

Учебно- методические указания к КР «Расчёт гидравлической плунжерной рулевой машины судна»

С дополнительными указаниями и приложениями, весна 2025г.

Оглавление:

1. Цель, содержание Курсовой работы	стр. 1
2. Варианты заданий	2
3. Методический указания по выполнению Курсовой работы	3
4. Методические указания по оформлению КР	4
5. Приложение 1 - Пример выполнения Курсовой работы	5-24
6. Приложение 2 - Учебные и справочные материалы	25-30

1.Цель, содержание Курсовой работы

Целью курсового проекта является развитие навыков использования знаний, предусмотренных программой курса «Судовые Вспомогательные механизмы, устройства, системы и их эксплуатация», для решения задач выбора оборудования, расчетного определения и анализа конструктивных и рабочих параметров, вопросов технического использования (ТИ) вспомогательных механизмов и установок.

Курсовой проект состоит из двух частей.

Первая часть предусматривает расчет и выбор основных параметров рулевого устройства, выбор и составление описания оборудования, гидравлической схемы рулевой машины, составление расчетной схемы рулевого привода, мощности, составление указаний по техническому использованию р. машины.

Вторая часть – это чертеж рассчитанных в первой части зависимостей гидродинамического момента, давления масла и мощности гидропривода от угла поворота пера руля; а также чертеж выбранной схемы гидравлики рулевой машины с объяснением всех составляющих.

Упомянутая ниже литература:

1. Завиша В.В., Декин Б.Г. «Судовые вспомогательные механизмы и системы» Москва, Транспорт, 1984
2. Харин В.М., Декин Б.Г., Занько О.Н., Писклов В.Т. «Судовые вспомогательные механизмы и системы», Москва, Транслит, 2010
3. НД № 2-020101-138 «Правила классификации и постройки морских судов», часть 3: Устройства, оборудование и снабжение, РМРС, Санкт-Петербург, 2021,
4. РД 31.21.30-97 «Правила технической эксплуатации судовых технических средств», ЦНИИМФ, Санкт- Петербург, 1997

Варианты заданий.

**Задания на курсовую работу по
дисциплине «Судовые вспомогательные механизмы».
«Расчёт гидравлической рулевой машины»**

Таблица 2.1

№ Варианта	Дедвейт судна Dw, т.	Мощность главного двигателя Ne, кВт.	Длина Судна L, м.	Осадка судна T, м	Диаметр гребного винта D, м	Скорость судна v, уз.	Роспись студента в получении задания
1.	6130	5880	110	7,02	3,70	16,8	
2.	6780	4480	119	7,33	4,50	15,4	
3.	7700	4480	125	7,50	4,50	16,4	
4.	20440	7040	156,8	10,20	5,80	15,0	
5.	22000	18400	178	10,85	6,45	22,5	
6.	8290	4640	130,3	7,83	4,95	14,6	
7.	8290	3820	120,9	7,84	3,85	16,0	
8.	12500	8230	140,1	8,84	5,20	18,5	
9.	12200	6610	134,5	9,15	5,45	15,8	
10.	12300	6000	140	8,91	5,20	15,8	
11.	12480	6710	143,2	8,91	5,40	17,2	
12.	12500	7050	138	9,00	5,45	17,0	
13.	5072	4500	205	6,91	4,8	16	
14.	5100	4800	170	6,90	4,8	17	
15.	6010	4050	119,0	6,91	4,50	15,2	
16.	22000	19000	190	10,85	6,85	22,5	
17.	6010	4050	121,0	6,90	4,50	15,5	
18.	6280	4490	118,2	7,48	4,50	16,2	
19.	6300	4500	118,2	7,50	4,50	16,0	
20.	8290	4640	130,3	7,83	4,95	14,6	
21.	12200	6610	134,5	9,15	5,45	15,8	
22.	12480	6710	143,2	8,91	5,40	17,2	
23.	14150	9250	147,8	9,66	5,86	18,8	
24.	14170	8810	148,4	9,72	5,75	18,0	
25.	15740	9920	155,9	9,64	5,80	19,0	

Для расчета рулевой машины, учебной группе задается профиль и величина относительного удлинения руля:

Нечетные номера работают с рулём профиля **НЕЖ** с $\lambda = 2,5$ и коэффициентом компенсации **K=0,20**

А чётные с рулями профиля **NASA** с $\lambda = 1,5$ и коэффициентом компенсации **K=0,15**

3.Методические указания по выполнению раздела «Рулевая машина».

3.1 Описание оборудования рулевой машины, составление перечня требований Регистра.

В качестве прототипа для разработки вопросов данного раздела курсового проекта принимается электрогидравлическая машина с плунжерным рулевым приводом.

Число пар цилиндров рулевого привода $K_{ц}$, тип насосов и гидравлическая схема принимаются в зависимости от величины крутящего момента на баллере руля $M_{кр}$, Который определяется в результате расчета (приложение 5).

При величине $M_{кр} < 100 \text{ кН*м}$ $K_{ц} = 1$. При значении $M_{кр} > 100 \text{ кН*м}$ $K_{ц} = 2$. Если величина $M_{кр} < 100 \text{ кН*м}$, для рулевой машины принимается насос постоянной подачи [Харин, рис. 5.29, стр. 241] или [1, рис.142 стр. 222-2231.

Если $M_{кр} > 100 \text{ кН-м.}$ принимается насос регулируемой подачи и гидравлическая схема, изображенная на рис 5.5 [2, стр. 193]

Для составления описания оборудования рулевой машины и гидравлической схемы используются сведения о гидравлических рулевых машинах с плунжерным рулевым приводом, содержащиеся в учебнике [2 , Главы 5, стр. 186-272].

В описании указываются основные особенности устройства рулевого привода, тип и особенности насосов, способ управления действием машины. Перечислены все элементы гидравлической схемы и их назначение. Контролируемые рабочие параметры оборудования, средства контроля, сигнализации о неполадках и неисправностях, отключения неисправного и включения в действие резервного оборудования.

Гидравлическая схема изображается на чертежном листе формата А1.

Перечень основных требований к рулевой машине составляется на основе Правил РМРС [3, п. 2, с.17 – 51]

3.2 Определение рабочих параметров, построение характеристик рулевой машины.

Рабочие параметры рулевой машины определяются в результате расчетов взаимодействия руля с потоком воды за корпусом судна и взаимодействия с рулевым приводом в диапазоне изменения угла поворота руля. С этой целью производится расчет руля (приложение 4) и определяются его основные размеры.

Производится расчет гидродинамической нагрузки руля, момента на баллере (приложение 5), расчетное исследование зависимости момента на баллере от угла поворота руля.

Определяется максимальное значение момента, на баллере, производится расчет рулевого привода, мощности насоса рулевой машины (приложение 6), производится расчетное исследование зависимости давления в цилиндрах рулевого привода и мощности насоса от угла поворота руля α . Результаты расчетного исследования оформляются в виде графиков:

$$M_{кр} = f_2(\alpha), P_i = f_2(\alpha), N_H = f_2(\alpha)$$

3.3. Составление указаний по техническому использованию (ТИ) рулевой машины.

