяная камера; 3 — трубная система; 4 — корпус; 5 — дополнительный разъем; 6 — нижняя водяная камера; 7 — оправа термометра; 8 — внутренний кожух; 9 — деревянные вставки; А — вход масла; В — вход-выход воды

соседними трубками, расположенными в вершинах равностороннего треугольника, образуются свободные полости с поперечным сечением, близким к треугольнику. Для устранения холостых протечек масла они закрываются специальными деревянными или пластмассовыми вставками. Масло в аппаратах, таким образом, движется в каналах, образованных наружными поверхностями труб,

несущих оребрение, и вставками. Сами каналы оказываются заполненными витками проволочного оребрения, увеличивающего поверхность теплообмена, способствующего разрушению пограничного слоя на поверхности труб и турбулизации потока масла.

Температурные расширения трубной системы относительно корпуса в аппаратах обеспечиваются линзовым компенсатором и мембраной в верхней части корпуса.

Оребрение выполнено из красно-медной проволоки диаметром 0,69 мм. Для придания жесткости трубный пучок снаружи по вставкам стягивается стальными бандажными проволоками и заключается в дополнительный внутренний кожух. Верхняя водяная камера имеет нижний внутренний фланец для присоединения ее к верхней «плавающей» трубной доске и закрепления по внутреннему контуру гибкой мембраны, соединяющей эту трубную доску с верхним фланцем на корпусе.

Подробные исследования трубчатых поверхностей с проволочным оребрением были выполнены в Московском институте инженеров железнодорожного транспорта и в Брянском институте транспортного машиностроения [30]. На их основе были даны рекомендации по расчету и проектированию охладителей масла с поверхностью из труб

Рис. 2.32. Схема проволочной навивки на трубках маслоохладителя 1 — несущая трубка; 2 — проволочная навивка; 3 — проволока, крепящая витки; обозначения в скобках — для гл. 4

с таким оребрением. Стендовые исследования опытного охладителя с поверхностью 13,8 м<sup>2</sup> (поверхность по гладким трубкам 1,25 м<sup>2</sup>) в течение примерно 200 ч не выявили склонности к загрязнению проволочной навивки [31].

Коэффициент теплопередачи от масла к воде, отнесенный к полной поверхности в аппаратах рассматриваемого типа, определяется выражением

$$K = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\beta\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{м}}}}, \quad (2.22)$$

где  $\beta = \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{гл}}} \approx 11$  — коэффициент оребрения (отношение полной поверхности к гладкой);  $\delta$  — толщина стенки трубки;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала трубки;  $\alpha_{\text{в}}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки трубки в воде;  $\alpha_{\text{м}}$  — коэффициент теплоотдачи от масла к стенке.

Для подсчета  $\alpha_{\text{м}}$  в работе [31] рекомендовано уравнение

$$\alpha_{\text{м}} = 2,94 \frac{\lambda_{\text{м}}}{d_{\text{з}}} \text{Re}_{\text{м}}^{0,395} \text{Pr}_{\text{м}}^{0,3}. \quad (2.23)$$

В (2.23) физические свойства масла взяты при его средней температуре, а в качестве характерного линейного размера принят эквивалентный диаметр (рис. 2.32):

$$d_э = \frac{\pi (D_{2вн}^2 - d_{1н}^2)}{\pi (D_{2вн} + d_{1н})} = D_{2вн} - d_{1н} = 0,0254 \text{ м.} \quad (2.24)$$

Для определения гидравлического сопротивления масляного тракта были рекомендованы зависимости:

в диапазоне  $Re_m = 150 \div 750$

$$\Delta P_m = 0,575 \rho_m \omega_m^2 Re_m^{-0,9}; \quad (2.25)$$

в диапазоне  $Re_m = 750 \div 2500$

$$\Delta P_m = 0,098 \rho_m \omega_m^2 Re_m^{-0,65} \quad (2.26)$$

Испытания охладителей М-240 и М-240М, проводившиеся ЦКТИ на Конаковской (в схеме турбины 300 МВт) и Славянской (в схеме турбины 800 МВт) ГРЭС [33], и опыт их эксплуатации на других ГРЭС выявили ряд эксплуатационных и конструктивных недостатков [26]. К первым, в частности, относятся: существенно более низкая в сравнении с данными, полученными на опытном образце, тепловая эффективность серийных аппаратов; достаточно высокая загрязняемость шламом проволочного оребрения в условиях эксплуатации; заметный рост, по мере загрязнения проволочного оребрения, гидравлического сопротивления масляного тракта; практическая невозможность очистки от загрязнения охлаждающей поверхности; недостаточная, так же как и в гладкотрубных охладителях, герметичность масляных полостей аппарата.

Конструктивными недостатками являются: невозможность замены поврежденных трубок; отсутствие надежного крепления насадки и невозможность контроля за ее фактическим положением; наличие дополнительного фланцевого разъема в нижней части корпуса и малоэффективного дополнительного внутреннего кожуха; расположение шпилек, крепящих верхнюю водяную камеру к верхней трубной доске, в воде, что вызывает их коррозию; практическая ненужность линзового компенсатора на корпусе, так как необходимая компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса вполне обеспечивается мембраной, соединяющей верхнюю трубную доску с верхним фланцем корпуса.

На рис. 2.33 дана опытная зависимость гидравлического сопротивления масляного тракта охладителя М-240 от расхода масла для средней его температуры  $50^\circ\text{C}$  [26]. Сопоставление опытного и расчетного значений гидравлического сопротивления охладителя показывает, что его фактическое значение уже после первых 1,5—2 лет эксплуатации существенно (на 47 %) превысило расчетное.

На рис. 2.34 опытные данные [26] по гидравлическому сопротивлению масляного тракта этого охладителя представлены в форме зависимости  $Eu_m = f(Re_m)$ . Здесь же нанесена аналогичная зависимость для опытного охладителя и расчетные данные завода-изготовителя. Сопоставление результатов опытов, проведенных в



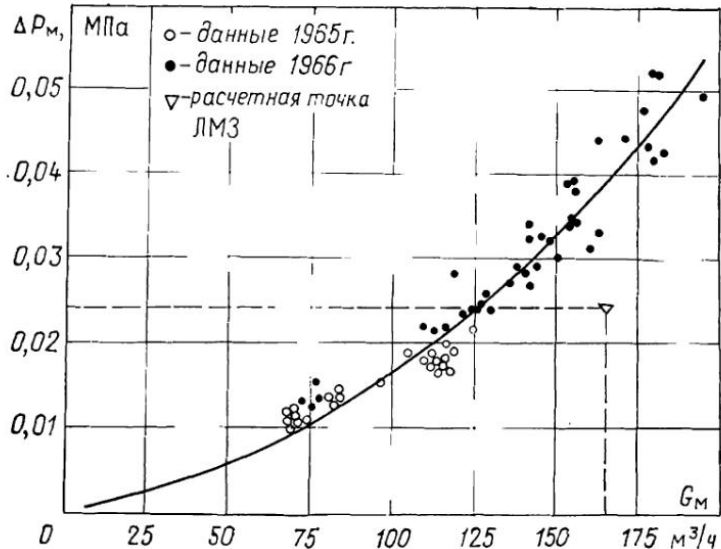


Рис. 2.33. Зависимость гидравлического сопротивления масляного тракта охладителя М-240 от расхода масла

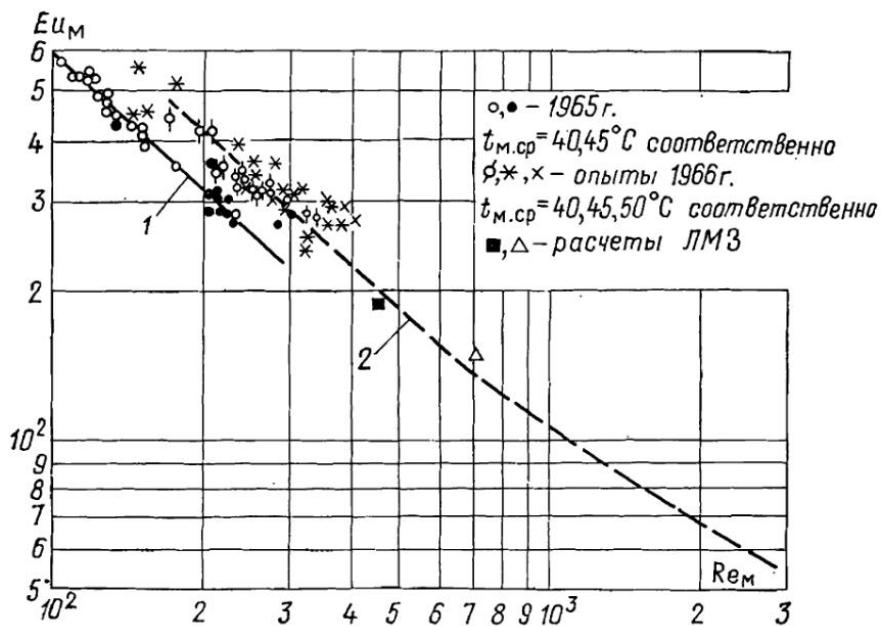


Рис. 2.34. Результаты обработки опытных данных по сопротивлению масляного тракта охладителя М-240 в критериальной форме  
 1 — по данным испытаний охладителя М-240 в 1965 г.; 2 — по данным опытов П. Г. Третьякова [32]

начальный период эксплуатации (1965 г.) и через год (1966 г.), выявило постепенное повышение гидравлического сопротивления масляного тракта охладителя вследствие прогрессирующего загрязнения проволоочной навивки. Проведенная проверка показала, что примерно через 1 год эксплуатации толщина слоя шлама на витках навивки достигла 1,0—1,5 мм.

На рис. 2.35 для разных расходов воды через аппарат даны зависимости средних коэффициентов теплопередачи в охладителе

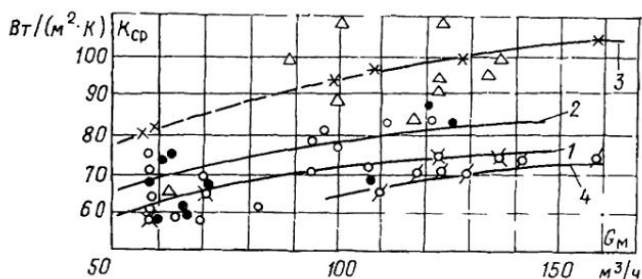


Рис. 2.35. Зависимости средних коэффициентов теплопередачи в охладителе М-240 от расходов масла и воды

1 —  $G_B = (25 \pm 5)$  т/ч,  $t_{1B} = (14 \div 14,5)$  °С,  $t_{1M} = (42 \div 48)$  °С; 2 —  $G_B = (40 \pm 10)$  т/ч,  $t_{1B} = (9,1 \div 32,7)$  °С,  $t_{1M} = (43,65 \div 50,6)$  °С; 3 —  $G_B = (65 \pm 10)$  т/ч,  $t_{1B} = (13,4 \div 33,7)$  °С,  $t_{1M} = (42,7 \div 51,4)$  °С; 4 —  $G_B = (13 \div 50)$  т/ч,  $t_{1B} = 8$  °С и  $t_{1M} = (47 \div 50)$  °С;  $\Delta$  —  $G_B = (90 \pm 10)$  т/ч,  $t_{1B} = (13,1 \div 19,4)$  °С,  $t_{1M} = (47,8 \div 50,8)$  °С

М-240 в функции расхода масла. Опытные значения коэффициентов теплопередачи в испытанном аппарате не превышали 105—110 Вт/(м²·К) против 329 Вт/(м²·К) по расчету завода для номинального режима [26]

Все вместе взятое показывает неперспективность данного типа охладителей для систем маслоснабжения турбин мощных энергоблоков ТЭС и АЭС.

### 2.2.2. Аппараты с поверхностью из труб с низким накатным оребрением

Так как опыт эксплуатации охладителей с проволоочно-петельным оребрением на трубах оказался не вполне удовлетворительным, а их испытания показали, что они не имеют преимуществ по сравнению с гладкотрубными, НЗЛ для своих газотурбинных и компрессорных установок разработал охладители масла с поверхностью из труб с наружным низким накатным оребрением [14, 15, 32—37]. Схема трубы с таким оребрением показана на рис. 2.36.

Технология изготовления труб с накатным оребрением и соответствующее оборудование для их массового производства были разработаны [38]. К моменту начала на НЗЛ работ по созданию охладителей масла с поверхностью из труб с накатным винтовым

оробрением уже имелся опыт успешного применения такого типа поверхностей в ряде других теплообменных аппаратов.

При накатке спиральных ребер наблюдается уменьшение внутреннего диаметра трубы и ее удлинение примерно на 10 %. Концы труб при накатке ребер остаются гладкими.

Первые охладители этого завода имели полную поверхность 2,465 м<sup>2</sup> (72 стальные трубы диаметром и толщиной стенки 22 × 3 мм; коэффициент оребрения  $\phi = F_{ор}/F_{гл} \approx 2$ ; длина труб 250 мм; шаги размещения труб в пучке  $s_1 = 24$  мм и  $s_2 = 20$  мм) и 10,4 м<sup>2</sup> (латунные трубы 14 × 1,5 мм;  $\phi \approx 1,86$ ; расположение труб — по вершинам равностороннего треугольника;  $s_1 = 17$  мм; активная длина труб 850 мм; перегородки типа «диск — кольцо»; масло совершает 14 ходов).

Исследования показали, что применение оребренных труб вместо гладких позволяет в 1,58—1,96 раз увеличить компактность

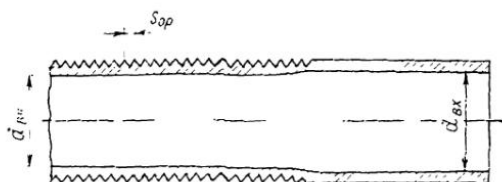


Рис. 2.36. Схема трубы с поперечно-винтовым накатным оребрением треугольного сечения

аппаратов, уменьшить на 17,7—21 % затраты труб на их изготовление и сократить на 37—49 % расход металла на корпус охладителя [32]. В опытном охладителе уплотнения зазоров в масляной полости не производилось. В дальнейшем на НЗЛ был освоен выпуск пяти унифицированных охладителей масла с поверхностью из труб с таким оребрением: МРУ-3, МРУ-6, МРУ-10, МРУ-19 и МРУ-30 [32—36]. Основные технические характеристики этих аппаратов приведены в табл. 2.16. Представление об их конструктивных особенностях дает рис. 2.37

Основными отличиями рассмотренных охладителей от гладкотрубных аппаратов этого же завода является применение низкоуглеродистых труб из латуни или сплава МНЖ5-1 для поверхности охлаждения и комбинированных двухслойных перегородок типа «диск — кольцо». Полная площадь наружной поверхности одного погонного метра оребренной трубы составляет 0,0816 м<sup>2</sup>. Уплотнительный слой комбинированной перегородки представляет собой лист пластифицированной полихлоридной смолы толщиной 2 мм, закрепленный между стальными листами толщиной 1,5 мм и разъемными металлическими кольцами. Применение таких перегородок позволило устранить сразу все три зазора ( $\delta_1$ ,  $\delta_2$  и  $\delta_3$ ), имеющиеся в масляной полости таких кожухотрубных аппаратов.

В кольцевых перегородках наружный диаметр листа пластика на 5—6 % больше внутреннего диаметра корпуса. При заводке

Таблица 2.16. Основные технические характеристики оребренных маслоохладителей

Наименование характеристики	Значение характеристики				
	МРУ-	МРУ	7-10	МРУ-19	МРУ-30
Полная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	3,2	6,4	10,4	19,6	34
Коэффициент оребрения труб	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
Номинальный расход, м <sup>3</sup> /ч:					
масла	8,4	15	29,4	45	86,4
воды	22	22	54	54	125
Число ходов масла	22	24	18	20	12
Номинальная температура масла, °С:					
на входе	60	60	60	60	56
на выходе	50	50	50	50	45
Номинальная начальная температура воды, °С	30	30	30	30	28
Число ходов воды	2	2	2	2	
Расчетное гидравлическое сопротивление охладителя при номинальном расходе, МПа:					
воды	0,045	0,055	0,050	0,070	0,10
масла	0,20	0,20	0,23	0,25	0,10
Расчетное значение приведенного к полной поверхности коэффициента теплопередачи при номинальном режиме, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	450	450	450	450	450
Общее число оребренных труб, шт.	78	78	150	150	294
Диаметр и толщина стенки труб, несущих оребрение, мм	14×1,5	14×1,5	14×1,5	14×1,5	14×1,5
Длина труб между трубными досками, м	0,498	1	0,85	1,6	1,42
Полная высота аппарата, мм	920	1420		—	1940
Наружный диаметр корпуса и толщина его стенки, мм	219×6	219×6	295×6	295×6	426×6
Масса аппарата сухая, кг	127	153	262,4	364,1	617

пучка в корпус наружные кромки уплотняющих пластиковых листов в этих перегородках отгибаются и прижимаются к внутренней поверхности корпуса, закрывая тем самым зазоры  $\delta_1$ . При этом отпадает необходимость в операции по проточке внутренней поверхности корпуса. Закрытие зазоров  $\delta_2$  и  $\delta_3$  осуществляется за счет того, что при наружном диаметре труб  $14_{-0,2}^{+0,1}$  мм диаметр отверстий в пластиковых листах перегородок «кольцо — диск» принят равным  $13,5 \pm 0,1$  мм. В стальных листах перегородок отверстия для прохода трубок выполняются равными  $15_{-0,2}$  мм. С целью

расширения диапазона чисел  $Re$  испытания охладителя МРУ-6 производились на масле и воде, а МРУ-3 и МРУ-35 — на масле, воздухе и воде.

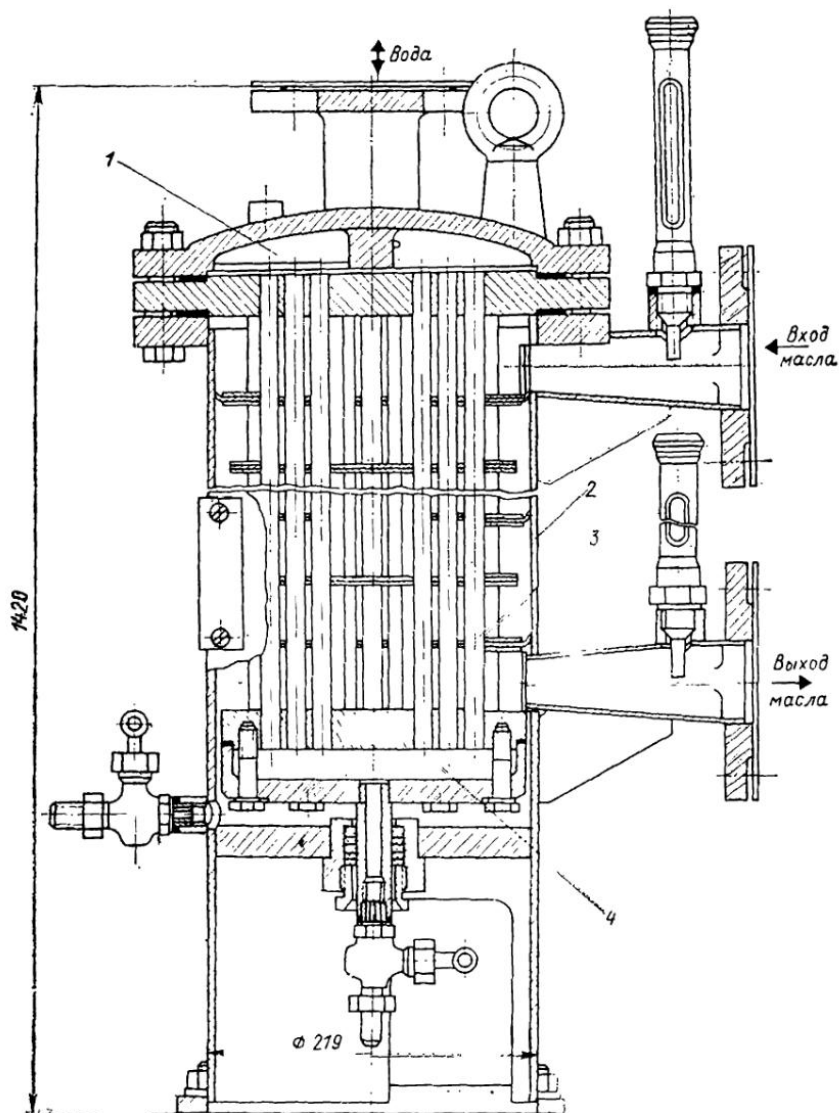


Рис. 2.37. Маслоохладитель МРУ-6

1 — верхняя водяная камера; 2 — корпус; 3 — трубная система; 4 — нижняя водяная камера

Для определения коэффициента теплоотдачи по ходу масла в охладителях, подобных рассмотренным (с закрытыми зазорами), в [15, 35] рекомендована формула (4.33), а для расчета потерь

давления — формула (4.100). За характерный линейный размер в них принят наружный диаметр оребрения  $d_n$  (см. рис. 2.36), за расчетную скорость масла — скорость его в минимальном сечении пучка труб.

### 2.3. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЛЯ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

Сравнительную оценку теплогидравлических показателей разных типов поверхностей для маслоохладителей наиболее правильно осуществлять с помощью энергетических коэффициентов  $E_1$  и  $E_2$ ,

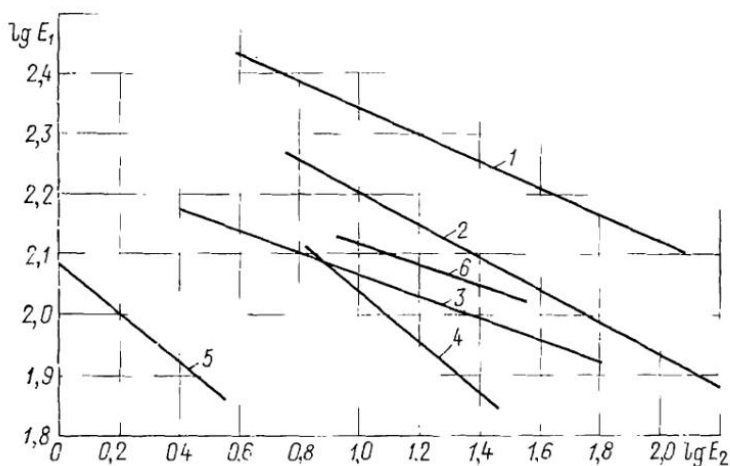


Рис. 2.38. Сравнение энергетических показателей поверхностей для маслоохладителей, работающих на турбинном масле марки Л

предложенных М. В. Кирпичевым, А. А. Гулманом и В. М. Антуфьевым.

Эти коэффициенты определяются по следующим соотношениям:

$$E_1 = \frac{Q}{G \Delta t}; \quad E_2 = \frac{Q}{AN \Delta t}, \quad (2.27)$$

где  $Q$  — количество теплоты, переданной в данном аппарате;  $G$  — масса поверхности теплообмена,  $\Delta t$  — среднелогарифмический температурный напор;  $A$  — тепловой эквивалент механической энергии;  $N$  — мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя в теплообменнике данного типа.

В логарифмических координатах связь между этими коэффициентами выражается прямой линией.

На рис. 2.38 даны результаты выполненного М. Н. Лифшицем и С. А. Кондаковым (Брянский институт транспортного машиностроения) анализа эффективности ряда теплообменных поверхностей для маслоохладителей на основе коэффициентов  $E_1$  и  $E_2$ .

Приведенные зависимости получены для нижеследующих исходных данных.

*Линия 1.* Трубка со спирально-ленточным оребрением при оптимальном соотношении скоростей воды и масла (диаметр несущей трубки — 14 мм; число петель в витке оребрения — 19,5; ширина ленты оребрения — 3,5 мм; наружный диаметр оребрения — 31,5 мм; материал оребрения — медь М3; толщина ленты — 0,1 мм; продольный шаг — 4,98 мм; эквивалентный диаметр — 2,8 мм; коэффициент оребрения — 19,2; материал трубки — латунь Л62).

*Линия 2.* Трубка с проволоочно-петельным оребрением [30] при оптимальном соотношении скоростей воды и масла (диаметр несущей трубки — 15 мм; диаметр проволоки — 0,5 мм; высота оребрения — 8 мм, наружный диаметр оребрения — 31 мм; число витков на 1 м трубки — 200; эквивалентный диаметр — 1,47 мм; материал трубки — латунь Л68; материал проволоки — медь).

*Линия 3.* Стальная трубка со спирально-ленточным оребрением (см. данные к линии 1).

*Линия 4.* Пластинчатая поверхность со сфероидальным выступом ( $\delta = 1$  мм;  $\omega_n = 0,5$  м/с;  $\omega_m = 0,5 \div 1,0$  м/с).

*Линия 5.* Пластинчатая поверхность [39] с гофрами в елку ( $\delta = 1$  мм;  $\omega_n = 0,5$  м/с;  $\omega_m = 0,5 \div 1,0$  м/с).

*Линия 6.* Трубка с продольным оребрением [40] при оптимальном соотношении скоростей воды и масла (диаметр несущей трубки — 10 мм; высота ребра — 3 мм; число ребер — 12; толщина ребра — 0,1 мм; материал трубки и оребрения — медь, коэффициент оребрения — 3,29).

Сопоставление проведено для одинаковых температурных напоров. Кроме теплогидравлических показателей, при окончательном выборе типа поверхности теплообмена для рассматриваемых теплообменников необходимо учитывать также следующие факторы: обеспечение надежности конструкции (герметичность, возможность чистки, незагрязняемость); технологичность изготовления и монтажа; ремонтпригодность; стоимость изготовления; дефицитность исходных материалов.

## 2.4. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТИПЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ МАСЛА

Герметизация масляных полостей охладителей масла является на сегодня главной проблемой в данном виде оборудования. В аппаратах кожухотрубного типа ее успешное решение определяется в основном тремя факторами: совершенствованием узла соединения концов труб с трубными досками; правильным выбором материалов соединяемых деталей (труб и трубных досок); обеспечением компенсации температурных расширений труб относительно корпуса.

Проверенным в длительной эксплуатации на многих видах теплообменного оборудования атомных энергоустановок является закрепление труб в трубных досках с помощью качественной вальцовки и последующей приварки концов труб к доскам. Применение таких соединений труб с трубными досками позволяет создать герметичную цельносварную трубную систему маслоохладителя, надежную и не зависящую от соотношения давлений воды и масла.

Переход на указанный тип соединения требует пересмотра ассортимента материалов труб и трубных досок (для них рекомен-

двух применяется материалы, приведенные в табл. 2.10). При использовании охлаждающей воды с содержанием соли выше 5000 мг/л необходимо предусматривать соответствующую протекторную защиту [41]. В табл. 2.17 указаны стали для труб маслоохладителей.

Таблица 2.17 Химический состав и основные механические свойства стальных труб для маслоохладителей

Компонент	Содержание компонента (%) для марок сталей			
	08X18H10T	08X14MФ	08X21H6M2T	08X22H6T
<i>Химический состав</i>				
Fe	Основной	Основной	Основной	Основной
C	Не более 0,08	0,05—0,10	Не более 0,08	Не более 0,08
Si	Не более 0,8	0,2—0,45	Не более 0,8	Не более 0,8
Mn	Не более 2,0	0,8—1,2	Не более 0,8	Не более 0,8
Cr	17,0—19,0	13—14,5	20,0—22,0	21,0—23,0
Mo	—	0,2—0,4	1,8—2,5	—
V	—	0,15—0,30	—	—
Ce	—	0,04	—	—
S	0,020	0,020	0,025	0,025
P	0,035	0,035	0,035	0,035
Ni	9,0—11,0	—	5,5—6,5	5,3—6,3
T	5С—0,7	—	0,20—0,40	5С—0,65
<i>Механические свойства</i>				
Временное сопротивление, МПа	560	550	—	600
Относительное удлинение, %	37	34,5	—	20,0
Плотность, г/см <sup>3</sup>	0,805	—	—	0,775

С учетом сказанного и сложившейся технологии производства перспективно применение охладителей масла с гладкими и оребренными трубами (низкое накатное оребрение), перегородками типа «диск — кольцо» в межтрубном пространстве и уплотненными зазорами, как это осуществлено в аппаратах типа МРУ (см. § 2.2), а также охладителей масла типа МБРГ с поверхностью из труб с продольным приварным оребрением, в которых поверхность теплообмена набрана из определенного числа практически одинаковых элементов «труба в трубе», разработанных НПО ЦКТИ [42].

На основе работ НЗЛ был выполнен проект серии охладителей масла с поверхностью из труб с низким накатным оребрением (см. рис. 2.36). Оно может быть получено на серийных станах типа ХПРТ20-40Н или их модификациях как на стальных трубах, так и на трубах из цветных металлов. В табл. 2.18 даны расчетные технические характеристики таких аппаратов [43].



Таблица 2.18. Основные проектные технические характеристики охладителей масла с поверхностью из низкорезбистых труб

Наименные характеристики	Значение характеристики для аппаратов по расходу масла, м <sup>3</sup> /ч			
	120	135	150	165
Номинальный расход масла через один охладитель, т/ч	105	118,1	131,5	144,4
Номинальная температура масла, °С:				
на входе	55	55	55	55
на выходе	45	45	45	45
Номинальный расход охлаждающей воды при кратности охлаждения 1,6 м <sup>3</sup> /ч	168,5	189,0	210	173,4
Номинальная начальная температура охлаждающей воды, °С	33	33	33	33
Коэффициент оребрения	2,3	2,3	2,3	2,3
Число ходов масла в аппарате	10	8	8	8
Число ходов воды в аппарате	2	2	2	2
Общее число трубок в аппарате	358	403,0	447,0	468
Наружный и внутренний диаметры труб, мм	19/16	19/16	19/16	19/16
Скорость масла в среднем сечении пучка, м/с	1,2	1,2	1,2	1,2
Значение коэффициента теплопередачи (с учетом загрязнения) для нержавеющей труб, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	405	405	405	405
Полная рабочая поверхность охладителя, м <sup>2</sup>	110	120	130	150
Активная длина труб, мм	1920	1920	1920	1920
Гидравлическое сопротивление по маслу, МПа	0,067	0,055	0,053	0,054
Наружный диаметр корпуса, мм	680	706	736	736
Полная высота аппарата, мм	2820	2820	2820	2820

Опыт НЗЛ по освоению производства охладителей масла типа МРУ с уплотненными зазорами подтверждает техническую возможность осуществления по описанной схеме и еще более крупных теплообменников для турбин мощных энергоблоков. Поверхности из стальных труб с наружным плоским приварным оребрением для охладителей масла унифицированы с принятыми в подогревателях мазута типа ПМР (см. рис. 4.7). Охладители с этим типом поверхности получили обозначение МБРГ. В них поверхность охлаждения набрана из элементов «труба в трубе», на наружной поверхности внутренней трубы имеется продольное приварное желобчатое оребрение из стальной ленты. Масло движется в кольцевом канале, разделенном системой ребер на ряд параллельных каналов, а охлаждающая вода — внутри труб с продольными ребрами. В аппарате, выполненном по такой схеме, при необходимости может быть произведена дополнительная интенсификация теплообмена за счет введения разрезки ребер и отгибки их кромок в местах разрезов. Концы оребренных труб закрепляются в верхней

и нижней трубных досках на вальцовке с приваркой концов к трубным доскам.

В охладителях типа МБРГ применяются трубы со следующими характеристиками оребрения: число желобов — 12; общее число ребер на трубе — 24; толщина ребер 0,6—0,7 мм; высота ребер — 6,5 мм; для трубы, несущей оребрение,  $d_{1н} = 28$  мм, толщина стенки — 1,4 мм, коэффициент оребрения  $\phi = 4,55$ ; труба наружная  $d_{2вн} = 43$  мм,  $\delta_{ст} = 1$  мм, длина оребренного участка 2850 мм; материал трубы, несущей оребрение, — стали, указанные в табл. 2.17

НПО ЦКТИ была спроектирована серия охладителей типа МБРГ на единичную производительность по маслу 200; 320; 400; 500; 600 и 800 м<sup>3</sup>/ч (табл. 2.19). Их выпуск регламентирован РТМ 108.020.39—81.

Таблица 2.19. Технические характеристики серии охладителей типа МБРГ по РТМ 108.020.39—81

Характеристика	Тип маслоохладителя					
	МБРГ-200	МБРГ-320	МБРГ-400	МБРГ-500	МБРГ-600	МБРГ-800
Номинальный расход масла, м <sup>3</sup> /ч	200	320	400	500	600	800
Расход охлаждающей воды при $m = 1,2$ , м <sup>3</sup> /ч	210	336	420	526	631	840
Гидравлическое сопротивление по воде, МПа	0,0064	0,0065	0,0065	0,0066	0,0066	0,0065
Полная высота аппарата, мм	4300	4400	4500	4550	4600	4700
Наружный диаметр корпуса, мм	1220	1420	1420	1620	1732	2000
Общее число элементов «труба в трубе» в пучке	272	436	544	678	816	1088

Примечание. Начальная температура масла для всех маслоохладителей составляет 53 °С, начальная температура воды 33 °С. Расчетный приведенный коэффициент теплопередачи при  $\omega_M = 0,55$  м/с составляет 910 Вт/(м<sup>2</sup>·К), гидравлическое сопротивление по маслу 0,048 МПа.

Охладители МБРГ могут быть вертикального или горизонтального исполнения. Тепловые и гидравлические характеристики их были рассчитаны по методам, приведенным в гл. 4. Созданию этих охладителей масла предшествовали исследования на моделях натурных элементов «труба в трубе» (см. гл. 5), проведенные авторами, которые показали, что при движении масла в длинных и узких каналах, образованных несрезными ребрами, степень турбулизации потока недостаточна. Для интенсификации теплообмена была осуществлена рассечка ребер с отгибкой концов их в местах разрезки (шаг разрезки ребер  $s_p$  был выбран равным 50 и 200 мм). (Схему разрезки см. на рис. 4.7) Опыты показа, при  $s_p = 50$  мм эффективность теплообмена возрастает примерно на 25—

30 % в сравнении с теплообменом при неразрезных ребрах, а гидравлическое сопротивление масляного тракта практически сохраняется на прежнем уровне (рис. 2.39 и 2.40).

Основными преимуществами охладителей типа МБРГ являются: герметичность масляной полости; отсутствие необходимости в про-

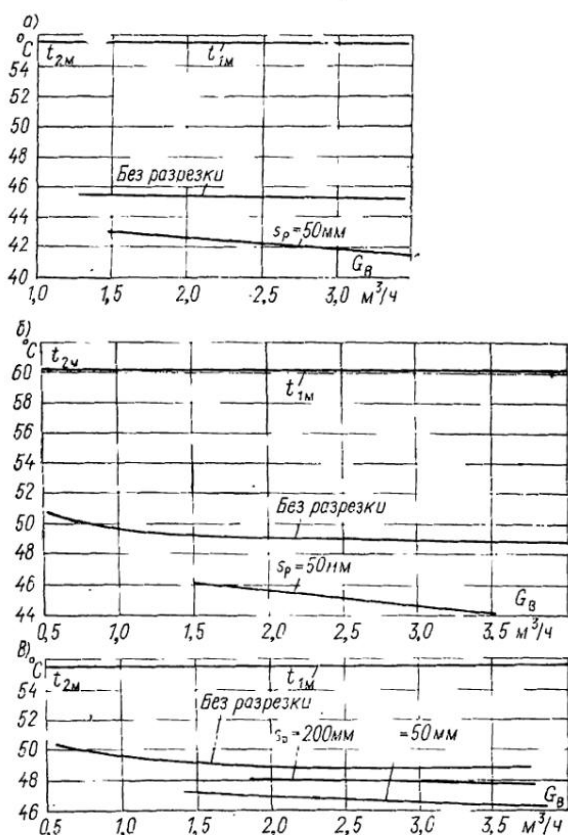


Рис. 2.39. Зависимости температуры масла  $t_{2M}$  на выходе из модели охладителя типа МБРГ от расходов воды и масла ( $G_M = 2,14 \text{ м}^3 = \text{const}$ ) для следующих начальных температур воды и масла: а —  $t_{1B} = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_{1M} \approx 55,5^\circ\text{C}$ ; б —  $t_{1B} = 20^\circ\text{C}$ ,  $t_{1M} = 60,2^\circ\text{C}$ ; в —  $t_{1B} = 33^\circ\text{C}$ ,  $t_{1M} = 55,5^\circ\text{C}$

точке внутренней поверхности корпуса; (4 ÷ 5)-кратное сокращение суммарной длины контура соединения труб с трубными досками (под последним понимается величина  $\Pi = \pi d_{1н} n \cdot 2$ , где  $d_{1н}$  — наружный диаметр трубы, несущей оребрение;  $n$  — число труб в пучке); устранение холостых протечек масла рабочей части трубного пучка; возможность изготовления корпусов охладителей из сварных труб большого диаметра; использование освоенного в серийном производстве типа поверхности теплообмена — труб с про-

дольным приварным желобчатым оребрением со стороны хода масла; значительно меньшая загрязняемость и более легкая очищаемость труб с продольным оребрением в сравнении с гладкотрубными кожухотрубными охладителями масла и охладителями с поверхностью из труб с проволочно-петельным оребрением; существенно меньшая общая потребность в трубах в сравнении с серийными охладителями масла; практически неограниченная возможность увеличения производительности охладителей по маслу, так как решение этой задачи достигается за счет увеличения числа

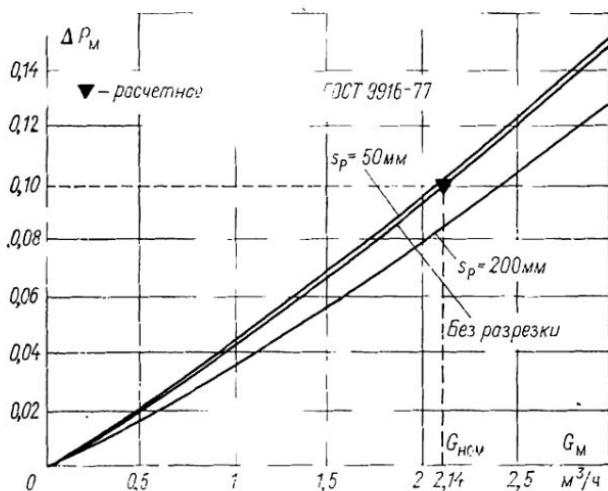


Рис. 2.40. Зависимости гидравлического сопротивления масляного тракта модели охладителя типа МБРГ от расхода масла (средняя температура масла 50—52 °С)

устанавливаемых в трубном пучке однотипных элементов «труба в трубе» с сохранением герметичности масляного тракта; возможность осуществления поточного производства за счет применения освоенных автоматизированных технологических процессов изготовления большинства деталей и узлов охладителей и принятой высокой степени их унификации.

Два головных образца новых охладителей — аппараты типа МБРГ-42-150 изготовлены НПО ЦКТИ и установлены в системе маслоснабжения двух серийных турбин мощностью 300 МВт (рис. 2.41) В них принято противоточное движение теплообмениваемых сред. Верхняя трубная доска и закрепленная на ней водяная камера соединены с корпусом с помощью гибкой мембраны. Сборка кожухов элементов имеет трубные доски, по периферии которых установлены сборные мембранно-лепестковые уплотнения. Последние подгибаются при одевании сверху корпуса аппарата. В каждом из двух ходов масло движется по системе параллельных кольцевых каналов с расположенными в них продольными разрезами.

