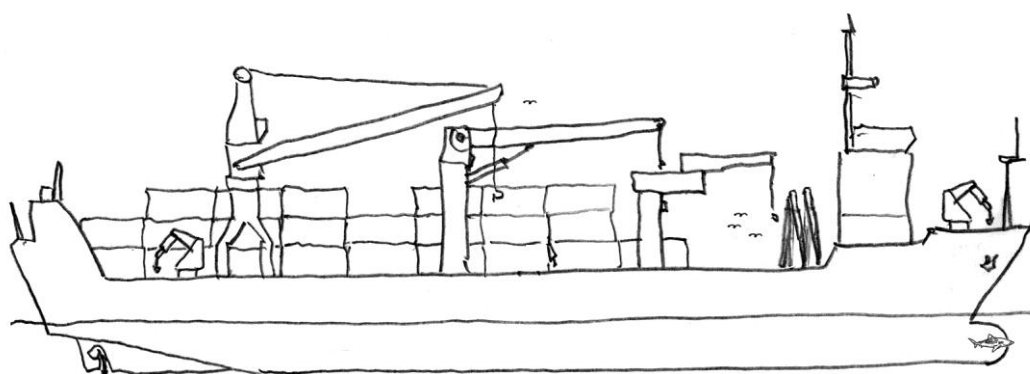


В.А. Очеретяный

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ

Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МОРСКОЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Энергоустановки морских судов и сооружений»

В.А. Очеретяный

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ

**Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям**

Севастополь
СевГУ
2026

УДК 629.5.06(076.5)

ББК 39.459-5*я73

О-95

Р е ц е н з е н т :

В.И. Пахалюк – канд. техн. наук, доцент кафедры
«Цифровое проектирование» Высшей технологической школы
«Севастопольский приборостроительный институт»
Севастопольского государственного университета

Очеретяный, В.А.

О-95 Технические средства комплексной механизации: учебно-методическое пособие к практическим занятиям / В.А. Очеретяный; Министерство науки и высшего образования РФ, ФГАОУ ВО "Севастопольский государственный университет", Морской институт. – Севастополь: СевГУ, 2026. – 251 с. – Текст : электронный.

Рассматриваются конструкция, работа, расчеты основных параметров и основы эксплуатации устройств судна при изучении курса «Технические средства комплексной механизации».

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения Севастопольского государственного университета, Морского института, направления подготовки 26.03.01 «Управление водным транспортом и гидрографическое обеспечение судоходства».

Выполнение практических занятий направлено на изучение следующих компетенций:

УК-2. Способен определять круг задач в рамках поставленной цели и выбирать оптимальные способы их решения, исходя из действующих правовых норм, имеющихся ресурсов и ограничений; ПК-4. Способность эксплуатировать оборудование в соответствии с требованиями нормативно-технических документов, правил техники безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности и норм охраны труда; ПК-12. Способность к организации и управлению перевозками грузов и пассажиров с участием водного и смежных видов транспорта, транспортно-логистическими процессами в интегрированных транспортно-технологических системах с участием водного транспорта.

Для повышения качества обучения преподаватель имеет право назначать уровень сложности изучения пособия (глубины рассмотрения) в зависимости от личных качеств обучающегося.

Для раскрытия понимания обучающимся задач, поставленных в пособии, преподаватель имеет право задавать дополнительные вопросы по существу рассматриваемой темы.

УДК 629.5.06(076.5)

ББК 39.459-5*я73

Рассмотрено и рекомендовано к изданию на заседании Ученого совета Морского института, протокол № 2 от 03 февраля 2026 г.

© Очеретяный В.А., 2026
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Введение	6
1	Практическое занятие 1	
	Судовой грузовой кран. Устройство и эксплуатация.	
	Анализ энергетических характеристик крана	7
1.1	Цель практического занятия	7
1.2	Введение	7
1.3	Устройство судового грузового крана	10
1.4	Обслуживание судового грузового крана	19
1.5	Определение энергетических характеристик судового грузового крана	20
1.6	Пример расчета энергетических характеристик крана	22
1.7	Порядок выполнения работы	25
1.8	Требования к отчету	27
1.9	Вопросы к практическому занятию	27
2	Практическое занятие 2	
	Элементная база судового гидропривода	30
2.1	Цель практического занятия	30
2.2	Структура судового гидропривода	30
2.3	Характеристика насосов и гидродвигателей	31
2.4	Гидроаппаратура	47
2.5	Гидролинии	53
2.6	Вспомогательные устройства	53
2.7	Принципиальные гидравлические схемы судового гидропривода	55
2.8	Содержание отчета	58
2.9	Вопросы к практическому занятию	58
3	Практическое занятие 3	
	Судовая грузовая лебедка. Устройство и эксплуатация.	
	Расчет технических характеристик	60
3.1	Цель практического занятия	61
3.2	Введение	61
3.3	Устройство лебедки ЛЭ-70	62
3.4	Эксплуатация и обслуживание лебедки ЛЭ-70	70
3.5	Расчет тормозного усилия на ленточном тормозе	77
3.6	Вопросы к практическому занятию	79
3.7	Содержание отчета	80
4	Практическое занятие 4	
	Грузовое оборудование балкера. Грейфер с гидравлическим приводом. Расчет технических характеристик	81
4.1	Цель практического занятия	81
4.2	Введение	81
4.3	Устройство и обслуживание грейфера с гидравлическим приводом управления челюстями.	83

4.4	Расчет усилия на створках грейфера	93
4.5	Порядок выполнения практического занятия	95
4.6	Требования к отчету	96
4.7	Вопросы к практическому занятию	97
5	Практическое занятие 5	
	Якорно-швартовные механизмы с гидравлическим приводом. Устройство и эксплуатация. Расчет технических характеристик	98
5.1	Цель практического занятия	98
5.2	Введение	98
5.3	Устройство ЯШМ с гидравлическим приводом	102
5.4	Эксплуатация гидропривода	116
5.5	Вопросы к практическому занятию	120
5.6	Содержание отчета	121
6	Практическое занятие 6	
	Судовые люковые закрытия	122
6.1	Цель практического занятия	122
6.2	Введение	122
6.3	Устройство люковых закрытий	123
6.4	Приводы люковых закрытий	131
6.5	Задрайки люковых закрытий	138
6.6	Уплотнения люковых закрытий	142
6.7	Расчет привода ЛЗ откидного типа	144
6.8	Порядок выполнения работы	148
6.9	Требования к отчету	149
6.10	Вопросы к практическому занятию	149
7	Практическое занятие 7	
	Судовой грузовой кран-манипулятор. Устройство и эксплуатация	150
7.1	Цель практического занятия	150
7.2	Введение	150
7.3	Устройство судового крана-манипулятора. Расчет статической характеристики стрелы	155
7.4	Конструкция и работа КМУ РК 50002 М	162
7.5	Порядок выполнения работы	172
7.6	Требования к отчету	174
7.7	Вопросы к практическому занятию	174
8	Практическое занятие 8	
	Грузовая система Framo наливных судов. Расчет технических характеристик системы	175
8.1	Цель практического занятия	175
8.2	Введение	175
8.3	Устройство грузовой системы Framo	176
8.4	Расчет характеристик грузовой системы	191
8.5	Требования к отчету	192

	8.6	Вопросы к практическому занятию	193
9		Практическое занятие 9	
		Изучение подъемно-транспортных механизмов машинно-котельных отделений	194
	9.1	Цель практического занятия	194
	9.2	Введение. Общая характеристика подъемно-транспортных механизмов машинно-котельных отделений	194
	9.3	Электрические тали	196
	9.4	Ручные тали	200
	9.5	Обслуживание талей	202
	9.6	Анализ энерго-кинематических характеристик тали	204
	9.7	Порядок выполнения работы	205
	9.8	Требования к отчету	207
	9.9	Вопросы к практическому занятию	207
10		Практическое занятие 10	208
		Вспомогательный судовой кран. Устройство и эксплуатация	
	10.1	Цель практического занятия	208
	10.2	Введение. Крановое оборудование судна	208
	10.3	Пневматический привод судового механизма	208
	10.4	Устройство судового вспомогательного крана с пневматическим приводом	221
	10.5	Требования к отчету	228
	10.6	Вопросы к практическому занятию	228
11		Практическое занятие 11	229
		Моечные машинки танков наливных судов. Устройство и эксплуатация. Определение технологических параметров мойки	
	11.1	Цель практического занятия	229
	11.2	Введение.	229
	11.3	Технология механизированной мойки танков	230
	11.4	Моечные машинки	235
	11.5	Определение технологических параметров мойки грузового танка	239
	11.6	Требования к отчету	245
	11.7	Вопросы к практическому занятию	245
		Литература	246

ВВЕДЕНИЕ

Комплексная механизация – это метод выполнения машинами, механизмами, техническими средствами всей совокупности мероприятий, входящих в производственный цикл. Применительно к морскому транспорту это правильные транспортные связи от изготовителя к заказчику. Например, уголь добывается на карьере каким-либо способом, далее транспортируется в порт, где перегружается на транспортное судно. Судно совершает переход в другой порт, где груз перегружается на склад и далее поступает к потребителю. Достижение заданной производительности линии (и порта том числе), например, 25 млн т, может быть обеспечено при создании равнозначных по мощности элементов логистики.

Преимущества реализации комплексной механизации: рост объемов производительности; снижение себестоимости транспортируемой продукции; повышение безопасности операций; выполнение работ, недоступных человеку и соответственно, сокращение фонда заработной платы; сокращение сроков работ и соответственно простоя судов под разгрузкой-загрузкой; улучшение условий труда.

Недостатки очевидны: необходимы серьезные финансовые вложения; возможна неготовность инфраструктуры, в частности портовой; наличие специалистов, управляющих запланированными средствами техники; возможное влияние на окружающую среду: почву, воду, воздух.

На изучаемых далее практических занятиях рассматривается устройство, работа и основы безопасной эксплуатации широко используемых на судах средствах, в совокупности реализующих комплексную механизацию.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1

СУДОВОЙ ГРУЗОВОЙ КРАН. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ. АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРАНА

1.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия:

- ознакомление с широко применяемыми на морских транспортных судах грузовыми кранами с гидравлическим приводом. [1–5].
- изучение конструкции современного судового грузового крана;
- изучение основ обслуживания судового крана
- выполнение энергетического расчета судового грузового крана.

1.2 Введение

Судовые грузовые краны находят широкое применение на современных транспортных судах (рисунок 1.1). Грузовые палубные краны, используемые для комплектации судовых грузоподъемных устройств вертикальной погрузки/разгрузки составляют широкий и разнообразный типоразмерный ряд.

Основные технические характеристики кранов:

- номинальная грузоподъемность (SWL),
- максимальный и минимальный вылеты стрелы,
- грузовой момент,
- угол поворота крана,
- скорость подъема номинального груза,
- скорость изменения вылета стрелы,
- скорость поворота,
- суммарная установленная мощность приводов,
- масса крана.

По назначению и грузоподъемности краны можно разделить на три группы: краны МКО, $SWL = 1 - 5$ т; провизионные краны, $SWL = 0,5 - 3,0$ т; специальные краны (промысловых судов, танкеров, для обслуживания люковых закрытий и т.п.), $SWL = 1,0 - 10,0$ т; главные грузовые краны (главные), $SWL = 10 - 750$ т.

SWL типового судового грузового крана для обработки генеральных грузов $30 - 40$ т (в т.ч. стандартный морской 20 футовый контейнер (20' General Purpose – 1A, 1AA, 1AX) габаритами $6058 \times 2438 \times 2591$ максимальным брутто 24000 кг; 40 футовый морской контейнер (40' General Purpose – 1C, 1CC, 1CX) габаритами $12192 \times 2438 \times 2591$ максимальным брутто 30480 кг) и 45 футовый морской контейнер (45' High-Cube) габаритами $12716 \times 2438 \times 2896$ максимальным брутто 33020 кг).