Для составления указаний по ТИ рулевой машины используются требования Правил технической эксплуатации судовых технических средств [3, с.40 – 42] и сведения по эксплуатации рулевых машин, изложенные в учебнике [2, гл. 5 и 6, с. 275 – 324, по тех. исп. – п. 6.4 и 6.5, с. 317 – 324]

При составлении указаний по ТИ освещаются вопросы и указывается последовательность действий при подготовке машины к работе, обслуживании во время работы, выводе машины из действия. Указываются основные неполадки в работе машины, способы диагностирования и устранения неполадок.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ "КУРСОВОЙ РАБОТЫ"

Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки на гладких листах бумаги машинописного формата 300x210 мм, которая должна содержать:

- титульный лист (см. приложение 1)
- лист содержания (приложение 2)
- лист задания с исходными данными (приложение 3);
- тексты, таблицы, рисунки разделов работы
- список использованной литературы.

К пояснительной записке прилагаются схемы рулевой машины и графики расчёта, выполненные на чертежном листе формата А1/А2.

Материалы пояснительной записки и схемы оформляются в соответствии с требованиями.

Приложение 1 Пример выполнения Курсовой работы

Министерство транспорта Российской Федерации

Федеральное агентство морского и речного транспорта.

Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Государственная морская академия имени адмирала С.О. Макарова»

Кафедра судовых котлов и вспомогательных установок

Пояснительная записка

К курсовому проекту по курсу «Судовые вспомогательные
механизмы, системы, устройства и их эксплуатация.»

Учебная группа М-
Курсант:

Преподаватель:

Санкт-Петербург 2017г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
1. ЗАДАНИЕ.....	
2. Оборудование рулевой машины, гидравлическая схема, описание работы, спецификация и требования Регистра	
3. По условию задания - определение рабочих параметров, построение характеристик рулевой машины	
3.1. Расчет, определение размеров руля.....	
3.2. Расчет гидродинамических сил, момента на баллере руля.....	
3.3. Расчет рулевого привода, мощности насоса.....	
4. Построение графиков	
5. Указания по эксплуатации рулевой машины	
6. Вывод	

ЗАДАНИЕ

Гидравлическая плунжерная рулевая машина

1. Исходные данные для расчетов

Таблица 1 Задание КР

№ Варианта	Дедвейт судна D_w , т.	Мощность главного двигателя N_e , кВт.	Длина Судна L , м.	Осадка судна T , м	Диаметр гребного винта D , м	Скорость судна v , уз.

Профиль руля...

Относительное удлинение руля λ ...

Коэффициент компенсации K ...

Примечание. Дополнительные **теоретические пояснения и справочные данные для расчёта** – смотрите **в конце** файла - в приложениях таблиц с формулами по расчету – в **«СПРАВОЧНЫХ ПРИЛОЖЕНИЯХ»**..

Глава 2. Оборудование рулевой машины, гидравлическая схема, спецификация и требования Регистра.

2.1 Оборудование плунжерной рулевой машины.

Основными элементами гидравлической схемы являются: плунжерный привод с цилиндрами Ц1—Ц4, главные насосы 3 регулируемой подачи с приводными электродвигателями 4, следящие гидроусилители (У, 2), блок клапанов 7, вспомогательные насосы постоянной подачи, аварийный насос регулируемой подачи 31. пополнительные баки 23, 34 и резервная цистерна 36, а также различная предохранительная, регулирующая и запорная гидравлическая аппаратура.

Гидравлическими узлами схемы являются: силовой контур (обозначен жирными линиями), состоящий из плунжерного привода, главных насосов 3 и блоков клапанов 6 и 7; контуры управления главными насосами, состоящие из вспомогательных насосов 5, приводимых в действие электродвигателями главных насосов, золотников 1 и цилиндров 2; система подпитки силового

контура от насоса 25 и контур аварийного насоса 31.

В основном режиме перекладки руля, например, от правого главного насоса, гидравлическая схема работает следующим образом. Сигнал на перекладку руля поступает от электрической системы управления на правый исполнительный механизм ИМ, выходной валик которого механически соединен с золотником 1.

Тема	Примен.	Формат	Зона	Газ	Наименование	Наименование	Газ	Примечание
Справ. №				1	Золотник	Обратный клапан	30	
				2	Поршень	Аварийный насос	31	
				3	Насос	Гидрозамок	32	
				4	Электродвигатель	Клапан	33	
				5	Вспомогательный насос	Бак (танк)	34	
				6	Блок клапанов	Ручной насос	35	
				7	Блок клапанов	Запасная емкость (танк)	36	
				8	Клапан			
				9	Клапан			
				10	Клапан			
				11	Клапан			
				12	Предохр.-перепуск. клапан			
				13	Клапан			
				14	Клапан			
				15	Клапан			
	Тема и дата				16	Клапан		
				17	Байпасный клапан			
				18	Байпасный клапан			
				19	Байпасный клапан			
				20	Байпасный клапан			
				21	Клапан			
				22	Обратный клапан			
				23	Бак (танк)			
				24	Редукционный клапан			
				25	Вспомогательный насос			
				26	Фильтр			
				27	Предохранительный клапан			
				28	Редукционный клапан			
				29	Запорный клапан			
Инв. № подл.	Изм. № доп.	Взам. инв. №	Тема и дата	Курсовая работа				
				Спецификация				
				Лит. Лист Листов				
				ГМУРФ им. адм. Макарова				
Инв. № подл.	Изм. № доп.	Взам. инв. №	Тема и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
				Разраб.				
				Пров.	Перов			
				Контр.				

При перемещении золотника из нулевого положения, например, вправо на некоторое расстояние, рабочая жидкость сливается из правой полости цилиндра гидроусилителя в дополнительный бак 23, а дифференциальный поршень цилиндра 2 под давлением 0,8—1,5 МПа

(регулируется редукционным клапаном 24) в левой полости цилиндра перемещается вправо до перекрытия рабочих каналов золотника (т.е. на расстояние хода золотника), задавая эксцентриситет правого главного насоса 3.

Рабочая жидкость силового контура от насоса 3 через клапаны 8, 13 и 15 подается в цилиндры Ц1 и Ц4, руль при этом переключается по часовой стрелке. Поворот руля происходит до тех пор, пока - обратные связи S_h и S_o (связь S_o входит в состав рулевого датчика РД), не возвратят золотник в среднее (нулевое) положение. Это же положение займут вместе с золотником поршень 2 и регулируемый орган насоса 3.