Переход на применение описанных охладителей масла в сочетании с циркулярными схемами охлаждения позволит предот-

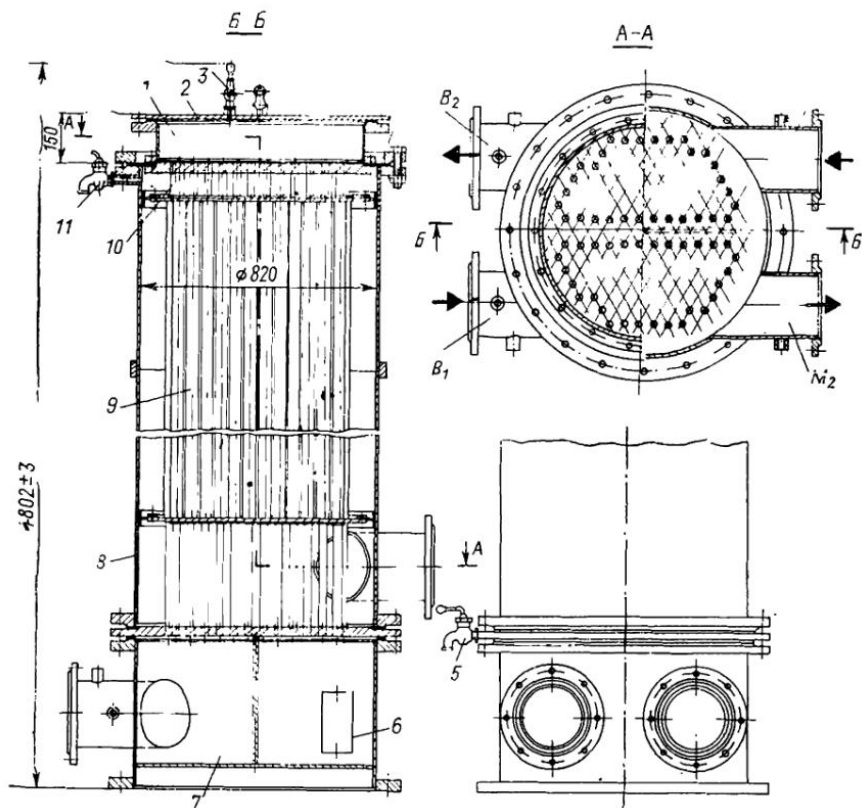


Рис. 2.41. Общий вид опытного маслоохладителя типа МБРГ-42-150

1 — верхняя водяная камера; 2 — крышка; 3, 11 — краны-воздушники; 4 — мембрана; 5 — кран спуска масла; 6 — лаз; 7 — нижняя водяная камера; 8 — корпус; 9 — сборка кожухов; 10 — трубная система;  $B_1$ ,  $B_2$  — водяные патрубки;  $M_1$ ,  $M_2$  — масляные патрубки

вратить загрязнение природных водоемов турбинными маслами при сохранении высокой экономичности системы охлаждения.

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

### ТИПЫ, КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МАЗУТА

#### 3.1. ГЛАДКОТРУБНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ МАЗУТА

Одним из основных условий, обеспечивающих экономичное сжигание высоковязких мазутов, является поддержание определенного температурного режима по всему топливному тракту: от расход-

ных резервуаров до форсунок. Это обеспечивается за счет подогрева мазута в специальных теплообменниках, введения рециркуляции подогретого топлива и эжекционного смешения части потока горячего мазута с топливом, находящимся в расходных резервуарах (см. гл. 1).

С увеличением единичной мощности энергоблоков и электростанций существенно растет тепловая нагрузка каждого вспомогательного теплообменного аппарата, включая мазутоподогреватели. Так, для типовой ГРЭС мощностью 2400—3200 тыс. кВт с энергоблоками по 300 и 800 МВт на жидком топливе требуются подогреватели с единичной производительностью 240—400 т/ч, рассчитанные на повышенные тепловые нагрузки, что вызвано необходимостью более высокого подогрева сжигаемого мазута. Конечная температура подогрева мазута определяется его допустимой вязкостью перед горелками. Последняя регламентирована «Нормами технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей»: для ГРЭС и ТЭЦ с мазутом в качестве основного топлива — не более  $16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; для ГРЭС и ТЭЦ с использованием мазута в качестве растопочного топлива при механических форсунках — не более  $45 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

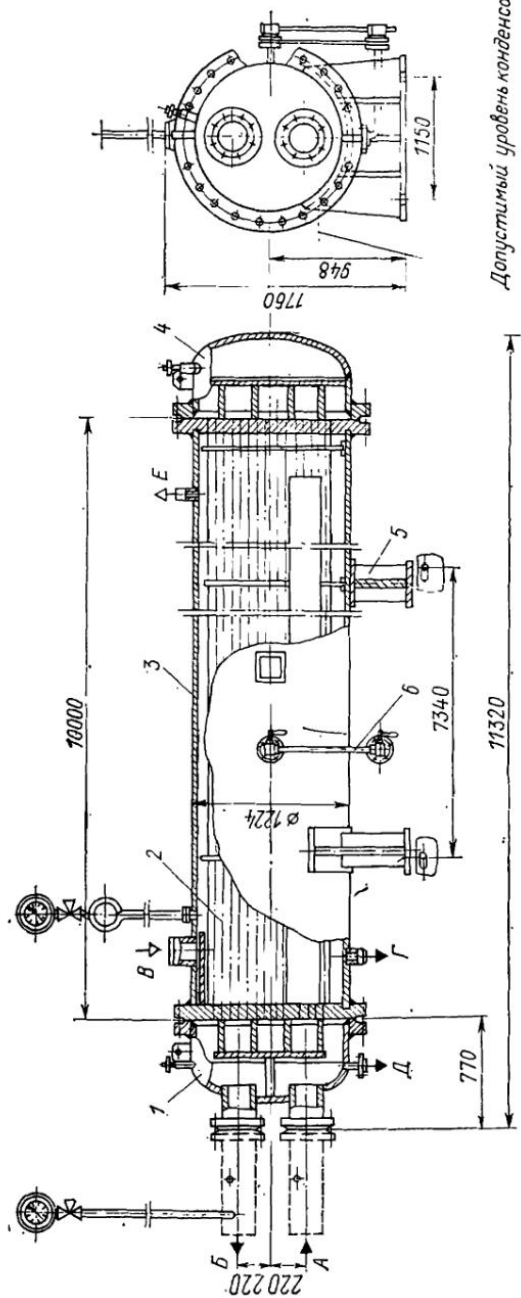
Для обеспечения вязкости  $16 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с температура подогрева высоковязких сернистых мазутов марок М-40 и М-100, предусмотренных к применению ГОСТ 10585—75\*, должна соответственно составить 110 и 125 °С. Для подогрева топлива обычно используется перегретый пар из отборов турбин или котлов. Чаще всего используется пар с давлением до 0,16 МПа и температурой до 300 °С.

Потребность в аппаратах данного назначения удовлетворяется до настоящего времени гладкотрубными кожухотрубными подогревателями мазута типа ПМ, секционными кожухотрубными подогревателями и секционными подогревателями типа «труба в трубе» [44—46]. Последние рассчитаны на малые расходы и изготавливаются непосредственно на объектах.

Подогреватели мазута типа ПМ рассчитаны на применение в одноступенчатых (аппараты ПМ-40-15 и ПМ-40-30) и двухступенчатых (аппараты ПМ-10-60 и ПМ-10-120) схемах мазутоподготовки (рис. 3.1). Основные технические характеристики этих аппаратов даны в табл. 3.1.

Конструктивно они выполнены одинаково и представляют собой аппараты с горизонтальным исполнением, теплопередающая поверхность которых набрана из прямых гладких труб наружным диаметром 38 мм и толщиной стенки 2,5 мм. Мазут движется внутри труб, пар — в межтрубном пространстве. Обе трубные доски в аппарате закреплены жестко. Все узлы подогревателей изготавливаются из углеродистой стали.

Трубы в трубных досках крепятся на вальцовке. Эллиптические днища совместно с трубными досками образуют камеры, которые разделяются перегородками на ряд отсеков, с помощью которых создается многоходовое движение мазута в аппаратах.



Допустимый уровень конденсата

Рис. 3.1. Подогреватель мазута типа ПМ-10-120

1 — мазутная камера; 2 — грубый пучок; 3 — поворотная мазутная камера; 5 — опора; 6 — водомерное стекло; А — вход мазута; В — выход мазута; В — вход пара; Д — дренаж мазута; Е — отсос воздуха

Таблица 3.1. Технические характеристики подогревателей мазута типа ПМ при номинальных параметрах рабочих сред

Наименование характеристики	Технические характеристики аппаратов			
	ПМ-40-15	ПМ-40-30	ПМ-10-60	ПМ-10-120
Расход мазута, т/ч	15	30	60	120
Давление мазута, МПа	4,0	4,0	1,0	1,0
Давление греющего пара, МПа	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура греющего пара, °С	200	200	200	200
Температура мазута М-100 на входе, °С	70	70	60	60
Температура мазута М-100 на выходе, °С	95	95	115	115
Гидравлическое сопротивление при номинальной производительности, МПа	0,165	0,265	0,265	0,265
Масса аппарата, заполненного водой	2730	7730	12 500	26 800
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	30	100	200	400

Подогреватели типа ПМ имеют по 12 ходов мазута, они рассчитаны на максимальный нагрев мазута до 125 °С паром с давлением до 1,3 МПа и температурой до 250 °С. Возможность использования этих подогревателей для подогрева высоковязких мазутов до 130—150 °С в длительной эксплуатации не проверена. В процессе эксплуатации данных подогревателей были выявлены некоторые их недостатки: значительные габариты и высокая металлоемкость из-за низкой эффективности теплопередачи; затрудненность очистки внутренней поверхности труб от отложений мазута вследствие большой длины труб ( $L = 10$  м) и их относительно малого диаметра ( $d_{вн} = 33$  мм); недостаточная гидравлическая плотность мазутной полости аппаратов и невозможность использования в цикле энергоустановки по этой причине конденсата греющего пара без дополнительной очистки.

### 3.1.1. Секционные подогреватели

Основным их элементом (рис. 3.2) является секция, представляющая собой трубчатый подогреватель из 12 труб диаметром и толщиной  $38 \times 4,5$  мм, длиной около 5 м. Концы труб закреплены неподвижных трубных досках. Внутри труб движется мазут, в межтрубное пространство поступает пар с давлением 0,8 МПа. Подогреватель обычно состоит из 16—25 секций, соединенных последовательно по ходу мазута с помощью «калачей» и патрубками для пара и конденсата. Расчетная скорость движения мазута составляет 1,7 м/с.

Опыт эксплуатации подогревателей показывает, что, несмотря на их достаточно высокую надежность и эффективность в первый



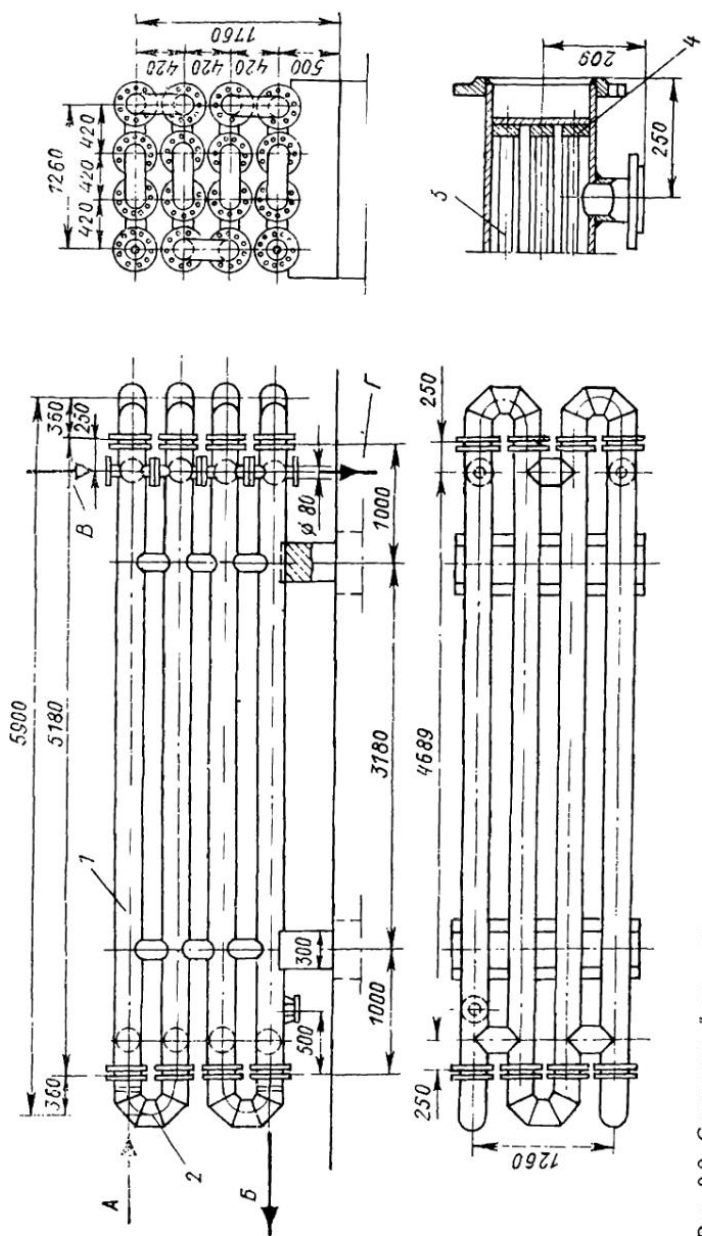


Рис. 3.2. Секционный подогреватель мазута  
 1 — секция подогревателя; 2 — поворотное колено; 3 — грубая поверхность нагрева; 4 — входная доска; А — вход мазута; Б — выход мазута; В — вход пара; Г — выход конденсата

период эксплуатации, отложения загрязнений на внутренней поверхности труб резко снижают их тепловую мощность. Это приводит к повышению гидравлического сопротивления подогревателей по ходу мазута и сокращению общей продолжительности их работы. Механическая очистка таких подогревателей трудоемка из-за большого числа разъемных соединений.

### 3.1.2. Подогреватели типа «труба в трубе»

Для подогрева относительно небольшого количества жидкого топлива широкое распространение получили секционные подогреватели типа «труба в трубе». Они отличаются простотой и надежностью в эксплуатации. Путем комбинации необходимого числа параллельно и последовательно соединенных секций можно компоновать подогреватели топлива необходимой производительности

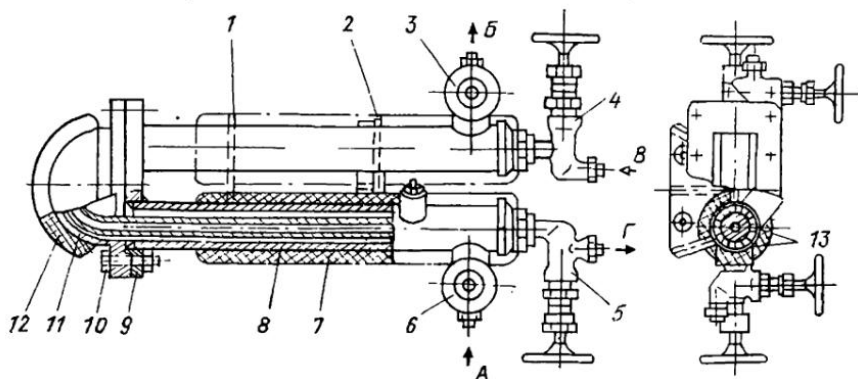


Рис. 3.3. Секционный подогреватель топлива типа ПТС

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; А и Б — вход и выход топлива; В — вход пара; Г — выход конденсата

для разных давлений греющего пара и допустимых потерь напора по топливу. Секционный подогреватель типа ПТС, показанный на рис. 3.3, используется для нагрева жидкого топлива на судовых транспортных энергетических установках. Конструктивно подогреватель типа ПТС состоит из двух секций, соединенных последовательно по ходу топлива и пара при помощи «калачей» и фланца. В каждой секции имеется три основных узла: корпус, фланцевая крышка (общая для обеих секций) и нагревательная трубка, расположенная коаксиально внутри корпуса.

Трубки пучка имеют U-образную форму. Нагреваемое топливо поступает в межтрубный зазор, а греющий пар — внутрь нагревательных труб. В подогревателях принято противоточное движение сред.

Достаточно большой ряд типоразмеров аппаратов типа «труба в трубе» выпускается заводами химического и нефтяного машиностроения. Разборные теплообменники «труба в трубе» (ТТ)

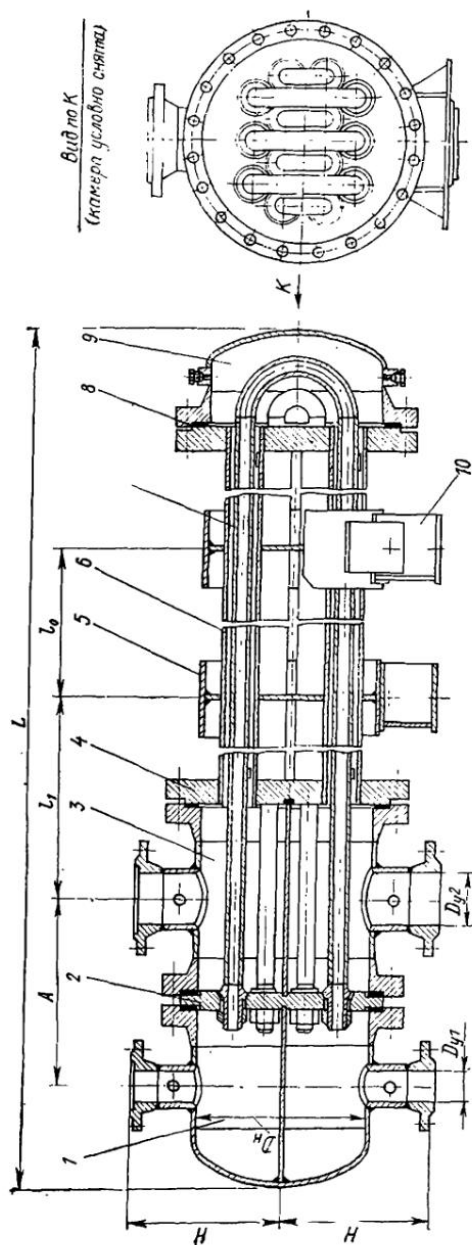


Рис. 3.4. Общий вид теплообменника типа ТТ  
 1—1-я распределительная камера; 2—решетка теплообменных труб; 3—2-я распределительная камера; 4—решетка кожуховых труб; 5—обечайка опорная; 6—труба кожуховая; 7—труба теплообменная; 8—прокладка; 9—задняя камера; 10—опора

Таблица 3.2. Габаритные и установочные размеры теплообменников ТТ

	Давление условное, МПа	Габариты, мм		Размеры штуцера, мм				Расстояние между опорами $l_0$ , мм	
		Длина $L$	Диаметр $D_{II}$	Диаметр условного прохода		$H$	Размер до опоры $l_1$		
				$D_{y1}$	$D_{y2}$				
ТТ3-1-25	25	4 080	325	80	100	430	293	500	1 500
		5 580						1 100	3 000
ТТ3-1-40	40	7 080						1 100	3 000
		4 180				480		500	1 500
ТТ3-1-40	40	5 680						1 050	3 000
		7 180						1 050	3 000
ТТ5-1-25	25	4 140	426	100	150	440	353	500	1 500
		5 640						1 150	3 000
ТТ5-1-40	40	7 140						1 150	3 000
		4 250				500		500	1 500
ТТ5-1-40	40	5 750						1 100	3 000
		7 250						1 400	3 000
ТТ7-1-25	25	5 680	480	100	150	450	390	1 200	3 000
		7 180						6 000	
ТТ7-1-40	40	10 180						1 200	6 000
		5 785				510		1 150	3 000
ТТ7-1-40	40	7 285						1 150	6 000
		10 285						1 150	6 000
ТТ12-1-25	25	7 455	624	150	200	530	495	1 200	3 000
		10 455						6 000	
ТТ12-1-40	40	7 595	632	150	200	600	495	1 200	3 000
		10 595						6 000	
ТТ22-1-25	25	7 825	828	200	250	650	627	1 250	3 000
		10 825						6 000	
ТТ22-1-40	40	7 965	844	200	250	720	627	1 250	3 000
		10 965						6 000	
ТТ22-1-40	40	7 965						1 200	3 000
		10 965						1 200	6 000

выпускаются по отраслевым нормам ОН 26-02-113—68, ОН 26-02-118—69 и ОН 26-92-119—69. Нормами охватываются много- и однопоточные подогреватели с теплообменными трубами различного диаметра от 25 до 133 мм. В их трубных пучках могут применяться гладкие и ребристые трубы: с приварными продольными ребрами; с выдавленными продольными ребрами; с приваренными шипами; с поперечно-винтовой накаткой на поверхности. В аппаратах обеспечивается компенсация температурных расширений трубной системы относительно корпуса.

Теплообменники ТТ допускают разборку с целью замены труб и очистки их наружной поверхности от загрязнения. Рабочие параметры этих аппаратов следующие: давление среды внутри труб до 6,4 МПа; снаружи 1,0; 2,5 и 4,0 МПа; температура среды внутри труб от —40 до 500 °С; снаружи от —40 до 450 °С.

Конструкция теплообменников ТТ представлена на рис. 3.4, а, их основные размеры — в табл. 3.2. По компоновке аппараты типа ТТ двухходовые противоточные с числом параллельно включенных каналов 3; 5; 7; 12 и 22. Они изготавливаются в двух модификациях: с приварными и съемными U-образными двойниками.

Необходимая общая поверхность теплообмена может быть получена выбором длины нагреваемых каналов (в указанных нормах она равна 3; 4,5; 6 и 9 м), подбором числа параллельно или последовательно соединенных секций и выбором для каждого конкретного случая оптимальных размеров каналов.

В отечественной энергетике используются подогреватели типа «труба в трубе», состоящие из 96 горизонтально расположенных нагревательных элементов. В каждом противоточном нагревательном элементе длиной 5100 мм, образованном наружной трубой 108 × 4 мм и внутренней — 59 × 4 мм, мазут движется внутри малых труб. Секции по ходу мазута соединяются между собой «калачами» из труб 59 × 4 мм. Подогреваемое топливо проходит через теплообменник двумя параллельными потоками. Общий расход мазута составляет 20 т/ч при средней скорости движения 1,4 м/с.

Основными недостатками данной конструкции являются: большие габариты, высокая металлоемкость, большое число фланцевых соединений, неудовлетворительно организованный отвод конденсата, вследствие чего может происходить его переохлаждение, снижение температурного напора в аппарате и снижение нагрева топлива. Эксплуатация этих мазутоподогревателей подтверждает предположения о том, что при повышенной скорости мазута и крекинг-остатков уменьшается выпадение карбоидов и механических примесей на поверхности нагрева. Это допускает более длительную непрерывную работу подогревателя между чистками.

### **3.1.3. Подогреватели кожухотрубного типа с U-образными трубами**

Подогреватели с пучком из U-образных труб являются достаточно технологичными в производстве и надежными в эксплуатации. Они широко используются в теплоэнергоустановках. Повы-

шение надежности в них обеспечивается свободным перемещением трубного пучка в корпусе. В аппаратах с U-образными трубами поток вязкой жидкости направляется в межтрубное пространство, греющий пар — внутрь труб, как это выполнено в подогревателе мазута фирмы «Пиллард» (Франция) (рис. 3.5). Выпускаемые в СССР на основе ГОСТ 14245—79 кожухотрубные теплообменники U-образными трубками используются для нагрева или охлаждения жидких и газообразных сред в технологических процессах нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий. Такой ап-

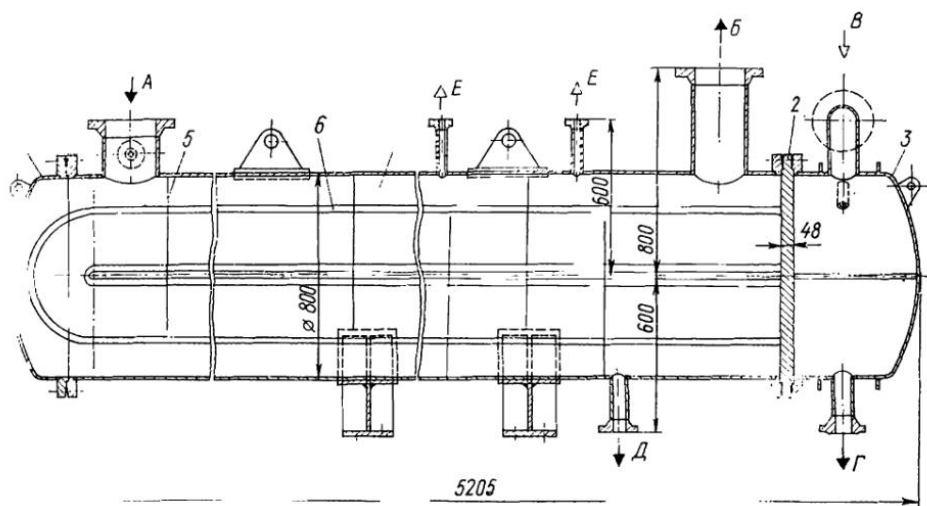


Рис. 3.5. Подогреватель мазута с U-образными трубами

1 — корпус; 2 — трубная доска; 3 — паровая камера; 4 — мазутная камера; 5 — перегородка трубного пучка; б — U-образная труба поверхности нагрева; А — вход мазута; Б — выход мазута; В — вход пара; Г — выход конденсата; Д — слив мазута; Е — выпуск воздуха

парат состоит из трех основных частей: корпуса с фланцем, трубной доски с развальцованными в ней U-образными трубками и камеры с патрубками подвода и отвода рабочей жидкости. Трубный пучок, состоящий из трубной доски с развальцованными в ней трубками, может быть вынут из корпуса аппарата для ремонта или очистки. Поперечное обтекание трубного пучка обеспечивается системой сегментных перегородок. Основными недостатками аппаратов с U-образными трубками является трудность очистки поверхности нагрева и практическая невозможность замены поврежденных труб (исключая периферийные).

Рассмотренные выше типы теплообменников для подогрева вязких жидкостей, получившие к настоящему времени преимущественное применение в энергоустановках, обладают рядом существенных недостатков: пониженной эффективностью теплоотдачи по отношению к потоку вязкой жидкости; большими габаритами; высокой металлоемкостью; недостаточной герметичностью

полостей мазута, что приводит к загрязнению нефтепродуктами конденсата греющего пара; неудовлетворительной организацией отвода конденсата из нагревательных элементов и полостей; затрудненностью в ряде случаев разборки для ремонта и очистки; отсутствием в отдельных конструкциях возможности замены труб и т. д.

Перечисленные недостатки особенно проявляются в укрупненных аппаратах, рассчитанных на высокий подогрев большого количества мазута. Поэтому проблема создания подогревателей, свободных от перечисленных недостатков, является острой. Особое значение в ее решении имеет вопрос создания аппаратов с длительно надежной при всех режимах эксплуатации герметичностью полости мазута и всех ее разъемов.

### **3.2. ПОДОГРЕВАТЕЛИ МАЗУТА С ПОВЕРХНОСТЬЮ ИЗ ПРОДОЛЬНО-ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ**

В 1969—1972 гг. НПО ЦКТИ и ТКЗ (Таганрогский котлостроительный завод «Красный котельщик») вели поиск рациональной конструктивной схемы теплообменника для новых подогревателей вязких нефтепродуктов и охладителей масла, не имеющих недостатков, присущих рассмотренным выше типам аппаратов. Эта работа, проводившаяся в содружестве с ИТТФ АН УССР, привела к созданию аппаратов блочно-элементного типа, сочетающих в себе достоинства кожухотрубных и секционных теплообменников. Были созданы подогреватели мазута типа ПМР (подогреватель мазута с поверхностью из оребренных труб) и охладители масла типа МБР [42, 47]

В подогревателях типа ПМР было решено применить схему с двусторонним обогревом вязкой жидкости, протекающей в кольцевых каналах нагревательных элементов, которые образуются коаксиальными трубами диаметром 16—48 мм и 45—80 мм с толщиной стенки 1,5—4,5 мм.

На рис. 3.6 показаны возможные компоновочные решения для теплообменников блочно-элементного типа, используемых в качестве парожидкостных (рис. 3.6, а), газожидкостных подогревателей (рис. 3.6, б), а также жидкостно-жидкостных теплообменников (рис. 3.6, в, г) с двусторонним и односторонним обогревом элементов [48].

Перечисленные аппараты выполняются в основном цельносварными с односторонним закреплением внутренних труб, которое допускает свободное температурное расширение каждой трубы в сторону заглушенного конца и обеспечивает надежную герметизацию полости вязкой жидкости в аппарате.

Аппараты типа ПМР предназначены для замены гладкотрубных подогревателей типа ПМ. Общий вид мазутоподогревателя типа ПМР производительностью 120 т/ч показан на рис. 3.7 Все аппараты этой серии имеют горизонтальное исполнение и фланцевый разъем на корпусе, что обеспечивает выемку пучка внутренних труб для очистки и ремонта.

Для интенсификации теплопередачи в кольцевом канале на поверхности внутренней трубы установлены продольные пластинчатые ребра. Передача теплоты к жидкости в нагревательных элементах из концентрических труб осуществляется через внутреннюю наружную поверхность кольцевого канала и поверхность ребер.

Аппараты типа ПМР предназначены для нагрева любых вязких жидкостей, в том числе мазута и нефтепродуктов, конденсирующимся водяным паром (или горячей водой). Они выпускаются на

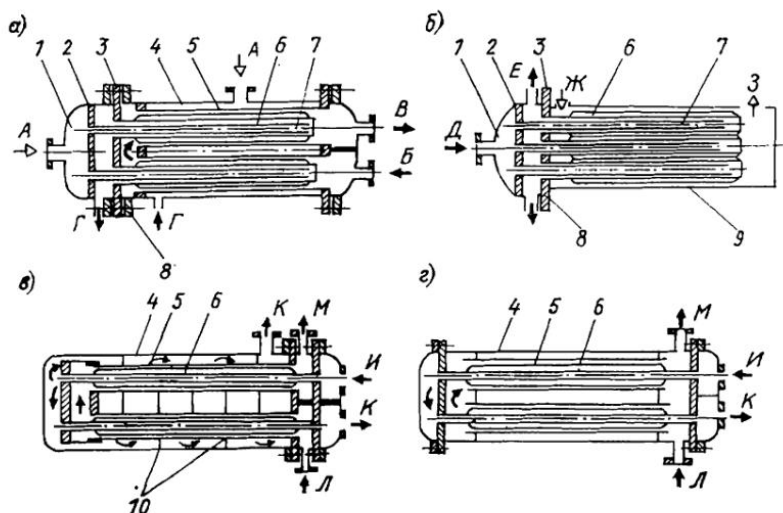


Рис. 3.6. Компонка блочно-элементных теплообменников: а — парожидкостных; б — газожидкостных; в, г — жидкостно-жидкостных

1 — паровая камера; 2 — промежуточная трубная доска; 3 — трубная доска; 4 — обечайка корпуса; 5 — пучок наружных труб блока корпуса; 6 — пучок внутренних оребренных труб; 7 — дополнительная внутренняя паровая труба; 8 — фланец корпуса; 9 — кожух; 10 — поперечные перегородки в теплообменнике; А — вход пара в подогревателе мазута ПМР; Б, В — вход и выход мазута; Г — выход конденсата; Д — вход воды в подогревателе сетевой воды утилизатора ГТУ; Е — вход сетевой воды; Ж, Э — вход и выход газа; И, К — вход и выход охлаждающей воды в маслоохладителе МБР; Л, М — вход и выход масла

два рабочих давления вязкой жидкости: 1,3 и 6,4 МПа и рассчитаны на использование греющего пара с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300 °С.

Основными узлами аппаратов ПМР являются: блок-корпус, трубный пучок из нагревательных элементов, паровая и мазутная камеры, образованные трубными досками и эллиптическими днищами. При введении труб пучка нагревательных элементов внутрь труб блока-корпуса образуются упомянутые кольцевые нагревательные каналы, в которых и осуществляется двусторонний подогрев мазута конденсирующимся паром.

Нагреваемая среда подается в мазутную камеру, разделенную перегородками на восемь секций соответственно числу ходов мазута в аппарате. Кольцевые каналы образуются трубами с наружным диаметром 89 и 38 мм. Толщина стенки наружной трубы





равна 3,5 мм и 4,5 мм соответственно для давлений мазута 1,3 и 6,4 МПа. Внутренние трубы элементов имеют продольное приварное пластинчатое оребрение: 24 ребра высотой 19 мм и толщиной 0,8—1,0 мм.

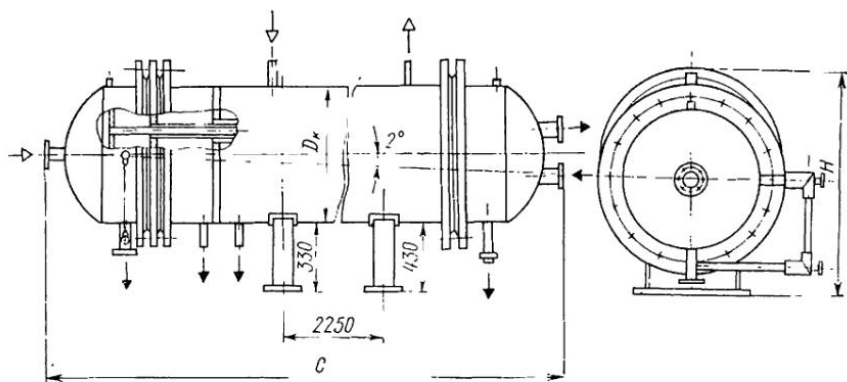


Рис. 3.8. Подогреватель мазута типа ПМР

Ребра изготавливаются путем автоматизированной приварки U-образных предварительно согнутых из ленты желобов к стенке трубы электроконтактной импульсной сваркой.

Таблица 3.3. Основные характеристики подогревателей мазута типа ПМР

Марка по ОСТ 108.030.126-78	Производительность по мазуту, т/ч		Рабочее давление мазута, МПа		Температура мазута, °С		Гидравлическое сопротивление, МПа	Число ходов мазута	Число нагреватель- ных элементов	Габаритные размеры подогревателей, мм			Масса сухая, кг
	на входе	на выходе	на входе	на выходе	$D_k$	H				C			
ПМР-64-15	15	6,4	70	135	0,1	8	9	426	855	5 105	1 910		
ПМР-64-30	30	6,4	70	135	0,1	8	18	630	1 200	5 160	3 980		
ПМР-64-60	60	6,4	70	135	0,1	8	39	820	1 400	5 380	6 543		
ПМР-13-60	60	1,3	70	135	0,1	8	39	820	1 400	4 985	5 210		
ПМР-13-120	120	1,3	70	135	0,1	8	76	1 220	1 850	5 345	9 670		
ПМР-13-240	240	1,3	70	135	0,1	8	157	1 832	2 460	5 655	21 470		
ПМР-13-400	400	1,3	70	120	0,08	6	154	1 832	2 460	5 655	21 500		

Примечание. Для всех марок подогревателей рабочее давление пара 1,6 МПа, температура греющего пара 300 °С.

Наружные трубы, закрепленные в трубных досках корпуса, образуют блок-корпус, трубы которого обогреваются паром, поступающим в межтрубное пространство. В нагревательные элементы пар подводится по дополнительным трубам, закрепленным в

8 Таблица 3.4. Сравнение характеристик подогревателей мазута

Марка	Производительность по мазуту, т/ч	Давление мазута, МПа	Температура мазута М-100 на выходе, °С	Характеристики				Сухая масса аппарата, кг
				Диаметр применяе. труб, мм	Число элементов труб	Длина элементов труб, мм	Диаметр применяе. труб, мм	
ПМР-64-15 ПМ-40-15	15 15	6,4 4,0	135 95	89 × 4,5; 38 × 2,5 25 × 2,5	8 12	9 48	3 700 6 000	1 910 1 970
ПМР-64-30 ПМ-40-30	30 30	6,4 4,0	135 95	89 × 4,5; 38 × 2,5 38 × 2,5	8 12	18 96	3 700 10 000	3 980 4 870
ПМР-13-60 ПМ-10-60	60 60	1,3 1,0	135 115	89 × 4,5; 38 × 2,5 38 × 2,5	8 12	39 192	3 700 10 000	5 210 7 830
ПМР-13-120 ПМ-10-120	120 120	1,3 1,0	135 115	89 × 4,5; 38 × 2,5 38 × 2,5	8 12	76 388	3 700 10 000	9 670 15 632
ПМР-13-240 —	240 —	1,3 1,0	135 —	89 × 4,5; 38 × 2,5 —	8 —	157 —	3 700 —	21 470 —
ПМР-13-400 —	400 —	1,3 1,0	120 —	89 × 4,5; 38 × 2,5 —	6 —	156 —	3 700 —	21 500 —

промежуточной трубной доске. Пространство в камере между трубными досками является отсеком для сбора конденсата, поступающего из нагревательных элементов. Дополнительная труба на нижней образующей имеет перфорацию. Оси отверстий перфорации наклонены так, чтобы выходящий из отверстий пар воздействовал на поток конденсата в направлении его стекания.

Оребренная труба элемента заглушена с одного торца, а вторым закреплена в трубной доске паровой камеры с помощью вальцовки и сварки. Такое закрепление труб допускает свободное их расширение в сторону заглушенных концов, т. е. температурную компенсацию, и облегчает обеспечение высокой герметичности парового объема.

Паровая камера и приваренные к ней оребренные трубы (блок-трубный пучок) могут быть отсоединены от корпуса без нарушения плотности парового пространства аппарата. Такая разборка необходима для очистки наружной поверхности труб от загрязнений, внутренняя же поверхность этих труб при этом легко очищается изнутри.

В мазутной камере установлены перегородки, определяющие число ходов жидкости в аппарате. В паровом объеме имеется промежуточная трубная доска, направляющая потоки греющего пара и конденсата. Охлаждение конденсата осуществляется в нижних элементах, через которые конденсат проходит по внутренним трубам, нагревая при 1-м ходе поступающий в аппарат мазут. Слив конденсата осуществляется через патрубки в нижней части парового объема корпуса конденсатосборника паровой камеры. Для улучшения дренирования оребренных труб нагревательных элементов предусматривается наклон аппарата в сторону паровой камеры.

Подогреваемая вязкая жидкость поступает в теплообменник через входную камеру, а из нее — в кольцевые каналы нагревательных элементов 1-го хода. Пройдя соответствующую секцию поворотной (мазутной) камеры, мазут поступает во 2-й ход и далее проходит последовательно через элементы остальных шести ходов аппарата. Число труб в последующих за 1-м ходом изменяется пропорционально уменьшению вязкости мазута при подогреве жидкости, что позволяет, не увеличивая сопротивления соответствующих участков (ходов), допустить на них более высокие скорости нагреваемой жидкости.

Повышение скорости мазута способствует сокращению отложений на поверхности труб и ребер этих участков, увеличивает коэффициенты теплопередачи этих участков. На рис. 3.8 и в табл. 3.3 даны основные размеры и технические характеристики аппаратов типа ПМР. Из данных табл. 3.4 видны большие преимущества аппаратов ПМР в сравнении с выпускавшимися ранее аппаратами типа ПМ.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОХЛАДИТЕЛЕЙ МАСЛА И ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МАЗУТА

### 4.1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Он служит основой для определения гидродинамических и тепловых характеристик аппарата. При этом нахождение по заданным параметрам необходимой поверхности теплообмена соответствующих аппаратов, а также общего их числа, выполняется в ходе конструктивного теплового расчета, а определение рабочих характеристик эксплуатируемых аппаратов в условиях, отличающихся от тех, на которые они проектировались, осуществляется при проверочном тепловом расчете.

#### 4.1.1. Задание на проектирование

Конструктивный тепловой расчет аппарата и выбор его основных размеров выполняются параллельно. Исходные данные для расчета и проектирования маслоохладителей содержатся в техническом задании, разрабатываемом заводом-изготовителем турбины или другого агрегата, в маслосистему которого должны входить рассматриваемые аппараты.

В задании на разработку маслоохладителя должны содержаться следующие данные: 1) тип турбины (или другого агрегата), в маслосистеме которой (которого) он будет эксплуатироваться; 2) полный поток теплоты  $Q_0$ , отводимый маслом из системы смазки турбины и генератора, кВт; 3) общий максимальный расход масла через охладитель; 4) максимальное число параллельно включенных по ходу масла и воды и одновременно работающих охладителей (или расход масла на один охладитель  $G_m$ , м<sup>3</sup>/ч); 5) марка охлаждаемого масла или огнестойкой жидкости; 6) номинальная и максимальная начальные температуры масла  $t_{1m}$ , поступающего на охладитель, °С; 7) номинальная и максимальная температуры масла после охладителя  $t_{2m}$ , °С; 8) давление масла перед охладителем  $P_m$ , МПа; 9) максимально допустимое гидравлическое сопротивление масляного тракта охладителя  $\Delta P_m$  при номинальных значениях температуры и расхода масла, МПа; 10) источник охлаждающей воды, показатели ее качества и агрессивности; 11) давление воды перед маслоохладителем  $P_v$ , МПа; 12) максимально допустимое гидравлическое сопротивление водяного тракта охладителя при номинальном и максимальном расходах охлаждающей воды  $\Delta P_v$ , МПа; 13) тип исполнения охладителя (вертикальный или горизонтальный); 14) дополнительные специальные требования к конструкции: расположение фундаментов или опор, условия чисток, промывок, метод и принципиальная схема контроля за герметичностью аппарата, данные о грузоподъемных

устройствах и площадках для обслуживания и другие, не предусмотренные ГОСТ 9916—77.