Вылет современных главных грузовых кранов находится в интервале $12,0 - 32,0$ м и более. Скорость подъема груза на интервале SWL от 10 до 250 т в среднем от 30 м/мин до 5 м/мин; скорость изменения вылета стрелы $40 - 80$ с; частота вращения крана $0,5 - 1,0$ мин⁻¹.

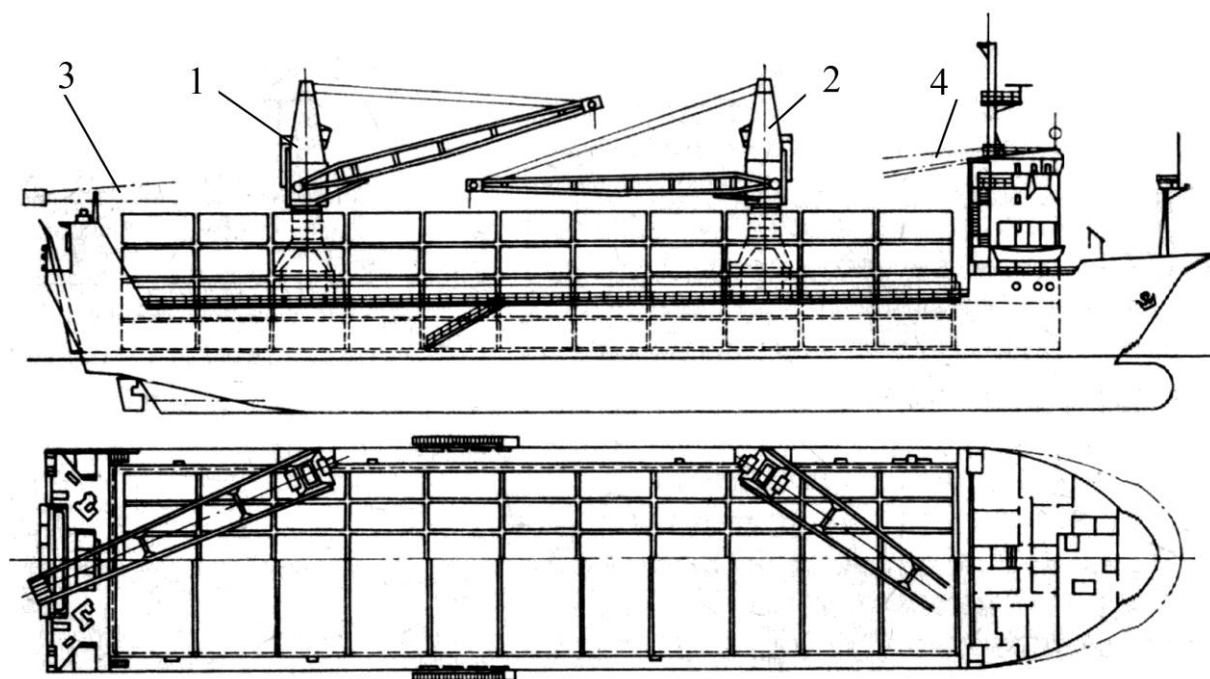


Рисунок 1.1 – Судно-контейнеровоз, оборудованное полноповоротными электрогидравлическими кранами:
1, 2 – главные грузовые краны; 3, 4 – положение грузовых кранов по-походному

В настоящее время с ростом грузоподъемности все главные судовые грузовые краны в своей конструкции применяют полиспаст в механизме подъема вместо одиночного шкентеля грузового гака (рисунок 1.2).

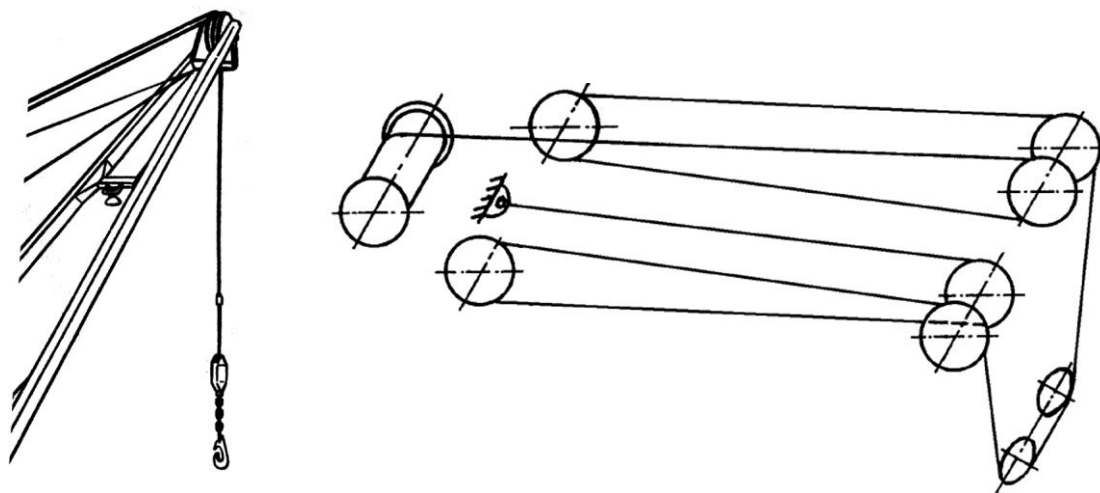


Рис. 1.2 – Схемы навески шкентеля:

а) – стрела с одиночным шкентелем

б) стрела с полиспастом

Применение многократного полиспаста в механизмах кранов позволяет повысить скорость вращения навивного барабана лебедки и упростить редуктор. При той же грузоподъемности имеется возможность использовать канаты меньшего диаметра, снизить диаметры блоков и барабана лебедок. Существенное упрощение крана в механизме изменения вылета стрелы достигается благодаря замене топенанта гидроцилиндрами. При этом исключается бегучий таке-лаж и топенантная лебедка. Введение в состав крана насосного агрегата для питания гидроцилиндров механизма изменения вылета стрелы компенсируется существенным упрощением кинематической и силовой схем крана. Снижается высота башни крана, решается проблема предотвращения опрокидывания стрелы. Для обеспечения требования, ограничивающего отклонение от горизонтали при перемещении груза в диапазоне $\pm 3,5\%$ от диапазона вылета, применяется специальная запасовка шкентеля и определенное размещение их верхних блоков на корпусе крана (рисунок 1.2, б). Механизм поворота кранов основывается на применении комбинированной шаровой или роликовой опоры, на одном из колец которой нарезаны зубья, входящие в зацепление с ведущей шестерней механизма поворота.

Для увеличения вылета стрелы применяется установка главных кранов не вдоль диаметральной плоскости судна, а вдоль борта. Это позволило также существенно увеличить объем грузового пространства для размещения дополнительного груза.

Среди представителей судового кранового оборудования наиболее известны краны следующих компаний: “Hydra Pro”, SWL=2...200 т, США; “MacGregor”, SWL= 5...1000 т; Швеция; “Liebherr Ship Crane”, SWL=5...450 т, Германия; “NMF”, SWL = 20...600 т; Германия; “LMG”, SWL=5...250 т, Германия.

1.3 Устройство судового грузового крана

Рассмотрим конструкцию судового грузового крана (рисунок 1.3).

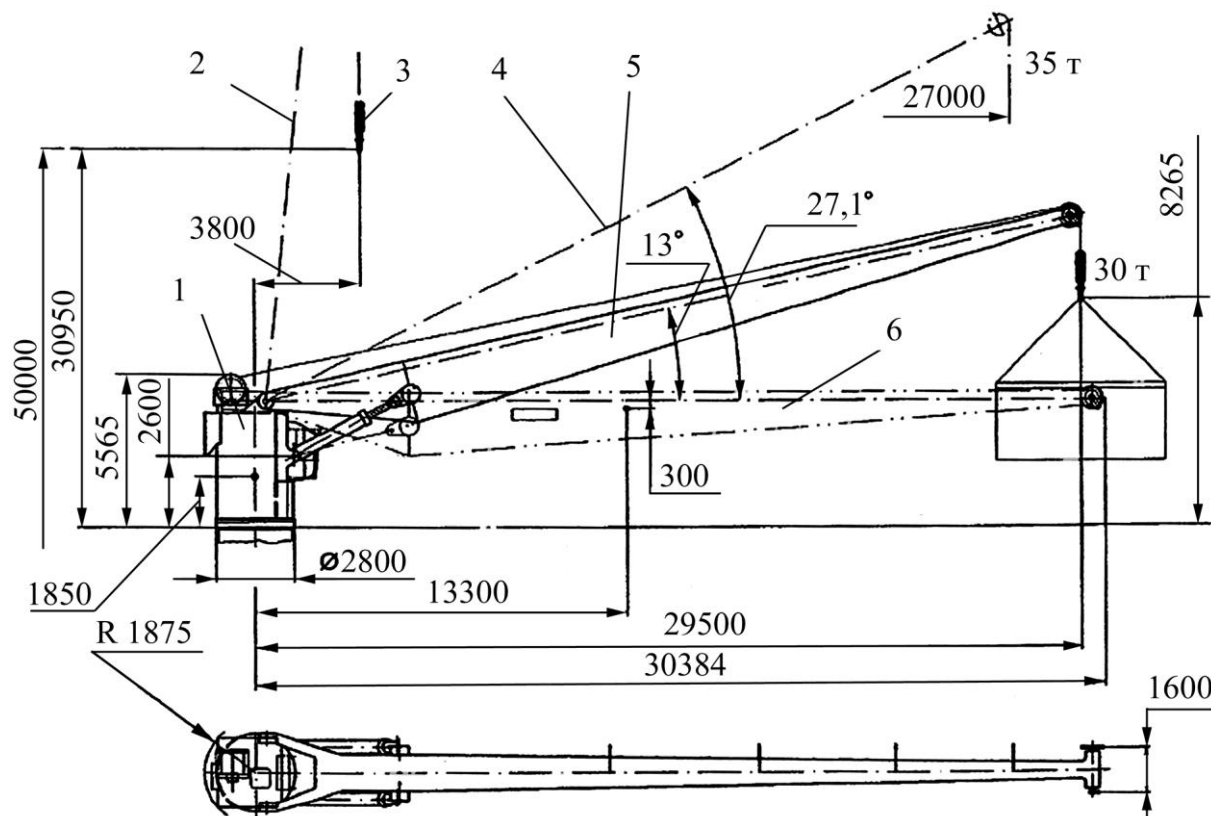


Рисунок 1.3 – Габариты крана HS 35/30 t – 27/29,5:

1 – башня крана; 2 – положение стрелы (осевой линии) в вертикальном положении (в положении строповки крюковой подвески); 3 – крюковая подвеска; 4 – крайнее положение стрелы, обеспечивающее SWL = 35 т; 5 – стрела в крайнем положении, обеспечивающем SWL = 30 т; 6 - положение стрелы в горизонтальном положении (по-походному)

Кран фирмы LMG Lubecker Maschinenbau Gesellschaft mbH типа HS 35/30 t – 27/29,5 m. [5, 6]. Электро-гидравлический кран предназначен для работы с контейнерами и генеральными грузами. Он может быть дооснащен, в случае необходимости, спредером, грейфером и т.п.

Грузоподъемность крана 35 т при вылете стрелы 27 м и 30 т – при вылете 29,5 м. Диапазон температуры окружающей среды, при которой допускается работа – от -25°C до $+45^{\circ}\text{C}$.