Для возвращения руля в нулевое положение (в диаметрально плоскость) необходим новый электрический сигнал (поворот штурвала) того же значения, но противоположный по знаку. При этом золотник перемещается из нулевого положения влево и рабочая жидкость контура управления поступает в правую полость цилиндра. Дифференциальный поршень при этом перемещается влево, создавая эксцентриситет насоса 3 противоположного знака, а рабочая жидкость поступает от насоса 3 через клапаны 9, 14, 16 в цилиндры Ц3 и Ц2, поворачивая руль против часовой стрелки. Руль останавливается, когда те же обратные связи вновь возвратят золотник в среднее положение.

Клапаны 17—20 являются байпасными и при нормальной работе ГРМ должны быть закрыты, а клапаны 8 и 9 всегда открыты.

Работа ГРМ с другим (левым) главным насосом осуществляется аналогичным образом. Возможна также одновременная работа обоих главных насосов для увеличения, (примерно в 1,5 раза) скорости перекладки руля.

При работе одним главным насосом второй во избежание вращения в

режиме гидродвигателя отсекают от силового контура гидрозамком или затормаживают храповиком, размещенным на валу соединения с электродвигателем 4. На схеме показан гидрозамок 32 аварийного насоса.

Для компенсации внешних утечек из силового контура имеется система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса 25, фильтра 26 и гидравлической магистрали с клапанами: предохранительным 27, редукционным (0,2—0,3 МПа) 28, запорными 29 и обратными 30. Можно также подпитывать силовой контур через обратные клапаны 22 при выходе из строя насоса 25. В других конструкциях ГРМ нередко функции этого насоса передаются вспомогательному насосу 5.

В процессе эксплуатации ЭГРМ возможны различные отклонения от нормального режима работы, поэтому в гидравлической схеме предусматриваются для исключения возможных аварий специальные предохранительные устройства и переключения клапанов.

В случае выхода из строя обеих линий электрической дистанционной системы управления можно пользоваться местным управлением главными насосами с помощью штурвала (рукоятки) ИМ, воздействующего непосредственно на золотник 1.

При выходе из строя обоих главных насосов рулевой машиной можно управлять с помощью аварийного агрегата, состоящего из насоса 31 регулируемой подачи, электродвигателя с питанием от аварийной сети, гидрозамка 32, клапанов подпитки 33 и бака 34. Баки 23 и 34 пополняют с помощью ручного насоса 35 из запасной емкости 36.

Четырехплунжерный привод может работать при различных сочетаниях двух цилиндров: ЦЗ и Ц1, Ц2 и Ц4, Ц/ и Ц, ЦЗ и Ц4, а также при действии всех четырех цилиндров. При этом должны быть переключены соответствующим образом (согласно существующим инструкциям) запорные клапаны цилиндров 13 и 16 и байпасные клапаны 17-20.

При плавании во льдах» навалах рулем на препятствие, сильных ударах волн о перо руля возникают значительные пики давления в силовом контуре,

которые могут повредить руль и скрутить баллер руля. Для предотвращения такой серьезной аварии предусмотрен сдвоенный предохранительно-перепускной клапан 12, давление подрыва которого настраивают выше номинального (наибольшего эксплуатационного) давления на 25—50 %. При срабатывании этого клапана руль сползает с заданного положения, но обратная связь, расположенная в приборе РД, механически соединенная с баллером руля, задает сигнал в электрическую систему управления и далее через ИМ и гидроусилитель (7, 2) на главный насос. Для возвращения руля в заданное положение после снятия аварийного внешнего воздействия. Несмотря на наличие клапана 12 во всех современных конструкциях ГРМ, еще случаются серьезные аварии с рулевыми устройствами из-за отказа этого клапана по причине неправильного ухода за ним и очень редкой проверки его нормального срабатывания.

Резкое повышение давления в силовом контуре также опасно для главных насосов поэтому для их защиты в системе предусмотрены сдвоенные предохранительные клапаны 6, у вспомогательных насосов также имеются свои предохранительные клапаны 24 и 27 от перегрузки. При выходе из строя одного из двух вспомогательных насосов предусмотрена их взаимозаменяемость путем открытия клапана 21.

При работе одного насоса возникают перетечки рабочей жидкости через другой насос, которые могут переполнять один из баков 23, поэтому предусмотрено их сообщение специальным трубопроводом.

Для проведения ремонтных и профилактических работ, заполнения гидросистемы рабочей жидкостью или ее удаления из системы предусматриваются различные переключения запорных клапанов, которые специально оговариваются в инструкции по эксплуатации ГРМ.

2.2. Требования Регистра.

Суда должны быть снабжены главным и вспомогательным рулевым приводом, если специально не указано иное.

Главный рулевой привод должен обеспечивать перекладку полностью погруженного руля или полностью погруженной поворотной насадки с 35° одного борта на 35° другого борта при максимальной скорости переднего хода, относящегося к этой осадке. При тех же условиях должна быть обеспечена перекладка руля или поворотной насадки с 35° одного борта на 30° другого борта за время, не более 28 секунд при параметрах, не превышающих номинальных параметров привода.

Вспомогательный рулевой привод должен обеспечивать перекладку полностью погруженного руля или полностью погруженной поворотной насадки с 15° одного борта на 15° другого борта не более чем за 60 секунд, при скорости судна на переднем ходу, равной половине его максимальной, относящейся к этой осадка скорости или 7 уз., в зависимости от того, какое из значений больше.

На нефтеналивных, комбинированных судах, на газовозах и химовозах валовой вместимостью 10000 рег. т и более, а также на всех атомных¹ и на остальных судах валовой вместимостью 70000 рег. т. и более главный рулевой привод должен включать в себя два или более одинаковых силовых агрегата, удовлетворяющих требованиям 2.9.7. (см. также 6.2.1.8. и 6.2.1.9. части IX «Механизмы»).

Если главный рулевой привод включает в себя два или более силовых агрегата, вспомогательный рулевой привод не обязателен в следующих случаях:

- а) на пассажирских и атомных судах главный привод обеспечивает выполнение требований 2 **при бездействующем любом** одном из силовых агрегатов;
- б) на грузовых судах главный рулевой привод обеспечивает выполнение требований 2 **при всех** действующих силовых агрегатах;
- в) главный рулевой привод устроен так, что при единичном повреждении в системе его трубопровода или в одном из силовых агрегатов это повреждение может быть изолировано для поддержания или быстрого восстановления управляемости судна.

Если главный и вспомогательный рулевые приводы находятся в помещении, полностью или частично расположенном ниже самой высокой грузовой ватерлинии,

то должен быть предусмотрен аварийный рулевой привод, который необходимо расположить выше палубы переборок. Аварийный рулевой привод должен обеспечивать перекладку полностью погруженного руля или полностью погруженной поворотной насадки с борта на борт при скорости переднего хода не менее 4 уз.

Переход с главного рулевого привода на вспомогательный при аварии должен выполняться за время не более 2 мин.

Управление главным рулевым приводом должно обеспечиваться с ходового мостика и из румпельного отделения. Предусматриваются две отдельные линии управления, получающие питание непосредственно от ГРЩ, но одна из них может запитываться через АРЩ.