Техническое задание на проектирование подогревателей мазута разрабатывается организацией, проектирующей мазутное хозяйство ГРЭС, ТЭЦ или котельной. Структура технического задания и объем входящих в него данных должны соответствовать ОСТ 108.001.08—77 [49].

В техническое задание на разработку мазутоподогревателя должны входить [3] 1) данные о технологической схеме, в которой будут эксплуатироваться аппараты (схема включения по ходу мазута и греющей среды, чертежи основных трубопроводов обвязки аппаратов в зоне их расположения); 2) схема расположения фундаментов или опор, на которых будут устанавливаться аппараты; 3) схемы дренажей, сбросов загрязненного продукта и промывок, комплектности поставки; 4) тип исполнения аппарата, расположение присоединительных патрубков, предельные габаритные размеры аппарата, расположение площадок для монтажа и обслуживания, характеристика грузоподъемных устройств; 5) номинальный (максимальный) расход мазута через один аппарат  $G_{мз}$  (кг/ч), температура мазута на входе и выходе из аппарата в этих режимах  $t_{1мз}$  и  $t_{2мз}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ), максимальное рабочее давление мазута перед подогревателем  $P_{мз}$ , допустимые потери напора по тракту каждого из теплоносителей:  $\Delta P_{мз}$  по ходу мазута,  $\Delta P_{гр}$  по ходу греющей среды (МПа); 6) давление и температура (энтальпия) греющей среды (пара или воды) перед аппаратом; 7) коррозионные свойства теплоносителей и рекомендации по выбору материалов основных узлов и деталей аппарата.

#### 4.1.2. Тепловой баланс

Тепловой поток (кВт), отдаваемый в охладителе маслом охлаждающей воде и окружающему воздуху, определяется по формуле

$$Q_m = G_m c_{pm} \rho_m (t_{1m} - t_{2m}) / 3600 + Q_{пот} \cdot 10^{-6} \quad (4.1)$$

где  $G_m$  — номинальный расход масла через аппарат,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $c_{pm}$  — удельная теплоемкость масла при средней его температуре в аппарате  $t_{m. ср} = \frac{t_{1m} + t_{2m}}{2}$ ,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ;  $\rho_m$  — плотность масла при  $t_{m. ср}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $Q_{пот}$  — тепловой поток, отдаваемый поверхностью охладителя окружающей среде (тепловые потери), Вт.

Обычно наружная поверхность маслоохладителя тепловой изоляцией не покрывается, поэтому величина  $Q_{пот}$  может быть определена по формуле

$$Q_{пот} = \alpha_k F_{кор} \Delta t, \quad (4.2)$$

где  $\alpha_k$  — коэффициент теплоотдачи конвекцией от наружной поверхности корпуса охладителя к окружающему воздуху,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ ;  $F_{кор} = \pi D_n H_{кор}$  — площадь наружной поверхности корпуса,  $\text{м}^2$ ;  $D_n$  и  $H_{кор}$  — соответственно наружный диаметр и высота корпуса, м;  $\Delta t = t_{кор} - t_{вз}$  — разность температур между наружной поверхностью корпуса ( $t_{кор}$ ) и окружающим воздухом ( $t_{вз}$ ),  $\text{K}$ .

Температура наружной поверхности корпуса охладителя может быть принята равной  $t_{м. ср}$ , а  $t_{вз}$  — равной 20—25 °С для аппаратов, устанавливаемых в зданиях.

Значение  $\alpha_k$  определяется на основе рекомендаций в [50]. Для условий машинного зала электростанции оно не превышает 8—10 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Тепловой поток, воспринимаемый охлаждающей водой, определяется выражением

$$Q_v = G_v c_{pв} \rho_v (t_{2в} - t_{1в}) / 3600, \quad (4.3)$$

где  $G_v$  — номинальный расход воды через аппарат, м<sup>3</sup>/ч;  $c_{pв}$  — удельная теплоемкость воды (при  $t_{в. ср} = \frac{t_{1в} + t_{2в}}{2}$ ), кДж/(кг·К);  $\rho_v$  — плотность воды при  $t_{в. ср}$ , кг/м<sup>3</sup>;  $t_{1в}$ ,  $t_{2в}$  — начальная и конечная температура воды, К.

Так как обычно нагрев воды в охладителе не превышает 3—4 °С, то значение  $c_{pв}$  может приниматься по температуре  $t_{1в}$ .

Баланс теплоты в подогревателе мазута определяется выражением

$$Q_{гр} = Q_{мз} + Q'_{пот} \cdot 10^{-3} \quad (4.4)$$

где  $Q_{гр}$  — тепловой поток, отдаваемый в этом аппарате греющим паром или горячей водой, кВт;  $Q_{мз}$  — тепловой поток, переданный мазуту, кВт;  $Q'_{пот}$  — потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Тепловой поток, отданный в аппарате греющим насыщенным паром, находится по формуле

$$Q_{гр} = D_p (i_p - i_k) / 3600, \quad (4.5)$$

где  $D_p$  — расход пара, кг/ч;  $i_p$  — теплосодержание греющего пара на входе в подогреватель, кДж/кг;  $i_k$  — теплосодержание конденсата греющего пара на выходе из мазутоподогревателя, кДж/кг, определяемое с учетом парового (гидравлического) сопротивления аппарата.

Тепловой поток (кВт), переданный мазуту, определяется выражением

$$Q_{мз} = G_{мз} c_{рмз} (t_{2мз} - t_{1мз}) / 3600, \quad (4.6)$$

где  $G_{мз}$  — массовый расход мазута через аппарат, кг/ч;  $c_{рмз}$  — удельная теплоемкость мазута при  $t_{мз. ср} = \frac{t_{1мз} + t_{2мз}}{2}$ , кДж/(кг·К).

Корпус подогревателя мазута с наружной стороны всегда покрывается тепловой изоляцией. С учетом этого потери теплоты в окружающую среду через наружную поверхность изоляции мазутоподогревателя подсчитываются по формуле

$$Q'_{пот} = \alpha_{из} F_{из} \Delta t_{из}. \quad (4.7)$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху может быть оценен по выражению [50]

$$\alpha_{из} = 8,4 + 0,06 (t_{из} - t_{вз}), \quad (4.8)$$

где  $t_{из}$  — температура наружной поверхности изоляции;  $t_{вз}$  — температура окружающего воздуха.

Площадь наружной поверхности изоляции ( $m^2$ ) находится по формуле

$$F_{из} = \pi (D_n + 2\delta_{из}) L, \quad (4.9)$$

где  $D_n$  — наружный диаметр корпуса мазутоподогревателя, м;  $\delta_{из}$  — толщина слоя тепловой изоляции, м;  $L$  — полная длина (высота) корпуса аппарата, м.

#### 4.1.3. Порядок определения толщины слоя изоляции

При определении толщины тепловой изоляции обычно задаются двумя величинами: допустимыми потерями теплоты в окружающую среду, которые принимаются равными 0,2—0,4 % общего количества теплоты, переданной в аппарате, и температурой наружной поверхности изоляции  $t_{из}^n$ ; последняя принимается равной 45—50 °С [51, 52]

Потери теплоты на один погонный метр длины аппарата составят

$$q'_{пот} = Q'_{пот}/L. \quad (4.10)$$

Средняя температура слоя тепловой изоляции приближенно находится по формуле

$$t_{из, ср} = 0,5 (t_{кор} + t_{из}^n), \quad (4.11)$$

где  $t_{кор}$  — температура наружной поверхности корпуса подогревателя. При использовании в нем пара значение  $t_{кор}$  можно принять равным  $t_s$  — температуре насыщения этого пара при среднем давлении в аппарате.

Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов  $\lambda_{из}$  определяется из соответствующих справочников, например [53]. Толщина слоя изоляции  $\delta_{из}$  (м) находится по формуле

$$\delta_{из} = (D_n/2) \left\{ \exp \left[ \frac{2\pi\lambda_{из} (t_{кор} - t_{из}^n)}{q'_{пот}} \right] - 1 \right\}. \quad (4.12)$$

Проверка предварительно принятой температуры наружной поверхности изоляции осуществляется по формуле

$$t_{из}^n = t_{вз} + \frac{q'_{пот}}{\pi (D_n + 2\delta_{из}) \alpha_{из}}. \quad (4.13)$$

Если найденное значение  $t_{из}^n$  сильно отличается от предварительно принятого, то расчет повторяется.

#### 4.1.4. Основные зависимости и соотношения конструктивного расчета для масловодяных охладителей

В кожухотрубных охладителях охлаждающая вода всегда движется внутри труб, масло — в межтрубном пространстве. Такая схема аппаратов обусловлена загрязненностью охлаждающей воды



и необходимостью периодических чисток внутренней поверхности труб. За счет установки направляющих перегородок типа «диск — кольцо» или сегментного типа характер омывания потоком масла труб в пучках приближается к поперечному. Приведенные ниже рекомендации относятся именно к такому типу масловодяных охладителей.

Номинальная кратность охлаждения  $m = G_{\text{в}}/G_{\text{м}}$ , представляющая собой отношение массового расхода воды к номинальному массовому расходу масла, согласно ГОСТ 9916—77 выбирается в пределах  $1,6 \pm 0,2$ .

Подогрев воды  $\delta t_{\text{в}}$  в охладителе находится по формуле

$$\delta t_{\text{в}} = t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{G_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{\text{рв}}}, \quad (4.14)$$

а температура воды на выходе из аппарата

$$t_{2\text{в}} = t_{1\text{в}} + \delta t_{\text{в}}. \quad (4.15)$$

Отсюда выражение для средней температуры воды в охладителе

$$t_{\text{в. ср}} = t_{1\text{в}} + \frac{\delta t_{\text{в}}}{2}. \quad (4.16)$$

Средний логарифмический температурный напор для любой схемы движения сред определяется выражением

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_{1\text{м}} - t_{2\text{в}}) - (t_{2\text{м}} - t_{1\text{в}})}{\ln \frac{t_{1\text{м}} - t_{2\text{в}}}{t_{2\text{м}} - t_{1\text{в}}}} \epsilon_{\Delta t}, \quad (4.17)$$

где  $\epsilon_{\Delta t} = f(R, P)$  — поправочный коэффициент, учитывающий особенности принятой схемы движения теплоносителей и являющийся функцией входной и выходной температуры потоков [54]; для противоточной схемы  $\epsilon_{\Delta t} = 1$  и  $\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln (\Delta t_{\text{max}}/\Delta t_{\text{min}})}$ .

Параметры  $R$  и  $P$  находятся по формулам

$$P = \frac{t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}}{t_{1\text{м}} - t_{1\text{в}}}; \quad R = \frac{t_{1\text{м}} - t_{2\text{м}}}{t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}}, \quad (4.18)$$

где  $t_{1\text{м}}$ ,  $t_{2\text{м}}$  — температура масла на входе и выходе из аппарата;  $t_{1\text{в}}$ ,  $t_{2\text{в}}$  — температура воды на входе и выходе из аппарата.

На рис. 4.1 и 4.2 приведены значения коэффициента  $\epsilon_{\Delta t}$  для перекрестного и параллельно-смешанного токов.

Максимальная и минимальная разности температур теплоносителей на входе и выходе из аппарата при противоточной схеме определяются выражениями

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{1\text{м}} - t_{2\text{в}}; \quad \Delta t_{\text{min}} = t_{2\text{м}} - t_{1\text{в}}. \quad (4.19)$$

В случаях, когда  $\frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}} \leq 1$ , средний температурный напор определяется выражением

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} + \Delta t_{\text{min}}}{2}. \quad (4.20)$$

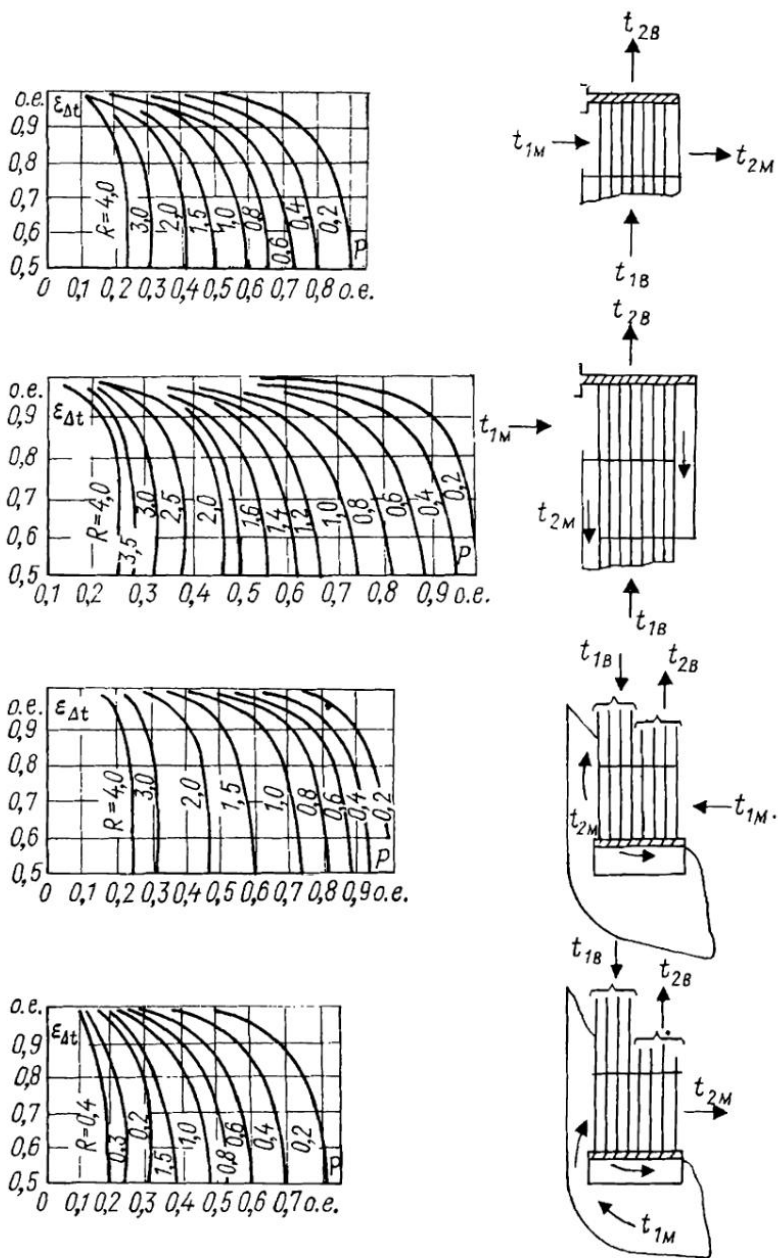


Рис. 4.1. Графики для определения коэффициента  $\epsilon_{\Delta t}$  при различных схемах перекрестного тока

При незначительном изменении температуры масла и воды вдоль поверхности теплообмена ( $\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min} \leq 1,2$ ) принимается линейное изменение температуры по длине поверхности при противотоке, при прямотоке и других схемах взаимного движения по-

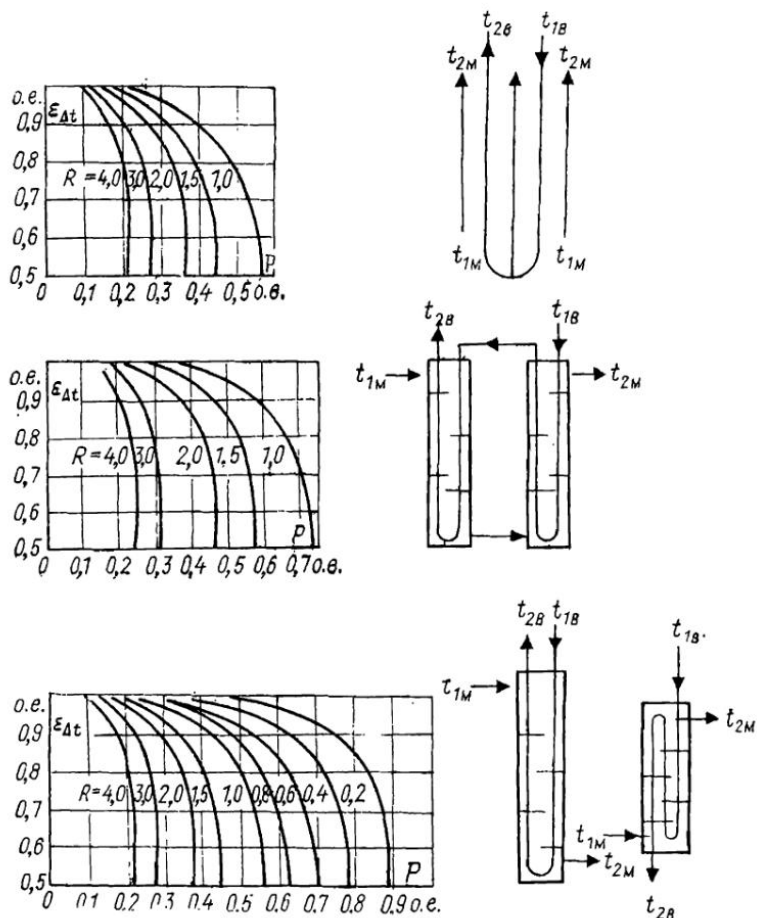


Рис. 4.2. Графики для определения коэффициента  $\epsilon_{\Delta t}$  при различных схемах параллельно-смешанного тока

токов. Конечные температуры обоих теплоносителей определяются по формулам

$$t_{2M} = t_{1M} - \frac{Q_B}{W_{\text{э.м}}}; \quad t_{2B} = t_{1B} + \frac{Q_B}{W_{\text{э.в}}}, \quad (4.21)$$

где  $Q_B = \frac{t_{1M} - t_{1B}}{\frac{1}{KF} + \frac{1}{2W_{\text{э.м}}} + \frac{1}{2W_{\text{э.в}}}}$  — тепловой поток (Вт), принятый водой;  $W_{\text{э.м}} = G_M \rho_M c_{pM} / 3,6$  — водяной эквивалент потока масла,

Вт/К;  $W_{э.в} = G_{в\rho_{в}c_{рв}}/3,6$  — водяной эквивалент потока охлаждающей воды, Вт/К;  $K$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), отнесенный на единицу наружной поверхности  $F$  (м<sup>2</sup>).

Приведенная методика расчета является приближенной и пригодной для предварительного определения значений этих температур. В общем случае характер изменения температур теплоносителей не является линейным, а зависит от схемы движения теплоносителей, соотношения между  $W_{э.м}$ ,  $W_{э.в}$  и поверхностью теплообмена  $F$ .

Для проточного движения сред их конечные температуры в охладителе изменяются в соответствии с зависимостями [60]

$$\left. \begin{aligned} t_{2М} &= t_{1М} - (t_{1М} - t_{1В}) \frac{1 - \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 + \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}{1 + \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}}}; \\ t_{2В} &= t_{1В} + (t_{1М} - t_{1В}) \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \frac{1 - \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 + \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}{1 + \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.22)$$

Для противотока соответствующие формулы принимают вид [55]

$$\left. \begin{aligned} t_{2М} &= t_{1М} - (t_{1М} - t_{1В}) \frac{1 - \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}; \\ t_{2В} &= t_{1В} + (t_{1М} - t_{1В}) \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \frac{1 - \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \exp \left[ -\frac{KF}{W_{э.М}} \left( 1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) \right]}. \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$

Для любой схемы взаимного движения потоков в маслоохладителе конечное значение температуры  $t_{2М}$  определяется зависимостью [55]

$$\left. \begin{aligned} t_{2М} &= t_{1М} - (t_{1М} - t_{1В}) \frac{(1 - Y)}{(1 - Y W_{э.М}/W_{э.В})}; \\ Y &= \exp \left[ -\varepsilon_{\Delta t} KF \left( 1 - \frac{W_{э.М}}{W_{э.В}} \right) (t_{1М} - t_{2М})/Q \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Для расчета теплообмена в охладителе необходимо определить среднюю температуру поверхности теплообмена. Толщина стенки гладких труб в пучках этих аппаратов обычно не превышает 1—1,2 мм, т. е. стенку можно считать тонкой (выполняется условие  $d_{н}/d_{вн} < 2$ ).

Для поверхностей с тонкими цилиндрическими стенками справедливы выражения

$$Q = \alpha_{м. пр} F_n (t_{м. ср} - t_{ст. н}); \quad (4.25)$$

$$Q = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{ст. вн} - t_{ст. н}) F_{ср}; \quad (4.26)$$

$$Q = \alpha_v F_{вн} (t_{ст. вн} - t_{в. ср}), \quad (4.27)$$

где  $F_n = \pi d_n \varphi L$ ;  $F_{вн} = \pi d_{вн} L$  — поверхности теплообмена по наружному ( $d_n$ ) и по внутреннему ( $d_{вн}$ ) диаметрам трубы при активной длине  $L$  и коэффициенте оребрения  $\varphi$ ;  $\delta_{ст} = 0,5(d_n - d_{вн})$  — толщина стенки трубы;  $\alpha_{м. пр}$ ,  $\alpha_v$  — коэффициенты теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубы и от ее внутренней поверхности к охлаждающей воде;  $\lambda_{ст}$  — коэффициент теплопроводности материала труб;  $F_{ср} = \pi d_{ср} L$  — расчетная поверхность теплообмена по среднему диаметру трубы  $d_{ср} = 0,5(d_n + d_{вн})$ .

Под коэффициентом оребрения  $\varphi$  понимается отношение суммарной площади  $F_n$  поверхностей ребер и несущей трубы к наружной поверхности гладкой трубы  $F_{гл}$  с диаметром, равным диаметру трубы, несущей оребрение. Коэффициент оребрения  $\varphi$  для труб с продольным прямоугольным оребрением подсчитывается по формуле  $\varphi = F_n/F_{гл} = 1 + 2h_p z_p / (\pi d_{ин})$ , где  $d_{ин}$ ,  $h_p$  и  $z_p$  — наружный диаметр несущей трубы, высота и число ребер соответственно (рис. 4.3). Для труб без оребрения  $\varphi = 1$ .

Формулы для определения средних температур поверхностей тонкостенных труб  $t_{ст. вн}$  и  $t_{ст. н}$ , получаемые при совместном решении уравнений (4.25) — (4.27), имеют вид

$$\left. \begin{aligned} t_{ст. вн} &= \frac{\left( \frac{\alpha_{вн}}{\alpha_n} \frac{d_{вн}}{d_n \varphi} + \frac{\alpha_{вн}}{\lambda_{ст}} \frac{d_{вн} \delta_{ст}}{d_{ср}} \right) t_{в. ср} + t_{м. ср}}{1 + \frac{\alpha_{вн}}{\alpha_n} \frac{d_{вн}}{d_n \varphi} + \frac{\alpha_{вн} d_{вн} \delta_{ст}}{\lambda_{ст} d_{ср}}}; \\ t_{ст. н} &= \frac{\left( \frac{\alpha_n d_n \varphi}{\alpha_{вн} d_{вн}} + \frac{\alpha_n d_n \varphi \delta_{ст}}{\lambda_{ст} d_{ср}} \right) t_{м. ср} + t_{в. ср}}{1 + \frac{\alpha_n d_n \varphi}{\alpha_{вн} d_{вн}} + \frac{\alpha_n d_n \varphi \delta_{ст}}{\lambda_{ст} d_{ср}}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

Среднее значение коэффициента теплопередачи  $K$  [Вт/(м<sup>2</sup>·К)] определяется по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{м. пр}} + \frac{\varphi \delta_{ст} d_n}{\lambda_{ст} d_{ср}} + \frac{\varphi d_n}{\alpha_v d_{вн}}}; \quad (4.29)$$

при этом расчет ведется на единицу полной оребренной поверхности  $F_n$  и удельная плотность теплового потока равняется

$$q = Q/F_n = K (t_{м. ср} - t_{в. ср}). \quad (4.30)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи [Вт/(м<sup>2</sup>·К)] от масла в пучке гладких труб с поперечным или близким к нему ха-

рактором омывания определяется по формуле [15]

$$\alpha_m = \frac{\lambda_m}{d_H} 0,354 \left( \frac{\omega_m d_H}{\nu_m} \right)^{0,6} \text{Pr}_m^{0,33} \left( \frac{s_2}{d_H} \right)^{-1/6} \left( \frac{\mu_m}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} C_z, \quad (4.31)$$

где  $\omega_m = G_m/f_m$  — средняя скорость масла в расчетном сечении  $f_m$  пучка, м/с;  $s_2$  — продольный шаг труб в пучке, мм;  $\mu_m$  и  $\mu_{ст}$  — коэффициенты динамической вязкости масла при средней температуре его в охладителе и средней температуре стенки трубы, определяемой приближенно по средней температуре воды.

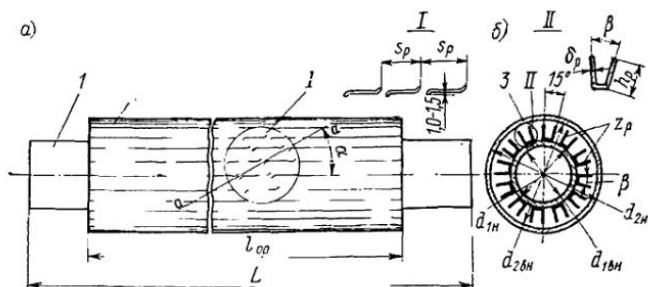


Рис. 4.3. Труба с продольным приварным желобчатым оребрением прямоугольного сечения (а) и сечение элемента «труба в трубе» (б)

1 — труба, несущая оребрение; 2 — ребра; 3 — труба (кожух); а-а — линия разрезки ребер

Коэффициент  $C_z$ , учитывающий конструктивные особенности пучка труб и степень турбулизации потока, находится по формуле

$$C_z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z} - \frac{0,1}{z} \frac{s_2}{d_H}}, \quad (4.32)$$

где  $z$  — число рядов труб (рис. 4.4) в пучке, пересекаемых потоком масла.

Для труб с низким накатным наружным треугольным оребрением в (4.31) вместо  $d_H$  подставляется  $d'_H$  (см. рис. 2.36).

Значение среднего коэффициента теплоотдачи по ходу масла для труб с таким оребрением находится из уравнения [15]

$$\alpha_m = \frac{\lambda_m}{d_H} 0,425 \left( \frac{\omega_m d'_{BH}}{\nu_m} \right)^{0,6\varphi^{0,07}} \text{Pr}_m^{0,33} \varphi^{-0,55} \left( \frac{s_2}{d'_H} \right)^{-1/6} \left( \frac{\mu_m}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} C_z. \quad (4.33)$$

Для труб с поперечным накатным винтовым оребрением (см. рис. 2.36) приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{м, пр}$  определяется соотношением

$$\alpha_{м, пр} = \alpha_m \eta_0, \quad (4.34)$$

где

$$\eta_0 = \eta_p \Pi_1. \quad (4.35)$$

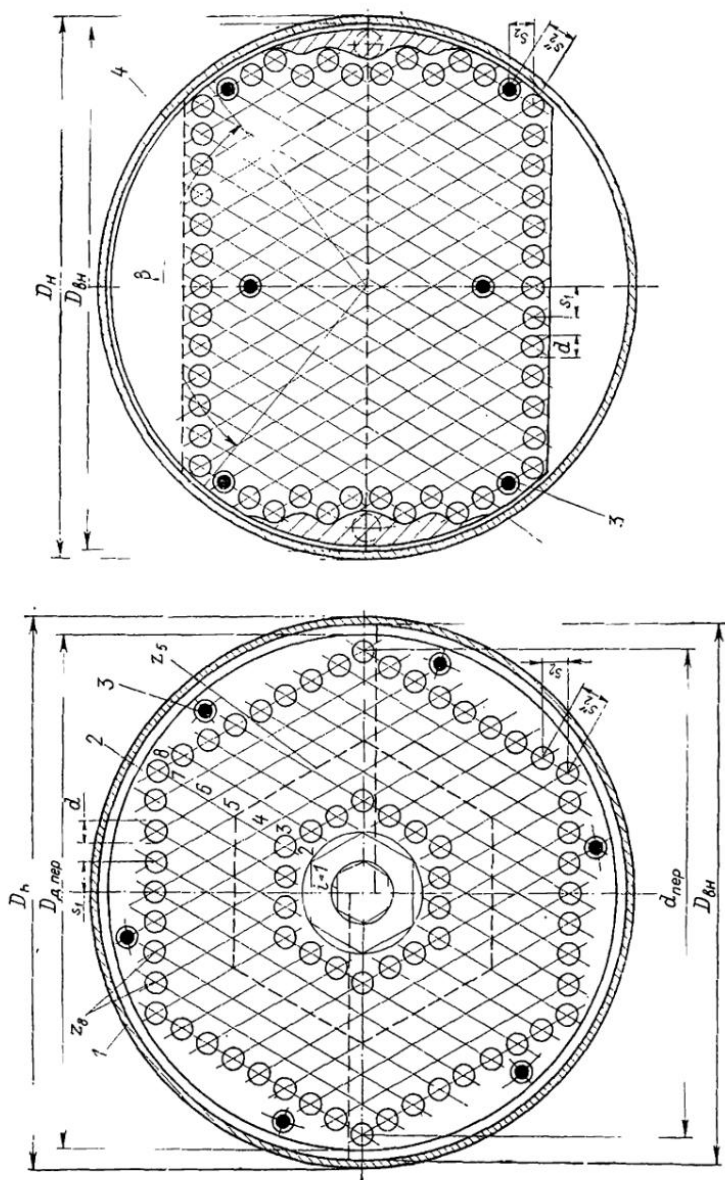


Рис. 4.4. Схема расположения труб в пучках охладителей с перегородками типа «диск—кольцо» (а) и сегментными (б)  
 1 — корпус; 2 — перегородка типа «диск»; 3 — дистанционирующие опоры перегородок; 4 — сегментная перегородка; 5 — уплотнение для устранения холостых протечек масла

Значения  $\eta_p$  для кольцевого оребрения прямоугольного и треугольного сечений приведены в виде графиков на рис. 4.5 [56]. Значения  $\Pi_1$  определяются по формуле [57]

$$\Pi_1 = 1 - [0,085(1,42 - \varepsilon)^2 - 0,015] h_p \sqrt{\frac{2\alpha_m}{\lambda_p \delta_p}} \sqrt{\frac{d_H}{d'_{BH}}}, \quad (4.36)$$

где  $h_p = \frac{d_H - d'_H}{2}$ ,  $\delta_p$  и  $\lambda_p$  — высота, толщина ребра и коэффициент теплопроводности его материала.

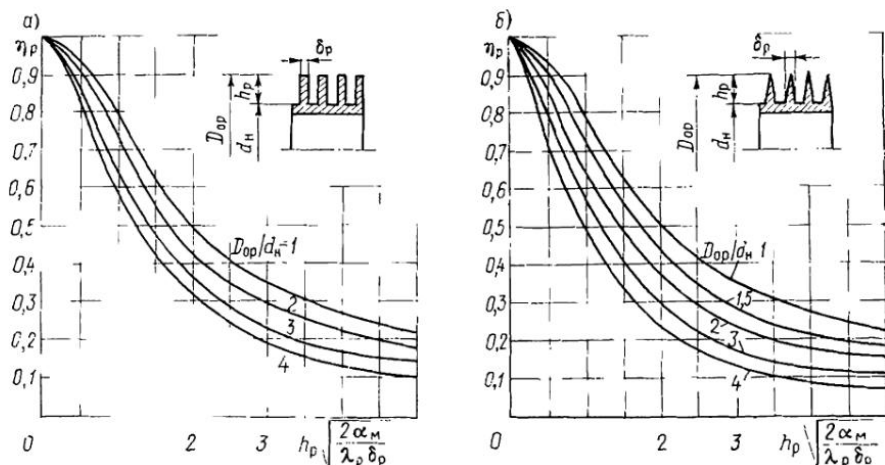


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента тепловой эффективности  $\eta_p$  для накатного оребрения прямоугольного (а) и треугольного (б) сечений от величины

$$h_p = \sqrt{\frac{2\alpha_m}{\lambda_p \delta_p}}$$

Значение коэффициента неравномерности теплоотдачи  $\varepsilon$  для энергетических масловодяных охладителей рекомендуется принимать в пределах

$$\varepsilon = \frac{\alpha_m \min}{\alpha_m \max} = 0,4 \div 0,5. \quad (4.37)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для ламинарного режима течения масла ( $Re = 2 \cdot 10^3$ ) в кольцевом канале, образованном внутренней поверхностью гладкой трубы большего диаметра и наружной поверхностью трубы меньшего диаметра с продольными приварными ребрами прямоугольного сечения на ней (рис. 4.5), находится по формуле [58, 59]

$$\alpha_m = A \cdot 0,205 Re_m^{0,5} Pr_m^{0,43} \left( \frac{Pr_m}{Pr_{m,ст}} \right)^{0,25} \frac{\lambda_m}{d_{1H}}, \quad (4.38)$$

где  $Re_m = \frac{\omega_m^{np} d_{1H}}{\nu_m}$  — число Рейнольдса для масла;  $d_{1H}$  — наружный диаметр внутренней трубы, несущей оребрение, м;  $Pr_m$  — число



Прандтля для масла при его средней температуре в кольцевом канале  $t_{м. ср}$ , равно  $Pr_{м} = \frac{\nu_{м}}{a_{м}} = \frac{\nu_{м} c_{рм} \rho_{м}}{\lambda_{м}}$ ;  $\lambda_{м}$  — коэффициенты кинематической вязкости, температуропроводности и теплопроводности масла при его средней температуре в канале  $t_{м. ср}$ ;  $Pr_{м. ст}$  — число Прандтля для масла при средней температуре стенки внутренней трубы.

При турбулентном режиме течения масла в таком кольцевом канале ( $Re_{м} > 5 \cdot 10^3$ ) среднее значение  $\alpha_{м}$  определяется по формуле

$$\alpha_{м} = 0,024 Re_{м}^{0,3} Pr_{м}^{0,43} \left( \frac{Pr_{м}}{Pr_{м. ст}} \right)^{0,25} \frac{\lambda_{м}}{d_{1н}}. \quad (4.39)$$

Площадь сечения для прохода вязкой жидкости в оребренном кольцевом канале  $f_{кан}$  определяется выражением

$$f_{кан} = f_{гл} - h_{р} \delta_{р} z_{р}, \quad (4.40)$$

где  $z_{р}$  — число ребер на трубе.

Площадь проходного сечения гладкого канала  $f_{гл}$  находится по формуле

$$f_{гл} = (\pi/4) (d_{2вн}^2 - d_{1н}^2), \quad (4.41)$$

где  $d_{2вн}$  — внутренний диаметр наружной трубы.

Формула (4.38) справедлива для соотношений

$$2,0 > \frac{d_{2вн}}{d_{1н}} > 1,2; \quad 1,1 < \frac{\delta_{р}}{h_{р}} < 1,5.$$

Из уравнений (4.40) и (4.41) следует, что заполнение кольцевого канала продольными ребрами уменьшает его проходное сечение. Скорость масла в канале с учетом фактора сужения оребрением поперечного сечения определяется выражением

$$w_{м}^{ор} = \frac{w_{м}^{гл}}{1 - \frac{h_{р} \delta_{р} z_{р}}{f_{гл}}}, \quad (4.42)$$

где  $w_{м}^{гл}$  — средняя скорость масла в поперечном сечении гладкого кольцевого канала.

Коэффициент  $A$  [см. (4.38)] учитывает интенсификацию теплоотдачи от масла к стенке, вызываемую рассечкой и отгибкой кромок ребер в местах рассечки. Значение его зависит от шага резки ребер  $s_{р}$ , характера отгиба их кромок в местах разреза и лежит в пределах 1,4—1,8.

Характер изменения коэффициента  $A$ , равного отношению значения  $K_0$  для трубы с рассеченными ребрами к значению  $K_0$  для той же трубы без рассечки, в зависимости от числа  $Re_{м}$  и относительного шага рассечки ребер  $s_{р}/d_{э}$  может быть оценен по графикам на рис. 4.6. Для неразрезных ребер  $A = 1$ .

Приведенный коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубы, несущей продольное приварное желобчатое оребрение прямоугольного сечения (см. рис. 4.5), определяется по уравнению

$$\alpha_{м. пр} = \alpha_{м} \eta_0, \quad (4.43)$$

где  $\eta_0$  — коэффициент тепловой эффективности прямых продольных ребер прямоугольного сечения.

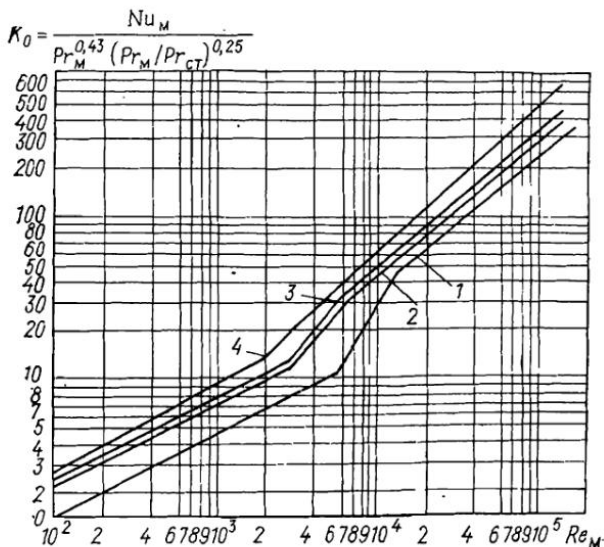


Рис. 4.6. Характер изменения интенсивности теплоотдачи  $K_0$  в кольцевом канале с продольными разрезными ребрами от числа  $Re_M$  и относительного шага их разрезки  $s_p/d_3$ . 1 — без разрезки ребер; 2 —  $s_p = 60$  мм,  $s_p/d_3 = 7,4$ ; 3 —  $s_p = 30$  мм,  $s_p/d_3 = 3,7$ ; 4 —  $s_p = 15$  мм,  $s_p/d_3 = 1,8$

Для рассматриваемого типа ребер коэффициент  $\eta_p$  находится по графику на рис. 4.7 в функции величины

$$h_p \sqrt{\frac{0,9\alpha_m}{\lambda_p \delta_p / 2}}. \quad (4.44)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи от масла к стенке трубы, несущей снаружи проволочно-петельное припаянное оребрение (см. рис. 2.32) определяется зависимостью [31]

$$\alpha_m = 2,94 \frac{\lambda_m}{d_3} Re_m^{0,395} Pr_m^{0,3} \quad (4.45)$$

За характерный линейный размер в выражении для  $Re_m$  принят эквивалентный диаметр  $d_3$ , определяемый по формуле

$$d_3 = D_{op} - d_n. \quad (4.46)$$

При определении скорости масла в канале (см. рис. 2.32) необходимо учитывать его загромождение проволочным оребрением.

Для определения среднего значения коэффициента теплоотдачи от воды к внутренней стенке гладкой трубы или трубы с любым типом наружного оребрения рекомендуется формула [60]

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} \cdot 0,021 \left( \frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} \right)^{0,8} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{в}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_L, \quad (4.47)$$

где  $\lambda_{\text{в}}$ ,  $\nu_{\text{в}}$  — коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости воды при средней ее температуре в трубе  $t_{\text{в. ср}}$ ;  $\omega_{\text{в}}$  — средняя скорость воды в трубе;  $\text{Pr}_{\text{в}}$ ,  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  — значение чисел Прандтля для воды при средних температурах воды ( $t_{\text{в. ср}}$ ) и стенки трубы ( $t_{\text{ст. ср}}$ ).