Минимальный вылет стрелы 3,8 м, максимальный вылет стрелы под нагрузкой 29,5 м. Максимальная высота подъема груза – 50 м. Частота вращения крана $0,8 \text{ мин}^{-1}$. Скорость подъема груза: при номинальной нагрузке 21 м/мин; при порожнем гаке 40 м/мин. Время изменения вылета стрелы из минимального в максимальное – 72 с. Допустимый дифферент – 5° ; допустимый крен – 2° . Высота поворотной башни крана 1,85 М; диаметр башни – 2,8 м. Масса укомплектованной поворотной башни крана – 27775 кг, масса стрелы в сборе – 22800 кг, масса гидроцилиндров 2х2800 кг, масса шкентеля 784 кг, масса крюковой подвески 1500 кг, масса крана в сборе – 59570 кг [5].

Принципиальная схема энергетической установки (ЭУ) крана представлена на рисунке 1.4. Установка крана содержит основные узлы: насосную станцию А (рисунок 1.4), механизм поворота крана Б; механизм подъема груза В и механизм изменения вылета стрелы Г.

Насосная станция имеет один главный электродвигатель 1, на валу которого установлена раздаточная шестерня. Эта шестерня передает вращение трем ведомым зубчатым колесам, установленным на валах насосов 6, 7 и 16. Зубчатый механизм насосной станции образует мультипликатор. Насос 6 приводит в действие механизм поворота крана; насос 7 – механизм подъема груза; насос 16 – механизм изменения вылета стрелы.

На рисунке 1.5 представлено расположение механизмов ЭУ крана в башне [6].

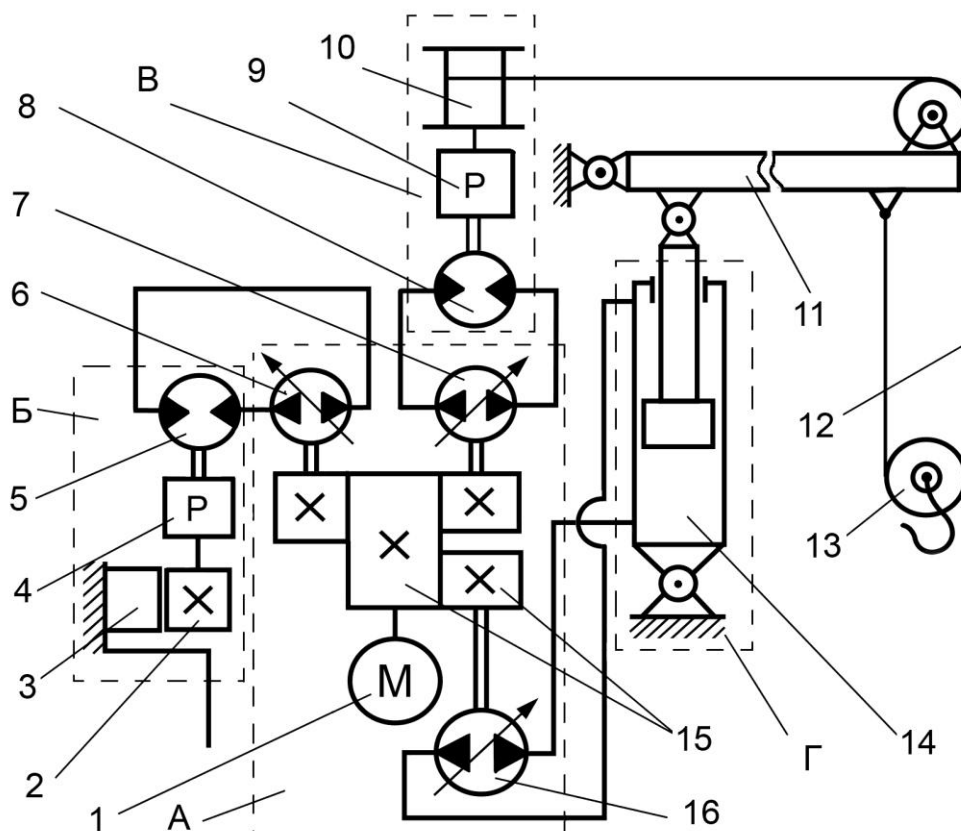


Рисунок 1.4 – Энергетическая установка крана:

- 1 – главный электродвигатель; 2, 3, 15 – зубчатые колеса; 4, 9 – редуктор;
 5, 8 – гидромоторы; 6, 7, 16 – насосы; 10 – грузовой барабан; 11 – стрела; 12 – шкентель;
 13 – крюковая подвеска; 14 – гидроцилиндр
 А – насосная станция; Б – механизм поворота крана; В – механизм поворота груза;
 Г – механизм изменения вылета стрелы

Башня крана поворотная, оснащена механизмом поворота, насосной станцией и кабиной. В верхней части башни расположен механизм подъема (рисунок 1.5). Кабина крана оснащена эргономичным сидением, тепловентилятором, широкоэкранным операционным монитором, широкоугольным окном, люком в днищевой части кабины (люк имеет возможность открываться в обе стороны, кабина закреплена на башне крана посредством упругих амортизаторов).

Стрела, коробчатой клинообразной формы, установлена на цапфы на подшипниках скольжения может поворачиваться в вертикальной плоскости, изменяя вылет. На ноке стрелы установлены блоки полиспаста.

Характеристики энергетической установки крана: электродвигатель мощностью 160 кВт с частотой вращения 1775 мин^{-1} ; приводит в действие через трехпоточный мультипликатор с передаточным отношением 0,65 насосы.

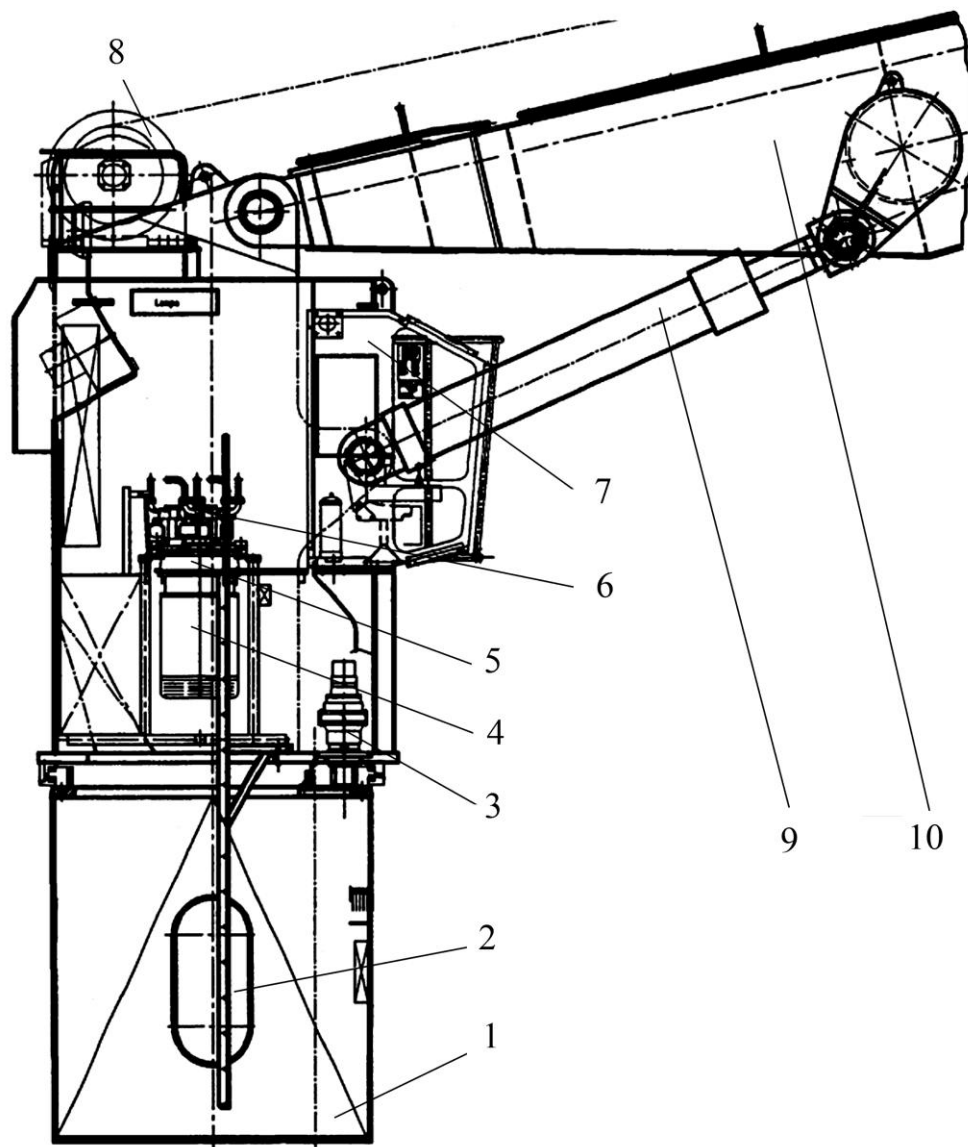


Рисунок 1.5 – Расположение механизмов крана:

1 – колонна; 2 – вход; 3 – механизм поворота крана; 4 – приводной электродвигатель;
5 – трехпоточный редуктор; 6 – насосы механизмов крана; 7 – кабина; 8 – механизм
подъема груза; 9 – гидроцилиндр; 10 – стрела

Насосы преобразуют энергию потока в механическую энергию в гидромоторах и гидроцилиндрах, реализуя замкнутую систему циркуляции рабочей жидкости.

Механизм подъема груза включает барабан с двухслойной намоткой кабеля, встроенный планетарный редуктор, дисковый нормально-замкнутый тормоз и гидравлический привод (рисунок 1.6). Крутящий момент на грузовом барабане $80040 \text{ Н}\cdot\text{м}$; крутящий момент вала гидромотора $695/348 \text{ Н}\cdot\text{м}$; скорость троса $44/88 \text{ м/с}$; частота вращения грузового барабана $17,2/34,4 \text{ мин}^{-1}$; частота вращения вала гидромотора $1530/3950 \text{ мин}^{-1}$; передаточное число редуктора

116,18. Длина шкентеля 103 м. Давление рабочей жидкости на гидротормозе 1,8...2,4 МПа; рабочее давление на гидромоторе 31,5 МПа. Динамический тормозной момент 1450 Н·м; статический тормозной момент 1750 Н·м. Рабочая жидкость – масло Mobilgear HP222, VG 220.

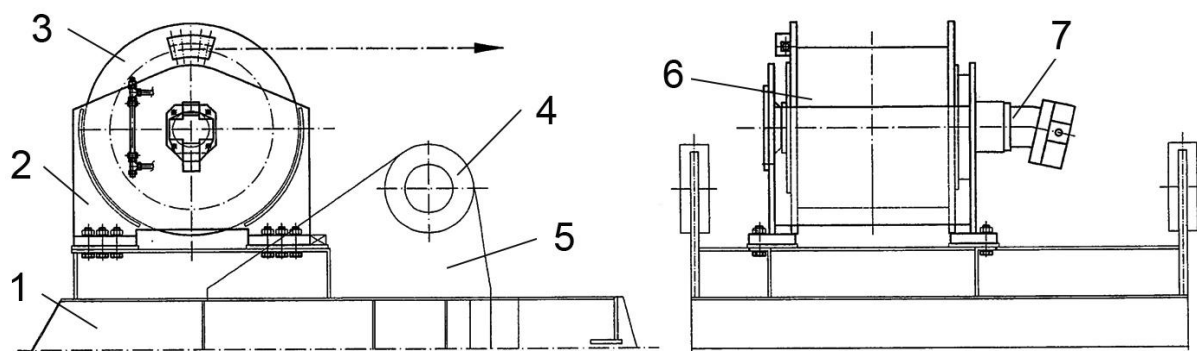


Рисунок 1.6 – Схема механизма подъема груза:

1 – башня крана; 2 – рама лебедки; 3 – реборда барабана; 4 – обух опор стрелы;
5 – кницы; 6 – обечайка барабана; 7 - гидромотор

Устройство лебедки представлено на рисунке 1.7. Вращающий момент с выходного вала 6 гидромотора 7 через промежуточный вал 9 подается на трехступенчатый планетарный редуктор 10.