В рулевой рубке и ЦПУ должна быть световая и звуковая сигнализация: об исчезновении напряжения, обрыве фазы и перегрузке в цепи питания, исчезновения напряжения в системе управления и минимальном уровне масла в расходном баке.

Около каждого поста управления, а также в румпельном помещении должны быть указатели положения руля. Ошибка в показаниях не должна быть более:

1° - при положении руля в диаметральной плоскости;

1,5° — при углах перекладки от 0° до 5°;

2,5° - при углах перекладки от 5° до 35°.

Рулевое устройство должно иметь систему ограничителей поворота руля, допускающую его перекладку на каждый борт только до угла, который

$$(\alpha^{\circ} + 1^{\circ}) \leq \beta^{\circ} \leq (\alpha^{\circ} + 1,5^{\circ})$$

где α - максимальных угол перекладки руля, на который настроена система управления, но не более 35°.

Расчет

3.1. Расчет, определение размеров руля.

Для расчета принимается простой обтекаемый прямоугольный, двухпорный, балансирный руль, который по сравнению с рулями других типов, позволяет получить наименьшее значение момента на баллере.

Таблица 2

	Наименование	Обозначение	измерения	Расчётная формула	Числовое значение	Примечание
1	Длина судна	L	м	задана		
2	Осадка	T	м	задана		
3	Практический коэффициент	μ	-	0,013-0,019		Или по данным таблицы 1
4	Суммарная площадь рулей	ΣF_p	м ²	$\Sigma F_p = \mu * L * T$		
5	Площадь одного руля	F_p	м ²	$F_p = \frac{\Sigma F_p}{n}$		
6	Коэффициент погружения руля	K_p				В данной работе не учитываем – переходим к п. 9
7	Отстояние нижней кромки руля от основной линии	h_1	м			В данной работе не учитываем
8	Высота пера руля	h_p	м	$h_p = \frac{T - h_1}{K_p}$		В данной работе не учитываем
9	Относительное удлинение	λ	-	задано		$\lambda = \frac{h_p^2}{F_p}$
10	Высота пера руля	h	м	$\sqrt{\lambda \cdot F}$		
11	Ширина пера руля	b	м	$\frac{F}{h}$		
12	Коэффициент компенсации (для балансирных рулей)	K	-	Задано: нечетные 0,20 четные 0,15		$K = \frac{F_\delta}{F_p}$

13	Расстояние от передней кромки руля до оси баллера	z	м	$K \cdot b$		
14	Площадь балансирующей части руля	F_6	м ²	$K \cdot F$		

3.2. Расчет гидродинамических сил, момента на баллере руля.

С целью получения данных для построения характеристик рулевой машины, обозначенные знаком (ось абсцисс X), определяются для значений угла поворота руля с интервалом 5° .

Таблица 3

	Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1	Коэффициент попутного потока	ψ		$(0,22 \div 0,26)$
2	Коэффициент влияния корпуса на руль	K_k		$(1 - \psi)^2$
3	Диаметр гребного винта	D	м	Задан
4	Площадь винта, омываемая потоком винта	F_v	м^2	$b \times D$
5	Скорость судна	v v_c	уз м/с	Задана $1852^* v/3600$
6	Плотность забортной воды	ρ	кг/м^3	принимается 1020, как среднюю, см приложение ниже
7	Осевая скорость винта относительно воды	v_p	м/с	$(1 - \psi) \times v_c$
8	Мощность, затрачиваемая на вращение винта	N_p	кВт	$0,98 \times N_c$
9	Упор винта	P	кН	$(N_p \eta_p / v_p) \times 10^3$ $\eta_p = 0,6 \div 0,7$
10	Коэффициент нагрузки винта по упору	σ_p		$\frac{8P}{\pi \rho v_p^2 D^2}$

11	Коэффициент влияния винта на руль	K_B		$1 + \frac{F_s \sigma_p}{F}$
12	Угол поворота руля от среднего положения	α	град	
13	Коэффициент сопротивления	C_x		выбираем из приведённых ниже таблиц заданных для профилей NASA или НЕЖ См. ниже справ.прил. 2
14	Коэффициент подъемной силы	C_y		
15	Коэффициент центра давления	C_d		
16	Коэффициент нормальной силы	C_n		$C_y \cos \alpha + C_x \sin \alpha$
17	Отстояние центра давления от передней кромки руля	s	м	$C_d \times b$
18	Коэффициент гидродинамического момента	C_m		$C_n \times \frac{s}{b}$
19	Нормальная сила	N	кН	$C_n K_k K_B \frac{\rho v^2}{2} F 10^{-3}$
20	Гидродинамический момент относительно передней кромки руля	M	кН×м	$C_m K_k K_B \frac{\rho v^2}{2} F b 10^{-3}$
21	Гидродинамический момент относительно оси руля	M_a	кН×м	$C_n K_k K_B \frac{\rho v^2}{2} F (b \times C_d - z) 10^{-3}$

22	Коэффициент нормальной силы на заднем ходу	$C_{н з.х.}$		$(0,7 \div 0,8) C_n$
23	Отстояние центра давления от задней кромки руля на заднем ходу	$S_{з.х.}$	м	$(0,3 \div 0,35)b$
24	Гидродинамический момент на заднем ходу судна	$M_{а з.х.}$	кН × м	$C_{н з.х.} \times \frac{\rho v_{з.х.}^2}{2} \times F[b - (S_{з.х.} + z)] \times 10^{-3}$ $v_{з.х.} = (0,2 \div 0,3)v_c$
25	Гидродинамический момент для расчета	M_p	кН × м	Принимается равным M_a (вся строка), если $M_{a_{MAX}} > M_{a_{з.х. MAX}}$, или $M_{а з.х.}$ (вся строка), если $M_{a_{з.х. MAX}} > M_{a_{MAX}}$
26	Крутящий момент на баллере с учетом дополнительных внешних нагрузок	$M_{кр}$	кН × м	$(1,1 \div 1,2) M_b$
27	Момент на баллере руля с учетом трения в боковых опорах баллере и пяте руля	M_b	кН × м	$(1,15 \div 1,2) M_p$

3.3. Расчет рулевого привода, мощности насоса.