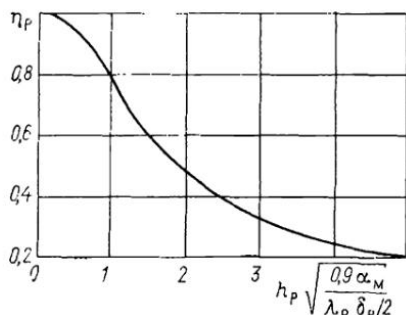


Рис. 4.7. График для определения коэффициента тепловой эффективности прямых продольных ребер  $\eta_p$

Коэффициент  $\varepsilon_L$  учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Значения его выбираются в зависимости от отношения  $L/d_{\text{вн}}$ . Для условий, имеющих место в маслоохладителях ( $L/d_{\text{вн}} > 50$ ), можно принять  $\varepsilon_L = 1$  и  $(\text{Pr}_{\text{в}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \approx 1$ .

Окончательное значение поверхности теплообмена в охладителе, с учетом запаса на загрязнение труб, определяется выражением

$$F = K_3 \frac{Q_M}{\Delta t_K}. \quad (4.48)$$

Коэффициент запаса на загрязнение выбирается в пределах  $K_3 = 1,2 \div 1,3$ .

#### 4.1.5. Зависимости и соотношения для теплового и конструктивного расчета мазутоподогревателей

В подогревателях мазута кожухотрубного типа наиболее часто мазут движется внутри труб, а греющая среда — пар или горячая вода — в межтрубном пространстве. В подогревателях ПМР мазут поступает внутрь кольцевых нагревательных элементов. Приведенные ниже рекомендации охватывают именно эти типы подогревателей мазута.

Средний логарифмический температурный напор в подогревателе мазута, аналогично (4.17), для любой схемы движения сред определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{(t_{2\text{в}} - t_{1\text{мз}}) - (t_{1\text{в}} - t_{2\text{мз}})}{\ln \frac{t_{2\text{в}} - t_{1\text{мз}}}{t_{1\text{в}} - t_{2\text{мз}}}} \varepsilon_{\Delta t}. \quad (4.49)$$

Значения коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$ , так же как и ранее, находятся по графикам рис. 4.1 и 4.2 в функции величин  $P$  и  $R$ .

При нагреве мазута конденсирующимся паром температурный напор  $\Delta t$  определяется выражением

$$\Delta t = \frac{t_{2МЗ} - t_{1МЗ}}{\ln \frac{t_s - t_{1МЗ}}{t_s - t_{2МЗ}}}, \quad (4.50)$$

где  $t_s$  — температура насыщения греющего пара.

При прямоточной и противоточной схемах движения мазута и горячей воды конечные температуры этих сред изменяются в соответствии с формулами (4.22) и (4.23).

Если для подогрева мазута в аппарате используется насыщенный пар, то расчет изменения температуры мазута вдоль поверхности нагрева может быть осуществлен по формуле

$$t_{2МЗ} = t_s - (t_s - t_{1МЗ}) \exp\left(-\frac{KF}{W_{МЗ}}\right). \quad (4.51)$$

Тепловая нагрузка в этом случае определяется выражением

$$Q = W_{МЗ} (t_s - t_{1МЗ}) \left[1 - \exp\left(-\frac{KF}{W_{МЗ}}\right)\right]. \quad (4.52)$$

В (4.51) и (4.52)  $W_{МЗ}$  — водяной эквивалент потока мазута.

Промежуточные значения температуры  $t_{2МЗ}$  определяются путем подстановки в (4.51) соответствующих значений поверхности нагрева рассматриваемых участков.

В формулах (4.22) и (4.23) предполагается независимость водяных эквивалентов от температуры, что не всегда справедливо. В ходе расчетов не представляется возможным определить точное значение коэффициента теплопередачи, не имея значений конечных температур теплоносителей. Поэтому расчет выполняется методом последовательных приближений: по принимаемым конечным температурам теплоносителей проводится определение величин  $\alpha$ ,  $K$  и  $W_{МЗ}$ . Если полученная в результате этих расчетов температура с необходимой точностью совпадает с принятой, то расчет на этом заканчивается.

Средние температуры поверхности теплообмена в подогревателях мазута определяются по формулам (4.28). Если обогрев мазута производится в кольцевых нагревательных элементах, подобных тем, которые применяются в подогревателях мазута типа ПМР (см. рис. 4.3), то возможны следующие виды обогрева: нагрев только внутренней трубы кольцевого канала; нагрев только наружной трубы кольцевого канала или нагрев обеих труб, составляющих нагревательный элемент. Соответственно этому в общем случае может быть различной удельная поверхностная плотность теплового потока на обеих поверхностях канала. Расчет поверхности теплообмена производится с учетом действующей части канала и интенсивности теплопередачи по уравнению

$$F = \frac{Q}{\Phi_{зап} K_{ср} \Delta t_{ср}}, \quad (4.53)$$

где  $K_{ср}$  — усредненное значение коэффициента теплопередачи на поверхности кольцевых оребренных элементов;  $\varphi_{зап}$  — коэффициент запаса, учитывающий загрязнение труб в процессе эксплуатации, для аппаратов, не требующих частой чистки, равный 0,7—0,8.

Усреднение значений коэффициента теплопередачи для условий, имеющих место в подогревателях мазута, производится по уравнению

$$K_{ср} = \frac{K_1 F_1 + K_2 F_2}{F_1 + F_2}. \quad (4.54)$$

В суммарное значение  $F_1$  и  $F_2$  входят поверхность внутренней несущей оребренной трубы  $F_{1н}$ , поверхность ребер  $F_p$  и поверхность наружной трубы  $F_{2вн}$ , причем

$$F_{1н} = \pi (d_{1н} - z_p \delta_p) L; \quad (4.55)$$

$$F_p = 2h_p z_p L; \quad (4.56)$$

$$F_{2вн} = \pi d_{2вн} L. \quad (4.57)$$

При обогреве нагревательных элементов паром равномерно с обеих сторон с достаточной для практики точностью можно принимать за среднее значение коэффициент теплопередачи, определенный по уравнению (4.29). Длина нагревательных элементов при этом будет

$$L = \frac{F}{\pi (d_{1н} + d_{2вн}) + 2h_p z_p}, \quad (4.58)$$

где  $F$  — полная поверхность с учетом запаса, найденная по формуле (4.53)

Средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha_0$  при пленочной конденсации неподвижного или медленно движущегося пара на наружной поверхности первого ряда гладких горизонтальных труб при значении температурного напора  $\Delta t_{п-ст}$  (пар — стенка),  $\rho_n \omega_n^2 < 3$  и  $Re_k \leq 50$  определяется по [60]

$$\alpha_0 = 0,725A \left( \frac{1}{d_n \Delta t_{п-ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_r. \quad (4.59)$$

Значение числа  $Re_k$ , характеризующего режим течения пленки, определяется на основе выражения

$$Re_k = \frac{q d_n}{g \mu_k r}, \quad (4.60)$$

где  $q = Q/F$  — средняя тепловая нагрузка поверхности нагрева, Вт/м<sup>2</sup>;  $\mu_k$  — коэффициент динамической вязкости конденсата пара, кг/(м·с);  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $r$  — удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Значение коэффициента  $A$  в (4.61) в зависимости от температуры конденсата  $t_k$  определяется по данным табл. 4.1 и может быть рассчитано по уравнению

$$A = \left( \frac{\lambda_k r g \rho_k^2}{\mu_k} \right)^{0,25}. \quad (4.61)$$

Таблица 4.1. Значения коэффициента  $A$  в формуле (4.59)

$t_k, ^\circ\text{C}$	100	120	150	180	210	250	280
$A \times 10^{-3}, \text{Вт}/(\text{м}^{7/4} \cdot ^\circ\text{C}^{3/4})$	12,2	12,7	13,0	13,2	13,0	12,3	11,0

Средний коэффициент теплопередачи при конденсации чистого пара на наружной поверхности пучка гладких горизонтальных труб с числом вертикальных рядов  $n$  определяется по формуле

$$\alpha_n = \alpha_0 \left( \frac{1}{n} \right)^{0,25} \quad (4.62)$$

где  $\alpha_0$  — коэффициент теплопередачи при конденсации пара на верхних трубах пучка.

Поправочный коэффициент на шероховатость и загрязнение поверхности конденсации принимается по данным табл. 4.2.

Таблица 4.2. Значения коэффициента  $\epsilon_r$

Материал труб и состояние их поверхности	$\epsilon_r$
Нормальные стальные цельпотянутые трубы	0,80
Чистые трубы из нержавеющей стали	1,00
Сильно окисленная шероховатая поверхность	0,85
Нормальные чистые латунные трубы	1,00

В начале расчета значением  $t_{ct}$  задаются, а затем, после определения значения поверхности нагрева  $F_p$ , оно уточняется по формуле

$$t_{ct} = t_s - \frac{Q}{\alpha_n F_n} \quad (4.63)$$

Если найденное значение  $t_{ct}$  заметно отличается от предварительно принятого, расчет повторяется.

Коэффициент теплоотдачи  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$  при конденсации греющего пара внутри труб определяется по формуле [51]

$$\alpha_n = (3953 + 116\omega_n^3) \sqrt{\frac{1,21}{L}}, \quad (4.64)$$

где  $L$  — длина рабочей части обогреваемого канала, м;  $\omega_n$  — скорость пара на входе в трубу (или кольцевой канал в элементах «труба в трубе»), м/с.

## 4.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И РАЗМЕРОВ ЭЛЕМЕНТОВ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

### 4.2.1. Охладитель с трубным пучком и перегородками типа «диск-кольцо»

В маслоохладителях с цилиндрическими корпусами, перегородками типа «диск — кольцо» и расположением труб в вершинах

равносторонних треугольников (см. рис. 4.4, а) трубный пучок приобретает форму шестигранника [61].

Диаметр окружности, в которую вписывается каждый шестиугольный ряд пучка труб, определяется по формуле

$$D_i = 2s_1 i, \quad (4.65)$$

где  $i$  — порядковый номер ряда от центра пучка;  $s_1$  — шаг расположения труб по фронту потока (поперечный).

Шаг расположения труб по глубине пучка (продольный) подсчитывается по формуле

$$s_2 = \frac{\sqrt{3}}{2} s_1. \quad (4.66)$$

Минимальное значение  $s_1$  выбирается из условия

$$s_{1 \min} = d_n + (3 \div 4) \delta, \quad (4.67)$$

где  $\delta = 0,001 \div 0,002$  — толщина стенки трубы.

Число шестиугольных рядов труб в пучке составляет

$$z = z_{\text{пол}} - z_{\text{ц}}, \quad (4.68)$$

где  $z_{\text{пол}}$  — полное число рядов труб в исходном пучке;  $z_{\text{ц}}$  — число рядов труб, удаленных из центра исходного пучка для создания отверстия для прохода масла через кольцевую перегородку.

Число труб в пучке при данной разбивке определится выражением

$$z_{\text{т}} = (z_{\text{пол}} - z_{\text{ц}})(z_{\text{пол}} + z_{\text{ц}} + 1) \cdot 3. \quad (4.69)$$

Число проходов между соседними трубами или число труб в  $n$ -м ряду от центра (см. рис. 4.4, а)

$$z_{\text{пр}i} = 6i. \quad (4.70)$$

Число проходов между соседними трубами среднего ряда пучка (число труб в среднем ряду) подсчитывается из выражения

$$z_{\text{пр}} = (z_{\text{пол}} + z_{\text{ц}} + 1) \cdot 3. \quad (4.71)$$

Проходное сечение для масла в среднем ряду пучка труб длиной  $l$  м составляет

$$f_{\text{ом}} = f_0 z_{\text{пр}}, \quad (4.72)$$

где  $f_0$  — сечение для прохода масла между соседними трубами для участка протяженностью  $l$  м.

Проходное сечение для масла в среднем ряду

$$f_{\text{м}} = f_0 (s_{\text{пер}} - \delta_{\text{пер}}) z_{\text{пр}}, \quad (4.73)$$

где  $s_{\text{пер}}$  и  $\delta_{\text{пер}}$  — соответственно расстояние между перегородками в пучке и толщина перегородок.

Толщину перегородок в зависимости от внутреннего диаметра корпуса  $D_{\text{вн}}$  и расстояния между ними рекомендуется выбирать в соответствии с данными табл. 4.3 [61].

Таблица 4.3. Рекомендации по выбору толщины перегородок типа «диск — кольцо»

Диаметр корпуса $D_{\text{ан}}$ , мм	Толщина перегородки (мм) при различных расстояниях между перегородками в пучке		
	до 150	до 300	
150—350	3	4	5
350—700	4	5	8
700—1000	5	6	8

Площадь центрального шестиугольного отверстия в кольцевой перегородке подсчитывается по формуле

$$f_{\text{ц}} = \frac{3\sqrt{3}}{2} (z_{\text{ц}} + 1)^2 s_1^2 - \frac{\pi d^2}{4} (3z_{\text{ц}} - 2). \quad (4.74)$$

Найденное значение  $f_{\text{ц}}$  должно удовлетворять условию

$$(z_{\text{ц}} + 1) \cdot 6 (s_{\text{пер}} - \delta_{\text{пер}}) f_0 \leq f_{\text{ц}} \leq f_{\text{м}}. \quad (4.75)$$

Рабочая (активная) длина труб определяется из выражения

$$l_0 = s_{\text{пер}} n_{\text{м}} - \delta_{\text{пер}}, \quad (4.76)$$

где  $n_{\text{м}}$  — число ходов масла в аппарате (четное).

Полная длина труб, включая участки, закрепленные в трубных досках, находится по формуле

$$L_{\text{пол}} = l_0 + 2\delta_{\text{д}}, \quad (4.77)$$

где толщина трубной доски  $\delta_{\text{д}}$  выбирается на основе прочностного расчета.

Увеличение  $L_{\text{пол}}$  и уменьшение внутреннего диаметра труб  $d_{\text{вн}}$  ограничено возможностями сборки и механической очистки внутренней поверхности труб. Значение  $L_{\text{пол}}/d_{\text{вн}}$  следует выбирать в пределах 100—200.

Диаметры отверстий для труб в трубных досках рекомендуется принимать равными

$$d_0 = d_{\text{н}} [1 + (0,016 \div 0,02)]. \quad (4.78)$$

Наиболее часто в маслоохладителях применяют трубы с диаметрами 16 и 19 мм, реже — трубы диаметром 12 и 14 мм.

Поверхность теплообмена пучка труб

$$F = F_0 z_{\text{т}} l_0, \quad (4.79)$$

где  $F_0$  — площадь наружной поверхности трубы длиной 1

Внутренний диаметр корпуса выбирается из условия

$$f_{\text{м}} \leq (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{д. пер}}^2) \frac{\pi}{4} \leq 6f_0 z_{\text{пол}} (s_{\text{пер}} - \delta_{\text{пер}}), \quad (4.80)$$

где  $D_{\text{д. пер}}$  — диаметр дисковой перегородки (см. рис. 4.3), определяемый из выражения

$$D_{\text{д. пер}} = 2s_1 (z_{\text{пол}} + 1) - d_{\text{ц}}. \quad (4.81)$$



В случае применения гладких труб или труб с наружным низким винтовым оребрением треугольного сечения (см. рис. 2.36) внутренний диаметр корпуса  $D_{\text{вн}}$  находится по формуле

$$D_{\text{вн}} = (7 \div 8) \sqrt{\frac{G_m d_n}{\varphi^{0,5}}}, \quad (4.82)$$

где  $G_m$  — расход масла,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\varphi$  — коэффициент заполнения.

Корпуса охладителей могут изготавливаться из бесшовных труб по ГОСТ 8732—78, сварных труб по ГОСТ 8696—74\* и ГОСТ 10704—76\* и из обечаек, свальцованных из листового материала.

При отсутствии уплотнений между наружными кромками кольцевых перегородок и корпусом внутренняя поверхность его для обеспечения зазоров между кольцевыми перегородками и корпусом, соответствующих по ГОСТ 9916—77 допускам  $A_5/X_3$ , протачивается.

Диаметры отверстий для прохода труб в перегородках «диск — кольцо» выполняются равными

$$d_{\text{пер}} = d_n [1 + (0,003 \div 0,004)]. \quad (4.83)$$

При наличии уплотнений проточки внутренней поверхности корпуса не требуется. При применении комбинированной перегородки [36, 61], показанной на рис. 4.8, общая ее толщина  $\delta_{\text{пер.у}}$  увеличивается на толщину уплотнительного слоя  $\delta_y$

$$\delta_{\text{пер.у}} = \delta_{\text{пер}} + \delta_y, \quad (4.84)$$

где  $\delta_y$  — толщина уплотняющего слоя пластика.

Значение  $\delta_y$  приблизительно рекомендуется выбирать равным  $\delta_{\text{пер}}$ . Применение уплотнительного слоя позволяет увеличить диаметры отверстий для прохода труб в стальных листах комбинированной перегородки до значений

$$d_{\text{пер}} = d_n [1 + (0,004 \div 0,007)]. \quad (4.85)$$

Наружный диаметр стальной (несущей) части комбинированных кольцевых перегородок определяется соотношением

$$D_{\text{кол. пер}} = D_{\text{вн}} - (2,5 \div 3) \delta_y. \quad (4.86)$$

Диаметры отверстий для прохода труб через уплотнительные слои комбинированных перегородок рекомендуется выбирать равными

$$d_y = d_n [1 + (0,002 \div 0,003)]. \quad (4.87)$$

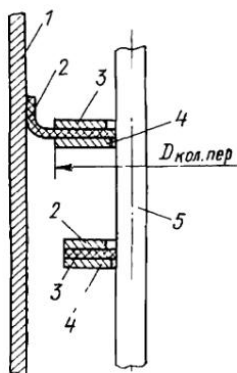


Рис. 4.8. Комбинированная перегородка, состоящая из диска и кольца и устраняющая холостые протечки масла

1 — корпус; 2 — лист маслястойкого пластика; 3 — накладное кольцо; 4 — несущая часть перегородки; 5 — трубка пучка

Расчетные диаметры патрубков для масла и воды определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{пт. м}} &= \sqrt{\frac{4G_{\text{м}}}{(1 \div 2) \pi}}; \\ D_{\text{пт. в}} &= \sqrt{\frac{4G_{\text{в}}}{(1,5 \div 2) \pi}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.88)$$

Число ходов воды в аппарате по соображениям компоновки трубопроводов удобно принимать четным,  $n_{\text{в}} = 2; 4$ ;

Площадь сечения в водяных камерах аппарата для поворота потока  $f_{\text{к. в}}$  рекомендуется выбирать из условия

$$\frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{к. в}}} = 0,5 \div 1, \quad (4.89)$$

где  $f_{\text{в}} = \frac{z_{\text{т}}}{n_{\text{в}}} \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2$ .

#### 4.2.2. Выбор конструктивных характеристик трубного пучка охладителя с сегментными перегородками

Размещение и число труб в пучке с сегментными перегородками [61] определяются на основе предварительной проработки их компоновки для заданных значений  $d_{\text{н}}$ ,  $s$  и  $D_{\text{вн}}$  (см. рис. 4.3, б). При этом должно быть предусмотрено местное увеличение шага  $s_2$  для размещения прокладок под перегородками между трубными досками, перегородками в водяных камерах и крышками камер для устранения холостых протечек воды. В аппарате с сегментными перегородками необходимо также применение специальных уплотнительных элементов для предотвращения холостых протечек масла между крайними трубами пучка и корпусом.

Сечение для прохода масла при повороте из одного хода в другой ход определяется по формуле

$$f_{\text{сег}} = \frac{D_{\text{вн}}^2}{8} \left( \frac{\pi \beta}{180} - \sin \beta \right) - \frac{z'}{2} \frac{\pi}{4} d_{\text{н}}^2, \quad (4.90)$$

где  $\beta$  — угол сектора (см. рис. 4.3, б), соответствующий хорде сегментной перегородки, проходящей через центры труб первого или последнего ряда труб пучка;  $z'$  — число труб в первом или последнем ряду пучка по ходу потока масла.

Значение  $f_{\text{сег}}$  окончательно принимается из условия  $f_{\text{сег}} \approx f_{\text{м}}$ . Значения  $f_{\text{ом}}$  и  $f_{\text{в}}$  определяются путем арифметического усреднения при конструировании пучка труб. Отклонения  $f_{\text{в}}$  по ходам не должны выходить за пределы  $\pm 5\%$ .

Формулы (4.66), (4.67), (4.72), (4.73), (4.76) — (4.79), (4.82) — (4.89) справедливы и для охладителей с сегментными перегородками.

### 4.2.3. Выбор конструктивных характеристик маслоохладителей с пучками труб с продольным приварным оребрением

Исследования, технико-экономические расчеты, а также освоение выпуска необходимого технологического оборудования показали целесообразность применения для охладителей масла труб с продольным приварным желобчатым оребрением (см. рис. 4.5). Такой тип оребрения уже применен в новых подогревателях мазута типа ПМР [62]

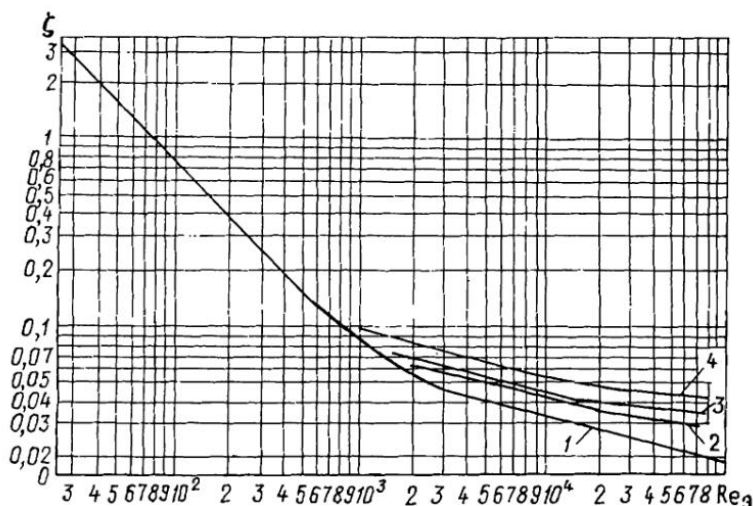


Рис. 4.9. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $\zeta$  от числа  $Re_z$  и параметров расчески продольных приварных ребер

Расшифровка кривых дан на рис. 4.6

Данный вид оребрения имеет следующие характеристики: общее число ребер на трубе  $z_p = 12 \times 2 = 24$  шт.; толщина ребер  $\delta_r = 0,6 \div 0,7$  мм; высота ребер  $h_p = 6,5$  мм; внутренняя труба, несущая оребрение,  $d_{1н} \times \delta_{ст} = 28 \times 1,4$  мм; наружная труба (кожух элемента)  $d_{2вн} \times \delta_{ст} = 45 \times 1$  мм; длина оребренного участка  $l_{ор}$  принимается исходя из конструкции; коэффициент оребрения  $\varphi \approx 4,55$ .

Для изготовления труб и оребрения в охладителе масла из таких элементов рекомендуется применять: для внутренней трубы, несущей оребрение, — стали, указанные в табл. 2.10; для наружной трубы — стали по ГОСТ 8734—75\*; желобчатых ребер — мягкая стальная лента по ГОСТ 503—71\*; для трубных досок с целью осуществления надежной приварки концов труб к ним — стали, указанные в табл. 2.10.

Для интенсификации теплообмена от масла к ребрам и к поверхности внутренней трубы, как показывают специальные исследова-

дования [63, 64], целесообразна рассечка продольных ребер с отгибом концов их в местах разрезки (см. рис. 4.5). Выбор шага разрезки ребер может производиться с учетом опытных зависимостей (см. рис. 4.6 и 4.9) и допустимого значения гидравлического сопротивления масляного тракта аппарата.

### 4.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

#### 4.3.1. Кожухотрубные охладители с уплотненными зазорами в масляной полости

Гидравлическое сопротивление одного ряда гладких труб  $\Delta P_{M1}$ , обтекаемых снаружи поперечным (или близким к нему) потоком масла, рассчитывается по формуле [34]

$$\Delta P_{M1} = \left[ \frac{230}{\left( \frac{\omega_H d_H}{v_M} \right)^{1,2}} + \frac{0,67}{\left( \frac{\omega_H d_H}{v_M} \right)^{0,15}} \right] \left( \frac{d_H}{d_3} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{-0,14} \varepsilon_{\Delta P_M} \rho_M \omega_M^2. \quad (4.91)$$

Формула (4.91) справедлива при значениях  $Re_M = \frac{\omega_M d_H}{v_M} = 20 \div \div 20000$  и  $d_H/d_3 = 0,75 \div 5,5$ . Для данного случая эквивалентный (гидравлический) диаметр для расчетного сечения  $f_M$  трубного пучка (см. рис. 4.3) находится по формуле  $d_3 = 4f_M/\Pi_M$ , где  $\Pi_M$  — «смоченный» периметр сечения  $f_M$ ;  $\omega_M$  — средняя скорость масла.

Сечение  $f_M$  для прохода масла через средний ряд пучка (принят пятый ряд), показанного на рис. 4.3, *a*, определится по формуле

$$f_M = (z_5 - 1) [2(s_1 - d_H) + 4(s_2'' - d_H)] h, \quad (4.92)$$

где  $z_5$  — число труб по одной стороне шестиугольника;  $h$  — расстояние на просвет между соседними перегородками.

«Смоченный» периметр для данного ряда находится из выражения

$$\Pi_M = (z_5 - 1) \{4[(s_1 - d_H) + h] + 8[(s_2'' - d_H) + h]\}. \quad (4.93)$$

Коэффициент  $\varepsilon_{\Delta P_M} \geq 1$ , учитывающий увеличение сопротивления пучка вследствие переменности сечений для прохода масла в рядах, определяется выражением (см. рис. 4.3)

$$\varepsilon_{\Delta P_M} = \frac{\sum_1^{z_x} \left( \frac{z_{np}}{z_{np_i}} \right)^{n_2}}{z_x}, \quad (4.94)$$

где  $z_x$  — число рядов труб, пересекаемых потоком масла в данном ходе;  $z_{np_i}$  — число проходов между трубами в каждом ряде пучка, считая от центра; показатель степени

$$n_2 = 0,56 Re_M^{0,15}. \quad (4.95)$$

Формула (4.95) справедлива при  $Re_m = 50 \div 2400$ .

Гидравлическое сопротивление одного ряда труб  $\Delta P_{M1}$  с низким треугольным оребрением (см. рис. 2.36), обтекаемых поперечным или близким к нему потоком масла, рассчитывается по формуле

$$\Delta P_{M1} = \left[ \frac{200}{\left( \frac{\omega_m d_H}{v_m} \right)^{1,2}} + \frac{0,83}{\left( \frac{\omega_m d_H}{v_m} \right)^{0,15}} \right] \left( \frac{d_H}{d_3} \right)^{0,42} \left( \frac{\mu_m}{\mu_{ст}} \right)^{-0,14} \varepsilon_{\Delta P_M} \rho_m \omega_m^2, \quad (4.96)$$

которая справедлива в диапазоне значений  $Re_m = \frac{\omega_m d_H}{v_m} = 20 \div 10000$ .

Коэффициент  $\varepsilon_{\Delta P_M}$  в (4.96) находится из (4.94), в котором показатель степени  $n_2$  для данных условий определяется выражением

$$n_2 = 0,5 Re_m^{0,18} \quad (4.97)$$

Последнее применимо в диапазоне изменений чисел  $Re_m$  от 50 до 1200.

Коэффициенты гидравлического сопротивления поворотов потока на  $180^\circ$  в центральных шестиугольных  $\zeta_{ц}$ , кольцевых  $\zeta_{кол}$  и сегментных  $\zeta_{сег}$  сечениях трубного пучка рекомендуется принимать равными 2—2,5.

При повороте потока на  $90^\circ$  соответствующий коэффициент гидравлического сопротивления рекомендуется принимать равным 1, при повороте на  $45^\circ$  — равным 0,5. Потеря давления при проходе потока масла через центральное отверстие в кольцевой перегородке определится формулой

$$\Delta P_{ц} = \zeta_{ц} \frac{n_M}{2} \left( \frac{f_M}{f_{ц}} \right)^2 \frac{\rho_m \omega_m^2}{2}, \quad (4.98)$$

а расчет потери давления при проходе масла через зазор между внутренней стенкой корпуса и наружной кромкой дисковой перегородки может быть выполнен по уравнению

$$\Delta P_{кор} = \zeta_{кол} \left( \frac{n_M}{2} - 1 \right) \left( \frac{f_M}{f_{кол}} \right)^2 \frac{\rho_m \omega_m^2}{2} \quad (4.99)$$

В (4.98) и (4.99) учтено изменение сечений для прохода масла на рассматриваемых участках, а за расчетную принята средняя скорость масла  $\omega_m$  в выбранном сечении.

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления патрубков подвода и отвода масла принимается одинаковым для случаев внезапного сужения и расширения потока [65] и составляет  $\zeta_{пт} = 1,55$ .

Полное гидравлическое сопротивление межтрубного (масляного) тракта охладителя с перегородками «диск — кольцо» может быть найдено по формуле

$$\Delta P_M = \rho_m \omega_m^2 \left[ \varepsilon_{ц} n_M + \frac{n_M}{2} \left( \frac{f_M}{f_{ц}} \right)^2 \frac{\zeta_{ц}}{2} + \left( \frac{n_M}{2} - 1 \right) \left( \frac{f_M}{f_{кол}} \right)^2 \times \right. \\ \left. \times \frac{\zeta_{кол}}{2} + \left( \frac{f_M}{f_{пт.м}} \right)^2 \frac{\zeta_{пт}}{2} \right], \quad (4.100)$$

где  $Eu_p = \frac{\Delta P_{M1}}{\rho_M \omega_M^2}$  — число Эйлера для одного ряда гладких труб или труб с низким треугольным накатным оребрением [см. (4.91) и (4.96)];  $n_M$  — число ходов масла в аппарате;  $f_{пт.м}$  — площадь сечения патрубков;  $f_{кол}$  — площадь сечения для прохода масла в зоне кольцевых поворотов у наружной кромки дисковых перегородок;  $f_{ц}$  — площадь сечения для прохода масла через отверстие в центре кольцевой перегородки.

Аналогично, полное гидравлическое сопротивление межтрубного тракта охладителя масла с сегментными перегородками (см. рис. 4.3, б) определяется по выражению

$$\Delta P_M = \rho_M \omega_M^2 \left[ Eu_p z_{n_M} (n_M - 1) \left( \frac{f_M}{f_{сег}} \right)^2 \frac{\zeta_{сег}}{2} + \left( \frac{f_M}{f_{пт.м}} \right)^2 \frac{\zeta_{пт}}{2} \right], \quad (4.101)$$

где  $f_{сег}$  — площадь выреза в сегментной перегородке для прохода масла, определяемая по формуле  $f_{сег} = (2/3) ab$ .

Полное гидравлическое сопротивление водяного тракта маслоохладителей с поверхностью из гладких труб или труб с наружным оребрением вычисляется по формуле [61]

$$\Delta P_B = \left\{ \left[ \frac{0,316}{\frac{\omega_B d_{вн}}{v_B}} \frac{L}{d_{вн}} + \left( \frac{f_B}{f_{вх}} \right)^2 \zeta_{вх} \right] n_B + \left( \frac{n_B}{2} - 1 \right) \left( \frac{f_B}{f_{к.в1}} \right)^2 \zeta_{к.в1} + \right. \\ \left. + \frac{n_B}{2} \left( \frac{f_B}{f_{к.в2}} \right)^2 \zeta_{к.в2} + \left( \frac{f_B}{f_{пт.в}} \right)^2 \zeta_{пт} \right\} \rho_B \omega_B^2, \quad (4.102)$$

где  $\omega_B$  — средняя скорость воды в трубах;  $L$  — полная длина труб;  $n_B$  — число ходов воды в аппарате;  $f_B$  — суммарное «живое» сечение труб при одном ходе воды;  $f_{вх}$  — суммарное «живое» сечение входных отверстий труб, имеющих снаружи накатное оребрение; для гладких труб обычно  $f_{вх}/f_B \approx 1$ , для труб с накатным оребрением  $f_{вх}/f_B > 1$ ;  $\zeta_{вх}$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений на входе воды в трубы соответствующего хода из камеры (внезапное сужение) и выходе воды из труб в камеры (внезапное расширение); величину  $\zeta_{вх}$  согласно [65] можно принимать равной 1,55;  $\zeta_{к.в1}$ ,  $\zeta_{к.в2}$  — коэффициенты гидравлического сопротивления основной и поворотной водяных камер, которые можно принять равными  $2 \div 2,5$ .

#### 4.3.2. Кожухотрубные охладители с технологическими зазорами в трубном пучке

Коэффициенты гидравлического сопротивления кольцевых и серповидных технологических зазоров между стенками отверстий в перегородках и гладкими трубами, а также между стенками корпуса и кольцевыми или сегментными перегородками определяются из выражения [36]

$$\xi_\delta = \frac{2 \Delta P_\delta}{\rho_M \omega_\delta^2} = \frac{180}{\frac{\omega_\delta d_\delta}{v_M}} + 1,55. \quad (4.103)$$

Формула применима при  $Re_{\delta} = \frac{w_{\delta} d_{\delta}}{\nu_{\text{м}}} = 1 \div 10^4$  и  $\delta_{\text{пер}} d_{\delta} = 1,82 \div 4,36$ , где  $\delta_{\text{пер}}$  — толщина перегородки;  $d_{\delta}$  — эквивалентный (гидравлический) диаметр зазора.

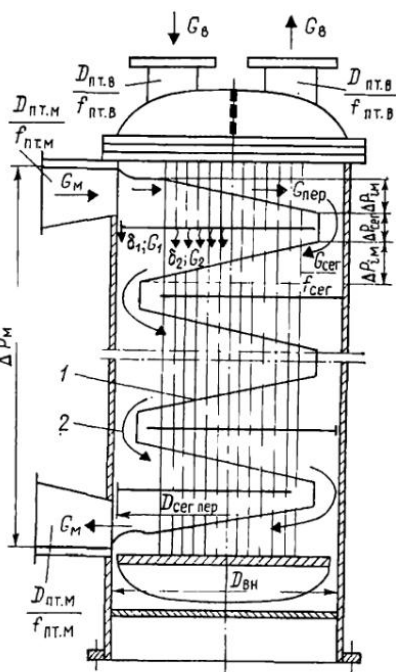
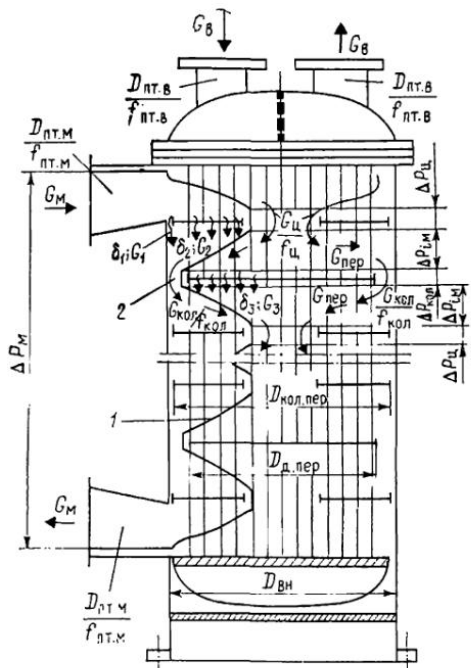


Рис. 4.10. Схема движения потоков масла и изменения его давления в трубном пучке охладителя с перегородками «диск — кольцо» и открытыми зазорами  
1 — характер изменения давления масла по ходам; 2 — направление движения потоков масла;  $\Delta P = \Delta P_{\text{гм}} z_{\text{х}}$  — общее гидравлическое сопротивление части трубного пучка, омываемой поперечным потоком масла при данном ходе

Рис. 4.11. Схема движения потоков масла и изменения его давления в трубном пучке охладителя с сегментными перегородками и открытыми зазорами  
1 — характер изменения давления масла по ходам; 2 — направление движения потоков масла

Для зазора  $\delta_1$  между корпусом и кольцевой или сегментной перегородкой согласно рис. 4.10, 4.11 эквивалентный диаметр определяется по одной из формул:

$$\left. \begin{aligned} d_{\delta 1} &= D_{\text{вн}} - D_{\text{кол. пер}}; \\ d_{\delta 1} &= D_{\text{вн}} - D_{\text{сег. пер}}; \end{aligned} \right\} \quad (4.104)$$

где  $D_{\text{кол. пер}}$  и  $D_{\text{сег. пер}}$  — наружный диаметр соответственно кольцевой и сегментной перегородок.

Для зазоров  $\delta_2$  в кольцевых и сегментных перегородках и зазоров  $\delta_3$  в дисковых перегородках (между трубами и отверстиями

в перегородках) соответствующий эквивалентный диаметр вычисляется по формуле (см. рис. 4.10 и 4.11)

$$d_{\delta_2} = d_{\delta_3} = d_{\text{пер}} - d_n, \quad (4.105)$$

в которой диаметр отверстий в перегородках для прохода труб с учетом допусков находится по формуле

$$d_{\text{пер}} = d_n (1 + 0,003 + 0,004). \quad (4.106)$$

Коэффициенты гидравлического сопротивления зазоров около труб с треугольным оребрением определяются по формуле [34]

$$\xi_{\delta} = \frac{70z_p^{0,5}}{\frac{w_{\delta} d_{\delta}}{v_m}} + 1,45z_p^{0,15}, \quad (4.107)$$

где  $z_p$  — число ребер на участке трубы, по длине равно толщине перегородки.

Для оребрения, показанного на рис. 2.36, можно принять  $z_p \approx 1 \div 3$ . В (4.107) входит средняя скорость потока в зазоре между наружным диаметром труб и диаметром отверстий в перегородке.

Площадь среднего сечения зазоров между внутренней стенкой корпуса и кольцевой перегородкой (с учетом допусков на изготовление) определяется (см. рис. 4.10, 4.11) выражением

$$f_{\delta_1} = (D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{кол, пер}}^2) (\pi/4). \quad (4.108)$$

Площадь среднего сечения зазоров между стенками отверстий в кольцевых и дисковых перегородках и наружным диаметром гладких и низкорбрых труб (см. рис. 4.3 и 4.10) подсчитывается по формуле

$$f_{\delta_1} \approx f_{\delta_3} = z_{\tau} (d_{\text{пер}}^2 - d_n^2) (\pi/4). \quad (4.109)$$

Площадь среднего сечения зазоров между внутренней стенкой корпуса и сегментной перегородкой (см. рис. 4.3 и 4.10) находится по формуле

$$f_{\delta_1} = (D_{\text{вн}}^2 - D_{\text{сег, пер}}^2) (\pi/4) \left( \frac{360 - \beta}{360} \right). \quad (4.110)$$

Площадь среднего сечения зазоров между стенками отверстий в сегментных перегородках и наружным диаметром гладких и низкорбрых труб определяется по формуле

$$f_{\delta_2} = (z_{\tau} - z') (d_{\text{пер}}^2 - d_n^2) (\pi/4). \quad (4.111)$$

При наличии зазоров через каждый ход в пучке труб с перегородками «диск — кольцо» проходит часть  $G_x$  общего расхода масла  $G_m$  (см. рис. 4.10)

$$G_x = G_m - G_1 - \frac{G_2 + G_3}{2}, \quad (4.112)$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_3$  — холостые протечки масла соответственно через зазоры  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  и  $\delta_3$ .



Через центральное шестиугольное и периферийное кольцевые отверстия в аппарате с перегородками «диск — кольцо» проходят следующие расходы масла:

$$\left. \begin{aligned} G_{ц} &= G_m - G_1 - G_2; \\ G_{кол} &= G_m - G_3. \end{aligned} \right\} \quad (4.113)$$

За каждый ход в пучке труб с сегментными перегородками (см. рис. 4.11) проходит часть  $G_x$  общего расхода масла  $G_m$ , определяемая соотношением

$$G_x = G_m - G_1 - G_2. \quad (4.114)$$

Такой же расход масла будет через вырез в сегментной перегородке

$$G_{сег} = G_m - G_1 - G_2. \quad (4.115)$$

В охладителе с перегородками «диск — кольцо» на зазор  $\delta_1$  (см. рис. 4.10) действует перепад давления

$$\Delta P_{\delta_1} = 2z_x \Delta P_{м1} + \Delta P_{ц}. \quad (4.116)$$

На зазоры  $\delta_2$  и  $\delta_3$  в таком аппарате действуют перепады давления, определяемые соотношениями (см. рис. 4.11)

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\delta_2} &= z_x \Delta P_{м1} + \Delta P_{ц}; \\ \Delta P_{\delta_3} &= z_x \Delta P_{м1} + \Delta P_{кол}. \end{aligned} \right\} \quad (4.117)$$

В охладителе с сегментными перегородками (см. рис. 4.11) зазоры  $\delta_1$  и  $\delta_2$  находятся при одинаковых средних перепадах давления, определяемых соотношением

$$\Delta P_{\delta_1} = \Delta P_{\delta_2} = z_x \Delta P_{м1} + \Delta P_{сег}, \quad (4.118)$$

где  $\Delta P_{сег}$  — сопротивление поворота потока масла у кромки сегментной перегородки, определяемое по формуле, аналогичной (4.99), в которой вместо  $\xi_{кол}$  подставляется  $\xi_{сег}$ , вместо  $f_m$  — площадь  $f_{сег}$ , вместо скорости  $\omega_m$  — скорость  $\omega_x$  в расчетном сечении пучка  $f_x$ , соответствующая расходу  $G_x$  [см. (4.114), (4.123)].