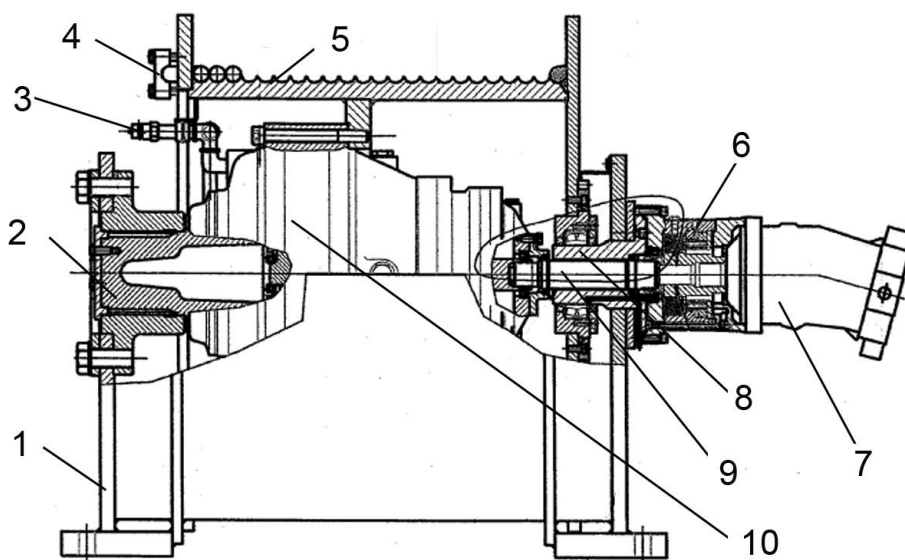


Рисунок 1.7 – Устройство грузовой лебедки:

1 – фундаментная рама; 2 – левая ступица барабана; 3 – штуцер для заливки масла в редуктор; 4 – крепление каната на реборде; 5 – обечайка барабана; 6 – выходной вал гидротормоза; 7 – гидромотор; 8 – правая ступица барабана;
9 – промежуточный вал; 10 - редуктор

Левая опора барабана 2 служит осью для вращающегося относительно нее редуктора 10. Корпус редуктора закреплен винтами на силовом кольце, приваренном на внутренней стороне обечайки 5 грузового барабана.

Грузовая лебедка содержит навивной барабан длиной канатной части 760 мм; диаметром (до осевой линии каната первого слоя) 800 мм. Во внутренней полости барабана установлен трехступенчатый планетарный редуктор передаточным отношением 110. Скорость навивки каната 44/88 м/мин. Навивка шкентеля на барабан – двухслойная. Диаметр шкентеля 32 мм, длина 145 м, предел прочности каната – 1770 МПа, рабочие нагрузки 186,4 кН, минимальная разрывная нагрузка – 849,7 кН. Привод – гидравлический. Гидродвигатель типа А6VM160EP2D/63W1.

На рисунке 1.8 представлена силовая связь между гидромотором и ведущим валом редуктора механизма подъема груза. Неподвижная ступица 10 закреплена на фундаментной раме 9. На правой стороне ступицы закреплен фланец 11 гидромотора. Левая часть ступицы 10 служит опорой для реборды барабана 6. Опора представляет собой установленный в корпусе подшипник 7, защищенный уплотнениями. Гидромотор на выходе включает дисковый нормально-замкнутый тормоз с гидравлическим приводом.

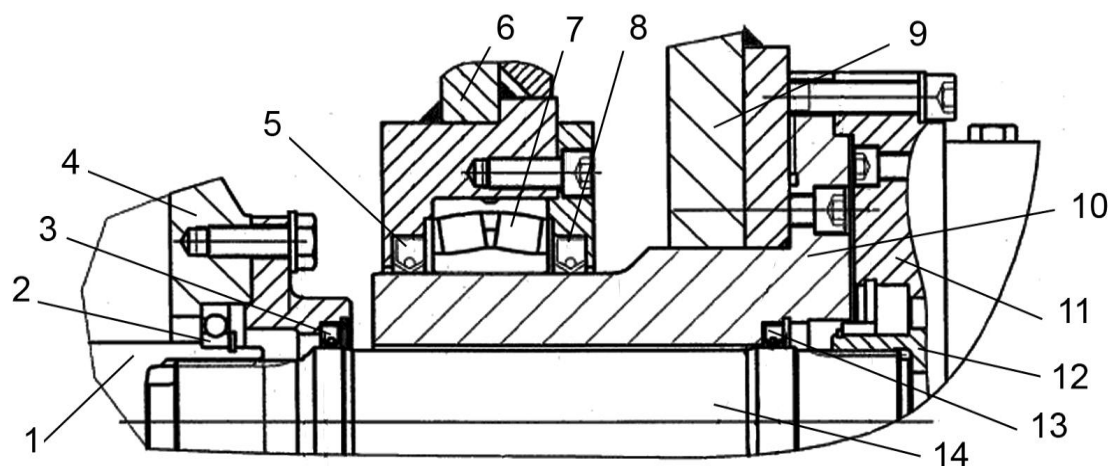


Рисунок 1.8 – Узел передачи крутящего момента от гидромотора к барабану:
1 – входной вал редуктора; 2, 7 – подшипники; 3, 5, 8, 13 – уплотнения; 4 – крышка редуктора; 6 – реборда барабана; 9 – фундаментная рама; 10 – ступица; 11 – фланец гидромотора; 12 – выходной вал гидротормоза; 14 – промежуточный вал

Промежуточный валик 14 правой шлицевой частью установлен в выходную шлицевую втулку 12 гидротормоза.левой шлицевой частью промежуточ-

ный валик введен в ведущий вал 1 планетарного редуктора. Промежуточный валик оснащен уплотнениями 3 и 13.

Кран содержит три механизма поворота крана (рисунок 1.9). Каждый механизм поворота крана представляет собой гидроприводной планетарный редуктор с мощной выходной шестерней ($z = 10$). Гидромотор на выходе включает дисковый нормально-замкнутый тормоз с гидравлическим приводом.

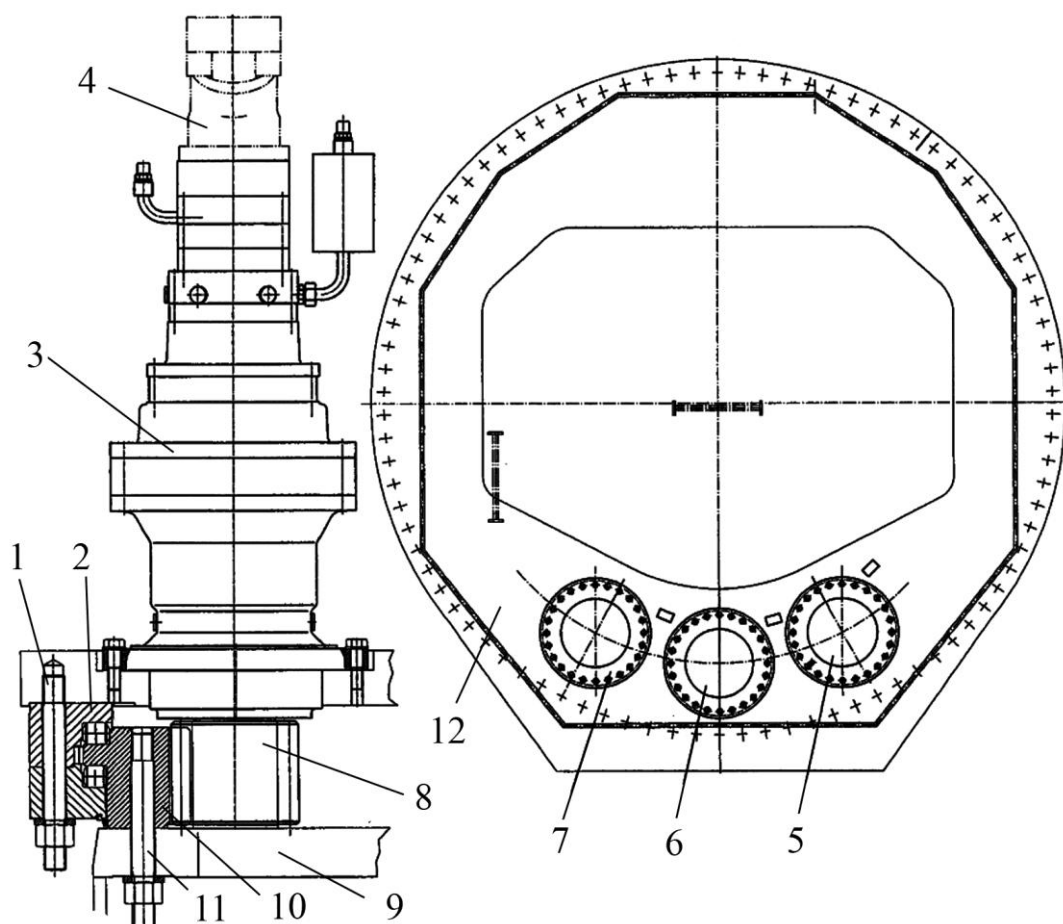


Рисунок 1.9 – Механизм поворота крана:

1, 11 – шпильки; 2 – упорный подшипник; 3 – редуктор; 4 – гидромотор;
5, 6, 7 – механизмы поворота крана; 8 – ведущая шестерня; 9 – платформа баллера крана;
10 – ведомая шестерня; 12 – платформа башни

На зубчатом венце шестерни поворота крана нарезано 143 зуба модулем 16 мм. Частота вращения ведущей шестерни механизма поворота крана $12,5 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число механизма поворота крана 127, 41. Модуль зубьев – 16, ширина зубчатого венца – 170 мм. Гидродвигатель типа A2FM 63/61 W – RABO2.

На рисунке 1.10 представлено устройство дискового тормоза с гидравлическим управлением, на рисунке 1.11 – промежуточный валик. Внешний диаметр дисков 2 образуют с внутренней поверхностью корпуса 5 шлицевую поверхность, а внутренний диаметр дисков 1 образуют с наружной поверхностью 4 (рисунок 1.11) промежуточного вала также шлицевое соединение. При отсутствии давления масла, подаваемого через штуцер 6, ослабленные пружины сжатия 8 прижимают поршень 10 к дискам 1 и 2. Между дисками возникает сила трения, которая зависит от площади контакта и количества дисков. При подаче масла под давлением через штуцер 6 в кольцевой зазор между уплотнениями 7 и 9 поршень перемещается вправо, что снимает сцепление между дисками.