Таблица 4 (

	Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1	Диаметр баллера	d_0	см	$d_0 = k_{10} \sqrt[3]{M_K / R_{eH}}$

(Приведена формула из Правил РМРС [4](см. Справочные приложения ниже). Выбираем, например, $R_{eH}=320$ МПа - это предел текучести для стали 30Х, или берём другую сталь - в зависимости о размеров судна! (см. Табл.5 в Приложении), коэффициент для переднего хода $k_{10}=26,1$

	Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула
1	Диаметр баллера	d_0	м	$d_0 = k_{10} \sqrt[3]{M_K / R_{eH}}$
2	Начальный радиус румпеля	R_o	м	$(1 \div 1,5) \times d_0$
3	Давление масла в цилиндре привода	P_i	МПа	$(10 \div 20)$
4	Число пар цилиндров привода	K_{η}		1-при МКР<100 кН*м 2-при МКР>100 кН*м
5	КПД привода	$\eta_{н.н}$	см. справ. прил ниже	можно принять 0,78
6	Диаметр плунжера	D_n	м	$\frac{1}{10} \sqrt{\frac{0,4 M_{кр} \times \cos^2 \alpha}{\pi \times k_{\eta} \times P_i \times R_o \times \eta_{н.н}}}$
7	Ход плунжера при перекладки руля с борта на борт	s_1	м	$R_o \operatorname{tg} 35 + R_o \operatorname{tg} 30 \approx 1.277 R_o$
8	Объем масла, подаваемый в цилиндры рулевого привода при перекладке руля с борта на борт	V	м ³	$k_{\eta} \times \frac{\pi D_n^2}{4} \times s_1$
9	Время перекладки руля с борта на борт	t	с	не более 28

10	Подача насоса	q	$\text{м}^3/\text{с}$	$(1,1 \div 1,2) \times \frac{V}{t}$
11	Радиус румпеля при значении угла поворота угла	R_α	м	$\frac{R_o}{\cos \alpha}$
12	Нормальная сила давления на цапфу румпеля	Q	кН	$\frac{M_{кр}}{k_\eta \times R_\alpha}$
13	Сила давления на цапфу вдоль оси плунжера	Q^1	кН	$Q \times \cos \alpha$
14	Сила давления масла на плунжер	P_1	кН	$\frac{Q^1}{\eta_{н.н}}$
15	Давление масла в цилиндре при значениях угла поворота руля	P_i	МПа	$\left(\frac{4P_1}{\pi D_n^2} \right) 10^{-3}$
16	Давление масла в цилиндре с учетом подпитки	$P_{i\text{ под}}$	МПа	$P_i + (0,2 \div 0,3), \quad (0,2 \div 0,3) = P_{\text{под}}$

17	Давление нагнетания насоса с учетом сопротивления напорного трубопровода	P_n	МПа	$P_i + P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{тр.н}},$ $\Delta P_{\text{тр.н}} = (0,02 \div 0,03)$
18	Давление всасывания насоса с учетом давления подпитки и сопротивления сливного (всасывающего) насоса	$P_в$	МПа	$P_{\text{под}} - \Delta P_{\text{тр.с}},$ $\Delta P_{\text{тр.с}} = (0,02 \div 0,03)$
19	Давление насоса	P	МПа	$P_n - P_в$
20	Мощность насоса	N_n	кВт	$\frac{qP}{\eta_n} \times 10^3$
21	КПД насоса	η_n		[1, рис. 156]
22	Мощность электродвигателя	N_∂	кВт	$\frac{N_n}{\eta_\partial},$ $\eta_\partial = (0,86 \div 0,87)$

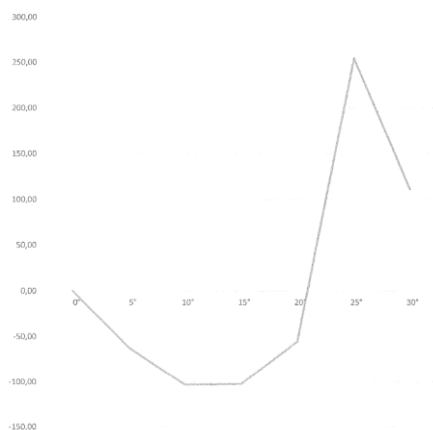
4. Построение зависимостей момента, давления и мощности электромотора от угла поворота руля.

Примечание. Примеры диаграмм зависимости момента на баллере, давления масла в плунжере и мощности рулевой машины (надо указывать именно в такой последовательности!) в зависимости от угла поворота руля – со значениями из примера – смотрите «старый» файл Расчета.

Здесь ниже - только примеры -

Примеры графиков:

Зависимость крутящего момента на баллере от угла поворота руля.



Ниже приведены примерные виды графиков

По результатам расчетов строим графики для переднего и заднего хода судна $M_b=f(\alpha)$.

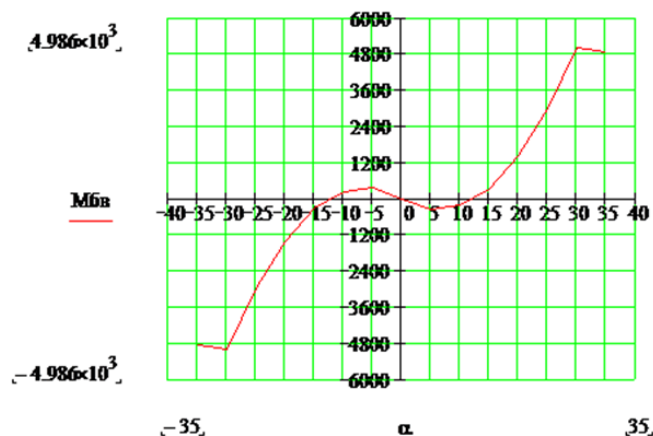


Рис.1 График зависимости момента сопротивления на баллере от угла перекадки пера руля при переднем ходе судна

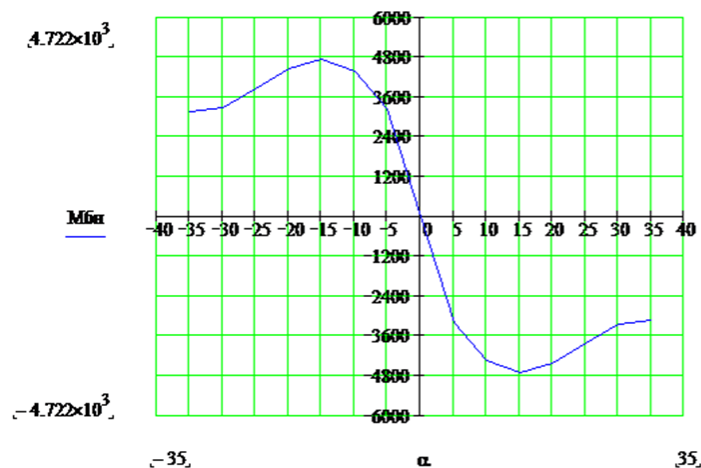


Рис. 1.1 График зависимости момента сопротивления на баллере от угла перекладки пера руля при заднем ходе судна

5. Указания по эксплуатации рулевой машины

.....заполнить главу по данным из учебников и инструкций (предпочтительно из реальных примеров)!.....

6. **ВЫВОД:** (примерно так..) В ходе курсового проекта была рассчитана четырехплунжерная гидравлическая рулевая машина для судна дедвейтом (D_w) ...т, мощностью главного двигателя (N_e)кВт, длиной (L) м, осадкой (T) ... м, диаметром гребного винта (D) ...м и скоростью (V) ... узлов. Данная ГРМ имеет... пары цилиндров привода, давление масла ... МПа, давление насоса ...МПа, мощность насоса (N_e)кВт (при к.п.д. - $\eta = 0,58$), а также мощность электродвигателя (N_e)кВт (при $\eta = 0,58$), время перекладки руля не более 28с.. ГРМ соответствует требованиям РМРС.