Скорость течения масла через зазоры  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  и  $\delta_3$  в гладкотрубном пучке подсчитывается по формуле

$$\omega_{\delta} = \sqrt{\left(\frac{58,1}{d_{\delta}/v_m}\right)^2 + 1,29 \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho_m} - \frac{58,1}{d_{\delta}/v_m}}. \quad (4.119)$$

Скорость течения масла через зазоры  $\delta_2$  и  $\delta_3$  в пучке из труб с низким треугольным винтовым оребрением (см. рис. 4.10 и 4.11) определяется из уравнения

$$\omega_{\delta} = \sqrt{\left(\frac{24,2z_p^{0,35}}{d_{\delta}/v_m}\right)^2 + 1,38 \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho_m} - \frac{24,2z_p^{0,35}}{d_{\delta}/v_m}}. \quad (4.120)$$

Расходы масла через зазоры  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  и  $\delta_3$  оцениваются по следующим формулам:

$$G_1 = \omega_{\delta_1} f_{\delta_1}; \quad G_2 = \omega_{\delta_2} f_{\delta_2}; \quad G_3 = \omega_{\delta_3} f_{\delta_3}, \quad (4.121)$$

где  $f_{\delta 1}$ ,  $f_{\delta 2}$ ,  $f_{\delta 3}$  — суммарные площади данных зазоров в рассматриваемом аппарате.

Полное гидравлическое сопротивление межтрубного тракта охладителя с перегородками «диск — кольцо» и зазорами в нем определится следующим выражением:

$$\Delta P_M = \rho_M \omega_x^2 \left[ E_{\text{цр}} z_x n_M + \frac{n_M}{2} \left( \frac{f_x}{f_{\text{ц}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{ц}}}{2} \left( \frac{G_{\text{ц}}}{G_x} \right)^2 + \left( \frac{n_M}{2} - 1 \right) \left( \frac{f_x}{f_{\text{кол}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{кол}}}{2} \left( \frac{G_{\text{кол}}}{G_x} \right)^2 + \left( \frac{f_x}{f_{\text{пт. м}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{п}}}{2} \left( \frac{G_{\text{м}}}{G_x} \right)^2 \right], \quad (4.122)$$

где

$$\omega_x = \frac{G_x}{f_x}; \quad \left( \frac{f_x G_{\text{ц}}}{f_{\text{ц}} G_x} \right)^2 = \left( \frac{f_{\text{м}} G_{\text{ц}}}{f_{\text{ц}} G_{\text{м}}} \right)^2 \quad \left( \frac{f_x G_{\text{кол}}}{f_{\text{кол}} G_x} \right)^2 = \left( \frac{f_{\text{м}} G_{\text{кол}}}{f_{\text{кол}} G_{\text{м}}} \right)^2 \quad (4.123)$$

$f_{\text{м}}$  — проходное сечение в среднем расчетном ряду пучка в аппарате без технологических зазоров;  $f_x$  — то же, но с учетом технологических зазоров.

Полное гидравлическое сопротивление межтрубного тракта охладителя с сегментными перегородками в пучке может быть определено по уравнению

$$\Delta P_M = \rho_M \omega_x^2 \left[ E_{\text{цр}} z_x n_M + (n_M - 1) \left( \frac{f_x}{f_{\text{сег}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{сег}}}{2} \left( \frac{G_{\text{сег}}}{G_x} \right)^2 + \left( \frac{f_x}{f_{\text{пт. м}}} \right)^2 \frac{\zeta_{\text{пер}}}{2} \left( \frac{G_{\text{пер}}}{G_x} \right)^2 \right], \quad (4.124)$$

где  $\left( \frac{f_x G_{\text{сег}}}{f_{\text{сег}} G_x} \right)^2 = \left( \frac{f_{\text{м}} G_{\text{сег}}}{f_{\text{сег}} G_{\text{м}}} \right)^2$

Формулы (4.31), (4.33), (4.96), (4.100), (4.101) справедливы для охладителей с открытыми технологическими зазорами, если в качестве характерной скорости масла подставлять ее фактическое значение  $\omega_x$ .

### 4.3.3. Охладители с поверхностью из труб с продольными приварными ребрами прямоугольного сечения

В маслоохладителях типа МБРГ трубный пучок представляет собой систему параллельных каналов из элементов типа «труба в трубе» (см. рис. 4.3) Условия теплообмена и гидравлические характеристики элементов, соединенных по ходу масла параллельно, можно считать одинаковыми. Поэтому основная часть гидравлического расчета выполняется для одного из таких элементов каждого хода масла в аппарате.

Расчетная площадь сечения одного канала для прохода масла определяется по формуле

$$f_{\text{м}} = 0,785 (d_{2\text{вн}}^2 - d_{1\text{вн}}^2) - z_{\text{р}} h_{\text{р}} \delta_{\text{р}} \quad (4.125)$$

Число параллельно работающих элементов (оребранных каналов) при одном ходе находится из соотношения

$$z_{эл} = \frac{G_M}{3600 \omega_M f_M}, \quad (4.126)$$

где  $\omega_M$  — средняя скорость масла в оребрном канале.

Значение  $\omega_M$  предварительно рекомендуется принимать в пределах 0,8—1,0 м/с. Это обеспечивает умеренное (в пределах 0,04—0,05 МПа) гидравлическое сопротивление масляного тракта

проектируемого охладителя и достаточно высокую интенсивность теплообмена в нем.

Полное гидравлическое сопротивление масляного тракта охладителя с поверхностью из продольно-оребрных труб (рис. 4.12) включает в себя: сопротивление входного участка  $\Delta P_1^M$  (подводящий патрубок, поворот и вход в каналы); сопротивление движения масла в оребрных элементах  $\Delta P_{эл}^M$ ; сопротивление участка поворота масла из 1-го хода во 2-й  $\Delta P_2^M$ ; сопротивление выходного участка (выход масла из элементов 2-го хода, поворот и выходной патрубок)  $\Delta P_3^M$ , т. е.

$$\Delta P_M = \Delta P_1^M + \Delta P_{эл}^M + \Delta P_2^M + \Delta P_3^M. \quad (4.127)$$

Сопротивление входного участка определяется формулой

$$\Delta P_1^M = \zeta_{вх}^M \frac{\rho_M (\omega_M^{op})^2}{2}, \quad (4.128)$$

где  $\omega_M^{op}$  — средняя скорость масла в элементе, определяемая по (4.41).

Коэффициент гидравлического сопротивления для данных условий можно принять  $\zeta_{вх}^M \approx 1,5$ .

Сопротивление  $\Delta P_3^M$  определяется аналогичным образом, при этом суммарный коэффициент гидравлического сопротивления выходного участка охладителя также может быть принят приближенно равным 1,5.

Сопротивление  $\Delta P_2^M$  определяется по следующей формуле:

$$\Delta P_2^M = \zeta_{п.к}^M \frac{\rho_M (\omega_M)^2}{2}, \quad (4.129)$$

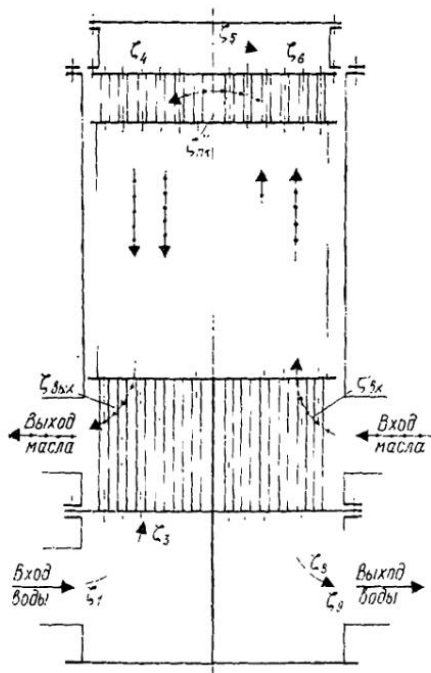


Рис. 4.12. Схема к расчету гидравлического сопротивления масляного и водяного трактов охладителей типа МБРГ. Линии без точек — вода, линии масло

где коэффициент сопротивления для поворотной камеры  $\zeta_{п.к}^{\pi}$  принимается равным 2—2,5.

Коэффициенты гидравлических сопротивлений указанных выше участков отнесены к средней скорости масла в элементе  $\omega_M^{op}$ , поэтому необходимо вводить соответствующие поправки, учитывающие изменение сечений (скоростей) масла на этих участках по отношению к расчетной скорости масла  $\omega_M^{op}$  (см. выше).

Гидравлическое сопротивление кольцевого канала ( $\Delta P_{эл}^M$ ), в котором на трубе малого диаметра установлены разрезные или неразрезные (см. рис. 4.5) продольные приварные ребра прямоугольного сечения, определяется по формуле

$$\Delta P_{эл}^M = \lambda_{тр} \frac{2l_{op}}{d_э} \frac{\rho_M (\omega_M^{op})^2}{2}. \quad (4.130)$$

Коэффициент трения  $\lambda_{тр}$  для такого кольцевого канала находится по уравнению [61]

$$\lambda_{тр} = \frac{96 \left\{ \frac{1}{[1,516 - 0,156 (\delta/h_p)]} \frac{b/\delta}{[0,868 (b/\delta) + 0,124]} \right\}}{\frac{\omega_M d_э}{v_M}}, \quad (4.131)$$

где  $\delta$  — зазор между внутренней и наружной трубами элемента (см. рис. 4.5), определяемый по формуле

$$\delta = \frac{d_{2вн} - d_{1н}}{2}; \quad (4.132)$$

$b$  — средний шаг ребер, который находится из выражения

$$b = \frac{\pi (d_{2вн} + d_{1н}) \cdot 0,5}{z_{эл}}; \quad (4.133)$$

$d_э$  — эквивалентный гидравлический диаметр рассматриваемого канала, который находится по формуле

$$d_э = d_э^{r.л} \frac{d_{2вн} + d_{1н}}{(d_{2вн} + \psi d_{1н})}. \quad (4.134)$$

Эквивалентный диаметр гладкого канала  $d_э^{r.л}$ , образованного концентрически расположенными трубами с диаметрами  $d_{1н}$  и  $d_{2вн}$  (см. рис. 4.5), определяется соотношением

$$d_э^{r.л} = d_{2вн} - d_{1н}. \quad (4.135)$$

Полное гидравлическое сопротивление водяного тракта маслоохладителя с поверхностью из продольно-ребренных труб (согласно рис. 4.12) определяется по формуле (4.102).

#### 4.3.4. Охладители с поверхностью из труб с проволочно-петельным оребрением

Трубая система маслоохладителей, в которой использованы трубки с проволочно-петельным припаянным оребрением, представляет собой систему одинаковых параллельных каналов. Поэтому

общий принцип расчета гидравлических сопротивлений их масляного и водяного трактов одинаков с изложенным в п. 4.3.3.

Гидравлическое сопротивление трубного пучка охладителя с проволочно-петельным оребрением может быть определено на основе зависимостей (2.25) и (2.26). Физические свойства масел в этих формулах должны быть взяты при его средней температуре. При определении средней расчетной скорости масла должно учитываться загромождение сечения кольцевого канала проволочно-петельным оребрением.

#### 4.4. АЛГОРИТМ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МАЗУТА ТИПА ПМР

Алгоритм ТВЖ (рис. 4.13) дает возможность выполнять комплексные проектные тепловые, гидравлические и оптимизационные расчеты подогревателей мазута кожухотрубного типа с нагревательными элементами из гладких или продольно-оребрённых труб в широком диапазоне определяющих параметров. В алгоритме используется метод интервально-итерационного расчета основных

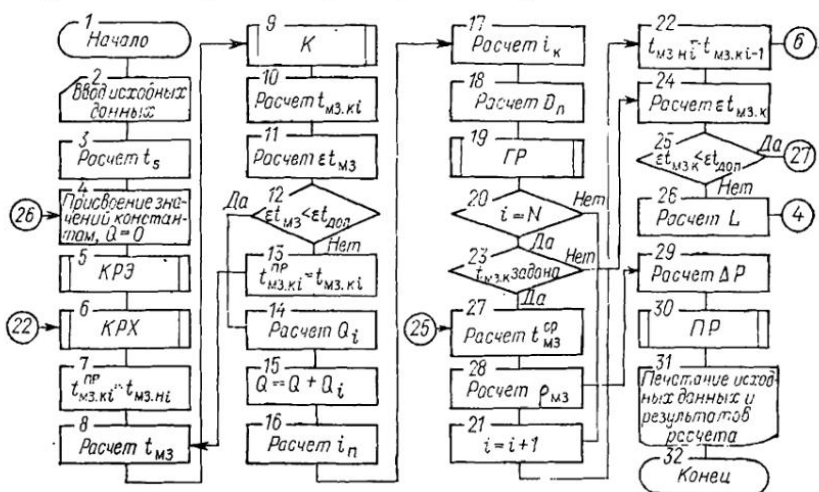


Рис 4.13. Структурная схема алгоритма теплового расчета теплообменника вязкой жидкости (ТВЖ) типа ПМР

величин с усреднением параметров в интервале, за который принимается один ход вязкой жидкости.

Результатом конструкторского расчета является определение необходимой длины и числа нагревательных элементов для получения заданной температуры мазута на выходе из аппарата. Задачами оптимизационных конструкторских расчетов является определение значений отдельных варьируемых параметров по минимальному уровню приведенных затрат, принимаемых за целевую функцию. Проверочные расчеты позволяют найти конечные значения температуры вязкой жидкости при заданных конструктивных параметрах аппарата и соответствующих температурных условиях для греющей среды и потока мазута на входе в аппарат. Алгоритм позволяет определить гидравлическое сопротивление подогревателя, массу трубного пучка и приведенные затраты.

Исходные данные для расчета могут быть подготовлены и введены в ЭВМ в пакетном или диалоговом режиме. Особенностью подготовки исходных данных

для пакетного режима ввода является строго определенная последовательность и форматы вводимых чисел.

Ниже приводятся краткие пояснения к алгоритму ТВЖ.

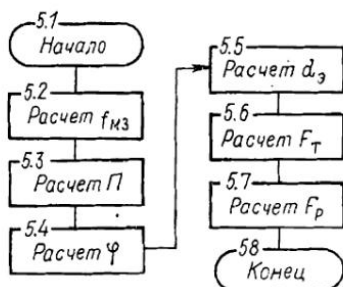
Б.3 (блок 3) Температура насыщения рассчитывается по уравнению

$$\sum_{i=0}^3 b_i (\ln P_n)^i,$$

где  $b_0 = 99,092712$ ,  $b_1 = 27,854242$ ,  $b_2 = 2,3754642$ ,  $b_3 = 2,1077805 \cdot 10^{-1}$ .

Б.5. Обращение к структурной схеме конструкторского расчета теплового мента (рис. 4.14). Расчет значений величин производится по формулам § 4.1.

Рис. 4.14. Структурная схема алгоритма КРЭ конструкторского расчета элемента подогревателя ПМР



Б.6. Конструкторский расчет характеристик (КРХ)  $i$ -го хода включает в себя определение поверхности теплообмена  $F_i = F_T n_i$  и проходного сечения для потока мазута  $f_{мз i} = f_{мз} n_i$ , где  $F_T$  и  $f_{мз}$  — поверхности теплообмена и проходного сечения одного нагревательного элемента соответственно;  $n_i$  — число нагревательных элементов в  $i$ -м ходе.

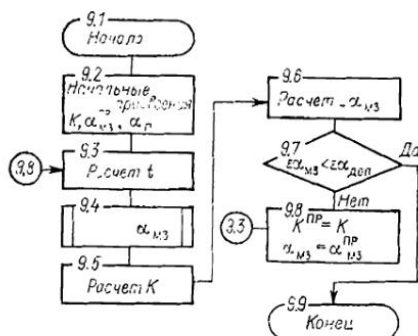


Рис. 4.15. Структурная схема алгоритма расчета коэффициента теплопередачи  $K$  в подогревателе ПМР

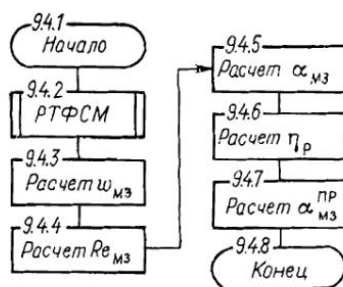


Рис. 4.16. Структурная схема расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{мз}$  в межтрубном пространстве

Б.7 Присвоение конечного значения температуры мазута для первого цикла расчета.

Б.8. Расчет средней температуры мазута в  $i$ -м ходе

$$t_{мз} = 0,5 (t_{мз, нi} + t_{мз, кi}^{np}),$$

где  $t_{мз, кi}^{np}$  — промежуточное значение температуры мазута, полученное в ходе итерации.

Б.9. Расчет коэффициента теплопередачи (рис. 4.15 и 4.16) выполняется также по рекомендациям § 4.1.

Б.10. Расчет конечного значения температуры в кольцевом пространстве  $i$ -го хода по уравнению (4.51).

Б.11. Расчет относительной погрешности расчета конечной температуры мазута

$$\varepsilon t_{M3} = \frac{(t_{M3, ki} - t_{M3, ni}^{np})}{t_{M3, ki}}.$$

Б.14. Расчет количества теплоты, переданной в  $i$ -м ходе,

$$Q_i = G_{M3} c_{M3} (t_{M3, ki} - t_{M3, ni}).$$

Б.15. Расчет суммарной тепловой нагрузки аппарата.

Б.16, Б.17. Расчет теплосодержания греющего пара и конденсата.

Б.18. Определение расхода пара на подогрев мазута в  $i$ -м ходе

$$D_n = \frac{Q_i}{(i_n - t_k) \eta_n},$$

где  $\eta_n$  — коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду.

Б.19. Гидравлический расчет  $i$ -го хода, позволяющий определить гидравлическое сопротивление с учетом местных сопротивлений входа ( $\zeta_{вх}$ ), выхода ( $\zeta_{вых}$ ) из каналов нагревательных элементов и поворота потока ( $\zeta_{пов}$ ) в камере, выполняется по уравнению

$$\Delta P_i = \left( \frac{\lambda_{тр} L}{d_3} + \zeta_{вх} + \zeta_{пов} + \zeta_{вых} \right) \frac{\rho_{M3i} \omega_{M3i}^2}{2}.$$

где  $\lambda_{тр}$  — коэффициент сопротивления трения в канале нагревательного элемента.

Б.20. Проверка выполнения условия достижения конца расчетов ходов.

Б.21. Настройка на  $(i + 1)$ -й ход.

Б.22. Присвоение начального значения температуре мазута в ходе.

Б.23. Проверка: задана ли конечная температура мазута?

Б.24. Вычисление относительной погрешности расчета конечного значения температуры мазута

$$\varepsilon t_{M3, k} = \frac{t_{M3, k} - t_{M3, ki}}{t_{M3, k}}.$$

Б.26. Расчет длины теплообменника

$$L = L - \frac{t_{M3, k} - t_{M3, ki}}{t_{M3, k}} L.$$

Б.27. Расчет средней по теплообменнику температуры вязкой жидкости

$$t_{M3}^{cp} = 0,5 (t_{min} + t_{max}).$$

Б.28. Расчет средней плотности мазута ( $\text{кг/м}^3$ )

$$\rho_{M3} = [0,881 - 0,00304 (t_{M3}^{cp} - 68)] 10^3.$$

Б.29. Расчет общего гидравлического сопротивления мазутоподогревателя

$$\Delta P = \frac{\rho_{M3} \omega_{пт}^2 (\zeta_{вх}^{пт} + \zeta_{вых}^{пт})}{2} + \sum_1^N \Delta P_i - \frac{\zeta_{пов} \omega_z^2 \rho_z}{2},$$

где  $\omega_{пт}$  — скорость мазута в патрубках аппарата;  $\zeta_{вх}^{пт}$ ,  $\zeta_{вых}^{пт}$ ,  $\zeta_{пов}$  — местные коэффициенты сопротивления входа в патрубок (внезапное сужение), выхода из патрубка в камеру (внезапное расширение) и поворота в камере;  $\omega_z$ ,  $\rho_z$  — соответственно скорость и плотность мазута в последнем ходе теплообменника.

Б.30. Расчет приведенных затрат включает в себя определение массы трубной системы  $m$ , входящей в слагаемое капитальных затрат, и потерь, связанных

с преодолением гидравлического сопротивления аппарата, составляющих слагаемое эксплуатационных затрат

$$Z = \frac{\Delta P G_{\text{мз}} C_{\text{э}} \tau \cdot 10^{-6}}{\rho_{\text{мз}} \eta \cdot 3600} + E_{\text{н}} C m,$$

где  $C_{\text{э}}$  — замыкающие затраты на электроэнергию, принимаемые равными 15,5 руб./МВт;  $\eta$  — коэффициент полезного действия насосной установки;  $E_{\text{н}}$  — нормативный коэффициент эффективности;  $C$  — приведенная стоимость 1 кг массы теплообменника, по данным ТКЗ равная 1 руб./кг.

Расчет теплофизических свойств вязкой жидкости (мазута М-100) производится по алгоритму РТФСМ (рис. 4.17), включающему расчет следующих характеристик:

коэффициента кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$

$$\nu = (10^{10} [9,5555 - 3,745 \lg(t + 273)] - 0,8) \cdot 10^{-6};$$

коэффициента теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$$\lambda = 0,158 - 0,00021(t - 20);$$

удельной теплоемкости,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

$$c_p = 1,736 + 0,00251t;$$

плотности,  $\text{кг}/\text{м}^3$

$$\rho = [0,8881 - 0,000304(t - 68) \cdot 10^3];$$

числа Прандтля

$$Pr = \frac{1000 \nu c_p \rho}{\lambda}.$$

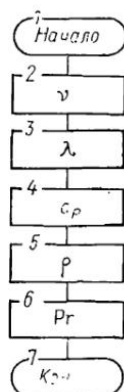


Рис. 4.17. Структурная схема РТФСМ расчета теплофизических свойств мазута

#### 4.5. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ МАЗУТА ПМР

Подогреватели типа ПМР предназначены для подогрева высоковязкого топочного мазута в схемах подготовки его к сжиганию. Температура мазута в резервуаре обычно составляет 70 °С; она и принята за исходную в цикле тепловых расчетов. Необходимая для распыления в форсунках вязкость мазута обеспечивается при температуре 125—135 °С, которая и является конечной температурой его нагрева в подогревателе.

Для нагрева используется пар с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300 °С. Нагревательный элемент, расчетная схема которого приводится на рис. 4.18, образуется при сборке двух блоков аппарата: кожуха и трубного пучка.

Целью тепловых расчетов, проводимых на этапе технического проектирования, является установление оптимальных размеров поверхностей нагрева и проверка соответствия выбранного варианта аппарата техническому заданию.

Базовый вариант расчета выполнен для подогревателя ПМР-13-120, являющегося головным образцом новой серии подогревателей мазута. Исходные данные для его расчета приводятся в табл. 4.4. Расчет аппарата ПМР-13-120 выполнен на номинальный расход мазута М-100 в количестве 120 т/ч при обогреве его паром с давлением 1,0 МПа и температурой 300 °С. Значение гермического сопротивления загрязнений  $r_{\text{з}}$ , связанного с каждой из теплообменивающих сред, принято в соответствии с рекомендациями РТМ-26-01-36—70 [66] для



теплообменной аппаратуры промышленного назначения. Материал труб и ребер — углеродистая сталь. Все геометрические размеры канала и оребрения, а также число нагревательных элементов соответствовали значениям, указанным в ОСТ 108.030.126—78 [67]

Данные 29 других рассчитанных вариантов, представленные в табл. 4.5—4.10, содержат сведения об изменениях в конструкции теплообменников и режимах их

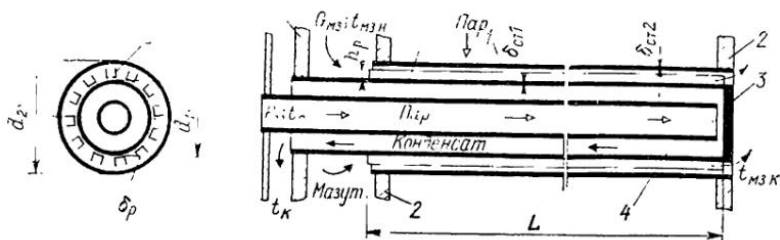


Рис. 4.18. Расчетная схема элемента «труба в трубе»

1 — наружная труба канала; 2 — трубные доски; 3 — заглушка; 4 — паровая труба; 5 — внутренняя труба с продольным оребрением

работы. Переменными величинами в вариантах расчета были: давление и температура греющего пара, термическое сопротивление загрязнений, длина нагревательных элементов, число и размеры продольных ребер, число ходов вязкой жидкости в аппарате и распределение элементов по ходам.

Таблица 4.4. Исходные данные для расчета базового варианта подогревателя ПМР-13-120

Наименование показателя		Наименование показателя	Число- вое значе- ние
Расход вязкой жидкости $G$ , т/ч	120	Температура пара $t_n$ , °C	300
Температура мазута на входе $t_{мз. вх}$ , °C	70	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_n$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·K)	11 627
Давление пара $P_n$ , МПа	0,1	Теплопроводность материала ребер $\lambda_p$ , Вт/(м·K)	46,5
Теплопроводность материала труб $\lambda_t$ , Вт/(м·K)	46,5	Число ребер $z$	24
Термическое сопротивление загрязнений $r_z$ , м <sup>2</sup> ·K/Вт	0,0043	Толщина ребер $\delta_p$ , мм	1,0
Допустимая погрешность:		Длина элемента $L$ , м	3,38
$\epsilon_t$	0,01	Число ходов $N$	8
$\epsilon_a$	0,05	Число труб по ходам:	
Тепловые потери $\eta$	0,98	$n_1$	12
Диаметр трубы, мм:		$n_2$	10
$d_1$	38	$n_3$	10
$d_2$	89	$n_4$	10
Толщина трубы,		$n_5$	10
$\delta_{г1}$	2,5	$n_6$	10
$\delta_{г2}$	4,5	$n_7$	8
		$n_8$	6
		Наработка в течение года $\tau$ , ч	6000
		Нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений $E_n$	0,15
		Приведенная стоимость единицы массы $C$ , руб/кг	1,0

Таблица 4.5. Варианты исходных показателей параметров греющего пара для поверочного расчета подогревателя ПМР-13-120

Номер варианта	Параметры греющего пара	
	Давление $P_n$ , МПа	Температура $t_n$ , °С
1	1,0	300
2	0,2	200
3	0,5	200
4	0,7	200
5	1,2	300
6	1,5	300

Таблица 4.6. Варианты моделирования увеличения термического сопротивления загрязнений  $r_3$  поверхности нагрева подогревателя ПМР-13-120

Номер варианта	(м <sup>2</sup> ·К)/Вт
1	0,0043
7	0,0086

Таблица 4.7. Варианты изменения длины нагревательных элементов подогревателя ПМР-13-120

Номер варианта	$L$ , м
8	2,5
9	3,0
10	3,5
11	4,0
12	5,0

Таблица 4.8. Варианты изменения геометрических характеристик обрешетки нагревательных элементов подогревателей ПМР

Номер варианта	до ребер	Размеры ребер,	
		В1	Толщина
13	12	19	1,0
14	18	19	1,0
1	24	19	1,0
15	24	5	1,0
16	24	10	1,0
17	24	15	1,0
18	24	19	0,5
19	24	19	1,5

Изменение параметров пара в вариантах 1—6 (от  $P_n = 0,2$  МПа,  $t_n = 200$  °С до  $P_n = 1,5$  МПа,  $t_n = 300$  °С) приводит к изменению подогрева топлива от 99,6 до 144,4 °С. На рис. 4.19 дан график изменения температуры мазута в 8 ходах базового аппарата ПМР-13-120 при изменении параметров греющего пара. Подогреватель ПМР-13-120 обеспечивает требуемый ОСТ 108.030.126—78 расчетный подогрев мазута марки М-100 от 70 до 135° паром с параметрами  $P_n = 1,0$  МПа и  $t_n = 300$  °С.

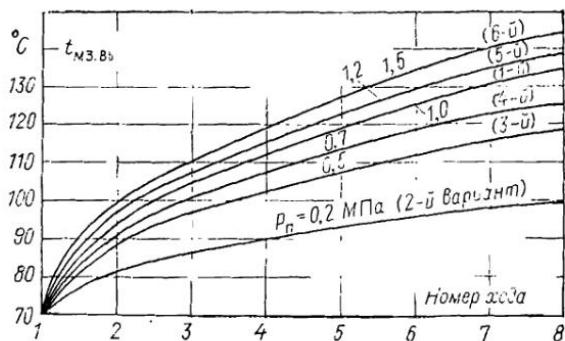


Рис. 4.19. Изменение температуры мазута на выходе из подогревателя ПМР-13-120 при изменении давления греющего пара в вариантах 1—6 (см. табл. 4.5)

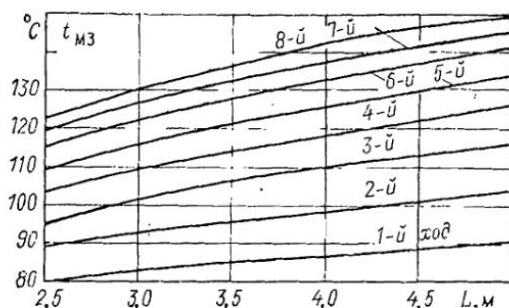


Рис. 4.20. Изменение температуры мазута по ходу теплоносителя в подогревателях с разной длиной нагревательных элементов (см. табл. 4.7)

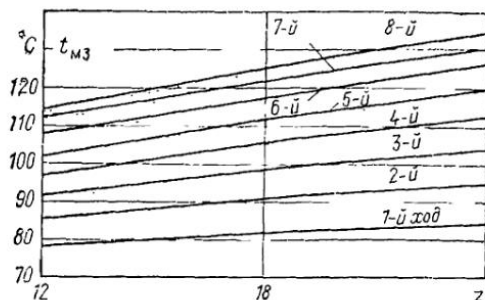


Рис. 4.21. Изменение температуры мазута по ходу теплоносителя в подогревателях с поверхностью нагрева из труб с разным числом продольных ребер (см. табл. 4.8)

Таблица 4.9. Варианты изменения числа ходов мазута и числа нагревательных элементов подогревателей ПМР

Номер варианта	Число ходов	Число нагревательных элементов $n_t$ в ходах											
							6		8	9	10		12
1	8	12	10	10	10	10	10	8	6	—	—	—	—
20	4	12	12	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—
21	6	10	10	10	10	10	—	—	—	—	—	—	—
22	10	12	10	10	10	10	10	8	6	6	4	—	—
23	12	12	10	10	10	10	10	8	6	6	4	4	4
24	4	10	10	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—
25	8	10	10	10	10	10	10	10	10	—	—	—	—

Таблица 4.10. Основные расчетные характеристики подогревателей мазута типа ПМР при температуре мазута М-100 на входе 70 °С и параметрах пара:  $P_n = 1,0$  МПа и  $t_n = 300$  °С

Номер варианта	Тип аппарат	Номинальная производительность, т/ч	Расчетные параметры мазута			
				нагревательных элементов	$P_{мз}$ , МПа	$t_{мз. вых.}$ , °С
26	ПМР-13-400	400	6	156	1,3	116,9
27	ПМР-13-240	240	8	157	1,3	135,1
1	ПМР-13-120	120	8	76	1,3	134,1
28	ПМР-64-60	60	8	39	6,4	135,0
29	ПМР-64-30	30	8	18	6,4	132,2
30	ПМР-64-15	15	8	9	6,4	132,1

Расчетный режим работы базового подогревателя в условиях значительного загрязнения, рассмотренный в варианте 7, приводит к снижению до 113,5 °С температуры мазута на выходе из аппарата. Варианты 8—12 рассматривают зависимость подогрева топлива в аппарате, сечение которого аналогично базовому, но с переменной длиной канала от 2,5 м до 5,0 м (с шагом 0,5 м). Подогрев в аппарате по варианту 12 с длиной нагревательных элементов 5,0 м возможен до 149,2 °С. Влияние длины нагревательных элементов на степень подогрева вязкого топлива в 8-ходовом подогревателе ПМР представлено на рис. 4.20. Уменьшение числа ребер  $z$  в стандартном канале нагревательного элемента от 24 до 18 и 12 (варианты 4, 13, 14) приводит к снижению температуры подогрева до 125,1 и 114,3 °С (рис. 4.21). Это свидетельствует о принятом оптимальном значении числа ребер, равном 24. Расчетные варианты 15—19 и 1 показывают влияние высоты ребра  $h_p$  и его толщины  $\delta_p$ . Снижение высоты ребер и уменьшение их толщины приводит к понижению тепловой нагрузки нагревательных элементов и соответственно к уменьшению степени нагрева мазута в каналах.

Результаты поверочных расчетов для номинальных режимов работы аппаратов ПМР-13-400, ПМР-13-120, ПМР-13-60, ПМР-64-30 и ПМР-64-15 (варианты 26—30) содержится в табл. 4.10.

Исходные данные для расчета названных выше аппаратов включают в себя конструктивные размеры нагревательных каналов и их число, указанные в ОСТ 108.030.126—78. Все эти подогреватели, как показали расчеты и контрольные испытания головных образцов, отвечают требованиям указанного стандарта и приняты к серийному изготовлению.

## ИССЛЕДОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

### 5.1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Определение тепловых и гидравлических характеристик охладителей масла и подогревателей мазута и их элементов проводится как на стендовых установках в лабораторных условиях, так и на промышленных аппаратах в соответствующих технологических схемах.

Целью исследований в стендовых условиях может являться получение данных об эффективности новых типов поверхностей теплообмена. Это необходимо при выборе оптимального варианта такой поверхности и получении расчетных зависимостей по теплопередаче и гидравлике для проектирования аппарата.

Испытания промышленных аппаратов в условиях эксплуатации проводятся с целью определения фактических рабочих характеристик их головных образцов, уточнения характеристик для ранее выпущенных и модернизированных аппаратов, для получения рабочих характеристик последних в изменившихся условиях эксплуатации и т. д.

При исследованиях и испытаниях проводятся измерения начальных и конечных (при необходимости и промежуточных) температур теплообменивающихся сред, их давлений на входе и выходе из аппаратов и на наиболее важных участках, расходов этих сред и т. д.

Ниже дается краткое описание установок для лабораторных исследований элементов подогревателей мазута и охладителей масла и испытаний соответствующих аппаратов в промышленных условиях.

### 5.2. СХЕМЫ СТЕНДОВ ДЛЯ ОТРАБОТКИ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

#### 5.2.1. Стенд для исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых оребренных каналах

В подогревателях мазута типа ПМР и охладителях масла типа МБРГ трубные системы состоят из определенного числа элементов «труба в трубе», в которых мазут или масло движется в кольцевом оребренном канале [47, 58, 59, 61]. В аппаратах типа ПМР этот канал обогревается паром через наружную и внутреннюю стенку; в охладителях МБРГ — отвод теплоты осуществляется только через поверхность внутренней трубы.

При предварительном анализе влияния геометрических параметров продольного оребрения в таких кольцевых каналах на интенсификацию теплоотдачи было установлено, что наиболее важными из них являются высота ребра  $h_p$ , число ребер  $z$  и параметр их рассечения  $s_p/d_s$ .

Из известных работ, посвященных изучению теплообмена в кольцевых каналах с продольными ребрами на внутренней трубе, только в трех [68—70] были приведены данные для турбулентного течения воздуха. Данные для ламинарного и турбулентного режимов течения капельных жидкостей в таких системах практически отсутствовали. Поэтому потребовалось создать экспериментальный стенд для изучения влияния указанных геометрических параметров оребрения на теплообмен и гидравлическое сопротивление кольцевых оребренных каналов в широком диапазоне чисел  $Re$  и  $Pr$ .

Экспериментальная установка имела автономные контуры для циркуляции масла (рис. 5.1, а) и воды (рис. 5.1, б). Рабочий участок I был общим для воды и масла. После завершения опытов с водой в контуре II этот участок дре-

нировался, осушивался и подсоединялся к контуру масла *I*. В расходный бак *II* вместимостью 0,3 м<sup>3</sup> контура *I* заливалось турбинное масло марки ТСП 22. Теплоносителем в контурах *II* и *III* являлась деаэрированная вода. Детали и трубопроводы этих контуров изготовлялись из устойчивых к коррозии материалов. В контуре циркуляционной воды *II* имелся бак *8* вместимостью 0,8 м<sup>3</sup>. В контурах циркуляции имелись очистительные фильтры *6*.

Циркуляция жидкости в контурах *I* и *II* обеспечивалась насосами *10* и *7*: шестеренчатым ШДП-125 для масла и центробежным ПН-1200 для воды. Электропривод их осуществлялся от двигателей постоянного тока, включенных по схеме «генератор — двигатель с независимым возбуждением». Это обеспечивало

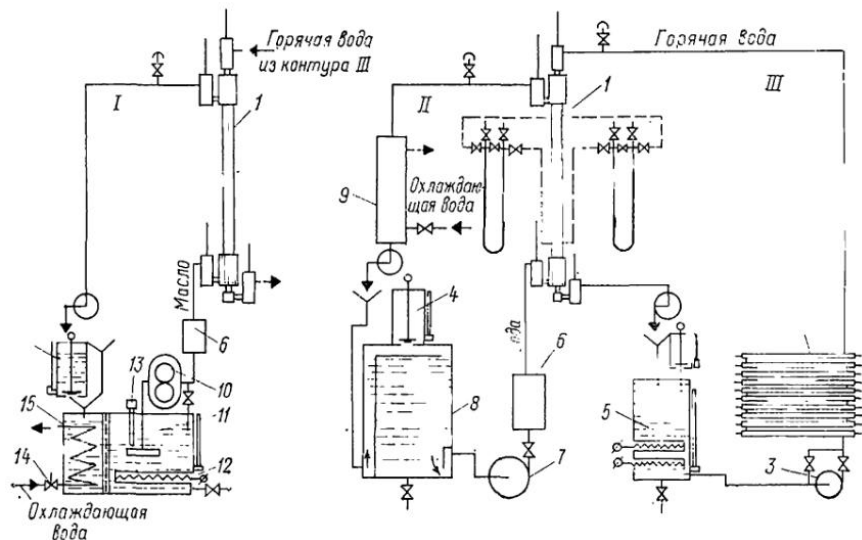


Рис. 5.1. Схема экспериментальной установки для исследования теплообмена и гидродинамики в кольцевых оребренных каналах

плавное регулирование расходов масла и воды через канал рабочего участка в диапазоне от 0,2 до 12,0 м<sup>3</sup>/ч и позволяло изменять скорости течения сред от 0,05 до 8 м/с. Из участка *I* в контуре *II* через холодильник *9* поступала в измерительный бак *4*, а затем — в расходный бак *8*.

Тепловой режим в контурах поддерживался с помощью трубчатых холодильников: выносного *9* — в контуре воды и спирального *15*, погруженного в бак *11*, — в контуре масла. Температура масла в баке поддерживалась регулятором. В качестве датчика *13* применялся электроконтактный термометр, который через реле включал электромагнитный вентиль *14* на линии охлаждающей воды к холодильнику *15* при повышении температуры или электронагревательные элементы *12* при ее понижении.