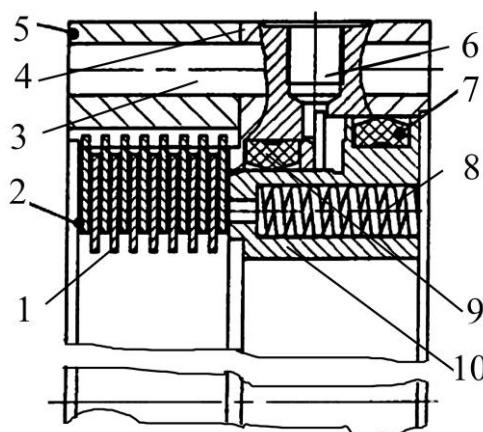


Рисунок 1.10 – Устройство тормоза:
1, 2 – тормозные диски; 3 – крепежное отверстие; 4 – поршневая втулка;
5 – корпус; 6 – штуцер; 7, 9 – уплотнения;
8 – пружина; 10 – поршень

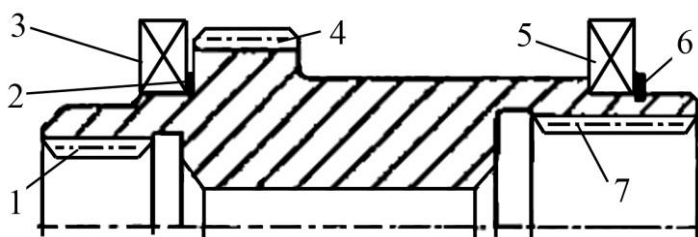


Рисунок 1.11 – Промежуточный валик:
1, 4, 7 – шлицы; 2 – установочная шайба;
3, 5 – подшипники; 6 – пружинная шайба

Промежуточный валик (рисунок 1.11) соединяет выходной вал гидромотора и ведущий вал редуктора, а шлицевая поверхность 4 входит в зацепление с дисками 1 (рисунок 1.10). Вал установлен на подшипниках 3 и 5, расположенных в крышках гидротормоза.

Гидроцилиндры механизма вылета стрелы имеют внутренний диаметр 350 мм, диаметр штока – 210 мм, ход штока 2700 мм, длина гидроцилиндра – 3800 мм. Скорость выдвижения штока 0,05 м/мин. Давление рабочей жидкости – 40,0 МПа.

Кран оснащен механизмами останова в предельных состояниях. Механизм подъема груза оснащен остановами по максимальному и минимальному положению гака, по максимальной грузоподъемности. Механизм изменения вылета стрелы оснащен остановами по максимальному и минимальному углу

поворота стрелы. Механизм поворота крана оснащен остановом по предельному углу поворота.

На рисунке 1.12 представлен пульт управления крана. При старте все тумблеры должны быть поставлены в нулевое положение. Поворотом ключа 11 дается разрешение на включение крана. При старте крана нажатием кнопки 5 включается электродвигатель энергоустановки крана. Через 15 с кран готов к работе, о чем указывает включение зеленой лампы 3. Поворотным тумблером 15 включается освещение кабины. Перед началом работы нажатием кнопки 6 может быть дан звуковой сигнал для рабочего персонала, случайно находящегося в опасной зоне.

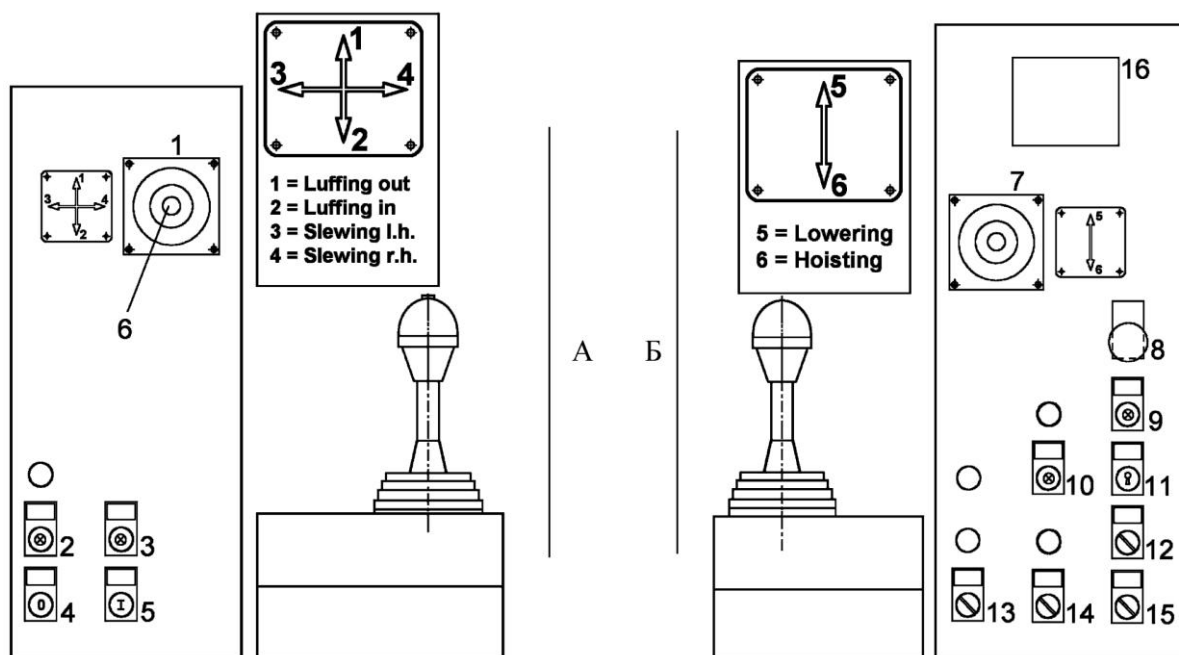


Рисунок 1.12 – Пулт управления краном HS 35/30 t – 27/29,5:

- 1 – манипулятор управления механизмами поворота крана и изменения вылета стрелы;
- 2 – сигнальная лампочка аварийной ситуации (красная); 3 – сигнальная лампочка нормальных рабочих условий (зеленая); 4 – кнопки останова (красная); 5 – кнопка пуска (зеленая); 6 – кнопка гудка; 7 - манипулятор управления подъемом (спуском) груза;
- 8 – кнопка аварийной остановки; 9 - сигнальная лампочка перегрузки (красная); 10 - сигнальная лампочка максимальной допустимой нагрузки (желтая);
- 11 – ключ-кнопка управления; 12 – тумблер включения стеклоочистителя; 13 – тумблер включения аварийного освещения (красного); 14 – тумблер включения рабочего освещения; 15 – тумблер включения освещения кабины; 16 – экран монитора

В случае ненормальной работы крана прекращение работы крана может быть осуществлено нажатием кнопки аварийного останова 8. Управление механизмами крана (в т.ч. направлением и скоростью перемещений) осуществляется манипуляторами 1 и 7. При достижении стрелой крайних положений управление последней в опасных направлениях прекращается. При этом на

панели загорается желтая лампочка (10). При достижении крюковой подвески крайних положений управление в опасных направлениях прекращается. Для остановки крановых механизмов нажать кнопку 4. По окончании работы механизмы отключатся при достижении температуры рабочей жидкости в маслоохладителе, бустерном насосе или в кабине менее 50°C.

1.4 Обслуживание судового грузового крана [6, 7]

Механизм подъема груза. Объем заливаемого трансмиссионного масла 12,5 л (Gear Oil C-LP220 или Mobilgear 630, Shell Omala 220); первая смена масла после 200 часов работы, дальнейшая смена после 1500 часов работы, но не реже одного раза в год. Перед каждой сменой масла производить чистку механизма горячим маслом температурой около 80 °C.

Механизм поворота крана. Объем заливаемого трансмиссионного масла 3 редуктора по 13 л (Gear Oil C-LP220 - Mobilgear 630 (Mobil), Shell Omala 220 (Shell)); первая смена масла после 150 часов работы, дальнейшая смена после 1500 часов работы, но не реже одного раза в год. Перед каждой сменой масла производить чистку механизма горячим маслом температурой около 80 °C.

Объем масла для одного гидравлического тормоза – один литр. Масло - соответствующее гидродвигателю: гидравлическое масло VG 46 (Hydraulic oil VG 46 Quality - DTE 15 (Mobil), Tellus Oel T46(Shell)).

Ежемесячно подшипники скольжения опор стрелы (4 точки); гидроцилиндров (4 точки); механизм поворота (20 точек), полиспаht крюковой подвески (4 точки) смазываются через нипеля прессмасленками многоцелевой смазкой (Multi-purpose grease K-L2K - Mobilux 2 (Mobil), Alvania Fett R2 (Shell)).

Ежеквартально шкентель смазывается смазкой для канатов (Mobilarma 798 (Mobil), Cardium Fluid C (Shell)).

Замена масла в гидравлической системе (630 л) осуществляется через каждые 2000 - 3000 часов наработки.

Ежедневно контролируется уровень масла в механизмах крана; температура масла; проверяются фильтры; определяются внешние утечки. Проверяется настройка клапанов регулирования давления и расхода.

1.5 Определение энергетических характеристик судового грузового крана

Цель расчета – определение потребной мощности и необходимого крутящего момента механизмов крана. Составляющие моментов механизмов крана приводятся к выходному валу соответствующего гидромотора. Потребная мощность оценивается для приводного электродвигателя [2, 4, 5].

1.5.1 Механизм подъема груза.

Обозначения в формулах: G – грузоподъемность, т; D – диаметр барабана, м; ω – угловая скорость выходного вала гидромотора, с^{-1} ; u – передаточное число редуктора; i – кратность полиспаста; t – время разгона, с; k – коэффициент приведения моментов инерции вращающихся масс механизма к валу гидромотора; I – момент инерции ротора гидромотора, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; η – КПД механизма, где η_c – суммарный КПД гидропривода механизма подъема; частота вращения соответствующего выходного вала гидромотора $\omega_{\text{ГМ}}$ и вала электродвигателя $\omega_{\text{ЭД}}$

1.5.1.1 Статический момент на валу гидромотора $T_{\text{СТ}}$, Н·м:

$$T_{\text{СТ}} = \frac{1000 \cdot G \cdot g \cdot m \cdot D}{2 \cdot i \cdot u \cdot \eta} . \quad (1.1)$$

1.5.1.2 Момент инерции вращающихся масс $T_{\text{ИБ}}$, Н·м:

$$T_{\text{ИБ}} = \frac{k \cdot \omega_{\text{ГМ}} \cdot I}{t} . \quad (1.2)$$

1.5.1.3 Момент сил инерции груза $T_{\text{ИГ}}$, Н·м:

$$T_{\text{ИГ}} = \frac{1000 \cdot G \cdot \omega_{\text{ГМ}} \cdot D^2}{4 \cdot (i \cdot u)^2 \cdot t \cdot \eta} . \quad (1.3)$$

1.5.1.4 Крутящий момент T (Н·м) на валу приводного электродвигателя:

$$T = T_{\text{СТ}} + T_{\text{ИБ}} + T_{\text{ИГ}} . \quad (1.4)$$

1.5.1.5 Мощность N (кВт) приводного ЭД:

$$N_{\text{пр}} = T \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{-1}. \quad (1.5)$$

1.5.2 Механизма поворота крана

Расчет механизма поворота крана сводится к определению суммарного момента сопротивления и его составляющих. В формулах введены следующие обозначения: где, G_1 – грузоподъемность, т; G_2 – масса стрелы, т; G_3 – масса поворотной части крана без стрелы, т; L_1 – вылет крана, м; L_2 – расстояние от центра масс стрелы до оси вращения крана, м; R – расстояние от центра масс поворотной части до оси вращения крана, м; ω – угловая скорость крана, с^{-1} ; t – время разгона, с; $u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора; $u_{\text{зп}}$ – передаточное число зубчатой передачи ОПУ; $\eta_{\text{мп}}$ – суммарный КПД механизма подъема; f – приведенный коэффициент трения в ОПУ; $R_{\text{опу}}$ – радиус установки тел качения ОПУ, м; θ – угол крена; ψ – угол между осью вращения стрелы и плоскостью шпангоута; p – распределенная ветровая нагрузка, (принимать $p = 400$ Па); $K_{\text{в}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность ветра ($K_{\text{в}} = 1, 4 \dots 2,2$);