7. УЧЕБНЫЕ И СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ:

Учебно-справочное приложение 1

Теоретические объяснения (служат для понимания расчетов размеров руля, но не включаются в сам курсовой проект!)

Площадь пера руля зависит от типа судна и его назначения.

Площадь руля называется плоскость, ограниченная контуром проекции непереложенного руля на диаметрально плоскость.

Суммарную площадь обычных обтекаемых рулей без каких-либо специальных средств (пропульсивных наделок, шайб и др.), увеличивающих давление на руль, можно определить по

формуле:
$$\sum F_p = \mu L T$$

где μ — коэффициент, зависящий от назначения судна, количества гребных винтов, скорости и других факторов;

L — длина судна между перпендикулярами, м;

T — наибольшая осадка судна, м.

Таблица 1.

Тип судна	μ
Большие грузовые одновинтовые морские	0,015 – 0,019
Большие грузовые и пассажирские двухвинтовые морские	
- с одним рулем	0,015 -0,021
- с двумя рулями	0,020 – 0,021
Танкеры	0,013 – 0,019
Каботажного плавания	0,023 – 0,033
Рыболовные	0,025 – 0,055
Морские буксиры	0,030– 0,060
Лоцманские и паромы	0,025 – 0,040

Достаточность площади пера руля, полученной путем расчета по формуле, проверяют при испытаниях самоходных моделей на управляемость с рулями, которые для этих целей выполняют в двух-трех вариантах. Во время испытаний измеряют диаметр циркуляции, момент на баллере и силу давления воды на руль. Испытания обычно проводят на крупномасштабных моделях (масштаб 1: 10) в открытом водоеме или бассейне.

Высота руля h_p

Высотой руля наз. расстояние, измеренное по оси баллера между нижней кромкой руля и точкой пересечения оси баллера с верхней частью контура руля.

Ширина руля b

Шириной руля называется его размер в диаметральной плоскости, перпендикулярной к оси баллера. Средней шириной руля называется отношение площади руля к его высоте.

$$b_{cp} = \frac{F_p}{h_p}$$

Профиль руля (см. рис.1)

Профилем руля называется контур сечения его горизонтальной плоскостью, перпендикулярной к оси баллера.

Расстояние между крайними точками по длине профиля называется хордой профиля.

Длина хорды в данном сечении равна ширине пера руля b .

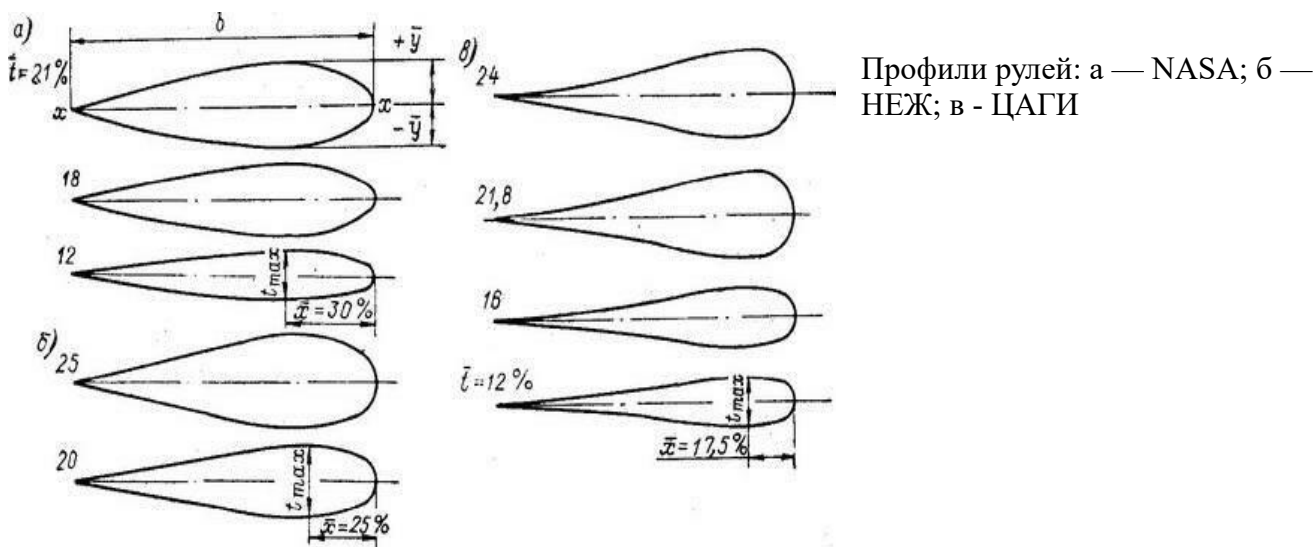
В основном форма профиля пера руля определяется выбранным значением относительной

толщины t , равной $t = \frac{t_{max}}{b}, \quad \%$

Где t_{max} - наибольшая толщина профиля руля;

b - ширина пера руля (длина хорды профиля).

Наибольшее распространение получили профили типа НЕЖ, ЦАГИ, NASA, Gó и др.



Относительное удлинение руля λ

Относительным удлинением руля называется отношение высоты руля к его средней ширине.

$$\lambda = \frac{h_p}{b_p} = \frac{h_p^2}{F_p}.$$

Относительное удлинение судовых рулей находится в пределах от 0,5 до 3,0.

Коэффициент компенсации K

Коэффициентом компенсации называется отношение площади балансирующей части руля F_δ ко всей его площади F_p .

$$K = \frac{F_\delta}{F_p}.$$

Рули, имеющие большой коэффициент компенсации, вызывают вибрацию кормовой части судна. Регистр рекомендует на морских судах принимать $K = 0,25$.

По среднестатистическим данным $\lambda = 2-2,5$; $K = 0,25-0,35$; $F_p = (0,013-0,019) LT$, где T - осадка судна, м, L - длина судна, м.

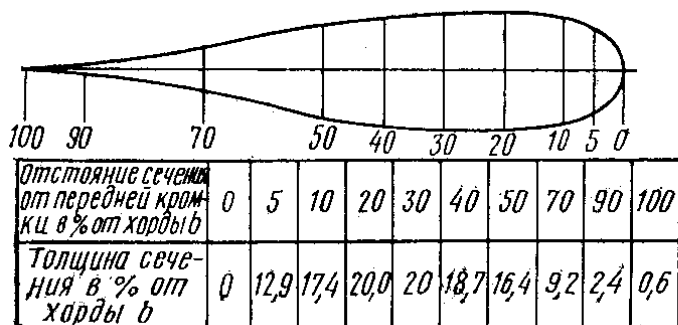
Расчет основных элементов руля ведется в табличной форме (табл.2).