Калориметр участка *I* обогревался горячей водой из контура *III*. Из бака *5* эта вода подавалась насосом *3* в электронагреватель *2*, в котором подогревалась до требуемой температуры и поступала в калориметр рабочего участка *1*. Бак горячей воды, трубопроводы и измерительный сосуд этого контура были теплоизолированы.

Рабочий участок представлял собой теплообменник «труба в трубе» (рис. 5.2). Внутренняя труба *2* — калориметр с исследуемой поверхностью нагрева длиной 0,5 м — центрировалась по оси. Наружная труба *1* имела теплоизоляцию. Торцевые участки калориметра были изолированы эбонитовыми втулками. Необогреваемый участок гидродинамической стабилизации потока в кольцевом канале имел протяженность 0,125 м.

Горячая вода подавалась в калориметр сверху, проходила через теплоизолированный участок, затем отдавала теплоту испытываемой трубе и удалялась из теплообменника. Внутри калориметра для увеличения скорости воды помещался вытеснитель диаметром 10 мм. Наружные трубы рабочего участка вместе со стаканами образовывали входную и выходную камеры, в которых выравнивалось давление потока и обеспечивались одинаковые условия для входа в канал.

До входа в канал теплообменника и после выхода из него рабочая жидкость проходила через измерительные камеры, в которых устанавливались лабораторные термометры и термопары.

В двух сечениях наружной трубы, расположенных на расстоянии 0,350 м, на стенке были просверлены отверстия диаметром 0,25 мм для измерения статических давлений на опытном участке. Для измерения перепада давления использовались жидкостные дифференциальные манометры.

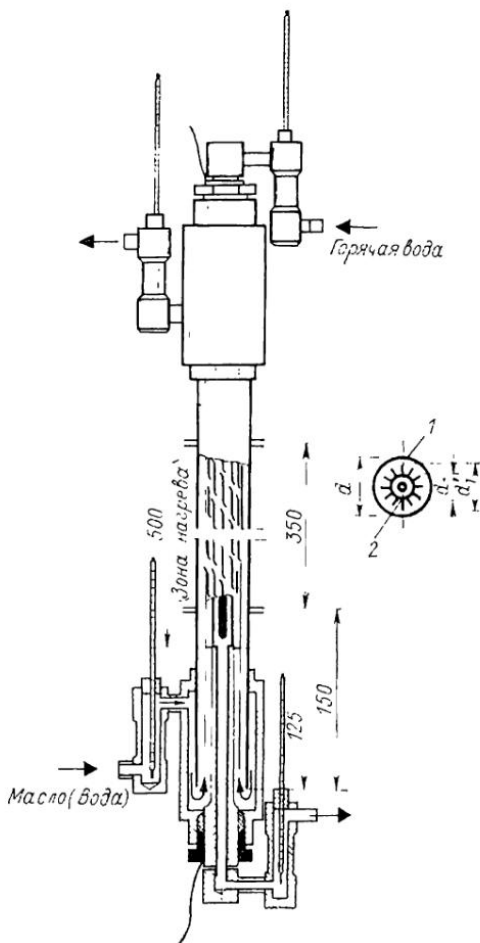


Рис. 5.2. Схема рабочего участка установки по рис. 5.1

регулировалось вентилем 7. К опытному элементу был подведен насыщенный пар с давлением 0,6 МПа. Измерение расхода конденсата греющего пара осуществлялось объемным способом с использованием бака 12, за которым имелся конденсатоотводчик 13. Температурный режим в мазутном контуре регулировался подогревателем 6. Для измерения температур потока и поверхности на опытном элементе были установлены термопары 3, которые подключались к потенциометру 11 типа ЭПП-09. Перепад давления на рабочем участке элемента измерялся с помощью дифманометра 10. Размеры труб, образующих канал для мазута в элементе аппарата:  $d_2 = 89 \times 4,5$  мм,  $d_1 = 38 \times 2,5$  мм. К наружной поверхности малой трубы были приварены шесть U-образных желобков толщиной 1 мм и высотой 1,9 мм; общее число ребер на трубе при этом составило 12.

### 5.2.2. Стенд для исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых оребренных каналах подогревателей мазута типа ПМР

На рис. 5.3 представлена схема стенда, на котором проводилась отработка теплообменного элемента 1 подогревателей мазута типа ПМР [47]. Стенд состоял из разомкнутого циркуляционного контура и бака 9 вместимостью 2000 м<sup>3</sup>. Циркуляция мазута в нем осуществлялась насосом 8 типа МВН-10, развивавшим давление до 12 МПа при расходах до 20 м<sup>3</sup>/ч. Измерение расхода мазута осуществлялось с помощью двойной диафрагмы 4 и бака 5. Давление мазута в системе циркуляции и в опытном элементе 1 контролировалось по манометру 2 и регу-

Измерение температуры стенки трубы, несущей ребра, позволило определить значение коэффициента теплоотдачи от ее поверхности к потоку мазута. Расположение термодпар и метод их зачеканки в стенку трубы показаны на рис. 5.4.

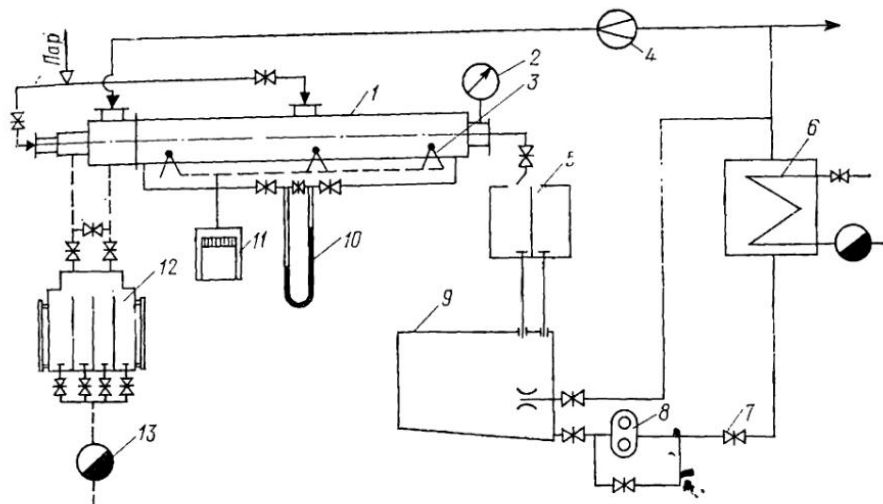


Рис. 5.3. Схема стенда для исследования теплообмена и гидродинамики в элементах подогревателей мазута типа ПМР

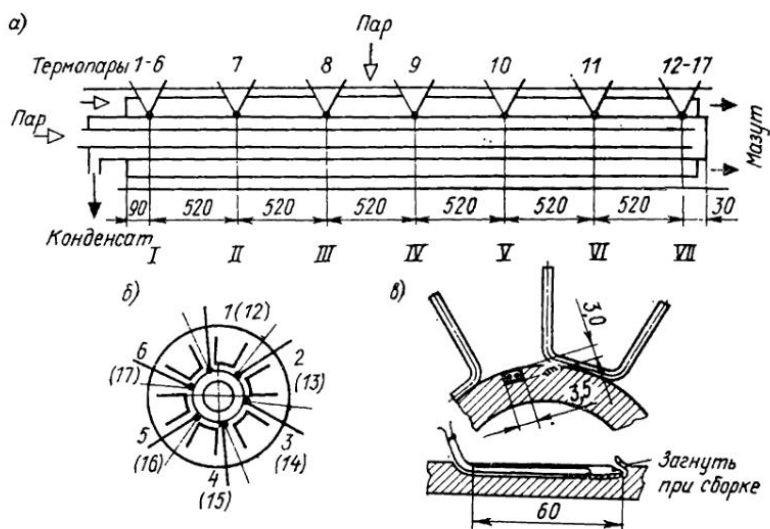


Рис. 5.4. Схема установки термодпар в опытном элементе ПМР: а — по длине рабочего участка; б — в поперечных сечениях; в — на межреберных участках  
1—17 — номера термодпар;

Контрольно-измерительные приборы, установленные на стенде и опытном участке, позволили определить основные показатели опытного элемента, рассчитать  $\alpha_{кан}$  и найти коэффициент сопротивления  $\zeta$  с минимальной для таких



испытаний средней относительной погрешностью  $\pm 8\%$ . На основе данных этих исследований затем были спроектированы, испытаны и освоены в серийном производстве подогреватели мазута типа ПМР [67].

### 5.2.3. Стенд для исследования теплообмена и гидравлики в элементах маслоохладителей

В гл. 2 было дано описание охладителей масла типа МБРГ. Для определения их характеристик был создан стенд, основу которого составили четыре элемента «труба в трубе». Два первых по ходу масла элемента использовались

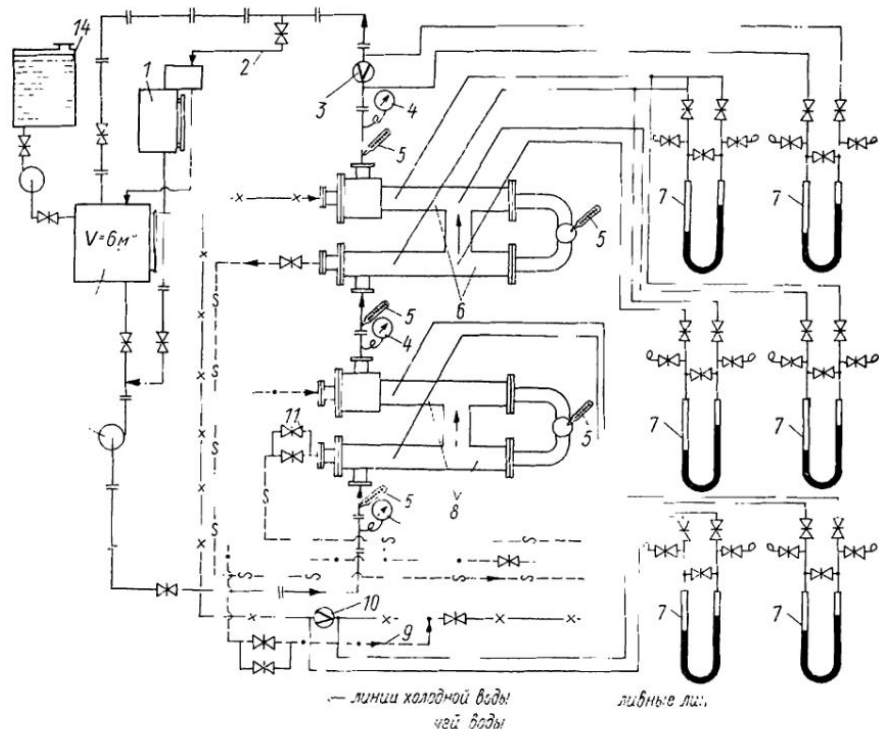


Рис. 5.5. Схема стенда для определения теплогидравлических характеристик элемента маслоохладителей типа МБРГ

для его подогрева, а два других — исследовали первый и второй ходы масла и воды в аппарате МБРГ

В схеме опытной установки (рис. 5.5) основными узлами являются элементы 6 и 8. В охладителе 8, являющемся исследуемой моделью, масло и вода совершают два хода по противоточной схеме, в маслоподогревателе 6 масло и горячая вода движутся аналогично. Масло из основного бака 14 поступает в расходный бак 13, а из него насосом 12 подается к подогревателю 6 и охладителю 8. После охладителя масло возвращается в бак 13. За охладителем установлена нормальная диафрагма 3, которая тарировалась с помощью вспомогательного бака 1 с переливным устройством и линии 2.

Расход охлаждающей воды контролировался также по тарированной диафрагме 10. Вторичными приборами к диафрагмам являлись ртутные дифманометры 7 типа ДТ-50. Температуры масла и воды измерялись лабораторными

термометрами 5 с ценой деления 0,1 °С, рабочая часть которых погружалась в поток. Давления контролировались по образцовым манометрам 4.

Гидравлические сопротивления отдельных участков охладителя и подогревателя по воде определялись по U-образным манометрам, заполненным подкрашенным тетрабромэтаном. Полное сопротивление охладителя по маслу контролировалось с помощью удлиненного ртутного дифманометра ( $\Delta p = 2000$  мм), а остальные участки — по стандартным приборам типа ДТ-50.

Для регулирования начальной температуры воды была предусмотрена подача горячей воды в охлаждающую перед охладителем по линии 9. Для обеспечения плавной регулировки температуры основные вентили на линиях горячей и холодной воды были байпасированы игольчатыми вентилями 11.

### 5.2.4. Стенд для испытания головных образцов маслоохладителей

На рис. 5.6 дана схема стенда, на котором были испытаны головные образцы охладителей масла типа МБ-20-30, МБ-25-37, МБ-40-60 и МБ-63-90 [5, 7]. Основными элементами стенда являются: циркуляционный масляный насос 1,

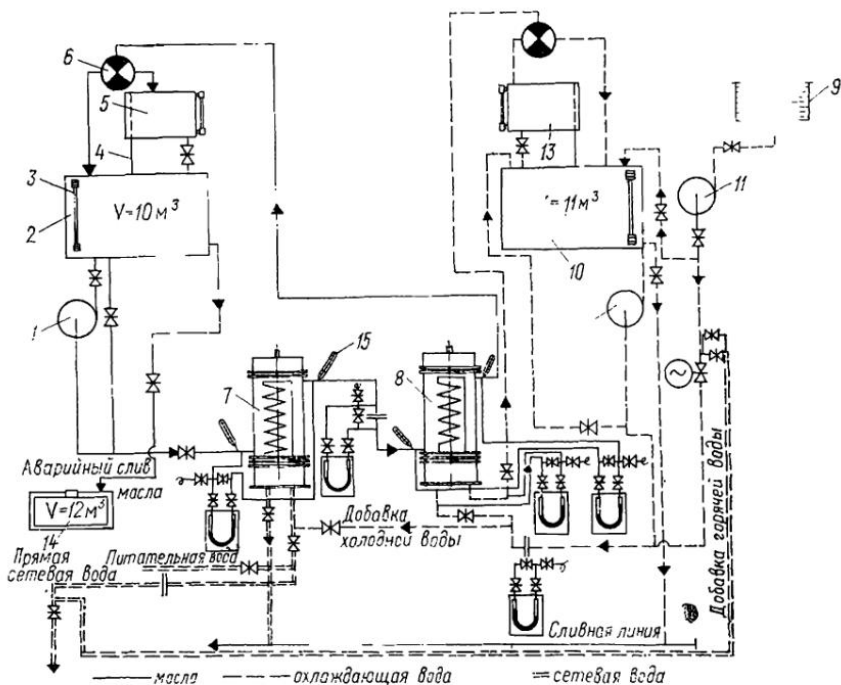


Рис. 5.6. Схема стенда для испытания головных образцов маслоохладителей

маслобак 2 с указателем уровня 3, мерный бачок масла 5 с переливной трубкой 4, передвижной шибер 6, маслоподогреватель 7, испытываемый охладитель 8, бассейн 9, бак технической воды 10, водяной насос 11, циркуляционный водяной насос 12, мерный водяной бак 13, наружный подземный бак 14 для слива масла со стенда. Расходы воды и масла измерялись нормальными диафрагмами и ртутными дифманометрами ДТ-50. Обе диафрагмы тарировались объемным методом с помощью баков 5 и 13, которые предварительно также тарировались. Температуры воды и масла измерялись лабораторными термометрами 15 с ценой деления 0,1 °С. В масляном и водяном контурах для регулировки имелись линии

рециркуляции. Начальная температура воды перед испытываемым охладителем менялась за счет подмешивания к ней прямой сетевой воды с  $t = 130^\circ\text{C}$ . Гидравлические сопротивления охладителей замерялись ртутными дифманометрами типа ДТ-50 (по ходу воды) и специальными удлиненными дифманометрами (по ходу масла).

Обычно на стенд ставилось два одинаковых охладителя (7 и 8), которые менялись местами. Это позволяло в ходе последовательного испытания двух головных образцов получить представление о качестве их изготовления. В [5, 7] приведены основные результаты этих испытаний и описана методика обработки опытных данных. Отработанные на этом стенде головные образцы указанных охладителей масла были в 1968 г. запущены в серийное производство, а в 1972 г. удостоены государственного Знака качества.

### 5.2.5. Испытания подогревателей мазута и охладителей масла в условиях эксплуатации

Для повышения точности измерения расходов теплообменивающихся сред, их температур, гидравлического сопротивления трактов перед проведением испытаний непосредственно в эксплуатационных условиях на объектах приходится вводить ряд новых измерительных приборов. На рис. 5.7 дана схема измерений,

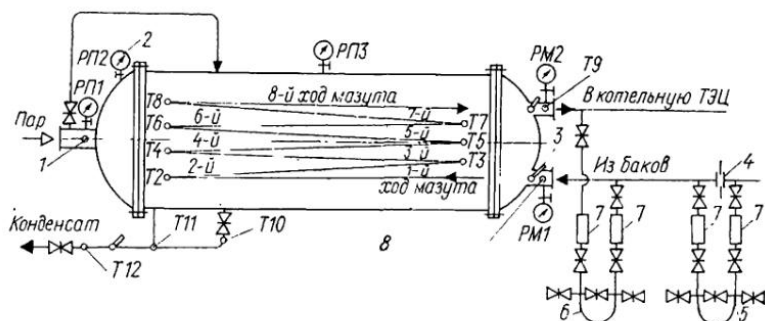


Рис. 5.7 Схема измерений параметров головного образца подогревателя мазута типа ПМР-10-120

1 — термомпара; 2 — образцовый манометр; 3 — лабораторный термометр; 4 — расходомер — цилиндрическое сопло; 5, 6 — дифманометры; 7 — разделительные сосуды; 8 — подогреватель; T1—T9 — измерявшиеся температуры мазута; T10—T12 — то же, конденсата; РП1—РП3 — измерявшиеся давления пара; РМ1, РМ2 — то же, мазута

которая была использована на мазутохозяйстве Архангельской ТЭЦ для проведения приемо-сдаточных испытаний головного образца подогревателя мазута типа ПМР-10-120 [67]. Аппарат был установлен на открытой площадке вблизи здания мазутонасосной. Термометры устанавливались в гильзы, залитые маслом. В течение достаточно длительного эксплуатационного периода в конденсате, прошедшем подогреватель, не было обнаружено следов мазута и конденсат использовался в цикле работы электростанции.

Особое внимание при проведении подобных испытаний приходится обращать на обеспечение точного измерения расхода мазута. Наиболее целесообразно применение для этого цилиндрических сопел, установка которых производится в соответствии с рекомендациями [75]. Их достоинством является сохранение постоянства коэффициента расхода  $\alpha$  при значениях чисел Рейнольдса от 270 до 550 000, значениях модуля сопла от 0,01 до 0,36, что обеспечивает точность измерений в пределах  $\pm 0,1\%$  (см. п. 5.3.2) [75].

На рис. 5.8 показано расположение измерительных участков на линиях воды и масла, установленных при подготовке испытаний маслоохладителя М-240 непосредственно в системе маслоснабжения головной турбины К-300-240 Копаковской ГРЭС [1]. Характеристики нормальных диафрагм были получены расчет-

ным путем, а затем проверены на описанном выше стенде НПО ЦКТИ. Тарировку измерителей расхода в эксплуатационных условиях часто осуществить невозможно, поэтому на точность их изготовления, установки и расчетного определения характеристик должно обращать особое внимание [71]. Температуры воды и масла при испытаниях измерялись термометрами с ценой деления  $0,1^{\circ}\text{C}$ , а гидравлические сопротивления — с помощью дополнительных дифманометров.

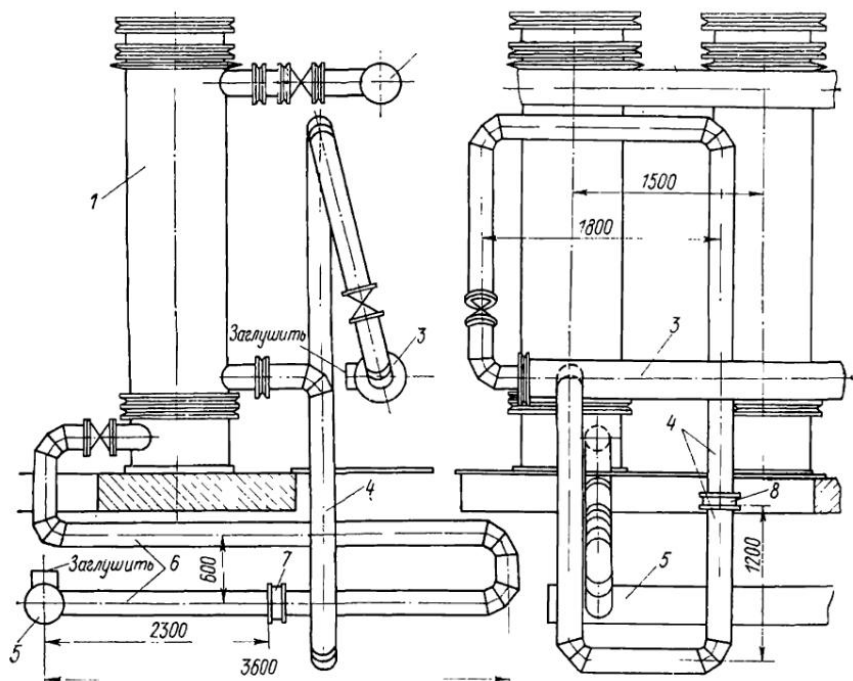


Рис. 5.8. Расположение измерительных участков на линиях подвода воды и масла к охладителю М-240

1 — испытуемый охладитель; 2 — собирающий масляный коллектор; 3 — напорный масляный коллектор; 4 — дополнительный измерительный участок на линии масла; 5 — напорный водяной коллектор; 6 — дополнительный участок на линии воды; 7 — диафрагма для измерения расхода воды (1-й измерительный участок), 8 — диафрагма для измерения расхода масла (2-й измерительный участок)

На схеме показано место глушения проектного патрубка на коллекторе 3 для присоединения охладителя

В ходе испытаний на место проверяемого поочередно устанавливались другие маслоохладители данного блока, что позволило получить рабочие характеристики каждого из трех охладителей, входящих в схему турбины. Результаты испытаний описаны в [1]. Ряд рекомендаций по проведению подобных промышленных испытаний дан в [72].

### 5.3. МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

#### 5.3.1. Определение геометрических размеров рабочих участков

Геометрические параметры оребренных поверхностей и кольцевых каналов рабочего участка (площади сечения каналов, «смоченный» и теплоотдающий периметры труб, размеры ребер и гидравлический, эквивалентный диаметр)

определяли следующим образом (см. п. 5.2.1): наружные размеры ребер и труб измерялись штангенциркулем с ценой деления 0,05 мм; длина каналов и ребер — штангенциркулем с ценой деления 0,1 мм; площади поперечного сечения каналов — измерением объема жидкости  $V$ , заполняющей канал на длине  $L$ , по уравнению  $f_{\text{кан}} = V/L$ . Измерение высоты и толщины каждого ребра оребренной трубы проводилось в трех сечениях по длине труб. В расчетах использовались средние арифметические значения (по 3—5 измерениям) величин  $f_{\text{кан}}$ ,  $F$  и  $d_z$ .

### 5.3.2. Измерение расходов теплоносителей и скорости потока

Объемный способ измерения расхода жидкости через рабочий участок пригоден только для стендовых испытаний. Для измерения расхода мазута в промышленных условиях предпочтительны цилиндрические сопла, сохраняющие постоянство коэффициента расхода в широком диапазоне значений чисел Re.

Расход жидкости ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) через сужающее устройство определяется по зависимости

$$G = 0,01252\alpha d^2 \sqrt{\Delta P/\rho}, \quad (5.1)$$

где  $\alpha$  — коэффициент расхода; для цилиндрического сопла

$$\alpha = 0,7997 + 0,004363 (m + 121,1895m^2); \quad (5.2)$$

$m = (d/D)^2$  — относительное сечение сопла;  $d$ ,  $D$  — диаметры сопла и трубопровода соответственно;  $\Delta P$  — перепад давления на сопле, МПа;  $\rho$  — плотность среды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Проверка показаний расходомера мазута, применявшегося при испытаниях головного образца аппарата ПМР-10-120 (см. п. 5.2.5.) с целью уточнения коэффициента  $\alpha$ , была проведена измерением использованного объема мазута из резервуара по изменению его уровня за определенное время. При этом применялась мерная лента с ценой деления шкалы 1 мм.

### 5.3.3. Измерение температур жидкости и поверхности калориметра

Температуры жидкости на входе ( $t_{f_{\text{вх}}}$ ) и выходе ( $t_{f_{\text{вых}}}$ ) рабочего участка измерялись термометрами ТЛ-4 (ГОСТ 215—73) с ценой деления 0,1 °С, установленными в теплоизолированных стаканах (см. п. 5.2.1).

Для определения температуры поверхности калориметра применялись термопары. В зависимости от условий проведения опытов термопары зачеканивались в стенку трубы, приваривались к поверхности трубы или запаивались в канавках на ее стенке. Для различных способов их закрепления вносились соответствующие поправки.

В исследованиях на стенде (см. п. 5.2.1) температура поверхности калориметра определялась медно-константановыми термопарами. Трубчатые поверхностные термопары, изготовленные из константанового провода ПЭЛШДК-0,1 в медном капилляре размером 0,8 × 0,25 мм, тарировались, затем закладывались в канавки в стенке трубы и зачеканивались в них. Канавки были получены фрезерованием на глубину 0,6 мм вблизи основания ребра.

Градуировка термопар осуществлялась по фиксированным точкам 0 и 100 °С в термостате с тающим льдом и в гипсометре, а в промежуточных точках диапазона 0—150 °С — в жидкостном ультратермостате по показаниям образцового термометра с ценой деления шкалы 0,05 °С. Градуировка термопар повторялась после зачеканки их в трубе и сборки рабочего участка, а также после проведения серии опытов. Расхождения в показаниях термометров для градуировок не превышали 0,1%. Для измерения термо-ЭДС поверхностных термопар использовался низкоомный потенциометр (типа Р-306).

Аппроксимация данных градуировки термопар с погрешностью  $\pm 0,05$  °С в диапазоне температур 20—100 °С осуществлялась уравнением [73]

$$t = 0,4 + 25,2U - 0,417U^2. \quad (5.3)$$

### 5.3.4. Определение удельной тепловой нагрузки и коэффициента теплоотдачи

В кольцевых каналах с внутренними теплоотдающими трубами, имеющими наружное продольное пластинчатое оребрение, характерным является значительное различие в удельной тепловой нагрузке внутренней и наружной поверхностей трубы. Это необходимо учитывать при обработке опытных данных и анализе результатов.

Теплообмен в таких каналах рассчитывается по одномерной модели, основанной на допущениях об однородности температур теплоносителей  $t_{f1}$  и  $t_{f2}$ , температуры внутренней (гладкой) стороны несущей трубы  $t_{w1}$  и равенства температур в основании ребер и в межреберных зонах потока. Баланс тепловых потоков, передаваемых через оребренную стенку, описывается уравнениями

$$\left. \begin{aligned} Q &= \alpha_1 \pi d_{1вн} L (t_{f1} - t_{w1}); \\ Q &= \frac{\pi L (t_{w1} - t_{w2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_{1вн}}}; \\ Q &= \alpha_{пр} \pi d_1 L (t_{w2} - t_{f2}), \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

где  $\alpha_{пр}$  — приведенный коэффициент теплоотдачи с оребренной стороны, учитывающий тепловую эффективность ребер  $\eta_p$  [56], коэффициент оребрения  $\varphi = F_{ор}/F_{г.л}$  и коэффициент тепловой эффективности  $\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F} (1 - \eta_p)$ .

Расчет приведенного коэффициента теплоотдачи производится по уравнению

$$\alpha_{пр} = \left[ \alpha_{кан} \eta_p \frac{F_p}{F} + \alpha_{кан} \frac{(F - F_p)}{F} \right] \varphi = \alpha_{кан} \eta_0 \varphi. \quad (5.5)$$

Из уравнения (5.5) следуют выражения для удельного теплового потока

$$\left. \begin{aligned} q_l &= \frac{Q}{L} = \frac{\pi d_1 (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{d_1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{1}{\alpha_{пр}}}; \\ q_F &= \frac{Q}{\pi d_1 L \varphi} = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{\varphi \left( \frac{1}{\alpha_1} \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{d_1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_1}{d_{1вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_{пр}}}. \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

Первое представляет собой удельный тепловой поток с единицы длины оребренной трубы, а второе — удельный тепловой поток с единицы полной наружной поверхности. Между  $q_l$  и  $q_F$  имеется следующая связь:

$$q_l = q_F \pi d_1 \varphi. \quad (5.7)$$

Линейный коэффициент теплопередачи  $K_l$  определяется из уравнения

$$K_l = \frac{\pi d_1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{d_1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{1}{\alpha_{пр}}}. \quad (5.8)$$

Он характеризует интенсивность передачи теплоты от одной среды к другой через разделяющую их гладкую, оребренную или шероховатую (с искусственной интенсифицирующей теплоотдачу шероховатостью) стенку.

Из (5.7) следует, что для анализа способов интенсификации теплопередачи за счет деформации базовой поверхности удобно представление опытных данных на графиках  $K_l = f(w)$  для поверхностей с разными коэффициентами оребрения  $\varphi$  (при изменении числа ребер, их высоты, длины, размеров деформации

ребер и т. д.). В этом случае для пересчета данных стендовых экспериментов на условия эксплуатации промышленных аппаратов требуется изменять только величину  $L$  — длину труб.

В опытах на промышленных теплообменниках с интенсифицированными поверхностями теплообмена расчет  $\alpha_{пр}$  может производиться по уравнению

$$\alpha_{пр} = \frac{K_l}{1 - K_l \left( \frac{1}{\alpha_1} \frac{d_1}{d_{1вн}} + \frac{d_1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_1}{d_{1вн}} \right)}. \quad (5.9)$$

### 5.3.5. Определение коэффициента теплоотдачи от продольно-оребранных труб

Уравнение для среднего конвективного коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\alpha_{кан} = \frac{Q}{Ul} \frac{1}{\frac{t_{f_{вых}} - t_{f_{вх}}}{\ln \frac{t_w - t_{f_{вх}}}{t_w - t_{f_{вых}}}}} = \frac{Q}{Ul \Delta t_{л}}, \quad (5.10)$$

где  $\Delta t_{л}$  — средняя логарифмическая разность температур стенки и жидкости.

Уравнение (5.10) получено для условия  $t_w = \text{const}$ , которое выполнялось на рабочем участке стенда (см. п. 5.2.2), где нагрев вязкой жидкости осуществлялся паром при  $t_s = \text{const}$ , а низкая интенсивность теплоотдачи со стороны мазута обуславливала  $t_w \approx t_s$ .

Значение приведенного коэффициента теплоотдачи от оребренных поверхностей при высокой тепловой эффективности оребрения ( $\eta_p \approx 1$ ) равно

$$\alpha_{пр} = \frac{Q_{ф}}{Ul \Delta t_{л}} = \frac{Q}{\pi d_1 \Delta t_{л}}. \quad (5.11)$$

В этом случае для определения  $\alpha_{пр}$  необходимо измерять следующие величины: температуру потока на входе и выходе из канала; температуру стенки теплоотдающей поверхности; расход жидкости и длину канала в направлении потока теплоносителя.

В случае существенного изменения температуры по высоте ребра ( $\eta_p < 1$ ) в расчете значений  $\alpha_{пр}$  необходимо учитывать коэффициент тепловой эффективности оребренной поверхности  $\eta_p$ .

Последующая критериальная обработка опытных данных с использованием  $\alpha_{кан}$  и  $\alpha_{пр}$  позволила выявить зависимости  $Nu = f(Re, Pr)$  в испытаниях с разным числом ребер и с разной их высотой.

### 5.3.6. Тепловая эффективность оребрения

Через оребренную стенку теплота передается от участков поверхности несущей трубы  $Q_n$  и от поверхности ребер  $Q_p$

$$Q = Q_n + Q_p. \quad (5.12)$$

На участке оребрения тепловая нагрузка равна

$$Q_p = \alpha_{кан} F_p \Delta t_{л}. \quad (5.13)$$

Перенос теплоты от основания ребра к его вершине обусловлен теплопроводностью и определяется температурным градиентом в направлении его высоты.

Уменьшение температурного напора по высоте ребра учитывается коэффициентом эффективности ребра  $\eta_p$ , численное значение которого лежит в пределах от 0 до 1. Он определяет отношение количества теплоты, отданного ребром, к количеству теплоты, которое передавалось бы омываемому ребро теплоноси-

телю, если бы вся его поверхность имела температуру, равную температуре основания  $t_w$ .

Для прямого пластинчатого ребра данный коэффициент рассчитывается по уравнению [54, 56]

$$\eta_p = \frac{th(mh_p)}{mh_p}, \quad (5.14)$$

где  $m = \sqrt{\frac{0,9\alpha_{кан}}{\lambda\delta_p/2}}$ .

(Зависимость  $\eta_p = f(mh_p)$  представлена на рис. 4.7.)

Работы [76—78] показали, что для оребренных поверхностей имеет место неравномерное распределение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{кан}$  по высоте ребра. По данным [79], снижение коэффициента эффективности для диапазона практически важных значений  $mh_p$  от 0 до 1,5 составляет около 7%.

В итоге обработки опытных данных, полученных на стенде (см. рис. 5.1), по изложенной выше методике были получены расчетные уравнения, положенные в основу тепловых расчетов подогревателей мазута ПМР и маслоохладителей МБРГ [3, 61].

### 5.3.7. Теплофизические характеристики рабочих сред

Теплофизические характеристики рабочих сред в используемых диапазонах изменений параметров (давления и температуры) представлены выражениями с точностью  $\pm 1\%$  для вязких жидкостей и  $\pm 0,25\%$  для воды и пара.

*Масло турбинное ТСП-22 по ГОСТ 32—74* [3]: удельный объем  $v = 1/(891,665 - 0,666t)$ , м<sup>3</sup>/кг; удельная теплоемкость  $c_p = 1,851 + 0,003628t$ , кДж/(кг·К); кинематическая вязкость  $\nu = 113,0 - 13,423t + 13,57 \times \sqrt{(t - 10,423)^2 + 257,93}$ , м<sup>2</sup>/с; коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,1432 - 0,715 \cdot 10^{-3}t$ , Вт/(м·К); число Прандтля  $Pr = 1319,375 - 12,575t + 125,17 \times \sqrt{(t - 12,93)^2 + 317,5}$ .

*Мазут топочный М-100*. Зависимость теплофизических свойств мазута М-100 по ГОСТ 10585—75\* можно аппроксимировать приведенными ниже уравнениями.

Вязкость. Уравнение Вальтера приближенно описывает зависимость вязкости нефтепродуктов от температуры:  $\lg(\nu \cdot 10^{-6} + 0,8) = A - B \lg T$ , где  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $A$  и  $B$  — коэффициенты, равные 9,8555 и 3,745 соответственно;  $T$  — температура мазута, К.

Расчетное уравнение коэффициента кинематической вязкости в зависимости от температуры  $\nu = [10^{10} 19,8555 - 3,745 \lg(t + 273)] - 0,8] \cdot 10^{-6}$ , м<sup>2</sup>/с;  $v = 1/[0,881 - 0,00304(t - 68)] \cdot 10^3$ , м<sup>3</sup>/кг;  $c_p = 1,7364 + 0,00251 t$ , кДж/(кг·К);  $\lambda = 0,158 - 0,0002093(t - 20)$ , Вт/(м·К);  $Pr = 1000\nu c_p / (\lambda v)$ .

*Вода*:  $v = 1/[1005 - 0,0025(t + 37)^2]$ , м<sup>3</sup>/кг;  $i = 4,226t$ , кДж/кг;  $\nu = v(2850/t + 0,0025P_v) \cdot 10^{-6}/g$ , м<sup>2</sup>/с;  $\lambda = 0,687 - 5,814 \cdot 10^{-6}(t - 140)^2$ , Вт/(м·К);  $Pr = [200/(t + 5,5)] - 0,15$ .

*Пар*:  $t_s = 100P_n^{0,25}$ , °С;  $i_k = 4,226t_k$ , кДж/кг.

### 5.3.8. Определение гидравлических сопротивлений

На основе полученных в опытах значений скорости потока в канале  $w$ , перепада статического давления  $\Delta P$  и геометрических соотношений для исследуемого канала  $f$ ,  $d_s$ ,  $L$  были вычислены безразмерные комплексы гидродинамического подобия:  $Re$ ,  $Eu$  и  $\xi$ .

Полученные зависимости для расчета гидравлического сопротивления в изотермическом потоке имели вид  $Eu = f(Re)$ ,  $\xi = f(Re)$ , а для случаев нагрева или охлаждения потока в каналах  $\xi = f\left(Re, \frac{Pr_f}{Pr_w}\right)$ .

В итоге обработки данных для ламинарной области течения потока были получены зависимости вида  $\xi Re_s (Pr_f/Pr_w)^p = A_1$ .



Численные значения коэффициента  $A_1$  для исследовавшихся каналов с разным числом ребер ( $z_p$ ) и разной их высотой даны в табл. 5.1.

Таблица 5.1 Формулы для расчета гидравлического сопротивления в кольцевых оребренных каналах

Характеристики оребрения			Диаметр кожуха $d_{2\text{лн}}$ , мм	Расчетное уравнение
Число ребер $z_p$	Высота ребер $h_p$ , мм	Диаметр несущей трубы $d_{1н}$ , мм		
		21,8	30,1	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,15} = 96$
12	1,86	19,4	30,1	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,15} = 78$
12	2,83	17,3	30,1	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,1} = 70$
24	2,64	17,7	30,1	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,1} = 64$
32	2,60	17,9	30,1	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,1} = 52$
12	19,00	32,0	80,0	$\zeta \text{Re}_\varepsilon \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,1} = 64$

По результатам этих исследований для новой серии подогревателей мазута типа ПМР были приняты кольцевые каналы с 24 ребрами. Расчет гидравлического сопротивления подогревателей типа ПМР и охладителей типа МБРГ производился по обобщающей формуле (см. гл. 4), полученной на основе данных рассмотренных стендовых и промышленных исследований.

## 5.4. АЛГОРИТМ ОБРАБОТКИ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

### 5.4.1. Представление результатов стендовых исследований

Решение задач теплообмена при  $\text{Pr} > 1$  требует сравнения результатов расчетов с экспериментом. Для случая теплообмена в трубах при переменных физических свойствах жидкости известны обобщенные зависимости, в которых влияние температурного напора и направления теплового потока учитываются функцией  $f(\text{Pr}_f, \text{Pr}_f/\text{Pr}_w)$ . При обобщении опытных данных влияние этих факторов учитывается либо путем подбора соответствующей определяющей температуры, либо введением отношений безразмерных комплексов физических свойств теплоносителя, взятых при температурах потока и стенки.

М. А. Михеев [60] считает, что влияние отмеченных факторов целесообразно учитывать параметром  $(\text{Pr}_f/\text{Pr}_w)^{0,25}$ , принимая за определяющую среднюю температуру потока  $t_f$ . Тогда критериальная зависимость  $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}_f, \text{Pr}_f/\text{Pr}_w, l/d_s)$ , обобщающая данные исследований на кольцевых оребренных каналах, получа-

ется обработкой опытных данных с учетом изменения физических свойств и рода жидкости критериями  $Pr_f^{0,33}$  для ламинарного и  $Pr_f^{0,43}$  для турбулентного режимов, а направление теплового потока — отношением  $(Pr_f/Pr_w)^{0,25}$ . При обработке данных влияние относительного размера кольцевого канала учитывалось отношением  $(d_2/d_1)^{0,18}$  [80].

В итоге искомую критериальную зависимость можно представить формулой

$$Nu = cRe^n \left(\frac{l}{d_3}\right)^p \eta_0 \Phi Pr_f^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18} \quad (5.15)$$

В (5.15) неизвестны параметры  $c$ ,  $n$  и  $p$ . Для их определения была затабулирована зависимость критерия Нуссельта от числа Рейнольдса на основе экспериментального исследования 24 видов каналов. Численные расчеты выполнялись методом наименьших квадратов по алгоритму, схема которого приведена на рис. 5.9. Уравнение (5.15) можно преобразовать к виду

$$\bar{Nu} = A Re^n \quad (5.16)$$

$$\bar{Nu} = \frac{Nu}{\eta_0 \Phi Pr_f^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18}} \quad (5.17)$$

а параметр  $A = c(l/d_3)^p$  является постоянной для каждого типа канала. По данным опытов находятся параметры  $A$  и  $n$  определенного канала, после чего выполняется усреднение показателя степени числа  $Re$

$$\bar{n} = \frac{\sum_1^M n_i}{M}, \quad (5.18)$$

где  $M$  — число каналов.

