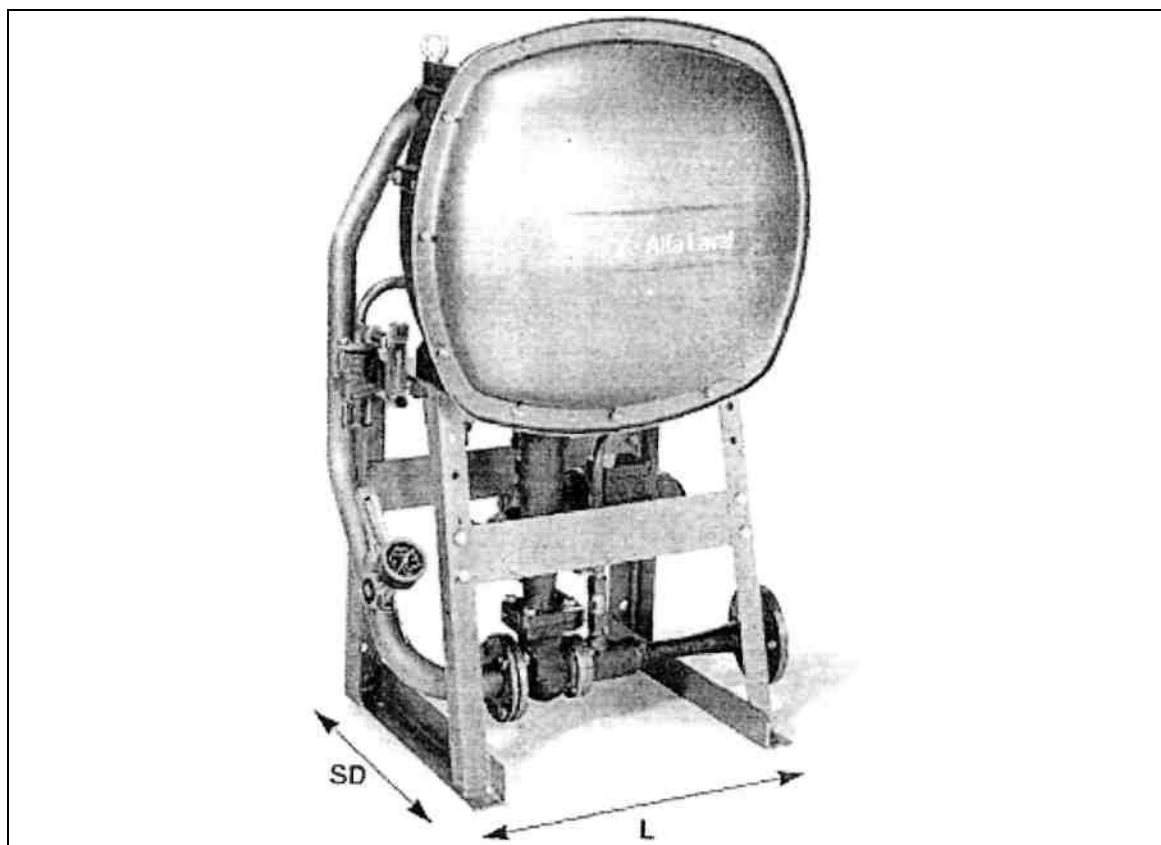


НОВОРОССИЙСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Н. Н. ЧУРА

**АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ
СУДОВОЙ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Новороссийск 2000

АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ СУДОВОЙ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по курсу "Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства"
для курсового и дипломного проектирования по специальности
24 05 00 "Эксплуатация судовых энергетических установок"

Разработал к.т.н., доцент Чура Н.Н.

Рецензенты: профессор Елема В.А., механик - наставник Дереповский А.Т.

Рекомендовано учебно - методическим объединением по образованию в области водного транспорта в качестве учебного пособия по специальности 24 05 00 "Эксплуатация СЭУ" для вузов водного транспорта (Протокол № 22 президиума Совета УМО по образованию в области водного транспорта на базе ГМА им. адм. С.О. Макарова, 08.06.1999 г.)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. НАЗНАЧЕНИЕ ВОДООПРЕСНИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК (ВОУ)	4
2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ВОУ	5
3. РАСЧЕТ ВОУ	9
3.1. Определение параметров вторичного пара	9
3.2. Расчет производительности установки	10
3.3. Расчет производительности установки при варьировании значений параметров	18
3.4. Определение удельных энергозатрат на выработку дистиллята	19
4. АНАЛИЗ РАСЧЕТНОГО РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОУ	20
5. РАСЧЕТ СИСТЕМ, ОБСЛУЖИВАЮЩИХ ВОУ	21
5.1. Методика расчета системы пресной охлаждающей воды главного двигателя (ГД)	26
ЛИТЕРАТУРА	28
ПРИЛОЖЕНИЯ	29

ВВЕДЕНИЕ

В процессе эксплуатации водоопреснительных установок (ВОУ) основным требованием является обеспечение их длительной экономичной работы в различных условиях плавания без снижения производительности. Поэтому в практической деятельности судового инженера-механика необходимо соблюдение режима эксплуатации ВОУ путем контроля и поддержания основных параметров ее работы с учетом реально изменяющихся условий. Изучению схемы и принципа работы судовой ВОУ, методов расчета основных ее показателей, развитию навыков технически грамотной эксплуатации установок способствует данная работа. Вопросы компетентности при эксплуатации установок включены в состав обязательных требований для дипломирования вахтенных механиков судов международной конвенцией ПДМНВ 78/93.

Целью работы является поверочный расчет утилизационной вакуумной ВОУ кипящего типа, который заключается в определении ее производительности, а также других показателей в конкретных условиях эксплуатации. Подобные установки наиболее широко используются на морских судах. Методика расчета показана на примере серийно выпускаемой ВОУ марки Д5У. Такими опреснителями оснащены, к примеру, танкеры типа "Победа", "Б. Бутوما", "Московский фестиваль" и др. суда.

1. НАЗНАЧЕНИЕ ВОУ

Эксплуатация судна невозможна без использования пресной воды в технических целях и для бытовых нужд экипажа. Целесообразность получения пресной воды на судах подтверждается экономичностью этого варианта в сравнении с приобретением ее в портах захода, в количествах, достаточных для длительного плавания. Следует учесть, что среднемировые цены на пресную воду в морских портах по данным фирмы "Альфа Лаваль" составляет примерно 6 долларов за тонну (1995 г.). Значительна и разница в ценах: в порту Сан-Франциско (США) 0,25 долл/т и в порту Барселона (Испания) 28 долл/т. Эксперты этой же фирмы оценивают повышение стоимости воды к 2005 году примерно в 3 раза. В учебных изданиях /1, 2, 3/, имеющихся в библиотечных фондах НГМА, представлены сведения о методах опреснения морской воды, классифицированы типы судовых ВОУ, приводятся принципиальные схемы их работы. Можно отметить, что наибольшее развитие в настоящее время получили стационарные ВОУ, комплексы-гиганты, имеющие суточную производительность в сотни тысяч тонн /3/. Такие установки строятся и работают во многих странах, где остро ощущим недостаток пресных природных вод.

Метод опреснения морских (минерализованных) вод дистилляцией имеет ряд преимуществ в сравнении с электродиализом, обратным осмосом и другими. Соответствующими достоинствами обладают дистилляционные установки:

- простота конструкции и надежность в эксплуатации;
- хорошее качество получаемой пресной воды (содержание хлоридов не превышает 8 мг/л);
- сравнительно низкая стоимость получаемой воды.

Судовая ВОУ типа ДУ предназначена для получения дистиллята из забортной морской воды, причем в качестве греющей среды используется охлаждающая вода дизелей с температурой 60...80 С. Основные параметры установок этого типа приведены в табл. 1. Подобные ВОУ относятся к современным дистилляционным установкам испарительного (кипящего) типа. Работа в режиме глубокого вакуума

(94...99%) определяет основные преимущества их по сравнению с установками, где кипение происходит при избыточном давлении:

- возможность утилизации тепла низкого потенциала;
- значительно меньшее накипеобразование на греющих элементах.

Таким образом, главным достоинством рассматриваемых ВОУ является то, что они не требуют дополнительной тепловой энергии для получения дистиллята, а потребление электроэнергии обусловлено практически лишь затратами на привод обслуживающих насосов. Эта величина определяется по ходу расчета. Полученный дистиллят используется для пополнения запасов питательной воды паровых котлов, пресной воды систем охлаждения дизелей, для приготовления питьевой и мытьевой воды.