Угловая скорость ω крана определяется следующим образом $\omega = (2 \cdot \pi \cdot n) / 60$, где n – частота вращения крана, мин^{-1}

1.5.2.1 Момент сил инерции $T_{\text{и}}$, (Н·м) при разгоне (торможении) в механизме поворота крана:

$$T_{\text{и}} = 10^3 \cdot (G_1 \cdot L_1^2 + G_2 \cdot L_2^2 + G_3 \cdot R^2) \cdot \frac{\omega}{t} \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{мп}}} \right) \quad (1.6)$$

1.5.2.2 Момент сопротивления $T_{\text{тр}}$, (Н·м) вращению крана от трения в опорно-поворотном устройстве (ОПУ):

$$T_{\text{тр}} = 10^3 \cdot f \cdot g \cdot (G_1 + G_2 + G_3) \cdot R_{\text{опу}} \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{мп}}} \right) \quad (1.7)$$

1.5.2.3 Момент, возникающий при крене крана $T_{\text{кр}}$, (Н·м):

$$T_{KP} = 10^3 \cdot g \cdot L_1 \cdot (G_1 + 0,5 \cdot G_2) \cdot \sin \theta \cdot \sin \psi \cdot \left(\frac{1}{u_{PED} \cdot u_{3П} \cdot \eta_{МП}} \right) \quad (1.8)$$

1.5.2.4 Момент от сил ветра, приведенный к выходному валу гидромотора:

$$T_B = 0,7 \cdot L \cdot p \cdot K_B \cdot 2 \cdot G_1 \cdot \left(\frac{1}{u_{PED} \cdot u_{3П} \cdot \eta_{МП}} \right) \quad (1.9)$$

1.5.2.5 Суммарный момент сопротивления T_Σ :

$$T_\Sigma = T_{II} + T_{TP} + T_{KP} + T_B \quad (1.10)$$

1.5.2.6 Мощность $N_{МП}$ (кВт) приводного ЭД:

$$N_{МП} = T_\Sigma \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{ЭД} \cdot \eta_G^{-1} \quad (1.11)$$

1.5.3 Механизм изменения вылета стрелы.

Мощность N_{BC} (кВт) приводного ЭД определяется т.о.:

$$N_{BC} = (p_{ГЦ} \cdot 10^6) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{ГЦ}^2) \right) \cdot \left(\frac{v_{ГЦ}}{60} \right) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{\eta_o} \quad (1.12)$$

где $p_{ГЦ}$ – давление в гидроцилиндре, МПа; $D_{ГЦ}$ – внутренний диаметр гидроцилиндра, м; $v_{ГЦ}$ – скорость выдвижения гидроцилиндра, м/с; η_o – суммарный КПД механизма изменения вылета стрелы.

1.6 Пример расчета энергетических характеристик крана

Исходные данные;

Механизма подъема груза: грузоподъемность крана: $G_1 = 35$ т; диаметр барабана: $D = 0,8$ м; частота вращения выходного вала гидромотора: $n = 1530$ мин⁻¹; $\omega =$, с⁻¹; передаточное число редуктора: $u=108$; кратность полиспаста: $i = 2$; время разгона: $t = 2$ с; коэффициент приведения моментов инерции вращающихся масс механизма к валу гидромотора: $k = 1,17$; момент инерции рото-

ра гидромотора: $I = 1,6 \text{ кг} \cdot \text{м}$; КПД механизма подъема груза: $\eta_r = 0,84$; частота вращения вала электродвигателя: $n = 1530 \text{ мин}^{-1}$.

Механизм поворота крана: масса стрелы: $G_2 = 22,8 \text{ т}$; масса поворотной части крана без стрелы: $G_3 = 27,8 \text{ т}$; вылет крана: $L_1 = 29,5 \text{ м}$; расстояние от центра масс стрелы до оси вращения крана: $L_2 = 13,3 \text{ м}$; расстояние от центра масс поворотной части до оси вращения крана: $R = 0,15 \text{ м}$; частота вращения крана $n_{кр} = 0,8 \text{ мин}^{-1}$; время разгона механизма поворота $t = 5 \text{ с}$; передаточное число редуктора: $u_{ред} = 127,4$; передаточное число зубчатой передачи ОПУ: $u_{зп} = 15,8$; суммарный КПД механизма поворота крана: $\eta_{мп} = 0,86$; приведенный коэффициент трения в ОПУ: $f = 0,01$; радиус установки тел качения ОПУ: $R_{опу} = 1,25 \text{ м}$; угол крена $\theta = 3^\circ$; угол между осью вращения стрелы и плоскостью шпангоута $\psi = 3^\circ$; распределенная ветровая нагрузка: $p = 400 \text{ Па}$; коэффициент, учитывающий динамичность ветра $K_B = 1,3$; частота вращения вала электродвигателя: $n = 1530 \text{ мин}^{-1}$.

Механизм изменения вылета стрелы: давление в гидроцилиндре $p_{гц} = 40 \text{ МПа}$; внутренний диаметр гидроцилиндра $D_{гц} = 0,35 \text{ м}$; скорость выдвижения гидроцилиндра $v_{гц} = 0,05 \text{ м/с}$; суммарный КПД механизма изменения вылета стрелы $\eta_o = 0,88$.

1.6.1 Механизм подъема груза.

1.6.1.1 Статический момент на валу гидромотора:

$$T_{ст} = \frac{1000 \cdot G_1 \cdot g \cdot m \cdot D}{2 \cdot i \cdot u \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 35 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,8}{2 \cdot 2 \cdot 108 \cdot 0,86} = 739 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угловая скорость ротора гидродвигателя:

$$\omega_{гм} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1530}{60} = 160 \text{ с}^{-1};$$

1.6.1.2 Момент инерции вращающихся масс:

$$T_{ив} = \frac{k \cdot \omega_{гм} \cdot I}{t} = \frac{1,17 \cdot 160 \cdot 1,6}{2} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

1.6.1.3 Момент сил инерции груза:

$$T_{\text{ИГ}} = \frac{1000 \cdot G_1 \cdot \omega_{\text{ГМ}} \cdot D^2}{4 \cdot (i \cdot u)^2 \cdot t \cdot \eta} = \frac{1000 \cdot 35 \cdot 160 \cdot 0,8^2}{4 \cdot (2 \cdot 108)^2 \cdot 2 \cdot 0,86} = 11,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.6.1.4 Крутящий момент T (Н·м) на выходном валу гидродвигателя:

$$T = T_{\text{СТ}} + T_{\text{ИБ}} + T_{\text{ИГ}} = 739 + 150 + 11,2 = 900,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.6.1.5 Мощность механизма подъема груза:

$$N_{\text{ИГ}} = T_{\Sigma} \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{Г}}^{-1} = 900,4 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(1530 \cdot 2 \cdot \pi)}{60} \cdot 0,84^{-1} = 171,7 \text{ кВт}.$$

1.6.2 Механизм поворота крана

Угловая скорость поворота крана

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,8}{60} = 0,084 \text{ с}^{-1}.$$

1.6.2.1 Момент сил инерции $T_{\text{И}}$,

$$T_{\text{И}} = 10^3 \cdot (G_1 \cdot L_1^2 + G_2 \cdot L_2^2 + G_3 \cdot R^2) \cdot \frac{\omega}{t} \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{РЕД}} \cdot u_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{МП}}} \right) =$$

$$\frac{1000 \cdot (35 \cdot 29,5^2 + 22,8 \cdot 13,3^2 + 27,8 \cdot 0,15^2) \cdot 0,084}{5 \cdot 127,4 \cdot 15,8 \cdot 0,86} = 334,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

1.6.2.2 Момент сопротивления вращению крана от трения в ОПУ.

$$T_{\text{ТР}} = 10^3 \cdot f \cdot g \cdot (G_1 + G_2 + G_3) \cdot R_{\text{ОПУ}} \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{РЕД}} \cdot u_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{МП}}} \right) =$$

$$\frac{1000 \cdot 0,01 \cdot 9,81 \cdot (35 + 22,8 + 27,8) \cdot 1,25}{127,4 \cdot 15,8 \cdot 0,86} = 6,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

1.6.2.3 Момент, возникающий при крене крана:

$$T_{\text{КР}} = 10^3 \cdot g \cdot L_1 \cdot (G_1 + 0,5 \cdot G_2) \cdot \sin \theta \cdot \sin \psi \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{РЕД}} \cdot u_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{МП}}} \right) =$$

$$\frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 29,5 \cdot (35 + 22,8) \cdot \sin(\pi \cdot 3/180) \cdot \sin(\pi \cdot 3/180)}{127,4 \cdot 15,8 \cdot 0,86} = 26,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

1.6.2.4 Момент от сил ветра:

$$T_B = 0,7 \cdot L_1 \cdot p \cdot K_B \cdot 2 \cdot G_1 \cdot \left(\frac{1}{u_{PED} \cdot u_{3\Pi} \cdot \eta_{MP}} \right) =$$

$$0,7 \cdot 29,5 \cdot 400 \cdot 1,3 \cdot 2 \cdot 35 \cdot (127,4 \cdot 15,8 \cdot 0,86)^{-1} = 434,2 \text{ } H \cdot m$$

1.6.2.5 Суммарный момент сопротивления T_{Σ} :

$$T_{\Sigma} = T_H + T_{TP} + T_{KP} + T_R = 333,6 + 4,385 + 22,2 + 434,2 = 801,4 \text{ H} \cdot \text{M}.$$

5.2.6 Мощность $N_{\text{МП}}$ приводного ЭД:

$$N_{MP} = T_{\Sigma} \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{\mathcal{D}} \cdot \eta_{\Gamma}^{-1} = 801,4 \cdot \left(\frac{1530 \cdot 2 \cdot \pi}{60} \right) \cdot \frac{1}{0.86} = 149,2 \text{ } \kappa Bm$$

1.6.3 Механизм изменения вылета стрелы.

Мощность приводного ЭД:

$$N_{BC} = (p_{IU} \cdot 10^6) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_{IU}^2) \right) \cdot \left(\frac{v_{IU}}{60} \right) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{\eta_o} =$$

$$2 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,35^2 \cdot \frac{0,05}{60} \cdot 10^{-3} \cdot 0,75^{-1} = 8,6 \text{ } \kappa Bm$$

1.7 Порядок выполнения работы

1.7.1 Изучить настоящие МУ.

1.7.2 На основании раздела 5 выполнить расчет гидропрессового соединения лопастной судовой рулевой машины. Исходные данные выбирать на основании таблицы 1.1.