По результатам расчетов строится в масштабе профиль пера руля с указанием всех полученных размеров

Справочное приложение 2

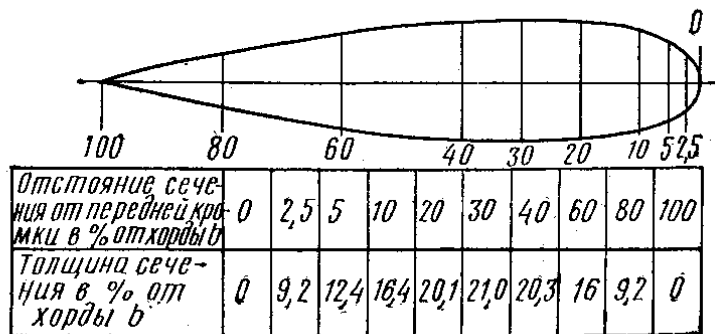
Профиль НЕЖ (Н.Е. Жуковского)
Наибольшая относительная толщина $t_{\max}=20\%$

λ	α°	0	5	10	15	20	25	30	35
1,0	C_x	0,030	0,040	0,060	0,100	0,175	0,312	0,405	
	C_y		0,160	0,340	0,530	0,715	0,860	1,005	
	C_d		0,225	0,245	0,270	0,290	0,315	0,340	
1,5	C_x	0,045	0,045	0,060	0,095	0,185	0,290	0,395	
	C_y		0,240	0,470	0,685	0,875	1,100	0,900	
	C_d		0,225	0,242	0,266	0,290	0,315	0,340	
2,0	C_x	0,030	0,040	0,060	0,090	0,170	0,270	0,385	
	C_y		0,250	0,530	0,835	1,060	1,100	1,000	
	C_d		0,230	0,245	0,265	0,285	0,365	0,330	
2,5	C_x	0,040	0,040	0,055	0,090	0,165	0,255	0,370	0,450
	C_y		0,255	0,570	0,870	1,115	0,560	0,535	0,542
	C_d		0,230	0,235	0,245	0,245	0,270	0,400	0,395



Профиль НАСА. Наибольшая относительная толщина $t_{\max}=21\%$

λ	α°	0	5	10	15	20	25	30	35
1,0	C_x	0,028	0,045	0,070	0,115	0,195	0,330	0,440	
	C_y		0,165	0,330	0,515	0,695	0,845	0,920	
	C_d		0,180	0,205	0,230	0,270	0,295	0,315	
1,5	C_x	0,020	0,025	0,055	0,095	0,150	0,230	0,325	0,405
	C_y		0,195	0,395	0,590	0,780	0,940	0,840	0,565
	C_d		0,190	0,193	0,200	0,215	0,260	0,325	0,370
2,0	C_x	0,013	0,025	0,045	0,090	0,165	0,250	0,340	0,430
	C_y		0,215	0,460	0,680	0,905	0,975	0,725	0,530
	C_d		0,195	0,200	0,205	0,220	0,270	0,340	0,390
2,5	C_x	0,015	0,030	0,060	0,111	0,180	0,300	0,360	0,460
	C_y		0,280	0,580	0,840	0,970	0,630	0,620	0,620
	C_d		0,220	0,210	0,220	0,230	0,370	0,380	0,380



Учебно-справочное приложение 3

Теоретические объяснения (служат для понимания расчетов усилия на баллере, но не включаются в сам курсовой проект!)

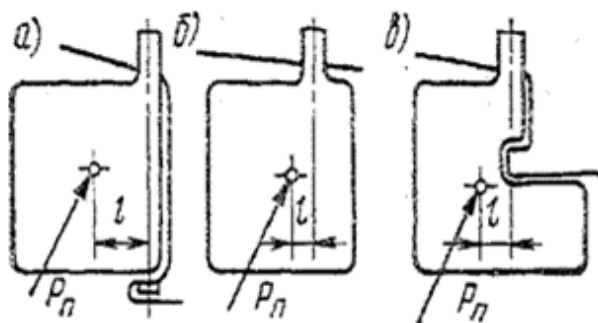


Рис. 1 Центр давления пера руля, здесь l – плечо силы P_n

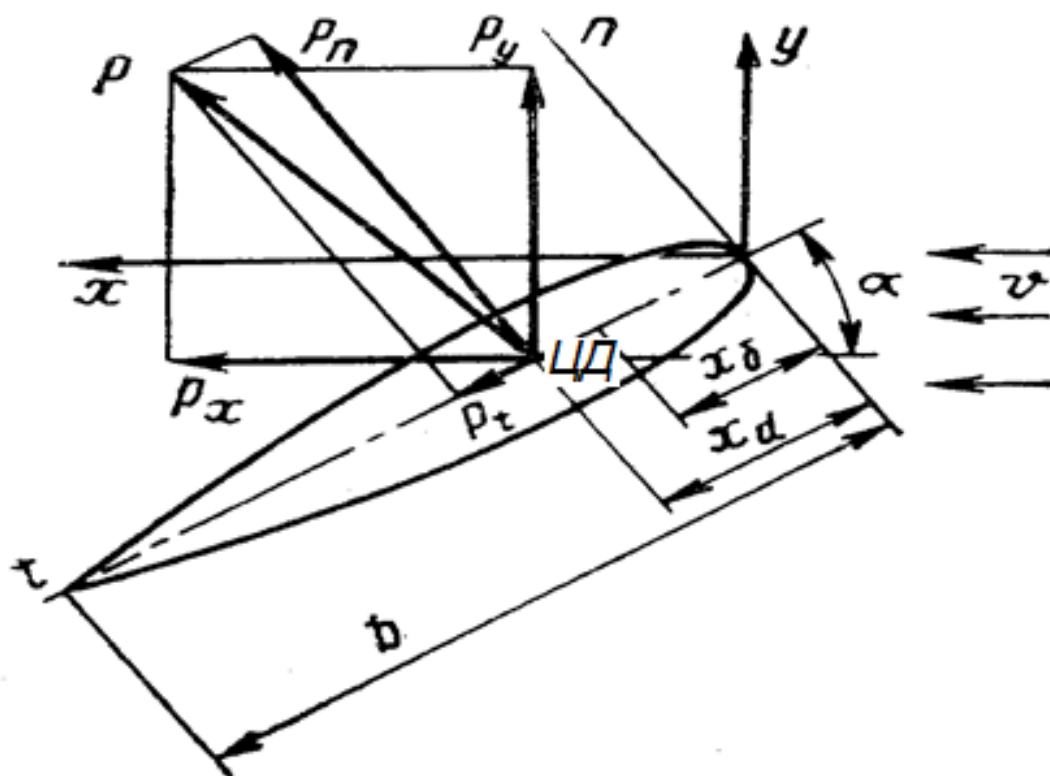


Рис. 2

Гидродинамические силы, действующие на руль (рис.2)

Для установления оптимальных размеров элементов рулевого устройства необходимо определить силы, действующие на руль и момент на его баллере.