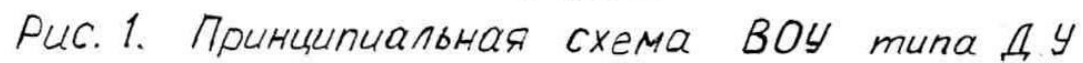
Таблица 1

Основные спецификационные параметры ВОУ типа ДУ /4/

№ п/п	Наименование параметра, размерность.	Типоразмер			
		Д2У	Д3У	Д4У	Д5У
1.	Производительность: кг/ч т/сут	133 3,2	262 6,3	520 12,5	1040 25
2.	Давление дистиллята на выходе, кг/см ² , не более	1,4	2,4	2,4	2,4
3.	Параметры заборной воды				
	- расход общий, м ³ /ч	18..20	35..40	55..60	90..100
	- расход на питание испарителя, м ³ /ч	0,53	1,05	2,08	4,16
	- общее солесодержание по NaCl, г/л, не более.	41	41 -	41	41
	- температура, С	-2..+30	-2..+30	-2..+30	-2..+30
	- давление перед установкой, кг/см ²	2,2-3,0	2,2-3,0	2,2-3,0	2,2-3,0
	- расход заборной воды и рассола за эжектором, м ³ /ч, не более	20	40	60	100
	- противодавление за эжектором, кг/см ² , не более	0,7	0,7	0,7	0,7
4.	Параметры греющей воды				
	- расход (в зависимости от производительности), м ³ /ч	10..16	20..45	35..70	70..135
	- гидравлическое сопротивление батареи по контуру греющей воды, кг/см ² , не более	0,15	0,70	0,20	0,60

2.УСТРОЙСТВО И РАБОТА ВОУ

Основу ВОУ типа ДУ, как и предшествующего ей аналога – установок серии Д, составляют два кожухотрубных теплообменных аппарата – испаритель 1 (рис. 1) и конденсатор 2, смонтированные в одном блоке. Греющая батарея испарителя состоит из пучка вертикальных мельхиоровых труб и центральной трубы большего диаметра, развальцованных в трубных досках. Греющая вода (из контура охлаждения главного двигателя) подается в межтрубное пространство корпуса батареи испарителя, имеющее шесть горизонтальных ходов и передает тепло заборной воде, поступающей в трубы батареи. В качестве греющей среды может использоваться насыщенный пар; в этом случае установка дополняется пароводяным инжектором для подогрева теплоносителя (пресной воды). Заборная вода, поступающая в установку, проходит через конденсатор, где нагревается на 4...8 °С, отбирая тепло конденсируемого пара.



1-испаритель; 2-конденсатор; 3-расходомер; 4,9-клапан невозвратно-запорный подпружиненный; 5-шайба дроссельная; 6-эжектор; 7-сепаратор жальюзийный; 8-насос дистиллятный; 10-датчик солемера; 11-клапан переключающий электромагнитный; 12-клапан дроссельный; 13-труба уравнивательная

Часть воды, равная примерно четырехкратной производительности ВОУ, после конденсатора поступает на питание испарителя. На трубопроводе питания установлены: расходомер (ротаметр) 3, невозвратный подпружиненный клапан 4 и дроссельная шайба 5. Клапан 4 предназначен для прекращения подачи воды в испаритель при снижении давления заборной воды ниже допустимого, т.к. в этом случае напор рабочей воды на эжектор 6 будет недостаточным, что может привести к срыву его работы и переполнению испарителя. Дроссельная шайба служит для ограничения подачи питательной воды. Остальной (основной) поток заборной воды в качестве рабочей после конденсатора подается на комбинированный воздушно-рассольный эжектор 6. Воздушная сторона эжектора предназначена для создания вакуума в период пуска установки и поддержания его во время работы. При этом из установки удаляются неконденсирующиеся газы – в основном воздух, который поступает в растворенном виде с исходной водой и выделяется при ее подогреве, а также подсасывается через неплотности корпуса ВОУ и соединений. Рассольная сторона эжектора предназначена для откачки неиспарившейся воды – рассола, который, имея повышенную плотность, поступает через центральную трубу испарительной батареи в нижнюю часть корпуса установки. Удаление (продувание) рассола происходит непрерывно, с расходом, примерно равным трехкратной производительности ВОУ, т.е. испаряется лишь 25% исходной питательной воды. Применение в указанных целях эжектора вызвано глубиной вакуума в установке, когда использование насосов других типов затруднено.

При вводе ВОУ в работу питательная вода должна покрывать трубную доску испарителя, а во время работы уровень ее опускается в трубах ниже верхних их концов. Имеется возможность визуального наблюдения за процессом кипения через смотровые стекла в корпусе установки. Образующийся пар (его принято называть вторичным в отличие от первичного – греющего) проходит через горизонтальный жалюзийный сепаратор 7, где отделяются капли влаги, способствующие засолению готового дистиллята, и поступает в межтрубное пространство конденсатора. Конденсация пара происходит на горизонтальных мельхиоровых трубах двухходового конденсатора, после чего дистиллят из сборника поступает к дистиллятному насосу 8. В установках Д5У используется центробежный насос специальной конструкции марки НЦКГ 4/40 ом, имеющий номинальную подачу 4 м³/ч и напор 40 м (ом – категория исполнения).

Насос подает дистиллят через подпружиненный невозвратно-запорный клапан 9, датчик солемера 10, ротаметр 3, а также переключающий клапан 11, и дроссельный клапан 12 в цистерну запаса пресной воды. Солемер работает в непрерывном режиме и при превышении установленного предела солесодержания дистиллята переключает клапан 11 на линию рециркуляции (возврата в испаритель). Общее солесодержание готового дистиллята по NaCl (содержание хлоридов) не должно превышать одной из величин – 2; 5 либо 8 мг/л, которые устанавливаются при вводе ВОУ в работу. Температура дистиллята на выходе из установки не превышает 50 °С /4/. Дроссельный клапан 12 и дроссельные шайбы на трубопроводах необходимы для создания дополнительного сопротивления соответствующих систем в целях обеспечения спецификационного режима работы ВОУ.

Для обеспечения работы дистиллятного насоса (при выкачке из емкости с глубоким вакуумом) всасывающий патрубок его сообщен с межтрубной полостью конденсатора уравнивательной трубой 13. Этим создаются условия для движения дистиллята во всасывающем трубопроводе от сборника к насосу. Кроме того, для улучшения всасывающей способности насоса его нагнетательный и всасывающий патрубки сообщены перепускным (байпасным) трубопроводом небольшого диаметра (Ду 10).

При отсутствии дистиллята в сборнике насос останавливается посредством срабатывания реле давления, датчик которого расположен на нагнетательном трубопроводе. Период чистки греющей батареи испарителя от накипи по данным /4/ составляет 2000 ч. К этому времени допускается снижение производительности ВОУ не более, чем на 25% от спецификационной. При повышении температуры греющей воды выше 83 °С (когда используется пар), а также в случае превышения установленного значения содержания хлоридов в готовом дистилляте срабатывает светозвуковая сигнализация ВОУ.

Геометрические параметры теплообменников установки Д 5У приведены в табл.2.

Таблица 2

№ п/п	Теплообменник	Кол-во труб, Z, шт.	Длина труб, L, м	Диаметр труб, м		Поверхность теплообмена F, м ²
				внутренний d _{вн}	наружный d _н	
1.	Испаритель	876	0,71	0,012	0,014	25
2.	Конденсатор	384	1,40	0,013	0,015	26

В процессе эксплуатации ВОУ систематически контролируется режим ее работы. При этом основными параметрами, контроль которых производится по показаниям штатных контрольно-измерительных приборов, являются:

- разрежение в конденсаторе;
- расходы питательной воды и дистиллята;
- температура греющей воды на входе и выходе из испарителя;
- давление забортной охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора;
- давление забортной воды на входе в эжектор;
- давление дистиллята на выходе из насоса;
- температура охлаждающей воды на входе в конденсатор (по термометрам а системе забортной воды).

3. РАСЧЕТ ВОУ

При выполнении поверочных расчетов теплообменных аппаратов и установок, как правило, считаются известными (либо задаются) их геометрические параметры. В ходе расчетов могут определяться температуры теплоносителей и их расходы, а также производительность установок для режимов работы, отличных от номинальных, для которых выполняется проектный расчет. В данной работе заданными параметрами являются: температура и расход греющей воды, температура заборной воды, а также величина накипи на греющих элементах испарителя (аналог установки – ВОУ Д 5У). Цель расчета состоит в определении:

1. Температур греющей и заборной воды на выходе из установки;
2. Производительность ВОУ;
3. Удельных энергозатрат на выработку дистиллята.

Предусмотрено выполнение расчета на заданном режиме эксплуатации ВОУ – при фиксированных значениях основных (заданных) параметров, а затем – при варьировании одного из заданных параметров в диапазоне реальных значений.

3.1.Определение параметров вторичного пара

- 1.Средняя температура греющей воды в испарителе, °С

$$t_1^{cp} = 0,5(t'_1 + t''_1)$$

где t'_1 , t''_1 – температуры греющей воды на входе и на выходе из испарителя, °С;

$t'_1 = 60...80$ °С /4/; $t''_1 = t'_1 - \delta t_{ep}$, здесь δt_{ep} – величина охлаждения греющей воды в испарителе, $\delta t_{ep} = 6...10$ °С /1,4/.

Для выполнения последующих расчетов определяются три значения температуры t_1^{cp} при принятых (в пределах рекомендаций) трех значениях δt_{ep} .

- 2.Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе, °С

$$t_{36}^{cp} = 0,5(t'_{36} + t_{36}),$$

где t'_{36} – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, которая принимается равной температуре заборной воды t_{36} , определяемой условиями плавания судна;

t''_{36} – то же, на выходе из конденсатора, °С ; зависит от величины нагрева воды в конденсаторе $\delta t_{36} = 4...8$ °С /4,5/. Здесь принимается одно значение.

3. Температурный напор в конденсаторе, °С, по рекомендациям /5/

$$\Delta t_k = \frac{t_1^{cp} + t_{36}^{cp}}{1 + \sqrt{\frac{K_k}{K_H}}}$$

где K_k и K_H , - коэффициенты теплопередачи в конденсаторе и испарителе,

Вт/(м² град), согласно /5/ может быть принято $\frac{K_{\kappa}}{K_{II}} = 2$. (в первом приближении).

Здесь и далее определяются три значения величин.

4. Температура вторичного пара в испарителе, °C

$$t_2 = t_{36}^{cp} + \Delta t_{\kappa}$$

5. Давление вторичного пара в испарителе P_2 , кПа.

Определяется как давление насыщенного пара при найденном значении t_2 по табл. /6/, либо табл. П-1 (приложение 1) с применением метода интерполяции значений.

6. Теплота парообразования вторичного пара r_2 , кДж/кг определяется аналогично.

3.2. Расчет производительности установки на заданном режиме эксплуатации.