Таблица 1.1 - Исходные данные для оценочного расчета крана

№	Параметр	Последняя цифра зачетки									
		3									
1	2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Механизма подъема груза											
1	Грузоподъемность крана G_1 (т)	30	35	40	45	30	35	40	45	30	35
2	Диаметр барабана D (м)	0,65	0,7	0,8	0,85	0,65	0,7	0,8	0,85	0,65	0,7
3	Частота вращения выходного вала МПГ n мин ⁻¹	1450	1470	1500	1520	1450	1470	1500	1520	1450	1470
4	Передаточное число редуктора МПГ u (-)	100	102	104	106	108	110	112	114	116	118
5	Кратность полиспаста i (-)	2									

6	Время разгона МПГ t (с);	2	2,5	3	2	2,5	3	2	2,5	3	2,5
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
7	Коэффициент приведения моментов инерции вращающихся масс механизма к валу гидромотора k (-)	1,17	1,18	1,19	1,20	1,22	1,22	1,23	1,15	1,16	1,17
8	Момент инерции ротора гидромотора I (кг·м)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
9	КПД механизма подъема груза η_{Γ} (-)	0,84									
10	Частота вращения вала э/д n (мин ¹)	1500									
Механизм поворота крана											
11	Грузоподъемность крана G_1 (т)	30	35	40	45	30	35	40	45	30	35
12	Масса стрелы G_2 (т)	$0,8 \cdot G_1$									
13	Масса поворотной части крана без стрелы G_3 (т)	$0,9 \cdot G_1$									
14	Вылет крана L_1 (м)	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
15	Расстояние от центра масс стрелы до оси вращения крана L_2 (м)	$0,5 \cdot L_1$									
16	Расстояние от центра масс поворотной части до оси вращения крана: R (м)	0,1	0,15	0,2	0,25	0,1	0,15	0,2	0,25	0,1	0,15
17	Частота вращения крана $n_{кр}$ (мин ⁻¹)	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55
18	Время разгона механизма поворота t (с)	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
19	Передаточное число редуктора МПК: $u_{РЕД}$ (-)	120	110	100	90	130	120	110	100	90	120
20	Частота вращения вала электродвигателя: n (мин ⁻¹).	1530									
21	Частота вращения выходного вала гидромотора n (мин ⁻¹).	1530									
22	Передаточное число зубчатой передачи ОПУ $u_{ЗП}$ (-)	$u_{ЗП} = \frac{n}{(n_{кр} \cdot n_{РЕД})}$									
23	Суммарный КПД механизма поворота крана $\eta_{МП}$ (-)	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,88	0,80	0,82	0,84	0,86
24	Приведенный коэффициент трения в ОПУ f (-)	0,01	0,005	0,01	0,005	0,01	0,005	0,01	0,005	0,01	0,005

25	Радиус установки тел качения ОПУ $R_{ОПУ}$ (м)	1,2	1,3	1,4	1,5	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6	1,5
26	Угол крена θ (°)	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
27	Угол между осью вращения стрелы и плоскостью шпангоута ψ (°)	2	3	4	2	3	4	2	3	4	3
28	Распределенная ветровая нагрузка p (Па)	400									
29	Коэффициент, учитывающий динамичность ветра K_B (-)	1,3									
Механизм изменения вылета стрелы											
30	Давление в гидроцилиндре $p_{ГЦ}$ (МПа)	22	25	28	32	40	44	22	25	28	32
31	Внутренний диаметр гидроцилиндра $D_{ГЦ}$ (м)	0,35									
32	Скорость выдвижения гидроцилиндра $v_{ГЦ}$ (м/с)	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
33	Суммарный КПД механизма изменения вылета стрелы η_0 (-)	0,88									

Расчеты рекомендуется выполнять с применением вычислительной техники, например, в программных продуктах Microsoft Excel или Mathcad.

Сделать выводы.

1.8 Требования к отчету

1.8.1. Отчет выполняется на листах формата А4.

1.8.2 Отчет должен содержать:

- название;
- цель работы;
- структурную схему СЭУ крана;
- расчет в соответствии с разделом 1. настоящих МУ;
- выводы.

1.9 Вопросы к контрольной работе

1. Представить классификацию судовых грузовых кранов.
2. Перечислить технические характеристики судовых кранов.
3. Представить классификацию типов шкентеля по выигрышу в силе.

4. Графически указать причины появления отклонения от горизонтали центра тяжести груза при изменении вылета стрелы.

5. Перечислить технические характеристики судового крана HS 35/30 t – 27/29,5.

6. Описать схему СЭУ крана HS 35/30 t – 27/29,5.

7. Описать механизм поворота HS 35/30 t – 27/29,5.

8. Описать механизм подъема груза крана HS 35/30 t – 27/29,5.

10. Описать механизм изменения вылета стрелы крана HS 35/30 t – 27/29,5.

11. Описать устройство и работу дискового тормоза гидромоторов крана HS 35/30 t – 27/29,5.

12. Охарактеризовать элементы управления панели крана HS 35/30 t – 27/29,5.

13. Описать периодичность смены масла механизма подъема груза.

14. Описать периодичность смены масла механизма поворота крана.

15. Описать периодичность обслуживания подшипников скольжения стрелы.

16. Указать составляющие крутящего момента на приводном валу гидромотора.

17. Охарактеризовать параметры элементов механизма подъема груза, от которых зависит статический момент на валу гидромотора.

18. Охарактеризовать параметры элементов механизма подъема груза, от которых зависит момент инерции вращающихся масс.

19. Охарактеризовать параметры элементов механизма подъема груза, от которых зависит момент сил инерции груза.

20. Охарактеризовать параметры элементов механизма поворота крана, от которых зависит момент сил инерции при разгоне.

21. Охарактеризовать параметры элементов механизма поворота крана, от которых зависит момент сопротивления вращению крана от трения в ОПУ.

22. Охарактеризовать параметры элементов механизма поворота крана, от которых зависит момент, возникающий при крене крана.

23. Охарактеризовать параметры элементов механизма поворота крана, от которых зависит момент сил ветра.

24. Охарактеризовать параметры элементов механизма изменения вылета стрелы от которых зависит мощность привода.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2

ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА СУДОВОГО ГИДРОПРИВОДА

2.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия – ознакомление со структурой судового гидропривода, приобретение знаний и навыков по выбору и назначению элементов судового гидропривода.

2.2 Структура судового гидропривода

Для обеспечения работы механизмов судовых устройств применяются электрические, гидравлические и дизельные приводы. Наибольшее распространение на современных судах получили первые два вида приводов. Рассмотрим особенности конструкции основных элементов и принцип работы гидропривода, распространенного на современных судах. В состав гидропривода входят следующие элементы: гидropередача, гидроаппаратура и вспомогательные устройства [8-13].

Гидropередача состоит из насоса, гидродвигателя и соединяющих их трубопроводов (гидролиний). Насос преобразует энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости, передаваемую по трубопроводам к гидродвигателю, а последний преобразует ее в механическую энергию поступательного или вращательного движения;

Гидроаппаратура служит для управления гидроприводом и состоит из гидрораспределителей, позволяющих изменять направление потока рабочей жидкости, и специальной арматуры, предназначенной для регулирования давления, скорости и объема потока жидкости;

Вспомогательные устройства: гидробаки, фильтры, теплообменники и пневмогидроаккумуляторы.

Наиболее распространен электроприводной гидропривод.

К преимуществам гидроприводов относятся: плавное (бесступенчатое) регулирование скорости в широком диапазоне; хорошая приемистость при пуске, разгоне, реверсе и остановке, способность развивать большое переменное усилие и

моменты; надежная защита от перегрузок; возможность применения дистанционного управления и автоматизации; малая удельная масса. Недостатком гидропривода является несколько меньший, чем у электропривода, КПД, который еще более сильно уменьшается в процессе регулирования и при износе узлов и деталей из-за возрастания утечек жидкости.

2.3 Характеристика насосов и гидродвигателей

В гидроприводе используются объемные роторные насосы и следующие разновидности гидродвигателей: гидроцилиндры одностороннего и двустороннего действия, сообщающие выходному звену поступательное движение; поворотные гидродвигатели пластинчатого или винтового типов, сообщающие выходному валу вращательное движение с углом поворота менее 360° , гидромоторы, сообщающие выходному валу вращательное движение.

В качестве насосов судового гидропривода широко применяются: и аксиально-поршневые, шестеренные, пластинчатые, рассмотренные ранее. Аксиально-поршневые насосы являются обратимыми машинами, т.е. могут работать в режиме гидромотора.

В качестве гидромоторов применяются аксиально-поршневые, радиально-поршневые, героторные (орбитальные) и пластинчатые (лопастные).

Аксиально-поршневые машины (насосы-гидромоторы) на две группы, отличающиеся по связи цилиндрического блока и выходного механизма:

1) машины с наклонным диском, у которых ось приводного ведущего вала и ось вращения ротора составляет одну линию (рисунок 2.1);

2) машины с наклонным цилиндрическим блоком или наклонной люлькой, у которых оси приводного звена и блока цилиндров расположена под углом одна к другой (рисунок 2.2).

Первая группа предпочтительнее при высоких давлениях, вторая при высокой частоте вращения.

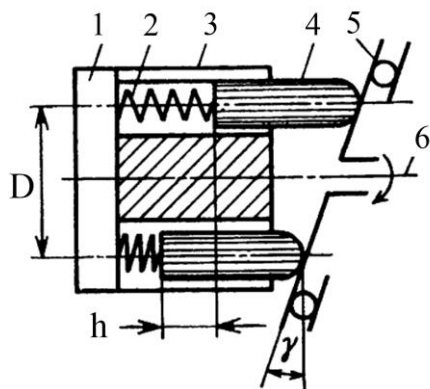


Рисунок 2.1 – Схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском:

1 – распределительное устройство;
2 – пружина; 3 – цилиндрический блок;
4 – поршень (плунжер); 5 – упорный наклонный диск (шайба); 6 – вал

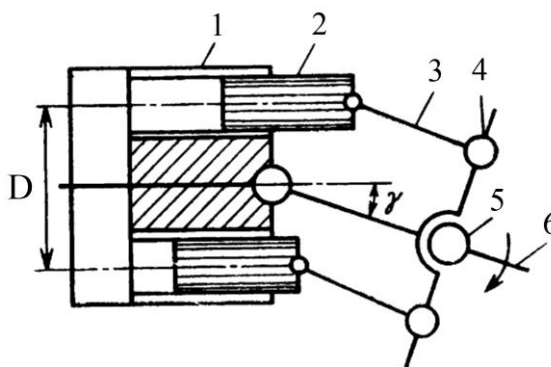


Рисунок 2.2 – Схема аксиально-поршневой гидромашины с силовым карданом:

1 – цилиндрический блок; 2 – поршни;
3 – шарнирный шатун; 4 – упорный диск;
5 – кардан; 6 – вал

Насос с наклонным диском состоит из цилиндрического блока 3 и приводного механизма, состоящего из вала 6 и упорного наклонного диска (шайбы) 5, упирающегося на неподвижный упорный подшипник и выполняющего роль кривошипа. Поршни (плунжеры) 4 блока непосредственно опираются на диск через сферические головки или опорные башмаки и не имеют с ним кинематической связи. При вращении ротора от жестко с ним связанного вала 6 диск также вращается в наклонной плоскости под действием сил трения, и поршни, нагруженные пружинами 2, совершают при этом возвратно-поступательное движение, при котором происходит процесс всасывания и нагнетания рабочей жидкости (РЖ) с помощью торцового распределительного устройства 1.

Усилие вращения диска передается на блок цилиндров через поршни и далее на центральный вал 6. Основная часть момента приводного двигателя затрачивается на поворот блока через поршни, ввиду чего поршни воспринимают большую изгибающую нагрузку, что требует их повышенной прочности и приводит к образованию больших сил трения.

Угол γ наклон диска относительно оси цилиндрического блока определяет для номинального размера D блока величину хода h поршня и значит подачу насоса. От величины этого угла ($\sim 35^\circ$) зависит срок службы насоса. Если конструкция шарниров позволяет изменять угол наклона диска, то меняется ход

поршней и значение подачи насоса. При изменении знака угла γ меняется направление подачи насоса. Благодаря малой массе наклонной шайбы процесс переключения и регулирования насоса с наклонным диском происходит быстро и требует небольших усилий.

Насосы (гидромоторы) с наклонным цилиндрическим блоком или с наклонной люлькой наиболее распространены. Силовая и кинематическая связи цилиндрического блока с приводным валом чаще реализуется с помощью кардана (шарнир с двумя степенями свободы). Применяются одинарные (асинхронные) и двойные (синхронные) карданы. Последний представляет собой последовательное соединение двух асинхронных карданов и обеспечивает равномерность вращения соединяемых элементов.