Принимая показатель степени в (5.18) равным среднему значению  $\bar{n}$ , можно определить для каждого канала параметр  $A$ . Далее, используя эти данные, а также значение  $l/d_3$ , находятся параметры  $c$  и  $p$ . Разработанный алгоритм предусматривал оценку статистической погрешности определения параметров обобщающего уравнения. Математическая обработка экспериментальных данных была проведена на ЭЦВМ ЕС-1020.

#### 5.4.2. Алгоритм обработки данных промышленного испытания подогревателей мазута ПМР

В ходе испытания головного образца подогревателей мазута типа ПМР-10-120 в каждом режиме контролировались следующие параметры: температура мазута на входе и выходе из аппарата, температура мазута после окончания каждого хода (всего 8 значений равное числу ходов мазута); давление мазута на входе и выходе из аппарата; перепад давления на сужающем устройстве расходомера мазута; давление пара в подводящем патрубке аппарата и в корпусе; температура пара; температура конденсата.

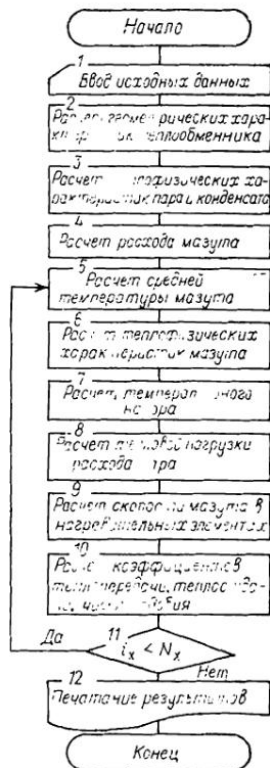


Рис. 5.9. Структурная схема алгоритма для обработки опытных данных испытаний подогревателей типа ПМР-10-120

В состав исходных данных для составления программы расчета входили также: геометрические характеристики, полученные непосредственными измерениями размеров подогревателя в процессе его контроля; наружный диаметр оребренной трубы  $d_{1н} = 0,038$  м; внутренний диаметр трубы — кожуха нагревательного элемента  $d_{2вн} = 0,081$  м; толщина ребра  $\delta_p = 0,001$  м; высота ребра  $h_p = 0,019$  м; длина оребрения  $L = 3,900$  м; число ребер  $z_p = 24$ ; число нагревательных элементов в соответствующих ходах:  $n_1 = 12$ ;  $n_2 \div n_6 = 10$ ;  $n_7 = 8$ ;  $n_8 = 6$ ; всего нагревательных элементов 76.

Программа обработки данных испытаний подогревателя ПМР-10-120 была составлена на языке ФОРТРАН для ЭЦВМ «Минск-32». Последовательность расчета видна из схемы на рис. 5.9. Сначала выполнялись расчеты теплотехнических характеристик по отдельным ходам, начиная с первого. Расчет завершился определением характеристик подогревателя в целом. Печатание исходных данных и результатов расчетов было предусмотрено в табличной форме.

## 5.5. СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ОШИБОК ИЗМЕРЕНИЙ

Оценка ошибки косвенного измерения исследуемых размерных величин  $Q$ ,  $\Delta P$ ,  $\alpha$  и безразмерных комплексов  $Nu$ ,  $Eu$ ,  $\zeta$ , являющихся функциями нескольких переменных  $t_f$ ,  $t_w$ ,  $\omega$ ,  $L$ ,  $d_s$  выполняется в соответствии с основными понятиями теории вероятности [81, 82].

Формулы статистической теории ошибок позволяют определить не только значение ошибки (доверительный интервал), но и оценить доверительную вероятность численного значения анализируемой величины. Тем самым они определяют подход к обработке опытного материала и обобщению данных наблюдений [83]. Обработка данных стендовых испытаний разделяется на первичную и обобщение данных наблюдений. Первичная обработка предполагает расчет численных значений размерных величин и безразмерных комплексов, установленных обобщенным анализом физических переменных методами теории подобия, определяющими число и структуру каждого критерия. Целью обобщения данных наблюдений является нахождение функциональной связи, которая описывает поведение искомого определяемого критерия в зависимости от определяющих комплексов.

Статистическая обработка данных на втором этапе отвечает на некоторые вопросы практического их использования: каков доверительный интервал при некотором числе измерений  $k$  с заданной точностью  $\sigma$  и доверительной вероятностью  $p$ ; какова доверительная вероятность расчета численного значения определяемого комплекса  $z_i$  по заданному числу измерений  $k$ , доверительному интервалу  $\epsilon$  и среднеквадратичной погрешности  $\sigma$ , или какое минимальное число опытных точек необходимо иметь для построения зависимости, предсказывающей поведение искомой величины с заданной степенью точности и т. д.

При анализе данных обобщения обычно интересует вопрос, насколько точно кривая  $z_i(x)$  соответствует зависимости  $z(x)$  для всей совокупности опытных точек, т. е. чему равна разность случайной величины  $z_i(x)$  и ее математического ожидания  $z(x)$ , обозначенная  $|z_i(x) - z(x)|$ , и какова вероятность того, что эта разность (ошибка выборки) будет меньше заданного числа  $\epsilon$ .

Эта разность зависит от числа экспериментальных точек  $k$  (объема частичной выборки), среднеквадратичной погрешности выборки  $\sigma$ , и распределения случайных величин  $z_i$ , связанных с данной выборкой.

Значения величины  $z$  при этом будут считаться достаточно хорошими приближениями к истинному значению величины  $z_0$ , если выборочная дисперсия  $\sigma_B^2$  характеризующая ошибку измерения  $\sigma_B = \sqrt{\sigma_B^2}$ , называемую среднеквадратичной погрешностью, удовлетворяет требованиям задачи. Для нормального закона распределения среднеквадратичная погрешность измерений

$$\sigma_B = \sqrt{\frac{\sum_1^k (\bar{z} - z_i)^2}{k-1}}. \quad (5.19)$$

При обработке опытных данных с выборки  $k$  результатом с  $\alpha$  степенное уравнение

$$Nu = cRe^n Pr^m (l/d_3)^p (Pr_f/Pr_w)^{0,25} (d_2/d_1)^q \quad (5.20)$$

или полином  $M$ -й степени, полученный при логарифмировании (5.20).

Среднеквадратичная погрешность выборки определяется зависимости

$$\sigma_{\bar{z}} = \sqrt{\frac{\sum_1^k (\bar{z} - z_i)^2}{k - M}}. \quad (5.21)$$

Формулы (5.19—5.21) позволяют находить приближенные значения физической величины, в данном случае  $\alpha = Q/(F\Delta t)$ , и погрешность ее представления обобщающей зависимостью  $Nu = f(Re, Pr_f, Pr_f/Pr_w, d_2/d_1, l_p/d_3)$ . Оценка надежности измерений осуществляется с помощью среднеквадратичной ошибки и доверительной вероятности. Под надежностью измерений понимается вероятность попадания истинного значения величины в заданный доверительный интервал, определенный множеством  $(\bar{z} - \epsilon, \bar{z} + \epsilon)$ . Вероятность того, что обобщающая кривая  $\bar{z}$ , построенная по  $k$  экспериментальным точкам, будет отличаться от кривой  $z_0(x)$ , построенной по бесконечному числу точек, меньше чем на  $\epsilon$ , равна значению функции Лапласа  $\Phi(t)$ .

$$\Phi(t) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt; \quad (5.22)$$

$$p(|\bar{z}(x) - z(x)| \leq \epsilon) = \Phi(t),$$

где  $t = \epsilon \sqrt{k}/\sigma_{\bar{z}}$ .

Таким образом, истинная кривая  $z_0(x)$  с вероятностью  $p$  заключена в интервал  $[\bar{z}(x) \pm \epsilon]$ , где величину  $\epsilon = \frac{t\sigma_{\bar{z}}}{\sqrt{k}}$  называют доверительным интервалом, а  $p$  — доверительной вероятностью.

В технических измерениях достаточной доверительной вероятностью являются значения  $p = 0,7 \div 0,95$ . Обычно интервал  $\epsilon$  выражают через значение  $\sigma$ ; так, интервалу  $\epsilon = \pm\sigma$  соответствует доверительная вероятность 68%, при расширении интервала  $\epsilon$  до  $\pm 2\sigma$  доверительная вероятность повышается до 95%, при интервале  $\epsilon = 3\sigma$  она уже составляет 99,7%.

## ГЛАВА ШЕСТАЯ

### МЕРЫ ПО ПРЕДУПРЕЖДЕНИЮ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МАСЛОМ И МАЗУТОМ ОХЛАЖДАЮЩИХ ВОД ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

#### 6.1. ПУТИ УСТРАНЕНИЯ ПРОТЕЧЕК И ПОТЕРЬ МАСЛА

Защита водоемов от загрязнения масленефтепродуктами имеет важное народнохозяйственное значение. Не менее актуально всемерное сокращение безвозвратных потерь все более дефицитных турбинных масел на электростанциях. Потери эти, к сожалению, все еще значительны. Эта проблема в целом является сложной и широкой. В данной главе рассматриваются лишь отдельные ее стороны.

### 6.1.1. Дополнительные требования к конструкции маслоохладителя

Основными местами протечек масла в системах маслоснабжения энергетических паровых и газовых турбин являются: негерметичные трубные системы охладителей масла; сальники арматуры, насосов; фланцевые разъемы на маслопроводах, маслоохладителях, насосах, фильтрах и другом оборудовании; картеры подшипников турбин, генераторов; приборы (например, диафрагмы, указатели уровня на баках); регуляторы и т. д. К ним следует добавить гидромуфты и редукторы насосов, вентиляторов, дымососов и другие узлы.

В водоохлаждаемых маслоаппаратах кожухотрубного типа герметичность масляных полостей определяется главным образом тремя факторами: правильным выбором материала труб в зависимости от состава и агрессивных свойств охлаждающей воды; надежностью соединения труб с трубными досками; обеспечением компенсации температурных расширений трубного пучка относительно корпуса.

Рекомендации по выбору материалов основных узлов и деталей охладителей масла, которыми надлежит руководствоваться при их проектировании и эксплуатации, были даны выше.

В серийных охладителях масла применяется только один тип соединения труб с трубными решетками — механическая развальцовка. Опыт эксплуатации подтверждает, что данный тип соединения не обеспечивает необходимую герметичность. Под воздействием тепловых циклов, собственной и наведенной вибрации труб в пучке и аппарата в целом, коррозионно-эрозионного воздействия агрессивной охлаждающей воды на вальцованное соединение, процесса старения труб из сплавов цветных металлов и т. д. происходит постепенное нарушение герметичности данного соединения и проникновение одной среды в другую (масла в воду или наоборот) в зависимости от соотношения их давлений). Для проектируемых охладителей масла кожухотрубного типа крепление труб в трубных досках только с помощью вальцовки применяться не должно. Для таких аппаратов должен применяться один из указанных на рис. 2.24 типов закрепления труб в трубной доске, предусматривающих автоматическую приварку концов стальных труб к решеткам и вальцовку их на всю толщину трубной решетки методом электрогидравлического взрыва [18]. Выбор следует сделать в пользу соединений, показанных на рис. 2.24, *в, ж, з, л*.

Метод вальцовки электрогидравлическим взрывом предпочтителен по следующим причинам: 1) исключается возможность подрезки трубки; 2) обеспечивается равномерная раздача трубы по всей вальцевой поверхности и одинаковая напряженность вальцованного соединения во всех точках, а также более высокая степень раздачи вальцуемого участка трубы по сравнению с вальцовкой механическим способом; 3) внутренняя поверхность вальцуемого участка трубы не получает наклепа, царапин, надиров и других механических повреждений; 4) не происходит неизбежного при механических способах вальцовки удлинения труб, которое требует последующей подрезки их выступающих концов; 5) исключается возможность «перевальцовки» или «ледовальцовки», снижается трудоемкость этой операции по сравнению с механической или электромеханической вальцовкой.

Закрепление труб в трубных досках по данному способу однозначно предопределяет необходимость применения в таких охладителях масла труб из коррозионно-стойких стальных сплавов. Необходимо изменить точку зрения на эти аппараты как не особо ответственные из-за того, что они эксплуатируются при низких температурах и давлениях. По надежности и долговечности в эксплуатации, тщательности изготовления и выбору материалов основных узлов водомасляные охладители, безусловно, должны быть приравнены к теплообменникам второго контура атомных электростанций.

Для компенсации температурных расширений трубной системы относительно корпуса в кожухотрубных охладителях масла находят применение способы, показанные на рис. 6.1.

Применение сальникового устройства на корпусе (рис. 6.1, *а*) для вновь разрабатываемых охладителей не может быть рекомендовано вследствие его малой надежности. В устройствах (рис. 6.1, *б*) часть мембраны, накладное коль-

цо и крепеж, с помощью которых мембрана соединяется с подвижной трубной доской трубной системы, находятся под воздействием коррозионно-агрессивной среды (воды). Это при длительной эксплуатации приводит к коррозии указанных элементов, вследствие чего данный узел фактически теряет разборность; при повреждении мембраны масло попадает в воду. Устройству (рис. 6.1, *д*) присущи следующие основные недостатки: необходимость слива масла и нарушения герметичности верхнего разъема на корпусе охладителя при проведении чистки труб по ходу воды; ширина пояса уплотнения в разъеме между верхней трубной

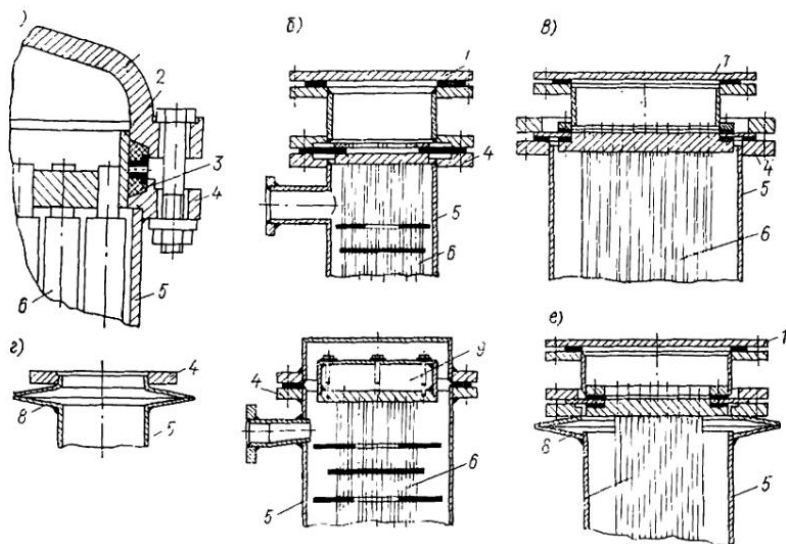


Рис. 6.1. Способы компенсации температурных расширений трубной системы относительно корпуса в охладителях масла с помощью: *а* — сальника; *б* — мембраны, размещенной внутри рабочих полостей аппарата; *в* — мембраны, выведенной за пределы водяного тракта охладителя; *г* — линзового компенсатора на корпусе; *д* — «плавающей» верхней водяной камеры; *е* — сварного линзового компенсатора в верхней части корпуса и мембраны, выведенной за пределы водяного тракта охладителя

1 — крышка; 2 — грунд-буksа сальника; 3 — сальниковая набивка; 4 — фланец корпуса; 5 — корпус; 6 — трубная система; 7 — мембрана; 8 — линзовый компенсатор; 9 — «плавающая» водяная камера

доской и верхней водяной камерой недостаточна для создания длительного надежного в эксплуатации соединения; подверженность коррозии болтов (шпилек), с помощью которых верхняя водяная камера крепится к верхней трубной доске; сложность контроля в эксплуатационных условиях за состоянием вальцованных соединений труб с верхней трубной доской. Для вновь проектируемых охладителей масла следует отдавать предпочтение компенсационному устройству (рис. 6.1, *в*), которое просто в изготовлении и надежно в эксплуатации.

## 6.1.2. Меры по сбору протечек масла

Применяющиеся на электростанциях меры по сбору протечек масла с целью предотвращения загрязнения ими водоемов носят достаточно случайный характер и не обеспечивают надлежащей защиты от них окружающей среды. В отдельных узлах маслосистем некоторых протечек масла, как показывает опыт эксплуатации, при достигнутом техническом уровне избежать полностью нельзя.

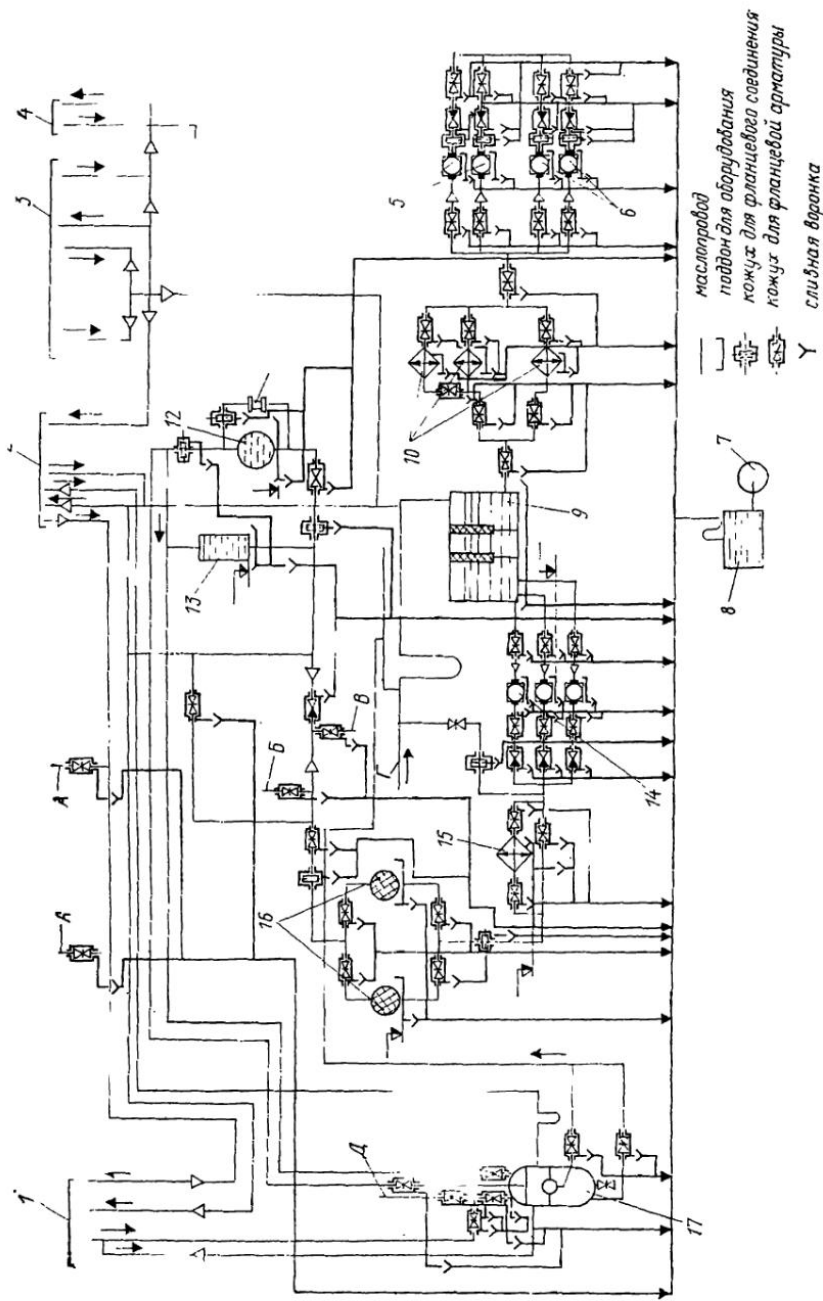


Рис. 6.2. Типовая схема сбора протечек масла от арматуры и оборудования системы маслоснабжения турбоустановки  
 1 — передний подшипник генератора; 2 — задний подшипник генератора; 3 — подшипник возбудителя; 4 — подшипник возбудителя;  
 5, 6 — маслонасосы; 7 — насос; 8 — бак грязного масла; 9 — масляный бак; 10, 15 — маслоохладители; 11 — фланец смотровой; 12 — де-  
 ферный бак; 13 — доливочный бак турбинного масла; 14 — насосы уплотнения вала генератора; 15 — фильтры масляные; 16 — гидрозатвор;  
 А — линия отвода масла от регулятора давления; Б — линия подвода масла к регулятору перепада давления; В — линия подвода масла  
 к регулятору давления; Г — слив масла из турбины; Д — линия подвода к регулятору перепада давления

К их числу относятся: сальники маслонасосов, фланцевые разъемы маслопроводов, сальники арматуры на маслопроводах, фланцевые разъемы маслоохладителей, выносных масляных фильтров и т. д.

Протечки масла в указанных узлах должны собираться и отводиться в специальные емкости, из которых масло после соответствующей очистки может вновь использоваться в маслосистемах турбинных или насосных агрегатов.

На рис. 6.2 представлена типовая схема сбора протечек масла от оборудования и арматуры системы маслонабжения турбоустановок электростанций. С теми или иными уточнениями и дополнениями такая схема может быть осуществлена на всех вновь проектируемых и эксплуатируемых паротурбинных, компрессорных и насосных установках и станциях, имеющих соответствующие

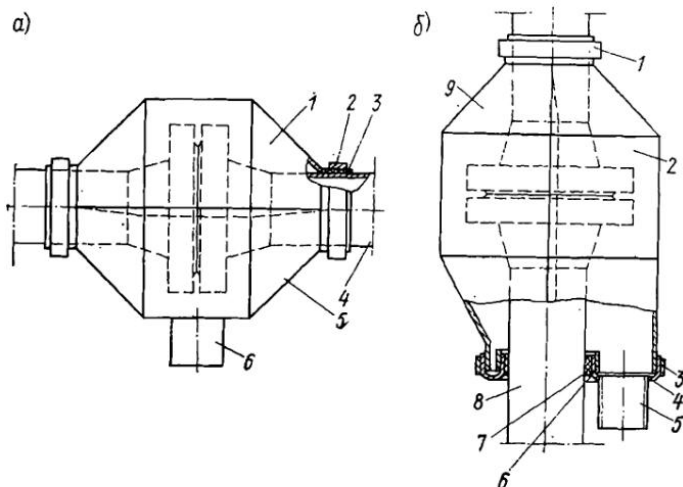


Рис. 6.3. Кожух для фланцевых разъемов на горизонтальных (а) и вертикальных (б) участках маслопроводов

а: 1 — обечайка верхняя; 2 — кольцо; 3 — уплотнение; 4 — маслопровод; 5 — обечайка нижняя; 6 — штуцер сливной; б: 1, 3, 6 — кольцо; 2 — обечайка правая; 4 — днище; 5 — штуцер сливной; 7 — уплотнение; 8 — маслопровод; 9 — обечайка левая

системы маслонабжения. Для выполнения этих работ могут быть использованы текущие и капитальные ремонты.

На фланцевых разрывах маслопроводов, в местах установки измерительных диафрагм и других устройств должны устанавливаться защитные кожуха по типу показанных на рис. 6.3. Протечки масла из нижней части этих кожухов самотеком по дренажным линиям отводятся в специальный бак грязного масла.

Под основными и вспомогательными маслобаками и маслонасосами, расположенными на вибрирующих перекрытиях и связанных трубопроводами с насосными агрегатами, должны устанавливаться специальные поддоны.

Для сбора протечек масла в охладителях под каждым аппаратом рекомендуется установка поддонов и устройств в соответствии с рис. 6.4. Протечки масла из устройств на фланцевых разрывах присоединительных трубопроводов поступают в поддон, а из него — в общую систему сбора утечек.

Аналогичные устройства для сбора протечек масла должны устанавливаться и на других элементах маслосистем.

Установка описанных поддонов в пределах согласованных границ проектирования должна предусматриваться турбинными заводами. Разработка общей схемы сбора и переработки протечек масла по машинному залу и увязка ее с соответствующей документацией турбинных заводов, предусматривающей сбор протечек масла в оборудовании систем маслонабжения, выполняется



организацией, ведущей генеральный проект станции. Для эксплуатируемого оборудования эта работа должна осуществляться специализированными наладочными и ремонтными службами энергосистем или непосредственно персоналом электростанций.

На электростанциях всех типов (тепловых на органическом и ядерном топливе, гидравлических), перекачивающих и компрессорных станциях и других установках эксплуатируется значительное число охладителей масла разных типов: МП, МБ, М, МО и т. д., выпущенных в разные годы разными заводами. В подавляющем большинстве из них в качестве охлаждающей среды используется вода. Во всех этих аппаратах трубки

в трубных досках закреплены с помощью надежной механической вальцовки.

Для эксплуатируемых агрегатов дополнительно рекомендуется в зависимости от конкретных условий и технических возможностей осуществления следующих мероприятий.

1. Подъем давления в системе охлаждения масла до уровня, превышающего давление масла. Этой операции должны предшествовать: проверка допустимости подъема давления в водяных камерах охладителей и связанных с ними трубопроводах и арматуре; выяснение допустимости длительной работы основного агрегата и связанных с ним механизмов на обводненном масле; подготовка устройств и систем для отделения воды от масла с целью последующего использования; проверка влияния обводнения данного типа масла на его характеристики (окисляемость, старение и т. д.).

2. Замена в охладителях труб из латуни Л-68 трубами из коррозионно-стойких и более надежных материалов ЛО70-1, МНЖ 5-1, ОХ14МФ, ОХ18Н10Т и др. (см. гл. 2). При замене труб должна осуществляться тщательная развальцовка их концов автоматическими вальцовками с регулированием крутящего момента. Развальцовка может производиться с применением эпоксидных компаундов.

3. Нанесение герметизирующего покрытия на трубные доски по ходу масла. Этим покрытием может быть смесь эпоксидной смолы марки ЭД-16 с пластифицированным полисульфидным каучуком. Эффективность его применения

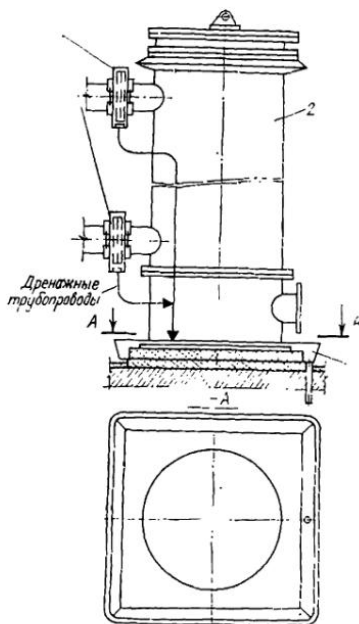


Рис. 6.4. Схема установки поддона и кожухов на маслоохладителе  
1 — кожух; 2 — маслоохладитель;  
3 — поддон

для маслоохладителей была проверена на практике. Процесс нанесения покрытия состоит из следующих операций: очистка поверхностей трубных досок от ржавчины и грязи и их сушка; пескоструйная обработка покрываемых поверхностей; обезжиривание поверхностей бензином (например, бензином типа «Галоша») или другим растворителем; сушка поверхностей в течение 2—3 ч; нанесение 1—2 слоев грунта (100 массовых частей эпоксидной шпаклевки ЭП-0010 + 8,5 массовых частей отвердителя № 1; шпаклевка предварительно разбавляется ацетоном в соотношении 100/30 до консистенции, соответствующей кистевому нанесению; общая толщина слоя грунта  $\delta = 0,5$  мм); сушка в течение 12—16 ч.

Нанесение эпоксидного компаунда: 100 массовых частей эпоксидной смолы ЭД-16 + 30 массовых частей пасты герметика У-30м разводятся ацетоном до консистенции, удобной для нанесения; в эту смесь непосредственно перед нанесением вводится отвердитель полиэтиленполиамин в соотношении — на 100 массовых частей смеси смолы и герметика 10 массовых частей полиэтиленполиамин; перед нанесением компаунд тщательно перемешивают в течение трех минут. Сушка покрытия до полного отверждения происходит в течение 16—24 ч при тем-

пературе не ниже 15°C с последующей выдержкой в течение 7 сут. Общая толщина покрытия примерно 2 мм, а срок службы 3—5 лет.

4. Для первичной грубой очистки и предотвращения попадания в водоем значительного количества масла в случае серьезных нарушений плотности маслосистем и в других аварийных ситуациях могут применяться аварийные многоярусные малоглубинные маслоловушки типа МАМО, основанные на гравитационном принципе [84]. Ловушка (рис. 6.5) состоит из приемного отсека 3, отстойника 7 и шламосборника 5. Охлаждающая вода после охладителей (или другие сточные воды электростанции, загрязненные нефтепродуктами, шламом и другими диспергированными примесями) поступает в отсек 3, в котором гасится кинематическая энергия потока и происходит первичное отделение грубодисперсных примесей. Далее поток очищаемой воды поступает в каналы между наклонными перегородками 4, в которых примеси с плотностью менее плотности воды (капли турбинного масла, нефти, мазута, опилки, пузырьки воздуха и т. п.)

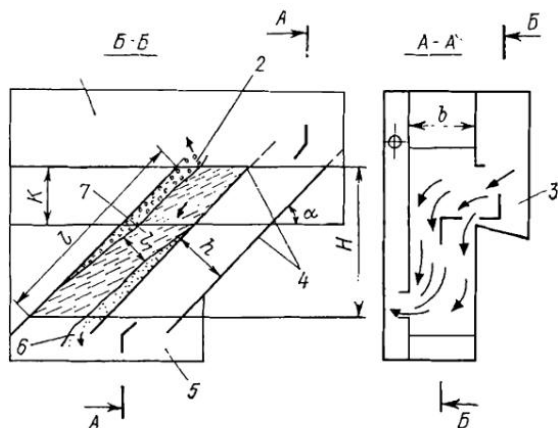


Рис. 6.5. Схема двухъярусной маслоловушки

1 — отсек накопления легких примесей; 2 — слой легких примесей; 3 — приемный отсек; 4 — наклонные листы; 5 — шламосборник; 6 — слой тяжелых примесей; 7 — зона отстоя

всплывают в каналах, достигают потолочной зоны, агрегируются в более крупные частицы, капли и т. д. и в виде слоя 2 выносятся в отсек 1, где происходит накопление этих примесей. Тяжелые частицы (песок, шлам, мазут с плотностью выше плотности воды и т. д.) попадают в придонный слой 6, который постепенно сползает в шламосборник 6. При движении воды вдоль канала (в общем направлении сверху вниз) толщина чистого слоя воды  $l_1$  постепенно увеличивается.

Эффективность процессов разделения примесей в ловушках, выполненных по такому принципу, обусловлена: 1) снижением скоростей потока жидкости в наклонных каналах вследствие организации равномерного распределения этого потока по сечению отстойника; 2) быстрой стабилизацией потока в наклонных каналах отстойника вследствие снижения скоростей жидкости, при которой возникает естественный процесс расслабления, в основе которого лежит гравитационный принцип; 3) практическим отсутствием «мертвых» зон в наклонных каналах отстойника; 4) сокращением пути движения (времени осаждения) примесей вследствие выбора малых расстояний между соседними наклонными листами, образующими канал.

Отвод примесей в отсеки 1 и 5 осуществляется с более высокой скоростью, чем скорость потока в наклонных каналах, так как сопротивление движению таких слоев вдоль или поперек наклонных перегородок меньше сопротивления движению отдельных частиц в объеме жидкости.

Средняя скорость всплывания капель масла (нефтепродуктов) в неподвижном слое воды определяется формулой Стокса

$$\omega_{всп} = \frac{g d_{кп}^2 (\rho_{в} - \rho_{м})}{18\mu}, \quad (6.1)$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести;  $d_{\text{кп}}$  — диаметр капли масла (мазута);  $\rho_{\text{в}}$ ,  $\rho_{\text{м}}$  — плотность воды и удаляемых маслонепфтепродуктов;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости воды.

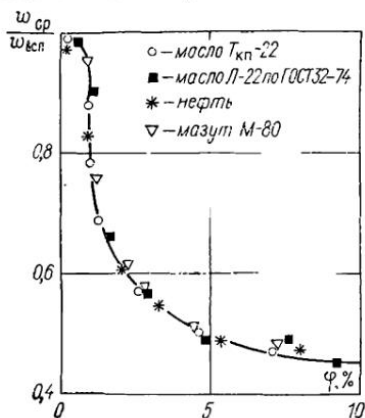


Рис. 6.6. Зависимость относительной скорости стесненного всплытия в слое воды каплей нефтепродуктов от их процентного содержания  $\phi$

$\omega_{\text{всп}}$  — скорость всплытия, определяемая по (6.1);  
 $\omega_{\text{ср}}$  — средняя скорость стесненного всплытия каплей мазута и масла в воде

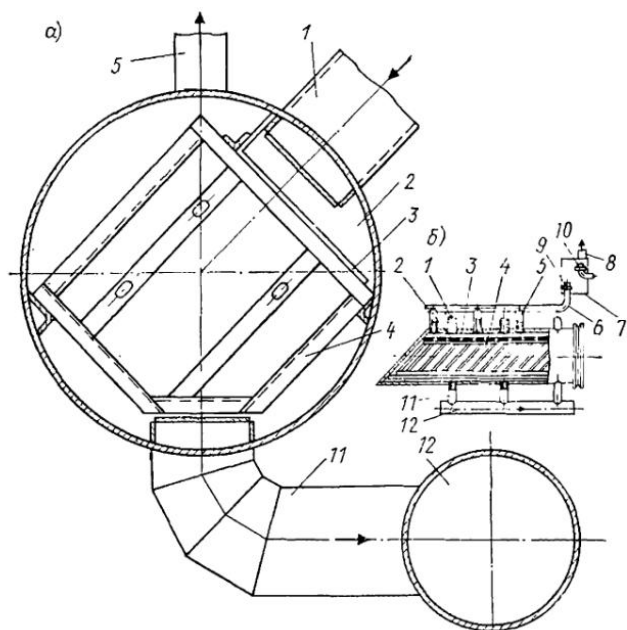


Рис. 6.7. Общий вид аварийной маслоловушки (а) и схема ее установки (б) на сливных циркуляционных водоводах охладителей масла

1 — патрубок подвода очищаемой воды; 2 — приемная камера; 3 — перфорированный лист; 4 — пакет наклонных перегородок; 5 — патрубок отвода масла и воздуха; 6 — коллектор; 7 — маслосборник; 8 — воздушник; 9, 10 — нижний и верхний датчики; 11 — патрубок отвода очищенной воды; 12 — коллектор сливной

Расчет малоглубинных аппаратов многоярусного отстоя (ММО) основывается на основных положениях теории осадочных бассейнов [85, 86]. Время,

необходимое для выделения дисперсных примесей в ловушке (МАМО), определяется выражением (см. рис. 6.5)

$$\tau = h / (\omega_{\text{пр}} \cos \alpha) = l / \omega_0, \quad (6.2)$$

где  $h$  — кратчайшее расстояние между наклонными пластинами отстойника;  $\omega_0 = G_{o.n} / S$  — средняя линейная скорость потока в наклонных каналах;  $G_{o.n}$  — объемный расход очищаемой воды;  $S = nbh$  — площадь поперечного сечения МАМО;  $n = H / (h \cos \alpha)$  — число параллельных каналов в отстойнике МАМО;  $b$  — ширина этих каналов;  $\alpha$  — угол наклона пластин к горизонту;  $l$  — расчетная длина канала;  $\omega_{\text{пр}}$  — средняя скорость выделения дисперсных примесей.

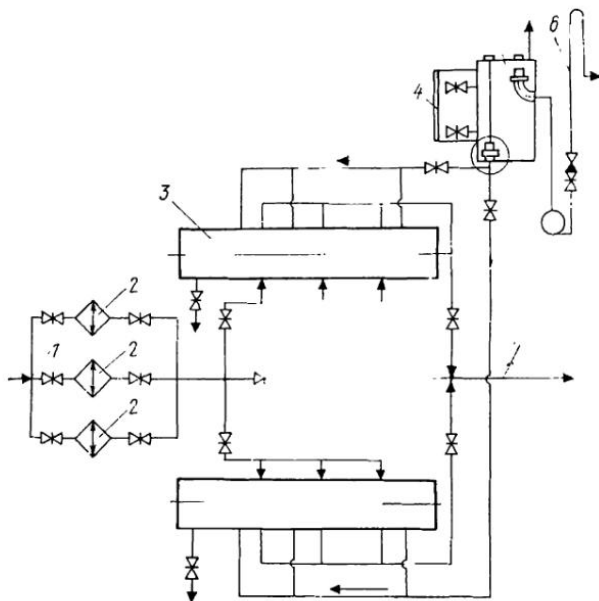


Рис. 6.8. Схема включения аварийной маслоловушки  
1 — вода из циркуляционной системы; 2 — маслоохладитель; 3 — маслоловушка; 4 — указатель уровня; 5 — маслосборник; 6 — гидрозатвор; 7 — отвод очищенной воды

Выражение (6.2) может быть приведено к виду

$$G_{o.n} / \omega_{\text{пр}} = V \cos \alpha / h = nA \cos \alpha, \quad (6.3)$$

где  $A = lb$  — расчетная площадь одной наклонной пластины отстойника;  $V = lS$  — расчетная емкость МАМО.

Формулы (6.1) — (6.3) являются основными при расчете и определении размеров рабочих элементов МАМО. Скорость  $\omega_0$  для МАМО рекомендуется принимать равной не выше 30 мм/с, а значение  $h$  20—40 мм.

Для определения относительной скорости стесненного всплывания капель нефтепродуктов диаметром 0,5—1,0 мм рекомендован график (рис. 6.6).

На рис. 6.7 даны общий вид и схема установки ловушки типа МАМО, предназначенной для размещения в трубопроводе охлаждающей воды за маслоохладителями. Перегородки ловушек выполняются из любых коррозионно-стойких материалов (пластиков, алюминия, углеродистой и нержавеющей стали и т. д.).

Загрязненная маслом вода через патрубки 1 поступает в приемную камеру 2, а из нее — через перфорированный лист 3 распространяется по параллельным каналам, образованным пакетом перегородок 4. При расстоянии между наклонными

ячейками 29 мм обеспечивается выделение всех капель масла крупнее 0,5 при общем времени пребывания воды в ловушке в пределах 10—20 с.

Слой отделившегося масла и воздуха отводится через патрубки 5 и поступает в коллектор 6, а из него — в маслосборник 7 (емкостью 0,2—0,3 м<sup>3</sup>), расположенный выше ловушки. Из маслосборника воздух отводится через патрубок 8, а масло постепенно заполняет 7 и вытесняет из него воду.

Маслосборник оснащен двумя емкостными датчиками: нижний (9), установленный на входном патрубке, включает насос для откачки масла и подает звуковой сигнал; верхний (10) отключает насос при заполнении сборника водой.

Очищенная вода вместе с твердыми примесями через 11 и 12 сливается либо непосредственно в водоем, либо в заполненный сливной колодец — отстойник. После прохождения описанных маслотовушек, как правило, должны предусматриваться дополнительные устройства (флотаторы, осветлители и т. д.), обеспечивающие улавливание мелкодисперсных (диаметром менее 0,5 мм) пузырьков масла и тонкую очистку воды.

Коэффициент полезного действия такой ловушки, определяемый по формуле

$$\eta = \frac{C_1 - C_2}{C_1} \cdot 100, \quad (6.4)$$

составляет 90—92%.  $C_1$  и  $C_2$  — концентрации масла в воде до и после ловушки.

Подобные маслотовушки могут быть выполнены на любую производительность для тракта воды. Недостатками этого решения являются неполное улавливание масла (особенно при малых протечках) и громоздкость ловушек для паровых турбин большой мощности.

На каждый турбоагрегат необходимо предусматривать установку параллельно не менее двух ловушек для обеспечения возможности отключения одной из них на ремонт. Маслотовушка, рассчитанная по изложенной выше методике на пропуск 150 м<sup>3</sup>/ч, имеет следующие габариты: диаметр и толщина корпуса 426 × 4 мм, длина 6440 мм. Имеются проекты ловушек на расход воды от 50 до 500 м<sup>3</sup>/ч и более. На рис. 6.8 дана схема включения ловушки в сливную водяную линию после маслоохладителей.