При выполнении расчета будем полагать, что при установившемся режиме работы ВОУ количество тепла, отдаваемого греющей водой в испарителе (тепловая нагрузка испарителя) - Q_1 будет равной количеству тепла, отдаваемого вторичным паром в конденсаторе (тепловой нагрузке конденсатора) - Q_{κ} с учетом тепловых потерь.

$$Q_1 = \frac{Q_{\kappa}}{\eta}$$

где η – коэффициент использования тепла; $\eta = 0,95...0,97$ /5/.

Схема расчета выглядит следующим образом. Для определения значений количества тепла, участвующего в этих процессах и конечных температур теплоносителей (греющей и заборной воды) составим систему из двух уравнений, каждое из которых определяет тепловую нагрузку испарителя.

$$Q_1' = W_{cp} \cdot \rho_{cp} \cdot c_{cp} (t_1' - t_1'') \quad (1)$$

$$Q_1'' = 3,6 \cdot K_{II} \cdot F_{II} \cdot \Delta t_{II} \quad (2)$$

где: W_{cp} – расход греющей воды на установку, м³/ч, по данным /4/ составляет 70..135 м³/ч;

ρ_{cp} , c_{cp} – плотность, кг/м³, и теплоемкость, кДж/(кг·град), греющей воды при ее средней температуре (смотри табл. П-2);

K_{II} – коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м.град);

F_{II} – поверхность испарителя, м (табл. 2);

Δt_{II} – температурный напор в греющей батарее испарителя, °C, зависящий от температур греющей и заборной воды.

При этом зависимость (1) представляет собой уравнение теплового баланса испарителя, а (2) – уравнение теплопередачи. Данные уравнения могут быть решены

либо графическим либо аналитическим методом. Наиболее простым является графическое решение. Учитывая, что конечные температуры теплоносителей являются неизвестными, а они зависят от величины Q_1 , задаемся тремя значениями температур t_1'' (в пределах рекомендованной $\delta t_1 = 6..10$ °C). После вычисления значений Q_1' определяем величины, входящие в уравнение (2) при тех же t_1'' . Определив Q_1'' наносим найденные величины Q_1' и Q_1'' при соответствующих t_1'' на график (рис 2). Расчетные значения тепловой нагрузки испарителя Q_1^P и конечной температуры греющей воды $t_1''^P$ определяется точкой пересечения графических зависимостей Q_1' и Q_1'' . Ниже приводится последовательность расчета.

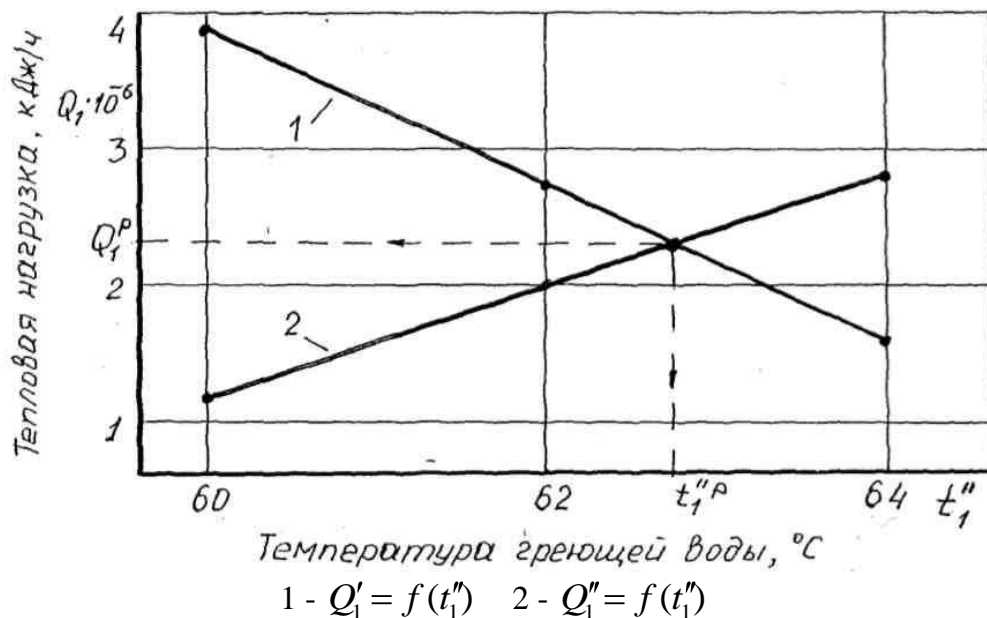


Рис. 2. Определение расчетных значений Q_1^P и $t_1''^P$.

1. Тепловая нагрузка испарителя, кДж/ч - по уравнению теплового баланса (3 значения)

$$Q_1' = W_{cp} \cdot \rho_{cp} \cdot c_{cp} (t_1' - t_1'').$$

2. Величина нагрева охлаждающей воды в конденсаторе, °C, - по уравнению теплового баланса конденсатора (3 значения)

$$\delta t_{3\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{W_{охл} \cdot \rho_{3\kappa} \cdot c_{3\kappa}},$$

где Q_{κ} - тепловая нагрузка конденсатора, кДж/ч, $Q_{\kappa} = \eta \cdot Q_1'$

$W_{охл}$ - расход охлаждающей заборной воды, прокачиваемой через

конденсатор, м³/ч. Величина $W_{охл}$ определяется подачей насоса заборной воды и может быть принята равной 90...100 м³/ч /4/;

$\rho_{3\kappa}$, $c_{3\kappa}$ - плотность, кг/м³, и теплоемкость, кДж/(кг·град), охлаждающей воды в конденсаторе при заданной температуре $t_{3\kappa}$ (табл. П-3).

3. Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °C (3 значения)

$$t''_{36} = t'_{36} + \delta t_{36}$$

При определении параметров кипящей в испарителе заборной воды (рассола) следует учитывать влияние растворенных солей, что приводит к повышению ее температуры насыщения.

4. Солесодержание рассола, S_p , г/л.

Литературные данные [1,5] и параметры спецификационного режима эксплуатации ВОУ Д5У [4] показывают, что испаряется лишь четвертая часть заборной воды, поступающей в установку. Таким образом, отношение расхода продуваемой воды (удаляемого рассола W_p) к расходу испаряемой воды (производительности установки W_2) можно принять равным трем. Эта величина называется коэффициентом продувания $\varepsilon = W_p/W_2 = 3$.

Из уравнения баланса солей в испарителе

$$W_2 \cdot (S_0 - S_\delta) = W_p \cdot (S_p - S_0)$$

где S_0 , S_δ , S_p - солесодержание (по NaCl) заборной воды, дистиллята и рассола, г/л;

Пренебрегая величиной S_δ , которая на четыре порядка ниже S_0 и S_p может быть найдена величина S_p :

$$S_p = \frac{S_0(1 + \varepsilon)}{\varepsilon}$$

При этом величина S_0 определяется районом плавания. В расчетах принимается $S_0 = 25...35$ г/л.

Если же учитывать солесодержание дистиллята – основной качественный показатель работы установки, можно получить зависимость производительности ВОУ от этого показателя

$$W_2 = \frac{W_p \cdot (S_p - S_0)}{S_0 - S_\delta},$$

5. Температурная депрессия, °С – поправка, учитывающая повышение температуры кипения рассола по отношению к температуре насыщения вторичного пара. Она может быть определена по формуле [1/

$$\delta t_p = \frac{S_p}{80}$$

6. Поправка, учитывающая среднее гидростатическое давление, ΔP_z кПа, при определении средней температуры кипящего рассола (по высоте его слоя) [1/

$$\Delta P_z = \frac{0,5 \cdot g \cdot x \cdot l_H \cdot \rho_p}{1000}$$

где g – физическая константа; 9,81 м/с² ;

x – приведенный уровень (расчетная высота) кипящего рассола, принимается равной 0,5;

l_H – длина испарительных труб, м (см.табл.2);

ρ_p – плотность рассола, кг/м³; может быть принята равной плотности забортной воды $\rho_{36} = 1015...1025$ кг/м³.

7. Среднее расчетное давление кипящего рассола с учетом величины ΔP_z , кПа.

$$P_p = P_2 + \Delta P_z$$

8. Разность температур, учитывающая гидростатический эффект, °С.

$$\delta t_z = t'_H - t_2$$

где t'_H – температура насыщения, °С, соответствующая давлению P_p ;
определяется по /6/, либо табл.П-1.

9. Средняя расчетная температура кипящего рассола, °С.

$$t_p = t_2 + \delta t_p + \delta t_z$$

10. Средняя скорость греющей воды в межтрубном пространстве испарителя, м/с; определяется по уравнению неразрывности (сплошности) потока

$$v_{zp} = \frac{W_{zp}}{3600 \cdot F_c}$$

где W_{zp} – расход греющей воды на установку, м³/ч, по данным /4/ составляет 70...135 м/ч;

F_c – площадь живого сечения для прохода греющей воды, м² . Поскольку размеры этого сечения ограничены горизонтальными перегородками, делящими межтрубное пространство испарителя на шесть ходов (т.е. высота сечения $h_c = l_H / 6$) и самими трубами, число которых в каждом ряду различно (рис. 3), то и суммарная ширина сечений по ходу греющей воды будет неодинаковой. В расчете используется осредненное значение суммарной ширины сечения по рядам труб в виде

$$b_{cp} = \frac{b_1 + b_2 + b_3 + ... + b_{40}}{40}$$

где $b_1, b_2 \dots b_{40}$ – суммарная ширина проходного сечения для каждого из сорока рядов труб испарителя, м.