Равнодействующая гидродинамических сил P приложена в точке O – центре давления воды на руль, расположенном в плоскости симметрии руля.

Равнодействующая гидродинамических сил раскладывается на составляющие:

- по осям связанным с рулем:

- нормальную силу P_n ;
- тангенциальную силу P_t ;

- по осям связанным с набегающим на руль потоком:

- подъемную силу P_y ;
- лобовое сопротивление P_x .

Для определения гидродинамических сил, действующих на руль, момента на баллере руля пользуются гидродинамическими коэффициентами для изолированных рулей.

Гидродинамические силы, действующие на руль величина которых зависит от угла перекадки α , могут быть представлены в виде безмерных коэффициентов:

- коэффициента подъемной силы C_y
- коэффициента лобового сопротивления C_x
- коэффициента нормальной силы C_n $C_n = C_x * \sin \alpha + C_y * \cos \alpha$
- коэффициента гидродинамического момента на баллере руля $C_m = C_n * C_d$

где C_d - безразмерная координата центра давления выражается в отношении

$$C_d = \frac{s}{b_{cp}}$$

Где b_{cp} - средняя ширина руля (для прямоугольных рулей $b_{cp} = b$)

S - Расстояние от передней кромки руля до центра давления, м.

Гидродинамический момент на баллере руля относительно баллера создает сила P_n , кН.

$$P_n = \frac{\rho}{2000} * C_n * F_{pв} * V_p^2 * K_k * K_b$$

Где K_k - коэффициент влияния корпуса

$\Psi = 0,22-0,26$ (сухогрузы)

$\Psi = 0,22-0,24$ (буксиры)

K_b - коэффициент учитывающий влияние винта

Где $F_{pв}$ - площадь винта омываемая потоком винта, м².

$$F_{pв} / F = 0,8 - 0,9$$

σ_δ - коэффициент нагрузки винта по упору, определяется по (2, с 180) .

При отсутствии данных можно принять $\sigma_\delta = 0,8 - 1,5$

Момент на баллере руля относительно оси баллера равен, кН.м;

- для прямоугольных не балансирных рулей

$M_n = P_n * l_0$; где $l_0 = l$ - плечо нормальной силы P_n - расстояние от центра давления до оси баллера

- для остальных рулей

$$M_n = P_n * (l - z)$$

Где $z = b_{cp} * K$ - расстояние оси баллера от передней кромки руля (рис.2).

$l = C_d * s$ и величина $(l - z)$ для малых углов может быть отрицательным, как и момент

Расчеты нормальных сил и моментов на баллере руля выполняют для переднего и заднего хода при углах перекадки α равных 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35° .

Расчет осуществляют в табличной форме(табл.4 и 5).

По результатам расчета строят график

Для переднего и заднего хода. $M_\delta = f(\alpha)$.

Таблица 4 Плотность морской воды

Море	Плотность, т/м ³	
летом	зимой	
Азовское	1,003	1,008
Балтийское	1,010	1,012
Баренцево	1,027	1,028
Белое	1,018	1,020
Берингово	1,023	—
Каспийское	1,005	1,010
Охотское	1,025	—
Северное	1,025–1,027	—
Средиземное	1,027	1,031
Черное	1,011	1,013
Японское	1,021	1,028

Справочное приложение 4

Формула из Правил РМРС:

Правила классификации и постройки морских судов (часть III)

31

2.3 БАЛЛЕР РУЛЯ И ПОВОРОТНОЙ НАСАДКИ

2.3.1 Диаметр головы баллера d_0 , см, должен быть не менее большего значения, определенного по формуле

$$d_0 = k_{10} \sqrt[3]{M_k / R_{eH}}, \quad (2.3.1)$$

где k_{10} — коэффициент, равный:

26,1 — для режима переднего хода судна;

23,3 — для режима заднего хода судна;

M_k — расчетный крутящий момент согласно [2.2.2.3](#), [2.2.2.4](#) или [2.2.3.3](#), кН·м

R_{eH} — верхний предел текучести материала баллера, МПа.

Информационно: Марки сталей для изготовления баллеров рулей и насадок выбирают в зависимости от требуемой категории прочности. На небольших судах применяют стали обычного качества Ст 3, Ст 4 (ГОСТ 380-94), на более крупных — качественные стали 35, 40 (ГОСТ 1050-88), на быстроходных судах и на больших судах, где требуется уменьшить размеры баллера, — легированные стали 35Х, 40ХН (ГОСТ 4543-71).

Таблица 5. Предела текучести сталей

Марка	Предел текучести, МПа
Сталь Ст3	240
Сталь Ст4	260
Сталь Ст5	280
Сталь 30Х	320
Сталь 40Х	330

21	КПД насоса	η_n		[1, рис. 156]	0,57	0,58	0,62	0,65	0,67	0,62	0,58
----	------------	----------	--	---------------	------	------	------	------	------	------	------

Дополнительная информация из источника [1]:

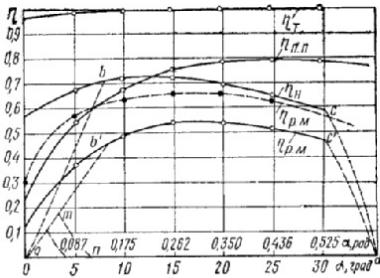


Рис. 156

На рис. 156 приведены графики изменения к. п. д. плунжерной рулевой машины $\eta_{р.м}$ для номинального момента на баллере 300 кН·м (30 тс·м) с насосом переменной производительности и к. п. д. ее узлов — плунжерного привода $\eta_{п.п}$, насоса η_n и трубопровода $\eta_{тp}$ в зависимости от угла отклонения α при нагрузке, заданной моментом на баллере $M_6 = f(\alpha)$ (см. рис. 153).
На этом рисунке для сравнения нанесена пунктиром и кривая к. п. д. лопастной машины РЭГ-ОВИМУ. Эта кривая идет выше кривой к. п. д. плунжерной машины.
Изображенные на рис. 156 кривые $\eta_{п.п}$, η_n , $\eta_{тp}$, $\eta_{р.м}$ ($\eta_{р.м} = \eta_{п.п} \cdot \eta_n \cdot \eta_{тp}$) иллюстрируют перекадку руля из среднего положения на борт. Участки кривых η_n и $\eta_{р.м}$ (сплошные линии) соответствуют максимальному эксцентриситету насоса переменной производительности. Частные значения η_n и $\eta_{р.м}$ на этих участках представляют собой наибольшие возможные значения к. п. д. для каждого угла отклонения руля при его повороте.

21	КПД насоса	η_n		[1, рис. 156]	0,57	0,58	0,62	0,65	0,67	0,62	0,58
----	------------	----------	--	---------------	------	------	------	------	------	------	------