## 6.2. НЕКОТОРЫЕ СХЕМЫ ПО ОЧИСТКЕ ОТ НЕФТЕПРОДУКТОВ СТОЧНЫХ ВОД

На сегодня нет единой и полностью надежной технологической схемы для сбора протечек мазута и очистки от него сточных вод газомазутных энергоблоков и промышленных котельных. Ни один из существующих методов очистки нефтесодержащих сточных вод не обеспечивает достижения предельно допустимых концентраций нефтепродуктов в них [87].

На рис. 6.9 дана схема сооружений для очистки замазученных (и замасленных) стоков, осуществленная на ряде блоков электростанций мощностью 800 МВт [88]. Содержащие нефтепродукты сточные воды главного корпуса ГРЭС, мазутного и центрального масляного хозяйства отводятся по сетям подземной канализации к коллектору 1 и поступают в емкость 2 загрязненных стоков насосной 3. Из емкости 2 сточные воды двумя насосами подаются в два буферных резервуара 4, где происходит первичный отстой. Всплывшие на поверхность воды нефтепродукты периодически отводятся из буферных резервуаров через воронки 5 в бак уловленных нефтепродуктов. Отстоявшаяся вода поступает для дальнейшей очистки в нефтеловушку 6. В последней происходит окончательная очистка сточных вод от всплывших нефтепродуктов и грубодисперсных примесей. Очищенная вода из лотка 11 поступает в бак очищенных стоков насосной и оттуда перекачивается на золошлакоотвал ГРЭС. Всплывшие на поверхность воды в ловушке нефтепродукты, удерживаемые стенкой 10, скребковым механизмом 8 сгоняются к поворотной щелевой трубке 9, из которой они самотеком отводятся в сборный резервуар и перекачиваются на мазутное хозяйство. Шлам из нижней части нефтеловушки сбрасывается механизмом 8 в шламовый приемник, из которого подается эжектором 7 в нефилтруемый накопитель. В буферных резервуарах улавливается 30—36% нефтепродуктов, а в ловушке 45—50%.

Проектирование таких устройств осуществляется на основе рекомендаций [85]. Как показывает опыт эксплуатации, эффективность такого комплекса очистных сооружений составляет 67—73% [88], а количество стоков, загрязненных маслом и нефтепродуктами, значительно превышает нормативные значения [88]. В [89] дано подробное рассмотрение применяемых в настоящее время схем очистки сбросных вод нефтеперерабатывающих заводов.

Возможным решением по предотвращению загрязнений природных вод маслом является применение двухконтурной схемы охлаждения масла (см. рис. 1.6). Однако это решение имеет существенные недостатки и может применяться как

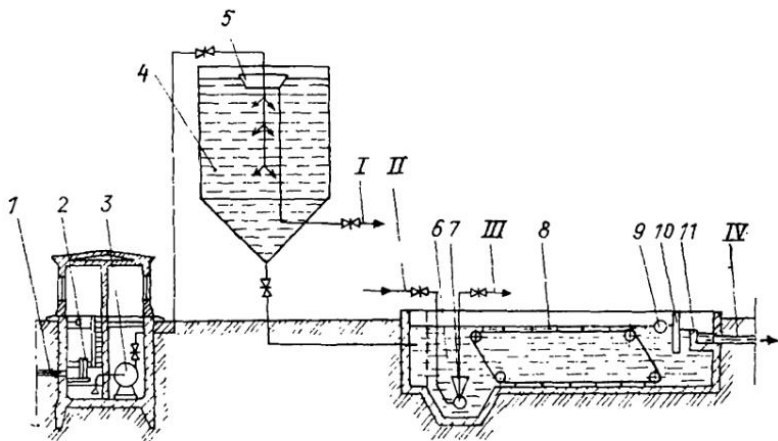


Рис. 6.9. Технологическая схема для очистки замасленных и замасученных стоков энергблоков электростанций

*I* — отвод мазута в бак ловленных нефтепродуктов; *II* — подача эжектирующей воды; *III* — откачка шлама на шламоотвал; *IV* — отвод очищенной воды в на-сосу

вынужденное или временное. Эти недостатки следующие: снижение эффективности охлаждения за счет повышения (в сравнении с одноконтурной схемой охлаждения) температуры воды на входе в маслоохладители; существенное усложнение системы охлаждения, появление значительного количества дополнительной арматуры, оборудования и трубопроводов, требующих обслуживания; существенное удорожание системы охлаждения, которое для типовой ГРЭС мощностью 2400 МВт (8 блоков по 300 МВт) превышает 350 тыс. руб.

### 6.3. О КОНТРОЛЕ СОДЕРЖАНИЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ В СТОЧНЫХ ВОДАХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Надежность рассмотренных способов защиты водоемов от загрязнения нефтепродуктами дополнительно должна подкрепляться непрерывно действующей системой контроля (или сигнализации) за их содержанием (появлением) в сбросных водах, например, масла в сливных трубопроводах за каждым охладителем.

Такой контроль (или такая система сигнализации) должен предусматриваться генеральным проектантом электростанции (или другого объекта) при разработке общей схемы ее водно-химического контроля, водоподготовки и переработки сбросных и промывочных вод. В настоящее время нет проверенных в длительной эксплуатации высокочувствительных приборов или устройств для определения в сбросных водах тепловых электростанций малых концентраций масла или мазута.

В некоторых приборах отечественного и зарубежного производства для этих целей реализованы следующие методы: фотооптический (контроль мутности);

флюоресцентный с абсорбцией ультрафиолетового излучения, основанный на абсорбции инфракрасного излучения в области длин волн 3,4 мкм; диэлектрический (замер диэлектрической проницаемости, тангенса угла диэлектрических потерь).

Рассмотрим принцип работы одного из устройств для сигнализации о появлении мазута в сточных водах, основанный на фотооптическом методе.

Загрязненная нефтепродуктами вода по линии 1 сливается в бак-уловитель 2 (рис. 6.10). Отвод воды осуществляется по линии 4, на которой в верхней части имеется воздушник 3. Для откачки осветленной воды из бака 2 по линии 1 необходимы дополнительные насосы. В отсеке 6 устанавливается датчик 5 для

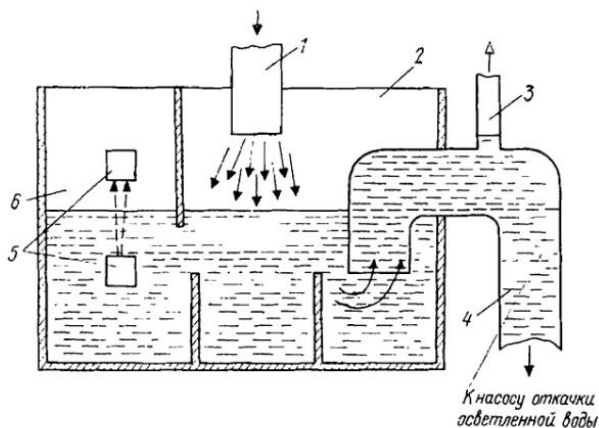


Рис. 6.10. Схема бака-уловителя протечек масла мазута

обнаружения присутствия мазута или масла в воде. Этот датчик показан на рис. 6.11. Он состоит из осветителя 1, посылающего световой луч через уровень жидкости 2 в датчик 3.

На рис. 6.12 приведена электросхема полупроводникового усилителя-сигнализатора появления мазута, смонтированная в панели 2 (см. рис. 6.11). При появлении на поверхности воды в баке-отстойнике пленки 8 мазута (см. рис. 6.11) освещенность фоторезистора  $ФР$  снижается, вследствие чего его сопротивление возрастает. Это приводит к уменьшению токов базы и в цепи эмиттер — коллектор триодов  $T1$  и  $T2$ . Последние закрываются, что приводит к срабатыванию реле  $РП$  и включению на щите у находящегося на вахте персонала сигнала «В воде мазут».

На основе этого устройства может быть организован непрерывный контроль за наличием масла в охлаждающей воде после охладителей. Так как турбинное масло является значительно более прозрачной средой в сравнении с мазутом, чувствительность устройства для этих условий должна быть повышена. Принципно возможно скombинировать это устройство с описанными ранее маслоуловщиками.

Для контроля за содержанием нефти в сбросных водах танкеров за рубежом получила распространение система «Salwico» (фирма «Сален и Викандер», Швеция), в которой использован принцип комбинации цветовых и газонепарительных эффектов, регистрируемых фотооптическими и газометрическими приборами. С ее помощью могут контролироваться концентрации нефтепродуктов в пределах  $0-200$  млн<sup>-1</sup> и  $0-1000$  млн<sup>-1</sup>. Проба, из которой предварительно выпаривается вода, непрерывно подается на специальный бумажный ленточный фильтр, движущийся с постоянной скоростью в анализатор. Однако для применения на электростанциях в вышеуказанных целях данная система представляется достаточно сложной.

Принцип абсорбции инфракрасного излучения использован в приборах ОСМА-200 фирмы «Хорйба» («Horiga», США), «Ойли электроника» фирмы СЛАО (Финляндия), «Ойл-102» фирмы «Токо трейдинг К°» («Токо trading Co, Ltd.», Япония).

Определение содержания нефтепродуктов основывается на вибрации углеводородных цепей С—Н в диапазоне длины волн 3,4 мкм. В приборах ОСМА-200 «Ойл-102» проводится спектрометрический анализ экстрагированной органическими растворителями пробы замасленной воды. Обычными для экстрагирования веществами являются четыреххлористый углерод или фреон-113. На рис. 6.13 показан характер зависимости, получаемой на ленте прибора; зона минимума на графике указывает на увеличение поглощения инфракрасного излучения вследствие наличия в воде следов масла или мазута.

В анализаторе «Ойли электроника» проводится прямой непрерывный анализ исследуемой пробы. Непосредственный замер сокращает время запаздывания сигнала о наличии следов масла в воде и позволяет исключить неточности, вызванные экстрагированием. Показания приборов, основанных на принципе поглощения цепочками С—Н нефтепродуктов инфракрасного излучения (ИК) в

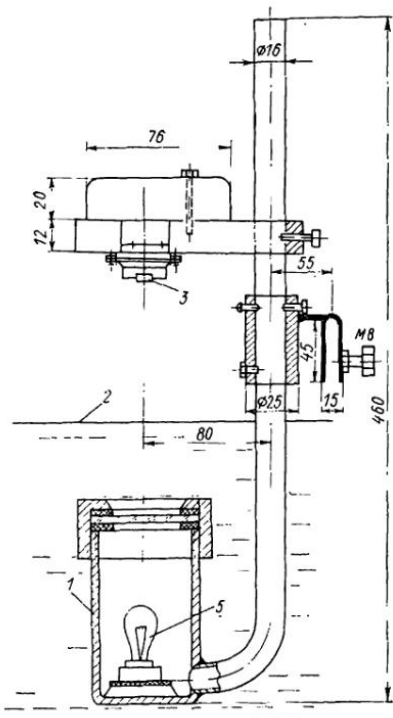


Рис. 6.11. Схема датчика—сигнализатора присутствия масла или мазута в воде

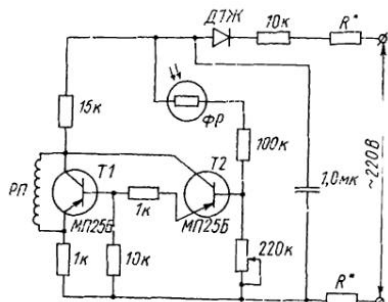


Рис. 6.12. Схема усилителя—сигнализатора мазута

диапазоне длины волн 3,4 мкм, являются линейными в большой области концентраций нефтепродуктов: от 0 до 10 000 мг/л.

В приборе «Ойли электроника» проба воды (рис. 6.14) отбирается насосом 5 (объемный расход 0,6 м<sup>3</sup>/ч, примерно 0,1 м<sup>3</sup>/ч воды поступает в анализатор, остальная возвращается в исходный поток (см. стрелку А). Проба воды разделяется на два потока. Один проходит через ультрафильтры 6, отделяющие воду от масла, а затем по линии 7 поступает в кюветы 2. Этот поток воды является базовым по сравнению со вторым, который тоже поступает в эти же кюветы 2 по линии 8 через воздухоотделитель 9.

Насосы 10 с двойными поршнями перекачивают пробы через уравнитель температуры 11 в кюветы 2, где и происходит абсорбция инфракрасного излучения от излучателя 1 при длинах волн 3,4 мкм.

В электронной схеме анализатора, включающей в себя также детектор инфракрасного излучения 3 и усилитель 4, непрерывно сравниваются содержащая нефтепродукты проба воды и вода, отфильтрованная от этих продуктов в ультрафильтрах, — базовая жидкость,



Фактическое содержание нефтепродуктов, полученное от разности абсорбции обоними потоками ИК-излучения, не зависит от загрязнения кювет в процессе длительной работы прибора, так как благодаря потоку пробы базовой жидкости сдвиг нулевой точки при этом осуществляется автоматически.

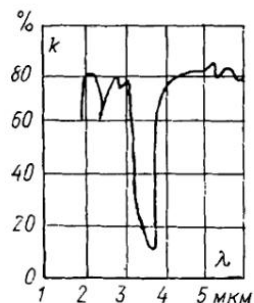


Рис. 6.13. Зависимость коэффициента светопропускания  $k$  анализируемой пробы от длины волны

Опасность засорения фильтров невелика, так как они рассчитаны на небольшой расход воды и позволяют обратную промывку чистой водой. Одновременно используется только один фильтр, второй проходит подготовку к работе (регенерацию, замену фильтрующего элемента и др.). Приборы подобного типа устанавливаются стационарно вблизи объекта, где необходимо контролировать качество воды. Блок дистанционного управления позволяет также передавать необходимые сигналы оперативному персоналу.

В приборах «Ойл-детектор» моделей А и С фирмы «Той элэктроникс К<sup>о</sup>» («Toei electronics Co, Ltd.», Япония) используется метод обнаружения флуоресцентного отражения от частиц масла на поверхности воды в лучах ультрафиолетового света. Интенсивность отражения зависит от площади, занятой масляной пленкой (модель А, рис. 6.15), или от содержания масла в потоке (модель С). Отраженный свет улавливается фотомножителем, усиливается в электронных усилительных устройствах и используется для подачи аварийного сигнала или поступает на записывающее устройство для регистрации содержания масла в воде. Приборы имеют высокую чувствительность в диапазонах 0—2 и 0—20 млн<sup>-1</sup>.

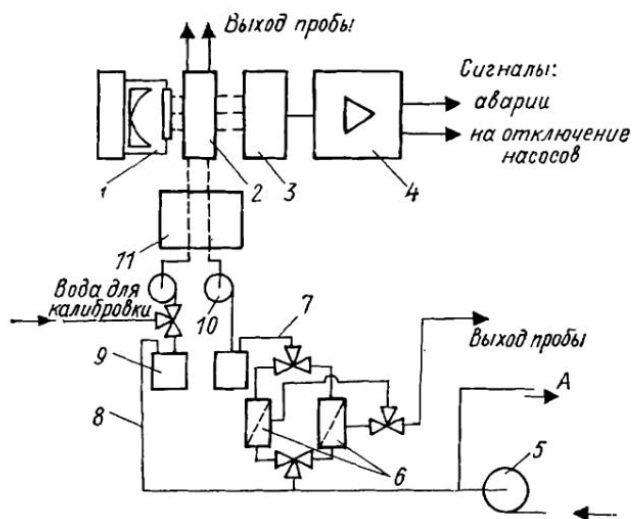


Рис. 6.14. Принципиальная схема анализатора «Ойл элэктроникс»

Описанные анализаторы имеют погрешность менее 10% и позволяют производить измерения при температуре потока 10—50 °С. В отечественных анализаторах для определения нефтепродуктов в воде используется описанный выше инфракрасный экстракционно-фотометрический метод измерения. В настоящее время разработаны полуавтоматический инфракрасный анализатор типа ЛИКА-71 и автоматический поточный инфракрасный анализатор типа АВИ-73В для опре-

деления суммарного содержания нефтепродуктов в сточных водах. Прибор АВИ-73В выполнен по схеме, аналогичной схеме ЛИКА-71, но во взрывозащищенном исполнении, с автоматическим отбором проб и подачей их в измерительную кювету. Пределы измерений прибора 5—100 мг/л при погрешности  $\pm 15\%$ .

Разработаны также инфракрасный анализатор типа «Волна-2» для определения содержания нефтепродуктов в диапазоне измерений от 0 до 20 мг/л (основная погрешность измерения  $\pm 10\%$ ) и фотометрический анализатор «Донец», который предназначен для определения содержания масел (смазок) и органических веществ в сточных и оборотных водах, а также в газах и твердых

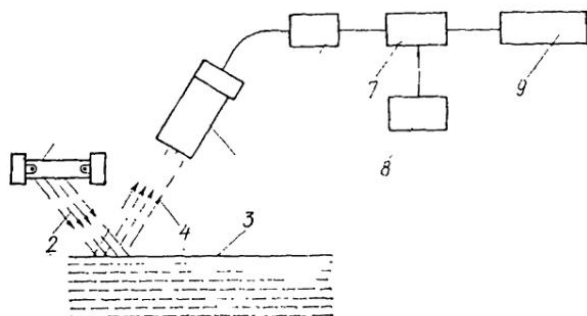


Рис. 6.15. Схема прибора для измерения содержания масла на поверхности воды в отраженных ультрафиолетовых лучах

1 — источник ультрафиолетового света; 2 — прямые ультрафиолетовые лучи; 3 — поверхность воды с пленкой нефтепродуктов; 4 — отраженные ультрафиолетовые лучи; 5 — фотомножитель; 6 — усилитель; 7 — дискриминатор; 8 — реле; 9 — самописец

веществах с предварительной экстракцией масел из этих сред с помощью четыреххлористого углерода.

Анализатор «Донец» представляет собой полуавтоматический лабораторный прибор, принцип действия которого основан на свойстве органических веществ поглощать инфракрасное излучение в области от 3,4 до 3,5 мкм. Анализатор имеет набор кювет различной толщины и другие вспомогательные устройства, а его конструкцией и схемой предусмотрены необходимые регулировки, позволяющие отградуировать его на любой требуемый диапазон измерений загрязнения маслами.

#### Основные технические характеристики анализатора «Донец»;

Минимальные диапазоны измерений загрязне-

ния, мг/л:

маслами, смазками . . . . .	0—20
нефтью, нефтепродуктами	0—10
циклогексаном, метанолом, бензолом, ацетоном	0—5

Пороговая чувствительность, мг/л . . . . . 0,5—2

Основная приведенная погрешность, не более, %  $\pm 10$

Случайная составляющая основной приведенной погрешности, не более, %  $\pm 2$

Дополнительная погрешность от изменения температуры окружающей среды во всем диапазоне рабочих температур, не более, %  $\pm 2$

Расход анализируемой пробы, мм 50

Потребляемая мощность, В·А 70

Габаритные размеры, мм 480×360×210

Масса, кг 28

Максимальные диапазоны измерений не ограничены.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тепловые и гидравлические испытания** маслоохладителя М-240/В. А. Пермяков, М. П. Белоусов, И. И. Даниленкова и др. — Тр. ЦКТИ, 1969, вып. 94, с. 148—156.
2. **Оборудование систем маслоснабжения паровых и газовых турбин:** картаотека 19-173/ — М.: НИИинформтяжмаш, 1973. — 45 с.
3. **Расчет и проектирование теплообменников вязкой жидкости с поверхностью из продольно-орезренных труб:** РТМ 108.030.115—77/— М.: НПО ЦКТИ, 1977. — 36 с.
4. **ГОСТ 9916—77.** Маслоохладители для стационарных паровых газовых турбин. Технические условия.
5. **Результаты исследования** маслоохладителя М-60 (М-63-90)/В. А. Пермяков, Н. И. Даниленкова, Н. П. Прокофьева и др. — Тр. ЦКТИ, 1965, вып. 63, с. 80—99.
6. **Пермяков В. А.** Тепловые и гидравлические характеристики маслоохладителя МБ-63-90. — Теплоэнергетика, 1965, № 1, с. 81—83.
7. **Результаты испытаний** головных образцов маслоохладителей МБ-20-30 и МБ-40-60/В. А. Пермяков, А. С. Гиммельберг, Н. И. Даниленкова и др. Тр. ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 89—107.
8. **Шварц В. А., Бушлер И. Ш.** Тепловые и гидравлические характеристики маслоохладителя МО-53-4 ХТЗ. Электрические станции, 1965, № 3, с. 39—40.
9. **Шварц В. А., Бушлер И. Ш.** Теплоотдача и гидравлические сопротивления маслоохладителя с перегородками типа «диск—кольцо». — Энергомашиностроение, 1965, № 6, с. 25—26.
10. **Шварц В. А., Кобцева Е. А., Бушлер И. Ш.** Теплообмен и потери давления в теплообменниках с перегородками типа «диск—кольцо». — Энергомашиностроение, 1968, № 4, с. 23—24.
11. **Росинский А. З., Шкловер Г. Г.** Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в маслоохладителях КТЗ. — Энергомашиностроение, 1964, № 10, с. 21—24.
12. **Росинский А. З., Шкловер Г. Г.** Влияние конструктивных и параметрических факторов на теплоотдачу и сопротивление маслоохладителей. — Теплоэнергетика, 1970, № 4, с. 18—21.
13. **Суриц П. Л., Шлик Л. Р.** Коэффициент теплопередачи для маслоохладителя с поперечным обтеканием трубного пучка. — Энергомашиностроение, 1961, № 6, с. 44—46.
14. **Кузнецов Е. Ф., Шахнович И. Е.** Кожухотрубные маслоохладители ГТУ и компрессорных машин: Информация № 3—74—3./— М.: НИИинформтяжмаш, 1974.—38 с.
15. **Кузнецов Е. Ф.** Теплоотдача и сопротивление кожухотрубных маслоохладителей. — Энергомашиностроение, 1970, № 3, с. 42—45.
16. **Сичиков М. Ф.** Металлы в турбостроении.— М.: Машиностроение, 1974.— 284 с.
17. **ГОСТ 5632—72.** Стали высоколегированные и сплавы коррозионно-стойкие жаростойкие и жаропрочные. Марки и технические требования.
18. **Дорошенко П. А.** Технология производства судовых парогенераторов и теплообменных аппаратов.— Л.: Судостроение, 1973. — 360 с.
19. **Левин Б. И.** Модернизация и наладка работы маслоохладителей.— Электрические станции, 1958, № 6, с. 38—41.

20. Залесский В. Е., Шнайдерман Ю. М. Реконструкция маслоохладителей типа МП-65, МП-37, МП-21. — Энергетик, 1969, № 2, с. 18.
21. Жукаускас А. А., Макарявичус В. А., Шланчаускас А. А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. — Вильнюс: Минтис, 1968. — 192 с.
22. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — М.: Энергия, 1969 — 439 с.
23. Росинский А. З., Шкловер Г. Г. О некоторых особенностях теплообмена и гидродинамики в маслоохладителях с перегородками типа «диск — кольцо» и сегментными. — Теплоэнергетика, 1970, № 9, с. 44—46.
24. Кузнецов Е. Ф. Теплоотдача и сопротивление конвективных поверхностей теплообменников ГТУ и компрессорных машин. Автореферат канд. диссертации. — Л.: ЦКТИ, 1969. — 15 с.
25. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — М.: Энергия, 1973, т. 1, — 358 с.
26. Пермяков В. А., Белоусов М. П., Дивова Г. В. Тепловые и гидравлические испытания маслоохладителя М-240. — Тр. ЦКТИ, 1969, вып. 94, 148—157.
27. Оборудование систем маслоснабжения паровых и газовых турбин: картошка 19-3-75/ — М.: НИИинформтяжмаш, 1975. — 46 с.
28. Оборудование систем маслоснабжения паровых и газовых турбин: картошка 19-1-71/ — М.: НИИинформтяжмаш, 1971. — 49 с.
29. Теплообменное оборудование: каталог № 8-78/ — М.: НИИинформтяжмаш, 1978. — 193 с.
30. Теплообменная аппаратура энергетических установок/М. М. Андреев, С. Берман, В. Т. Буглаев и др. — М. Машгиз, 1963. — 240 с.
31. Третьяков П. Г. Испытания экспериментального маслоохладителя. — Тр. ЛМЗ, 1960, вып. 6, с. 382—389.
32. Кузнецов Е. Ф., Меш Р. Е., Шахнович И. Е. Маслоохладители из труб с низкими спиральными ребрами. — Энергомашиностроение, 1965, № 11, с. 7—9.
33. Кузнецов Е. Ф., Масалов В. С., Куликов Ю. Н. Загрязнение водяного тракта маслоохладителя. — Энергомашиностроение, 1974, № 5, с. 36—38.
34. Кузнецов Е. Ф. Расчет гидродинамических и тепловых характеристик кожухотрубных теплообменников. — Энергомашиностроение, 1978, № 12, с. 20—23.
35. Кузнецов Е. Ф., Горенштейн И. Д., Масалов В. С. Выбор типоразмеров маслоохладителей из оребренных труб для турбомашин. — Тр. НПО ЦКТИ, 1980, вып. 180, с. 108—111.
36. Кузнецов Е. Ф., Карасев С. А., Масалов В. С. Испытание головных маслоохладителей турбомашин — Тр. НПО ЦКТИ, 1980, вып. 180, с. 58—61.
37. Повышение эффективности охладителей масла для энергетических установок/В. А. Пермяков, Н. И. Даниленкова, А. С. Гиммельберг и др. М.: НИИинформтяжмаш, 1968, вып. 3—67—18, сер. Энергет. машиностроение, с. 54—57.
38. Трубы ребристые, изготовленные методом прокатки. — М.: ВНИИметмаш, 1966. — 16 с.
39. Коваленко Л. М. Исследование процессов конвективного теплообмена в извилистых щелевых каналах. — Теплоэнергетика, 1962, № 2, с. 77—79.
40. Экспериментальные исследования поверхности теплообмена для подогревателя топлива судового дизеля/В. Т. Буглаев, С. А. Кондаков, М. С. Нестеренко. — В кн.: Дизелестроение. М.: НИИинформтяжмаш, 1972, № 4-72-18, с. 28—37.
41. Люблинский Е. Я. Протекторная защита морских судов сооружений от коррозии. — Л.: Судостроение, 1979. — 184 с.
42. Новая серия высокоэффективных подогревателей мазута для мощных газомазутных энергоблоков/Е. С. Левин, В. А. Пермяков, Н. В. Зозуля и др. — Тр. ЦКТИ, 1973, вып. 121, с. 69—72.
43. Новое и модернизированное оборудование машинного зала для блоков 300 Мвт/Г. В. Николаев, В. А. Пермяков, М. П. Белоусов и др. — Тр. ЦКТИ, 1969, вып. 94, с. 157—179.
44. Геллер З. И. Мазут как топливо. — М.: Недра, 1965. — 495 с.
45. Сжигание высокосернистого мазута на электростанциях/Н. И. Верховский, Г. К. Красноселов, Е. В. Машинлов, Л. М. Цирюльников. — М.: Энергия, 1970. — 445 с.
46. Белосельский Б. С. Топочные мазуты. — М.: Энергия, 1978. — 256 с.

- 47 Новые укрупненные подогреватели мазута системы ЦКТИ-ТКЗ-ИТТФ с поверхностью из продольно-ребренных труб/Е. С. Левин, В. А. Пермяков, Б. Ф. Вакуленко и др. — Тр. ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 11—18.
48. Левин Е. С. Расчет и проектирование энергетических теплообменников с подогревательными элементами из продольно-ребренных труб. — В кн.: Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования. Киев: Наукова думка, 1978, с. 106—109.
49. Система разработки и постановки продукции на производство Изделия энергетического машиностроения. Основные положения: ОСТ 108.001.08—81/Минэнергомаш. — Л.: НПО ЦКТИ, 1982. — 50 с.
50. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1957. — 232 с.
51. Лебедев П. Д. Теплообменные сушильные холодильные установки. — М.: Энергия, 1972. — 320 с.
52. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. — М.: Энергия, 1977 — 288 с.
53. Шевельков В. Л. Теплофизические характеристики изоляционных материалов. — М.: Госэнергоиздат, 1958. — 96 с.
54. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. — Л. — М.: Госэнергоиздат, 1959. — 414 с.
55. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давлений: РТМ 24.271.23—74/Минтяжэнерготрансмаш. — М.: 1974. — 141 с.
56. Гарднер К. А. Эффективность развитых поверхностей. — Тр. АОИМ, 1945, т. 67, № 8, с. 621—631.
57. Сасин В. И. Эффективность ребристой поверхности пластинчатых воздухоохладителей. Холодильная техника, 1965, № 3, с. 142—156.
58. Левин Е. С. Теплообмен от продольно-ребренных труб в кольцевых каналах энергетических теплообменников. — Тр. ЦКТИ, 1977, вып. 140, с. 72—79.
59. Левин Е. С. Экспериментальное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых каналах. — Тр. Ленингр. техн. ин-та ЦБП, 1969, вып. 22, с. 280—288.
60. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 319 с.
61. Методика расчета и проектирования охладителей масла для систем маслоснабжения турбоустановок: РТМ 108.020.126—80/Минэнергомаш. — М.: 1982. — 76 с.
62. А. с. 479944 (СССР). Кожухотрубный теплообменник для нагрева вязких жидкостей/Е. С. Левин, В. А. Пермяков, Н. В. Зозуля и др. Опубл. в Б. И. 1975, № 29.
63. Левин Е. С. Эффективность интегральной разрезки продольных ребер в каналах энергетических теплообменников. — В кн.: Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования. — Киев: Наукова думка, 1978, с. 345—350.
64. Левин Е. С. Расчет теплоотдачи и гидравлического сопротивления в ребренных нагревательных элементах при ламинарном движении вязких жидкостей. — В кн.: Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования. — Киев: Наукова думка, 1978, с. 305—311.
65. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 557 с.
66. Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидромеханических расчетов: РТМ 26-01-36-70/Нидхиммаш. — М.: Минхиммаш, 1970—102 с.
67. Подогреватели мазута типа ПМР: ОСТ 108.030.126—78/Минэнергомаш. — Л.: НПО ЦКТИ, 1978. — 11 с.
68. Рыбачек К. И. Некоторые случаи теплоотдачи и трения у продольно-обтекаемых элементов. — В кн.: Тепло- и массоперенос. — Минск: Высшая школа, 1965, т. 1, с. 239—248.
69. Кремнев О. А., Зозуля Н. В., Хавин А. А. Продольно-ребренные трубчатые поверхности для регенераторов и водоподогревателей ГТУ — Энергомашиностроение, 1961, № 1, с. 5—8.
70. Пучков П. И., Виноградов О. С. Продольно-ребренные теплоотдающие поверхности. — Энергомашиностроение, 1965, № 6, с. 22—24.

71. **Правила 28—64** измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. — М.: Изд-во стандартов, 1964. — 148 с.
72. **Клямкин С. Л.** Тепловое испытание паротурбинных установок электростанций. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961. — 407 с.
73. **Приборы** для измерения температуры контактным способом. — Львов: Высшая школа, 1978. — 208 с.
74. **Петровский Ю. В., Фастовский В. Г.** Современные эффективные теплообменники. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962. — 256 с.
75. **Кремлевский П. П.** Расходомеры счетчики. — Л.: Машинностроение, 1975. — 250 с.
76. **Прокопенко В. Г., Шеренковский Ю. В., Стеллюк Ю. Н.** Расчет теплового состояния и определение границ рационального применения оребрения с учетом теплоотдачи от торцевой поверхности. — В кн.: Теплофизика и теплотехника. Киев: Наукова думка, 1977. — 112 с.
77. **Мигай В. К.** Влияние неравномерности теплообмена по высоте ребра на его эффективность. — ИФЖ, 1963, № 3, т. 6, с. 51—57.
78. **Скринска А. Ю., Стасюлявичус Ю. К.** Экспериментальное исследование влияния неравномерности коэффициента теплоотдачи на эффективность ребристых труб. — Тр. АН Литов. ССР, сер. Б. 1965, № 1(10), с. 28—32.
79. **Сташевич А. К.** Влияние изменения локальных коэффициентов теплоотдачи на характеристику ребра. — Тр. АОИМ, сер. С, 1968, т. 12, с. 7—13.
80. **Исаченко В. П., Галин Н. М.** Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при турбулентном движении жидкости в каналах кольцевого поперечного сечения. — Тр. МЭИ, 1965, вып. 63, с. 5—16.
81. **Румшицкий Л. З.** Математическая обработка результатов эксперимента. — М.: Физматгиз, 1971. — 192 с.
82. **Долинский Е. Ф.** Обработка результатов измерений. — М.: Изд-во стандартов, 1973. — 191 с.
83. **Маньковский О. Н., Толчинский А. Р., Александров М. В.** Теплообменная аппаратура химических производств. — Л.: Химия, 1976. — 367 с.
84. **Казанский В. Н.** Системы смазки паровых турбин. — М.: Энергия, 1974. — 222 с.
85. **Яковлев С. В., Калицун В. И.** Механическая очистка производственных вод. — М.: Стройиздат, 1972. — 135 с.
86. **Соколов А. Г.** Исследование метода очистки нефтепромысловых сточных вод. Автореферат канд. диссертации. — М.: МИСИ, 1972. — 146 с.
87. **Энергетика и охрана окружающей среды/В. И. Бабий, А. Ф. Белоконова, Р. А. Белый и др.** — М.: Энергия, 1979. — 351 с.
88. **Гусар Ф. Г., Почанский Б. А.** Очистка сточных вод от нефтепродуктов на блоках 800 МВт. — Тр. ЦКТИ, 1979, вып. 166, с. 95—97.
89. **Очистка сточных вод нефтеперерабатывающих заводов/Я. А. Карелин, И. А. Попова, Л. А. Евсеева, О. Я. Евсеева.** — М.: Стройиздат, 1982. — 184 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава первая. Общая характеристика схем включения теплообменников вязких жидкостей	5
Принципиальные схемы включения охладителей в системы масло-снабжения стационарных паровых турбин	—
1.2. Схемы охлаждения масла в энергетических установках	11
1.3. Схемы включения теплообменников в системы подготовки жидкого топлива электростанций, промышленных и отопительных котельных	15
Глава вторая. Типы, конструкции и основные параметры теплообменников, используемых в схемах с вязкими жидкостями	19
2.1. Гладкотрубные маслоохладители	—
2.1.1. Маслоохладители завода «Красный гидропресс»	—
2.1.2. Маслоохладители Харьковского турбинного завода (ХТЗ)	26
2.1.3. Маслоохладители завода «Энергомаш»	32
2.1.4. Маслоохладители Калужского турбинного завода (КТЗ)	—
2.1.5. Маслоохладители Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)	38
2.1.6. Маслоохладители Невского машиностроительного завода им. В. И. Ленина (НЗЛ)	43
2.1.7. Основные факторы, влияющие на эффективность и надежность охладителей масла	47
2.1.8. Обобщенные зависимости для расчета тепловых и гидравлических характеристик кожухотрубных охладителей масла с поверхностью из гладких труб	64
2.2. Маслоохладители с поверхностью из оребренных труб	68
2.2.1. Аппараты с поверхностью из труб, несущих проволочное петельное оребрение	—
2.2.2. Аппараты с поверхностью из труб низким накатным оребрением	73
2.3. Сравнительная оценка эффективности различных типов поверхностей для маслоохладителей	77
2.4. Перспективные типы охладителей масла	78
Глава третья. Типы, конструкции и технические характеристики подогревателей мазута	84
3.1. Гладкотрубные подогреватели мазута	—
3.1.1. Секционные подогреватели	87
3.1.2. Подогреватели типа «труба в трубе»	89
3.1.3. Подогреватели кожухотрубного типа с U-образными трубами	92
3.2. Подогреватели мазута с поверхностью продольно-оребранных труб	94
Глава четвертая. Методика расчета охладителей масла и подогревателей мазута	100
4.1. Тепловой расчет	—
4.1.1. Задание на проектирование	—
4.1.2. Тепловой баланс	101
4.1.3. Порядок определения толщины слоя изоляции	103
4.1.4. Основные зависимости и соотношения конструктивного расчета для масляных охладителей	—
4.1.5. Зависимости и соотношения для теплового и конструктивного расчета мазутоподогревателей	114

4.2. Выбор основных конструктивных характеристик размеров элементов маслоохладителей	117
4.2.1. Охладитель с трубным пучком перегородками типа «диск — кольцо»	
4.2.2. Выбор конструктивных характеристик трубного пучка охладителя с сегментными перегородками	121
4.2.3. Выбор конструктивных характеристик маслоохладителей с пучками труб с продольным приварным оребрением	122
4.3. Гидравлический расчет маслоохладителей	123
4.3.1. Кожухотрубные охладители с уплотненными зазорами в масляной полости	
4.3.2. Кожухотрубные охладители с технологическими зазорами в трубном пучке	125
4.3.3. Охладители с поверхностью из труб с продольными приварными ребрами прямоугольного сечения	
4.3.4. Охладители с поверхностью из труб с проволочно-петельным оребрением	131
4.4. Алгоритм теплового расчета подогревателей мазута типа ПМР	132
4.5. Пример теплового расчета подогревателей мазута ПМР	135
<b>Глава пятая. Исследования и испытания теплообменников вязких жидкостей</b>	<b>140</b>
5.1. Цели и задачи	
5.2. Схемы стендов для отработки элементов теплообменников	—
5.2.1. Стенд для исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых оребренных каналах	—
5.2.2. Стенд для исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в кольцевых оребренных каналах подогревателей мазута типа ПМР	142
5.2.3. Стенд для исследования теплообмена и гидравлики в элементах маслоохладителей	144
5.2.4. Стенд для испытания головных образцов маслоохладителей	145
5.2.5. Испытания подогревателей мазута и охладителей масла в условиях эксплуатации	146
5.3. Методика обработки опытных данных	147
5.3.1. Определение геометрических размеров рабочих участков	—
5.3.2. Измерение расходов теплоносителей и скорости потока	148
5.3.3. Измерение температур жидкости и поверхности калориметра	
5.3.4. Определение удельной тепловой нагрузки и коэффициента теплоотдачи	149
5.3.5. Определение коэффициента теплоотдачи от продольно-оребранных труб	150
5.3.6. Тепловая эффективность оребрения	—
5.3.7. Теплофизические характеристики рабочих сред	151
5.3.8. Определение гидравлических сопротивлений	—
5.4. Алгоритм обработки опытных данных	152
5.4.1. Представление результатов стендовых исследований	—
5.4.2. Алгоритм обработки данных промышленного испытания подогревателей мазута ПМР	153
5.5. Статистическая оценка ошибок измерений	154
<b>Глава шестая. Меры по предупреждению загрязнения маслом и мазутом охлаждающих вод электростанций</b>	<b>155</b>
6.1. Пути устранения протечек и потерь масла	—
6.1.1. Дополнительные требования к конструкции маслоохладителя	156
6.1.2. Меры по сбору протечек масла	157
6.2. Некоторые схемы по очистке от нефтепродуктов сточных вод	164
6.3. О контроле содержания нефтепродуктов в сточных водах электростанций	165
Список литературы . . . . .	170



**Владимир Андреевич Пермяков**  
**Евгений Сергеевич Левин**  
**Галина Васильевна Дивова**

**ТЕПЛООБМЕННИКИ  
ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ,  
ПРИМЕНЯЕМЫЕ  
НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ**

jank2003@ukr.net

Редактор *В. А. Романов*  
Художественный редактор *Д. Р. Стеванович*  
Технический редактор *Р. К. Чистякова*  
Корректор *А. Н. Акимов*  
Обложка художника *В. Т. Левченко*  
ИБ № 1892

Сдано в набор 21.07.83. Подписано в печать 13.10.83. М-32935. Формат 60×90<sup>1/16</sup>  
Бумага типографская № 2. Печать высокая. Усл. печ. л. 11. Усл. кр.-огг. 11,38.  
Уч.-изд. л. 13,32. Тираж 3000 экз. Заказ 704. Цена 75 коп.

Ленинградское отделение Энергоатомиздата.  
191041, Ленинград, Марсово поле, 1.

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового  
Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им.  
Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по  
делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 198052, г. Ленинград, Л-52,  
Измайловский проспект, 29.