Таким образом,

$$F_c = h_c \cdot b_{cp} = 1,54 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

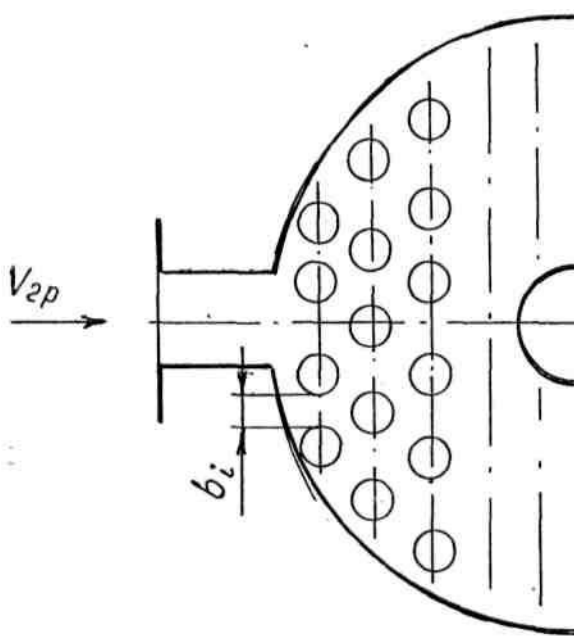


Рис.3 Схема расположения труб испарителя

Следует учесть, что при расчете величины h_c используется значение полезной длины труб испарителя, т.е l_H уменьшенной на толщину трубных досок.

11. Критерий Рейнольдса для потока греющей воды, определяющий режим ее движения

$$Re = \frac{v_{2p} \cdot d_n}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость греющей воды, m^2/s , при t_1^{cp} .

Значения ν приведены в табл. П-2.

Примечание: в данном случае условиями корректности использования критериальной зависимости, в качестве характерного линейного размера используется величина d_n испарителя.

12. Критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность процесса теплоотдачи от греющей воды к трубам испарителя. При поперечном обтекании пучка труб, расположенных в шахматном порядке, для турбулентного потока /7/

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25},$$

где Pr – критерий Прандтля, характеризующий физические параметры теплоносителя; см. табл. П-2.

При этом может быть принято $\left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right) = 1$ в силу незначительной разности температур жидкости и стенки трубы.

13. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к трубам испарителя, Вт/(м² град).

$$\alpha_1 = \frac{N_u \cdot \lambda_{zp}}{d_n},$$

где λ_{zp} – теплопроводность греющей воды, Вт/(м·град), при ее средней температуре; см. табл.П-2.

14. Средняя температура стенки труб греющей батареи испарителя, °С.

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (t_1^{cp} + t_p),$$

15. Средняя разность температур стенки труб и кипящего рассола, °С.

$$\delta t_H = t_{cm} - t_p,$$

16. Коэффициент теплоотдачи от труб к кипящему рассолу, Вт/(м²град)/5/

$$\alpha_2 = 25,5 \cdot (0,01 \cdot P_p)^{0,58} \cdot \delta t_H^{2,33},$$

где P_p – среднее расчетное давление кипящего рассола, кПа.

17. Коэффициент теплопередачи от греющей воды к рассолу, Вт/(м² град)

$$K_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \right)},$$

где δ_{cm} , δ_n – толщина стенки трубы и накипи, м;

при этом $\delta_{cm} = 0,5 \cdot (d_n - d_{вн})$, см. табл. 2;

λ_{cm} , λ_n – коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы и накипи, Вт/(м·град). Для медно-никелевого сплава (мельхиор) $\lambda_{cm} = 26...30$ Вт/(м·град) /7/. Качественный состав накипи, образующейся при испарении морской воды в значительной степени определяется температурой кипения рассола. Для значений температур 30..50 °С (глубоковакуумные ВОУ) характерен карбонатный (CaCO₃) состав накипи и ее рыхлая структура; рекомендуемые /3,5/ значения $\lambda_n = 0,6... 1,0$ Вт/(м·град).

18. Температурный напор в греющей батарее испарителя, °С – определяется как среднелогарифмическая разность температур теплоносителей

$$\Delta t_H = \frac{(t'_1 - t''_{36}) - (t'' - t_p)}{\ln \left[\frac{(t'_1 - t''_{36})}{(t'' - t_p)} \right]},$$

Здесь значения температур охлаждающей (заборной) воды принимаются по п.2 (стр. 9).

19. Тепловая нагрузка испарителя, кДж/ч, – по уравнению теплопередачи

$$Q_1'' = 3,6 \cdot K_H \cdot F_H \cdot \Delta t_H,$$

где F_H – поверхность испарителя, м². (см.табл.2)

20. Расчетные значения температуры греющей воды на выходе из испарителя t_1^m , °С, и тепловой нагрузки испарителя Q_1^p кДж/ч, определяются графическим способом (см. рис.2).

21. Уточненное (расчетное) значение величины нагрева охлаждающей воды в конденсаторе, °С

$$\delta t_{36}^p = \frac{Q_\kappa^p}{(W_{охл} \cdot \rho_{36} \cdot c_{36})},$$

где Q_κ^p – расчетная величина тепловой нагрузки конденсатора кДж/ч:

$$Q_\kappa^p = \eta \cdot Q_1^p \text{ (см. п.3.2,стр. 10)}$$

22. Оценка производительности ВОУ по количеству испаряемой воды W_2 , м³/ч может быть произведена по уравнению теплового баланса испарителя

$$Q_1 = Q_2 + Q_3,$$

где Q_2 – количество тепла, затраченного на подогрев питательной воды (включая рассол) до температуры кипения, кДж/ч

$$Q_2 = W_1 \cdot \rho_{нв} \cdot c_{нв} \cdot (t_p - t_{нв}),$$

где W_1 – расход питательной воды на установку м³/ч;

$\rho_{нв}$, $c_{нв}$ – параметры питательной воды при ее температуре $t_{нв} = t_{36} + \delta t_{36}^p$, значения их приведены в табл.П-3;

Q_3 – количество тепла для испарения питательной воды, кДж/ч

$$Q_3 = W_2 \cdot \rho_{нв} \cdot r_2.$$

С учетом уравнения материального баланса по питательной воде в испарителе

$$W_1 = W_2 + W_p,$$

а также отношения $\frac{W_p}{W_2} = \varepsilon$, что дает $W_1 = (1 + \varepsilon) \cdot W_2$, после преобразований

получим

$$W_2 = \frac{Q_1^p}{\rho_{нв} \cdot \left[(1 + \varepsilon) \cdot c_{нв} \cdot (t_p - t_{нв}) + r_2 \right]},$$

Примечание. Значения температуры рассола t_p и теплоты парообразования вторичного пара r_2 определяются из предыдущего расчета, зная расчетное охлаждение греющей воды в испарителе $\delta t_{zp}^p = t_1' - t_1''^p$ методом интерполяции.

23. Скорость охлаждающей воды в трубах конденсатора, м/с

$$v_{36} = \frac{4 \cdot W_{охл} \cdot f_k}{3600 \cdot \pi \cdot d_{6н}^2 \cdot z_k},$$

где f_k – число ходов конденсатора по охлаждающей воде;

для ВОУ типа ДУ $f_k = 2$;

$d_{6н}$, z_k – внутренний диаметр труб конденсатора, м, и их количество (см. табл. 2).

24. Коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/(м² град) /5/

$$K_k = 923 \sqrt{v_{36}} \cdot \sqrt[4]{t_{36}^{cp} + 17,8},$$

где

$$t_{36}^{cp} = t_{36}' + 0,5 \cdot \delta t_{36}^p.$$

25. Расчетный температурный напор в конденсаторе, °С

$$\Delta t_k^p = \frac{(t_1^{cpp} + t_{36}^{cp})}{\left(1 + \sqrt{\frac{K_k}{K_H}} \right)},$$

где t_1^{cpp} – средняя расчетная температура греющей воды, °С;

$$t_1^{cpp} = 0,5 \cdot (t_1' + t_1''^p),$$

K_H – коэффициент теплопередачи испарителя, определяется интерполяцией его значений, полученных в п. 17 в зависимости от величины

$$\delta t_{zp} = t_1' - t_1''^p.$$

26. Расчетные параметры вторичного пара в испарителе

– температура, °С

$$t_2^p = t_{36} + \frac{\delta t_{36}^p}{2} + \Delta t_k^p,$$

– давление, P_2^p , кПа – определяется по табл. /6/ при t_2^p .

27. Разность температур греющей воды и вторичного пара, °С

$$\Delta t = t_1^{cpp} - t_2^p.$$

28. Расчетные параметры вторичного пара и дистиллята в конденсаторе

– давление вторичного пара, кПа

$$P_\kappa = P_2^p - \Delta p,$$

где Δp – паровое сопротивление жалюзийного сепаратора и трубного пучка конденсатора, кПа;

$$\Delta p = 0,15 \dots 0,2 \text{ кПа } /5/.$$

- температура дистиллята t_g , °С
 - энтальпия дистиллята h' , кДж/кг
 - энтальпия вторичного пара h'' , кДж/кг
 - плотность дистиллята ρ_g , кг/м³ – по табл. П-2 при t_g
- } определяется по /6/,
либо табл. П-1 при P_κ

29. Кратность охлаждения (кратность циркуляции) конденсатора – отношение расхода охлаждающей воды к расходу конденсируемого пара

$$M = \frac{W_{охл}}{W_2}.$$

30. Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/(м² ч),

$$q_m = \frac{Q_\kappa^p}{F_\kappa},$$

где F_κ – поверхность конденсатора, м² (табл.2).

31. Удельная паровая нагрузка конденсатора, кг/(м² ч),

$$q_n = W_2 \cdot \frac{\rho_g}{F_\kappa}.$$

32. Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С, по уравнению теплового баланса конденсатора

$$\delta t_{36}^\delta = \frac{W_2 \cdot \rho_g \cdot (h'' - h')}{W_{охл} \cdot \rho_{36} \cdot c_{36}}.$$

После этого, с учетом величины δt_{36}^δ , производится уточнение параметров вторичного пара (раздел 3.1, п.2 и далее). При этом для величины температурного напора в конденсаторе и других параметров, зависящих от температуры греющей воды, принимаются также три значения t_1'' в пределах рекомендованной δt_{2p} . Целью является уточненный расчет производительности ВОУ, а также кратности охлаждения и удельных тепловой и паровой нагрузок конденсатора. Последовательность расчета

сохраняется, но рассчитываются только параметры, зависящие от нагрева охлаждающей воды.

3.3. Расчет производительности установки при варьировании значений параметров

Расчет производится с целью определения и последующего анализа основных показателей работы ВОУ при изменении значений одного из заданных параметров, что характерно для ее эксплуатации. При этом методика и последовательность расчета сохраняются; расчет ведется параллельно для каждого из заданных значений варьируемого параметра, поэтому целесообразно выполнять его в табличной форме (см. приложение 2).

3.4. Определение удельных энергозатрат на выработку дистиллята

Цель данного расчета состоит в определении затрат электроэнергии, необходимой для привода насосов, обслуживающих ВОУ: заборной воды и дистиллятного. Для этого определяются значения давлений во всасывающем и нагнетательном патрубках насосов в соответствии с условиями их расположения и режимами работы. Найденные значения энергетических параметров насосов (напора, подачи, мощности) сравниваются со спецификационными параметрами штатных судовых насосов, приводятся выводы. Расчет выполняется только для фиксированных значений основных заданных параметров ВОУ.

Насос заборной воды.

1. Давление на всасывании, кПа.

Следует учесть, что насосы заборной воды, как правило, расположены на нижнем настиле машинного отделения и работают с подпором. При этом давление на всасывании $P_{вс}$ определяется величиной подпора (геометрической высотой всасывания $h_{вс}$) и зависит от осадки судна. Для транспортных судов может быть принято $h_{вс} = 4...10$ м.

2. Давление на нагнетании, кПа.

Давление на нагнетании зависит от типа используемого насоса и его подпора; может быть определено по показаниям манометра на нагнетательном патрубке насоса, либо оценено по его номинальным (паспортным) параметрам. Для НЦВ 100/30 величинами P_n составляет 3,0...3,5 кг/см² (294...343 кПа).

3. Напор насоса, м

$$H_{36} = \frac{(P_n - P_{вс}) \cdot 10^3}{\rho_{36} \cdot g}.$$

4. Подача насоса, м³/с

$$Q_{36} = 1,2 \cdot \frac{W_{охл}}{3600}.$$

5. Мощность насоса, кВт

$$N_{36} = \frac{g \cdot \rho_{36} \cdot Q_{36} \cdot H_{36}}{(1000 \cdot \eta_m)},$$

где η_m – механический КПД насоса, $\eta_m = 0,85...0,95$.

6. Мощность приводного электродвигателя, кВт

$$N_{\text{эл}} = \frac{N_{\text{г}}}{\eta_{\text{эд}}},$$

где $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя, $\eta_{\text{эд}} = 0,85...0,90$.

Дистиллятный насос.

1. Давление на всасывании, кПа

В разделе 2 описаны технические решения, позволяющие использовать для откачки готового дистиллята (в условиях глубокого вакуума) насосы центробежного типа. Таким образом, значение $P_{\text{вс}}$ дистиллятного насоса в основном определяется величиной вакуума в паровой полости конденсатора и может быть принято по показаниям вакуумметра (в кг/см²), либо оценено величиной

$$P_{\text{вс}} = -101,3 + P_{\text{к}} + (3...5), \text{ кПа}$$

где $P_{\text{к}}$ – абсолютное давление в конденсаторе, кПа, (см. раздел 3.2, п.28)

2. Давление на нагнетании, кПа.

Оценивается по манометру на выходе из насоса и имеет значение 2,5...3,0 кг/см² для штатного насоса типа НЦКГ 4/40.

Величины напора $H_{\text{д}}$, подачи $Q_{\text{д}}$ и мощности дистиллятного насоса $N_{\text{д}}$ и электродвигателя $N_{\text{эл}}$ определяются аналогично соответствующим параметрам насоса заборной воды. Следует учесть, что в расчете величина $P_{\text{вс}}$ (в кПа) будет иметь знак "минус" (вакуум). Кроме того, в условиях периодичности работы дистиллятного насоса (с учетом времени накопления дистиллята), а также возможности его работы в режиме рециркуляции (при повышенном солесодержании готового продукта) номинальное значение $Q_{\text{д}}$ должно в 3,5...4,0 раза превышать расчетную производительность ВОУ W_2 , являющуюся осредненной величиной. Т.е.

$$Q_{\text{д}} = (3,5...4) \cdot \frac{W_2}{3600}, \text{ м}^3/\text{с}$$

После этого определяется расход электроэнергии на выработку 1 м³ дистиллята, кВт ч/м³

$$q_{\text{э}} = \frac{(N_{\text{эл}} + N_{\text{эл}2})}{W_2},$$

являющийся основной статьей энергозатрат СЭУ для работы утилизационных вакуумных ВОУ.

4. АНАЛИЗ РАСЧЕТНОГО РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОУ.

По результатам выполненного поверочного расчета ВОУ производится построение графика температурного режима установки (рис.4). Для параметров, изменявшихся в ходе расчета (согласно заданию на курсовой проект), приводятся

только два (крайние) их значения. На основании анализа подобного графика, построенного по результатам сдаточных, либо периодических испытаний облегчаются эксплуатационный контроль режима работы опреснителя и выявление отклонений в его работе.

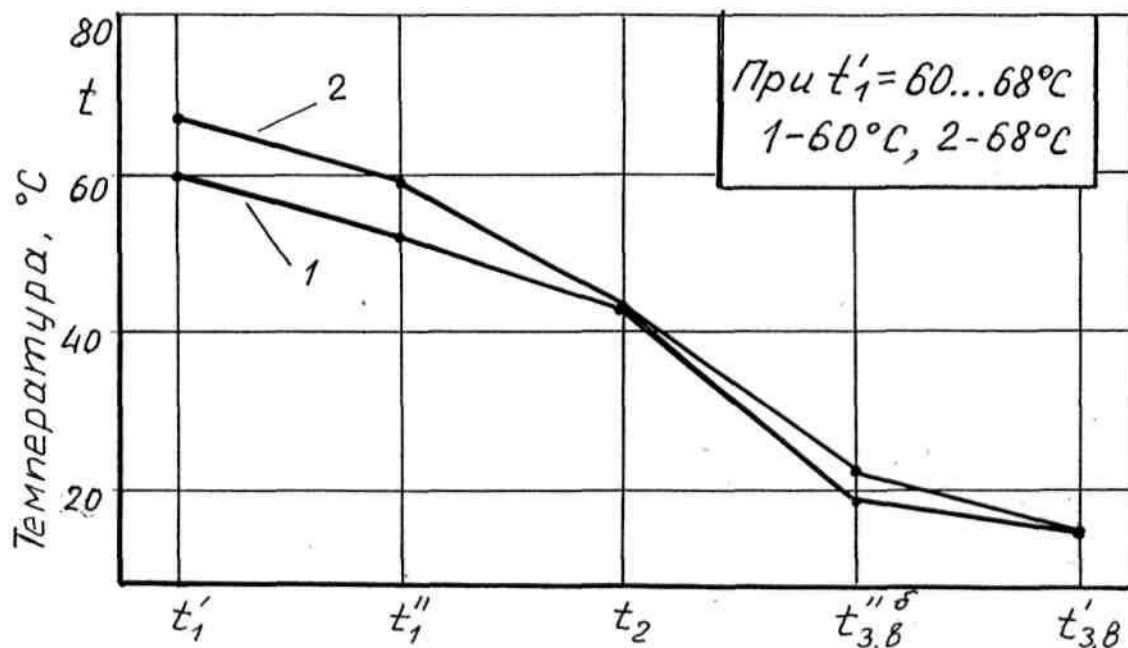


Рис.4. График температуры режима ВОУ.

Для наглядности анализа расчетных режимов эксплуатации ВОУ выполняется построение графиков зависимостей основных параметров работы установки от заданного, значения которого варьировались в расчете (рис. 5, 6). К числу основных параметров, характеризующих работу установки можно отнести:

1). Производительность ВОУ — основной целевой показатель выполняемого расчета. Полученные значения сравниваются со спецификационными (см.табл.1), оценивается степень влияния отдельных эксплуатационных факторов в диапазоне их реальных значений, обосновываются пути повышения производительности;

2). Разность температур греющей воды и вторичного пара $\Delta t = t_1^{cp} - t_2^p$. Увеличение Δt вызывает повышение влажности вторичного пара и, следовательно, возрастание солесодержания готового дистиллята. При анализе надо показать влияние на Δt определяющих факторов. Если в расчете она была постоянной — качественно оценить зависимость Δt от изменений разрежения в конденсаторе, температуры заборной воды, толщины слоя накипи на греющих элементах;

3). Расчетное значение разности температур заборной воды на выходе и входе в конденсатор $\delta t_{3г}^p$. Следует дать оценку достаточности расхода охлаждающей воды, влияния на производительность установки.

Выполненные в данном разделе работы выкладки должны быть обоснованы, аргументированы и при необходимости иметь дополнительные расчеты, графики.

5. РАСЧЕТ СИСТЕМ, ОБСЛУЖИВАЮЩИХ ВОУ.

К таким системам относятся:

1) Система заборной воды (рис. 7), предназначенная для охлаждения вторичного пара в конденсаторе, питания испарителя и работы эжектора. При эксплуатации данная система использует напор автономного насоса ВОУ, либо одного

из других судовых насосов заборной воды.

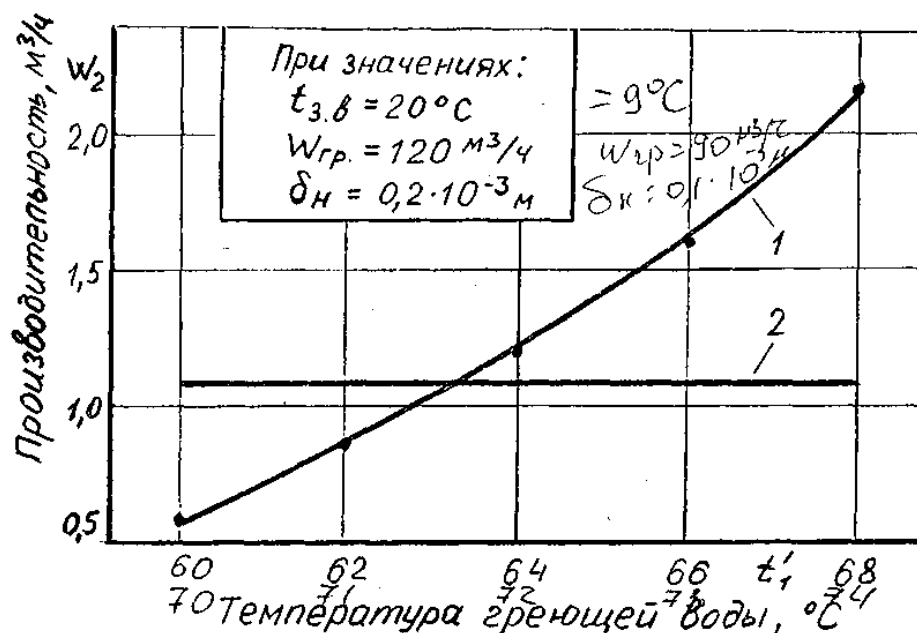


Рис. 5. Изменение производительности ВДУ
 1-расчетное значение; 2-спецификационное значение

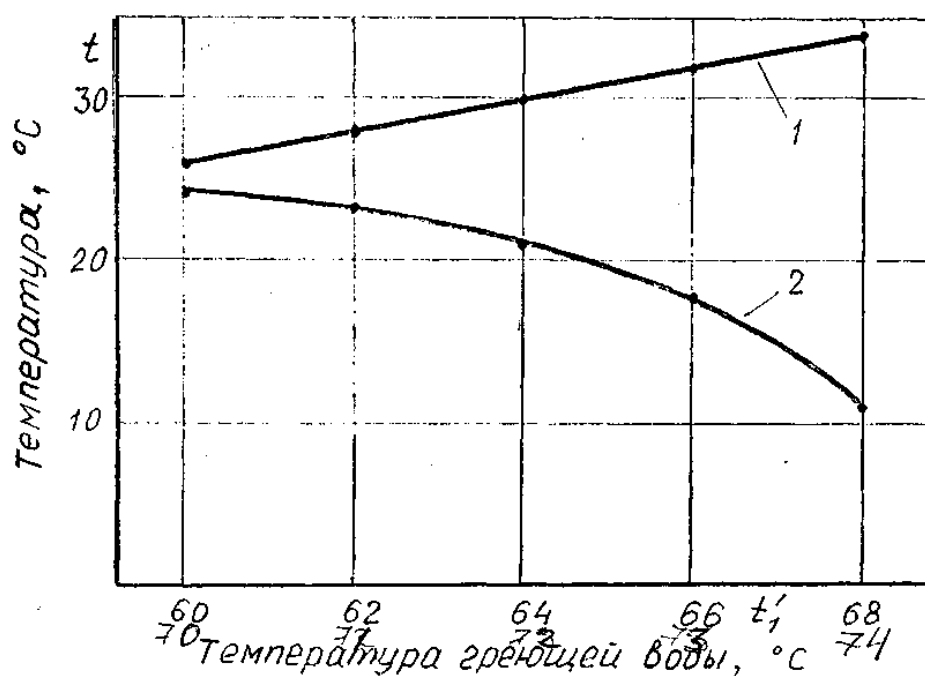


Рис. 6. Зависимости основных расчетных температур

1-разность средней температуры греющей воды и вторичного пара $\Delta t = t_1^{\text{ср.р.}} - t_2^{\text{р.}}$; 2-температура нагрева заборной воды в конденсаторе $\delta t_{3.8}^{\text{р.}}$

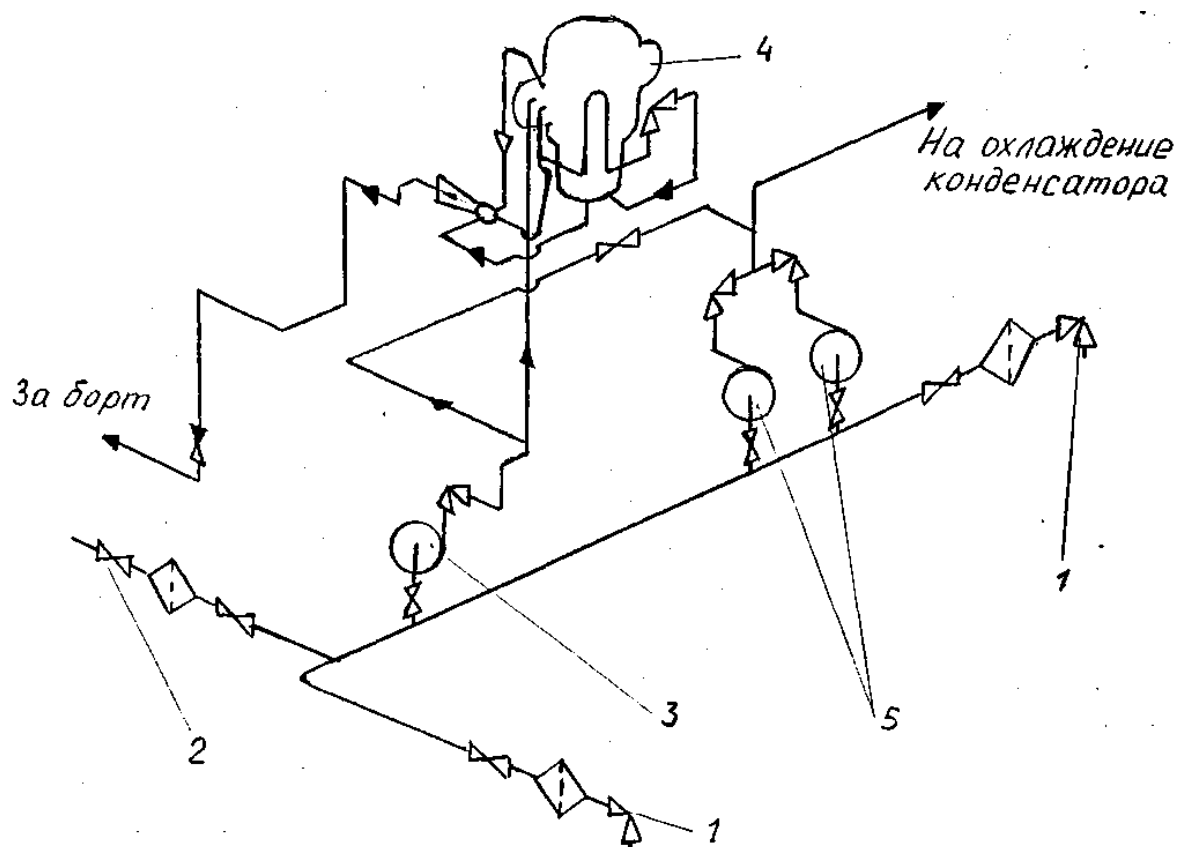


Рис. 7. Система заборной воды, обслуживающая ВОУ
 1-кингстон днищевой; 2-кингстон бортовой; 3-насос
 НЦВ 100/30А; 4-ВОУ д 5У; 5-насос НЦВ 250/30 А

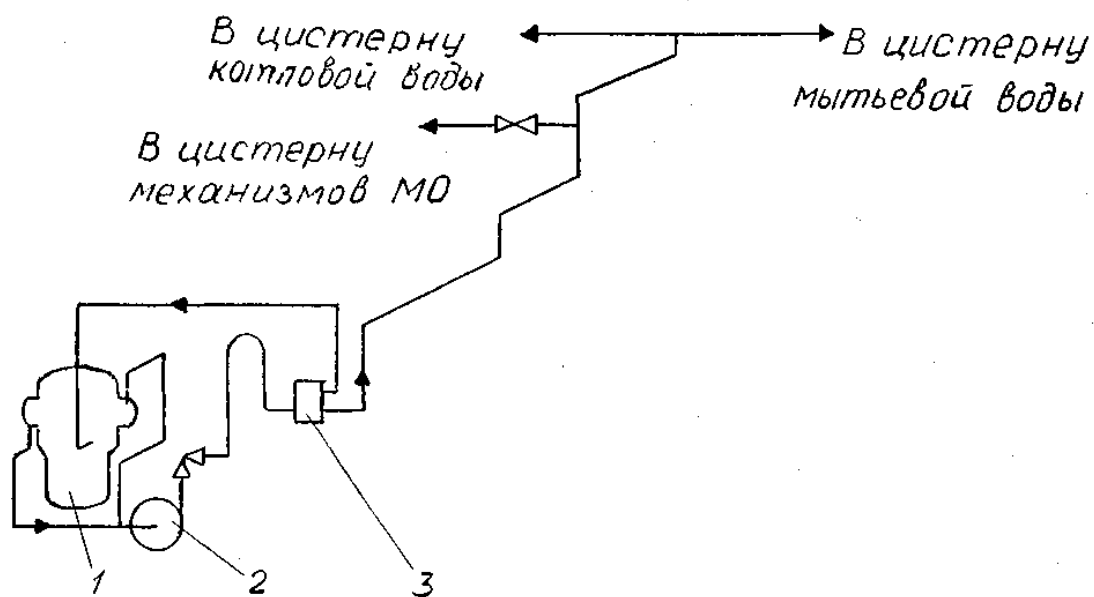


Рис. 8. Система дистиллятная
 1-ВОУ д 5У; 2-насос НЦКГ 4/40 ом; 3-клапан пере-
 ключающий

2) Дистиллянтная система (рис.8), назначение которой – откачка готового дистиллята из сборника, расположенного под конденсатором ВОУ в одну из судовых цистерн пресной воды.

3) Система пресной охлаждающей воды главного двигателя (рис.9), обеспечивающая отвод теплоты от ГД и использование ее для подогрева и испарения питательной воды ВОУ.

Расчеты судовых систем делятся на гидравлические (аэродинамические), тепловые, прочностные и др. При выполнении поверочных гидравлических расчетов судовых систем возможны следующие виды постановки задач:

- заданы расход жидкости и конструктивные элементы системы (длины и диаметры трубопроводов, состав технологических аппаратов - подогреватели, охладители, фильтры и т.п., виды и количество местных сопротивлений - клапаны, колена, тройники и т.д.). Напор, расходуемый на преодоление гидравлических сопротивлений при эксплуатации системы (потери напора) является искомой величиной. Таким образом, поставлена прямая задача, что чаще всего бывает на практике;

- заданы напор и конструктивные элементы системы, требуется определить расход жидкости (обратная задача).

Цель предлагаемого поверочного гидравлического расчета систем, обслуживающих ВОУ состоит в определении потерь напора в системе для заданного режима работы установки с учетом влияния эксплуатационных факторов (состояния проточной части теплообменников, геометрической высоты всасывания для различных условий плавания, температуры воды и т.д.). Полученные результаты могут служить основаниями для оценки достаточности напора штатных судовых насосов и возможных принимаемых мер.

Поставленная цель может быть достигнута с помощью различных методов гидравлического расчета [8, 9]. Наиболее удобным в данном случае является аналитический метод. С его помощью можно рассчитывать как простые, так и сложные (разветвленные) трубопроводы. Суть метода состоит в том, что в соответствии со схемой заданной системы сначала производится разбивка всасывающего и нагнетательного трубопроводов на отдельные участки одинакового диаметра, в пределах которых сохраняется постоянство скорости жидкости. Затем определяются потери напора в местных сопротивлениях и по длине каждого участка трубопровода. Просуммировав величины этих потерь вдоль всего трубопровода с учетом расчетных перепадов уровней перекачиваемой жидкости и потерь напора в технологических аппаратах, определяются потери напора в данной системе.

В качестве примера ниже приведена методика гидравлического расчета системы пресной охлаждающей воды ГД 6ДКРН 67/170 - 7 т/х "Петр Шмидт" (танкеры типа "Григорий Нестеренко"), к которой подключена ВОУ Д 5У (см. рис.9). Система служит для охлаждения втулок цилиндров, крышек и выпускных клапанов ГД пресной водой первого контура. В состав системы входят:

- водо-водяной холодильник, где теплота от пресной воды передается забортной воде второго контура охлаждения;

- деаэратор для отвода воздуха, выделяющегося из воды при ее нагревании и подсосываемого через неплотности (кислород воздуха играет негативную роль в коррозионном отношении при эксплуатации систем);

- подогреватель, пар к которому подается только в режиме разогрева ГД;

- расширительная цистерна, где происходит выделение паровоздушной смеси из воды. Она служит также для пополнения утечек воды и является буферной емкостью при изменении объема воды;

- циркуляционные насосы пресной воды: НЦВ 250/30 (2шт.) и НЦВ 100/20 (марка насоса НЦВ означает – насос центробежный вертикальный, первая цифра подача ($\text{м}^3/\text{ч}$), вторая – напор (м. вод. ст.)).

5.1. Методика расчета системы пресной охлаждающей воды ГД.

Напор насоса, теоретически необходимый для преодоления гидравлических сопротивлений системы, определяется как сумма статической и динамической составляющих

$$H^T = H_{ст} + H_{дин}, \text{ м}$$

Статическая составляющая потерь напора, м

$$H_{ст} = z_1 + z_2 + \frac{\Delta P_c}{\rho_{сп} \cdot g}$$

где z_1, z_2 – геометрические высоты всасывания и нагнетания системы, м; их сумма составляет расчетный перепад уровней перекачиваемой жидкости в системе. Для замкнутых систем, подобных принятой для расчета, перепад уровней можно принять равным геометрической высоте нагнетания z_2 ;

ΔP_c – суммарные потери давления (напора) в технологических аппаратах системы, Па.

Динамическая составляющая потерь напора учитывает гидравлические сопротивления в трубопроводах системы при движении жидкости. Их разделяют на два вида: первые обусловлены потерями напора на трение по длине трубопровода (путевые потери), а вторые – и на трение в местных сопротивлениях (местные потери). В соответствии с этим для всасывающего и нагнетательного трубопроводов систем можно записать

$$H_{дин} \cdot \left(\sum_{i=1}^n \xi_i^{вс} \cdot \frac{v_{вс}^2}{2} + \frac{\lambda_{вс} \cdot l_{вс} \cdot v_{вс}^2}{2 \cdot d_{вс}} + \sum_{i=1}^n \xi_i^{н} \cdot \frac{v_n^2}{2} + \frac{\lambda_n \cdot l_n \cdot v_n^2}{2 \cdot d_n} \right) \cdot \frac{1}{g}, \text{ м}$$

где ξ_i – коэффициент сопротивления i -того вида местного сопротивления (клапан, колено и т.д.); определяется по справочной литературе /8, 9, 10/, либо табл. П-4;

$v_{вс}, v_n$ – скорость движения жидкости в данном участке трубопровода системы, м/с; определяется по уравнению неразрывности (сплошности) потока, для рассматриваемой системы – исходя из расчетного значения расхода греющей воды $W_{сп}$;

$\lambda_{вс}, \lambda_n$ – коэффициент сопротивления трения по длине трубопровода, определяется по графикам /8, с. 44; 10, с. 288/ в зависимости от степени турбулентности потока (критерий Re) и шероховатости внутренней поверхности труб. По рекомендациям /9/ величина λ может быть принята:

$$Re < 3 \cdot 10^4 \quad \lambda = 64 / Re$$

$$3 \cdot 10^4 < Re < 10^5 \quad \lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$$

$$10^5 < Re < 10^7 \quad \lambda = (0,78 \cdot \ln \cdot Re - 1)^{-2}$$

$l_{вс}, l_n$ – длина участка трубопровода, м, диаметром $d_{вс}$, либо d_n , м.

Согласно схеме системы (см. рис. 9) всасывающий трубопровод (от крышек цилиндров через греющую батарею ВОУ Д5У до всасывающего патрубка насоса НЦВ

250/30) можно разбить на три основных участка:

- 1) от крышек цилиндров № 1...6 ГД до коллектора, к которому подсоединена расширительная цистерна (6 параллельных ответвлений);
- 2) от коллектора до тройника перед греющей батареей ВОУ;
- 3) от тройника перед опреснителем до всасывающего патрубка насоса.

Нагнетательный трубопровод системы пресной охлаждающей воды ГД (для варианта работы через водо-водяной холодильник – имеющего большее гидравлическое сопротивление) можно рассматривать состоящим из двух последовательных участков:

- 1) от насоса НЦВ 250/30 до входного коллектора у ГД;
- 2) от входного коллектора до патрубков входа воды в полости охлаждения цилиндрических втулок ГД – 6 параллельных участков по числу цилиндров.

После этого для каждого участка трубопровода определяются скорости движения воды, значения критерия Рейнольдса, величины коэффициентов сопротивлений ξ , и λ , а также геометрическая высота нагнетания. При определении расчетных величин потерь давления (напора) в технологических аппаратах следует руководствоваться показаниями манометров либо паспортными значениями этих величин.

Спецификационное значение потерь напора рассматриваемой системы определяется с учетом коэффициента запаса напора $K = 1,05... 1,10$ /9/

$$H_{cn} = K \cdot H^T.$$

На основании выполненного расчета производится оценка достаточности напора штатных насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ермилов В.Г. Теплообменные аппараты и конденсационные установки. Л.: Судостроение, 1974.
2. Башуров Б.П. Судовые водоопреснительные установки. М.: В/О "Мортехинформреклама", 1988.
3. Слесаренко В.Н. Опреснение морской воды. М.: Энергоатомиздат, 1991
4. Установка опреснительная. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Д5У.00.000 ТО. СКБ предприятия п/я Р-6412, 1984.
5. Коваленко В.Ф., Лукин Г.Я. Судовые водоопреснительные установки. Л.: Судостроение, 1970.
6. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1980.
7. Михеев М.А, Михеева И.М. Основы теплопередачи. М: Энергия, 1977.
8. Чиняев И. А. Судовые системы. М.: Транспорт, 1984.
9. Системы судовых энергетических установок Г.А. Артемов, В.П. Волошин и др.: Учебное пособие. 2-е изд. – Л.: Судостроение, 1980.
10. Хордас Г.С. Расчеты общесудовых систем: Справочник. – Л.: Судостроение, 1983.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Таблица П – 1

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

p кПа	t °C	h'' кДж/кг	h' кДж/кг	r кДж/кг	p кПа	t °C	h'' кДж/кг	h' кДж/кг	r кДж/кг
4,2	29,8	2556	124,9	2431	13,2	51,4	2594	215,0	2379
4,4	30,6	2557	128,3	2429	13,4	51,7	2595	216,3	2378
4,6	31,4	2558	131,6	2427	13,6	52,0	2595	217,6	2378
4,8	32,2	2560	134,7	2425	13,8	52,3	2596	218,8	2377
5,0	32,9	2561	137,8	2423	14,0	52,6	2596	220,0	2376
5,2	33,6	2562	140,7	2422	14,2	52,9	2597	221,2	2376
5,4	34,3	2564	143,5	2420	14,4	53,2	2597	222,4	2375
5,6	34,9	2565	146,3	2419	14,6	53,5	2598	223,6	2374
5,8	35,6	2566	148,2	2417	14,8	53,8	2598	224,8	2373
6,0	36,2	2567	151,5	2416	15,0	54,0	2599	226,0	2373
6,2	36,8	2568	154,0	2414	15,2	54,3	2599	227,2	2372
6,4	37,4	2569	156,4	2413	15,4	54,6	2600	228,3	2372
6,6	37,9	2570	158,8	2412	15,6	54,8	2600	229,4	2371
6,8	38,5	2571	161,1	2410	15,8	55,0	2601	230,5	2371
7,0	39,0	2572	163,4	2409	16,0	55,3	2601	231,6	2370
7,2	39,5	2573	165,5	2407	16,2	55,6	2602	232,7	2370
7,4	40,0	2574	167,6	2406	16,4	55,9	2602	233,8	2369
7,6	40,5	2575	169,7	2405	16,6	56,2	2603	234,9	2368
7,8	41,0	2576	171,8	2404	16,8	56,4	2603	235,9	2367
8,0	41,5	2577	173,9	2403	17,0	56,6	2604	236,9	2367
8,2	42,0	2578	175,8	2402	17,2	56,9	2604	238,0	2366
8,4	42,5	2579	177,7	2401	17,4	57,2	2604	239,0	2365
8,6	42,9	2580	179,5	2400	17,6	57,4	2605	240,0	2365
8,8	43,4	2580	181,4	2399	17,8	57,6	2605	241,0	2364
9,0	43,8	2581	183,3	2398	18,0	57,8	2606	242,0	2364
9,2	44,2	2581	185,0	2397	18,2	58,1	2606	243,0	2363
9,4	44,6	2582	186,7	2396	18,4	58,4	2606	244,0	2363
9,6	45,0	2583	188,4	2395	18,6	58,6	2607	245,0	2362
9,8	45,4	2584	191,1	2394	18,8	58,8	2607	245,9	2361
10,0	45,8	2584	191,8	2393	19,0	59,0	2608	246,8	2361
10,2	46,2	2585	193,4	2392	19,2	59,2	2608	247,8	2360
10,4	46,6	2586	195,0	2391	19,4	59,4	2608	248,8	2359
10,6	47,0	2587	196,6	2390	19,6	59,6	2609	249,7	2359
10,8	47,4	2587	198,2	2389	19,8	59,8	2609	250,6	2358
11,0	47,7	2588	199,7	2388	20,0	60,1	2610	251,5	2358
11,2	48,1	2588	201,2	2388	20,2	60,4	2610	252,4	2357
11,4	48,5	2589	202,7	2387	20,4	60,6	2610	253,3	2357
11,6	48,8	2590	204,1	2386	20,6	60,8	2611	254,2	2357
11,8	49,1	2590	205,5	2385	20,8	61,0	2611	255,1	2356
12,0	49,5	2591	206,9	2384	21,0	61,2	2612	255,9	2356
12,2	49,8	2591	208,3	2383	21,2	61,4	2612	256,8	2355
12,4	50,1	2592	209,7	2382	21,4	61,6	2612	257,7	2355
12,6	50,4	2593	211,1	2382	21,6	61,8	2613	258,5	2354
12,8	50,7	2593	212,4	2381	21,8	62,0	2613	259,3	2354
13,0	51,1	2594	213,7	2380	22,0	62,2	2613	260,1	2353

Таблица П- 2

Теплофизические параметры пресной воды (дистиллята)

Наименование, размерность	Температура, °С										
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
1. Плотность ρ , кг/м ³	995,7	993,9	992,2	990,2	988,1	985,6	983,1	980,4	977,8	974,7	971,8
2. Теплоемкость c , кДж/(кг·град)	4,179	4,179	4,179	4,180	4,181	4,183	4,185	4,187	4,190	4,193	4,197
3. Теплопроводность λ , Вт/(м·град)	0,616	0,624	0,631	0,638	0,644	0,649	0,654	0,659	0,663	0,667	0,670
4. Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	0,805	0,726	0,659	0,602	0,556	0,514	0,478	0,445	0,415	0,388	0,365
5. Критерий Прандтля Pr	5,42	4,82	4,33	3,91	3,55	3,24	2,99	2,76	2,56	2,38	2,22

Таблица П – 3

Теплофизические параметры морской воды (солесодержание 30 г/л)

Наименование, размерность	Температура, °С						
	5	10	15	20	25	30	35
1. Плотность ρ , кг/м ³	1024	1023	1022	1021	1020	1018	1016
2. Теплоемкость c , кДж/(кг·град)	3,94	3,93	3,93	3,93	3,93	3,92	3,92
4. Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	1,517	1,316	1,148	1,019	0,909	0,818	0,756

Таблица П- 4

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ (при $Re \geq 10^5$)

Вид местного сопротивления	ξ	Вид местного сопротивления	ξ
1. Вход в трубу, выход из трубы	0,5...1,0	6. Фильтр	4,0...6,0
2. Задвижка	0,2...0,4	7. Колено	0,8...1,2
3. Кран проходной	2,0...3,0	8. Тройник (боковой вход)	1,5...2,0
4. Клапан угловой	2,5...3,0	9. Внезапное расширение (сужение)	0,2...1,0
5. Клапан проходной	4,0...5,0		

Примечание: меньшие значения ξ относятся к арматуре трубопроводов диаметром 100 мм ($Dy\ 100$) и выше.

Образец выполнения расчетов в табличной форме

Таблица 1
Определение параметров вторичного пара

Наименование величины, размерность	Обо знач ение	Расчетная формула или источник определения	Значения при $t'_1, ^\circ\text{C}$				
			60	64	68	72	76
1	2	3	4	5	6	7	8
1. Средняя температура греющей воды в испарителе, $^\circ\text{C}$	t_1^{cp}	$t_1^{cp} = 0,5 \cdot (t'_1 + t''_1)$ где t'_1, t''_1 – температуры греющей воды на входе и выходе; $t'_1 = 60; 64; 68; 72; 76 ^\circ\text{C}$ – задано; $t''_1 = t'_1 - \delta t_{ep}$ здесь δt_{ep} - снижение температуры греющей воды, принято согласно /*/ $t_1^{cp} = 0,5(60 + 54) = 57$ <div style="text-align: right;"> $\delta t_{ep} = 6$ $\delta t_{ep} = 8$ $\delta t_{ep} = 10$ </div>	57	61	65	69	73
2. Средняя температура охлаждающей воды в конденсаторе, $^\circ\text{C}$	t_{36}^{cp}	$t_{36}^{cp} = 0,5(t'_{36} + t''_{36})$ где t'_{36} – температура охлаждающей воды на входе; $t'_{36} = t_{36} = 7 ^\circ\text{C}$ – задано; t''_{36} – температура охлаждающей воды на выходе; $t''_{36} = t'_{36} + \delta t_{36}$ здесь δt_{36} – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, принимаем $\delta t_{36} = 6 ^\circ\text{C} /*/$	10	10	10	10	10

* – ссылка на номер источника, список которых приводится в конце работы

1	2	3	4	5	6	7	8
3. Температурный напор в конденсаторе, °C	Δt_{κ}	$\Delta t_{\kappa} = \frac{(t_1^{cp} + t_{3\theta}^{cp})}{1 + \sqrt{\frac{K_{\kappa}}{K_{II}}}}$ <p>где K_{κ}, K_{II} - коэффициенты теплопередачи в конденсаторе и испарителе, Вт/(м²·град); принято $\frac{K_{\kappa}}{K_{II}} = 2$ /*/</p>					
		$\delta t_{\varepsilon p} = 6$	27,8	29,4	31,1	32,8	34,4
		$\delta t_{\varepsilon p} = 8$	27,4	29,0	30,7	32,4	34,0
		$\delta t_{\varepsilon p} = 10$	26,9	28,5	30,2	31,8	33,6
4. Температура вторичного пара в испарителе, °C	t_2	$t_2 = t_{3\theta}^{cp} + \Delta t_{\kappa}$ $t_2 = 10 + 27,8 = 37,8$					
		$\delta t_{\varepsilon p} = 6$	37,8	39,4	41,1	42,8	44,4
		$\delta t_{\varepsilon p} = 8$	37,4	39,0	40,7	42,4	44,0
		$\delta t_{\varepsilon p} = 10$	36,9	38,5	40,2	41,8	43,6
5. Давление вторичного пара в испарителе, кПа	P_2	табл. /*/, для насыщенного пара, при значениях t_2					
		$\delta t_{\varepsilon p} = 6$	6,5	7,1	7,8	8,5	9,3
		$\delta t_{\varepsilon p} = 8$	6,4	7,0	7,7	8,3	9,1
		$\delta t_{\varepsilon p} = 10$	6,2	6,8	7,4	8,0	8,8
6. Теплота парообразования вторичного пара, кДж/кг	r	там же, при значениях t_2 :					
		$\delta t_{\varepsilon p} = 6$	2412	2408	2404	2400	2396
		$\delta t_{\varepsilon p} = 8$	2413	2409	2405	2401	2397
		$\delta t_{\varepsilon p} = 10$	2414	2410	2406	2402	2398