Применяют насосы такого типа: с силовым карданом, с несиловым карданом и бескарданные.

Насос с силовым карданом (рисунок 2.2) имеют поршни 2 с шарнирными шатунами 3, головки которых заделаны упорном диске 4. Упорный диск связан с ведущим валом 6 при помощи кардана 5 так, что обеспечивает вращение этих деталей вокруг различных осей, наклоненных под углом одна к другой. Осевое усилие давления жидкости на поршни передается наклонному диску и преобразуется в крутящий момент, который благодаря наличию кинематической связи упорного диска с шатунами через карданные шарниры передается на ротор. Поэтому основная часть подводимого от приводного двигателя момента затрачивается на поворот упорного диска через кардан, поэтому такие насосы называют насосами с силовым карданом.

На рисунке 2.3 представлена схема насоса с несиловым карданом.

Насос с несиловым карданом (рисунок 2.3) имеют упорный диск 3, выполненное как одно целое с приводным валом 1. В связи с этим крутящий момент, возникающий на упорном диске в результате действия поршней, снимается непосредственно валом, а через кардан 2 передается только момент, затрачиваемый на вращение блока цилиндров 4, равный моменту потерь от сил трения и инерции при замедлении и ускорении блока. Поэтому кардан оказы-

вается разгруженным (не силовым) от рабочего момента. Также являются разгруженными от поперечных нагрузок поршни насоса.

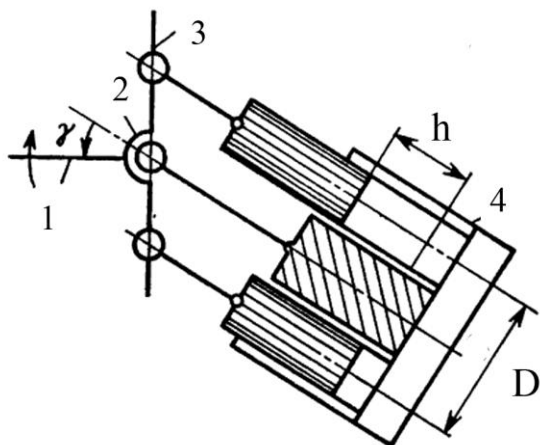


Рисунок 2.3 – Схема насоса с несиловым карданом:

1 – приводной вал; 2 – кардан;
3 – упорный диск; 4 – блок цилиндров

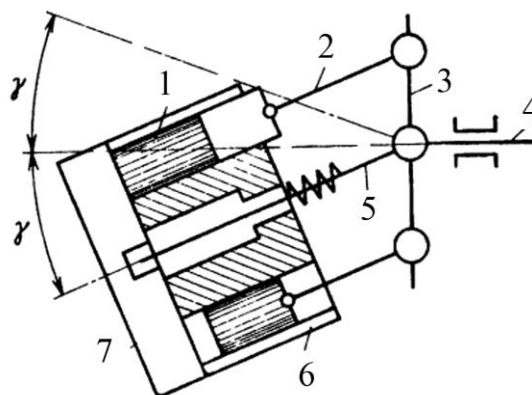


Рисунок 2.4 – Схема насоса бескарданного типа:

1 – поршень; 2 – шатун; 3 – наклонная приводная шайба; 4 – шатуны; 5 – валик;
6 – цилиндрический блок;
7 – распределительная шайба

Схема насоса бескарданного типа представлена на рисунке 2.4. Связь цилиндрического блока 6 с наклонной приводной шайбой 3 и валом 4 осуществляется через шатуны 2 поршней 1. Блок цилиндров центрируют с помощью специального валика 5, пружина на котором обеспечивает прижим блока к распределительному устройству 7. Вращение блока и крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения, передаются от наклонной шайбы через шатуны контактирующими на определенных углах с внутренними расточками поршней, которые в этой схеме делаются удлиненными. Полезный момент на блок цилиндров не передается, а снимается непосредственно с наклонной шайбы через вал 3.

Применение бескарданного механизма позволило уменьшить размеры цилиндрического блока и улучшить динамические характеристики насоса при сохранении кинематики.

Вследствие практической неизбежности люфта в кинематической паре вал–блок цилиндров при работе этих насосов наблюдаются удары шатунов о поршни. Также на штоки и поршни при вращении ротора передаются боль-

шие нагрузки, что требует обеспечения высокой прочности штоков и поршней и высокого качества заделки штоков в поршне и приводном диске, а также применения гидростатической разгрузки сферических головок штоков.

Широко распространена схем бескарданного привода с зубчатой конической парой (рисунок 2.5)

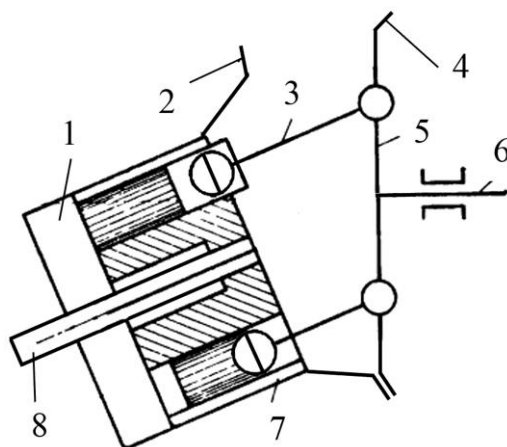


Рисунок 2.5 – Схема насоса бескарданного типа с зубчатой парой:
1 – распределительная шайба; 2, 4 – зубчатый венец; 3 – шатун-поршень;
5 – упорный диск; 6 – ведущий вал

Ведущий вал насоса 6 посредством высокомодульной зубчатой конической пары приводит во вращение блок цилиндров. Это разгружает шатуны от изгибающих нагрузок и снижает угол качания шатуна относительно цилиндра блока. Выполнение поверхности поршня в виде усеченного шара и установка уплотнительного кольца позволило объединить поршень и шатун в одной детали. Блок цилиндров установлен на оси 8. Такая конструкция позволяет повысить рабочее давление, увеличить угол между осью вала и осью блока до 50° .

Конструкция аксиально-поршневого насоса нерегулируемой подачи с наклонным диском представлена на рисунок 2.6.

Гидродвигатель с наклонным диском состоит из следующих узлов и деталей (рисунок 2.6): ротора 10 с поршнями 15; барабана 7 с толкателями 17; радиально-упорного подшипника 6; вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 14; опорно-распределительного диска 13; корпусов 4 и 9; фланца 3 с уплотнением 2; пружины 11 и торцевой шпонки 8.

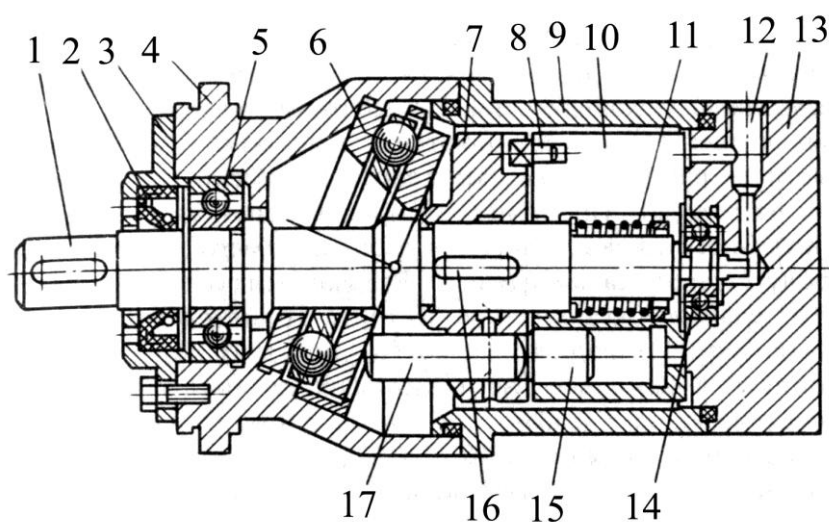


Рисунок 2.6 – Аксиально-поршневой насос с наклонным диском:

1 – вал; 2 – уплотнительная манжета; 3 – фланец; 4, 9 – корпус; 5, 6, 14 – подшипники; 7 – барабан; 8 – торцевая шпонка; 10 – ротор; 11 – пружина; 12 – дренажное отверстие; 13 – опорно-распределительный диск; 15 – поршни; 16 – шпонка; 17 – толкатели

Для подвода и отвода масла предусмотрены два отверстия, расположенные в опорно-распределительном диске 13, причем каждое отверстие связано с соответствующим полукольцевым пазом, выполненным на рабочей поверхности диска. Утечки масла из корпуса двигателя отводятся через дренажное отверстие 12. Бронзовый ротор 10 имеет семь рабочих камер, в которых перемещаются поршни 15. На торце ротора, взаимодействующего с диском 13, выполнены отверстия, которые во время вращения ротора соединяются с одним из полукольцевых пазов. Рассмотрим принцип действия двигателя. Масло из напорной линии через одно из отверстий поступает сначала в полукольцевой паз опорно-распределительного диска, а затем в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от вертикальной оси. Рабочая жидкость, воздействуя на поршни 15, создает осевую силу, которая толкателями 17 передается на радиально-упорный подшипник 6. Так как этот подшипник расположен в корпусе 4 наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, поворачивающие барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 16 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону вертикальной оси, вдвигаются в ротор, вытесняя жидкость из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз в

сливную линию. Ротор прижимается к поверхности опорно-распределительного диска пружиной 11 и воздействием давления масла. Поэтому с ростом давления эта сила возрастает.

На рисунке 2.7 представлена конструкция Аксиально-поршневой насос нерегулируемой подачи с наклонным блоком.

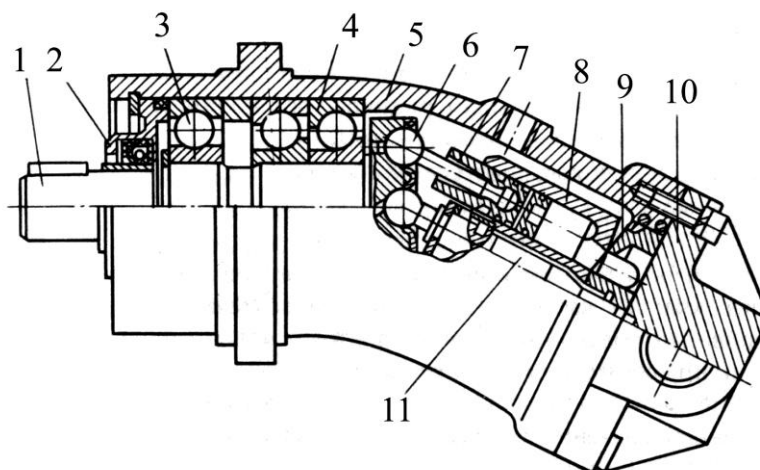


Рисунок 2.7 – Аксиально-поршневой насос
(нерегулируемой подачи) с наклонным блоком:

1 – приводной вал; 2 – передняя крышка; 3, 4 – радиальные шариковые подшипники; 5 – корпус; 6 – шатун; 7 – поршень; 8 – блок цилиндров; 9 – сферический распределитель; 10 – крышка; 11 – центральный шип

Конструкция насоса представляет собой корпус, в котором неподвижно (в насосах постоянной подачи) или подвижно (в насосах переменной подачи) располагается качающий узел (рисунок 2.7). Он состоит из корпуса 5 приводного вала 1, семи поршней 7 с шатунами 6, радиального 3 и сдвоенного радиально-упорного 4 подшипников, блока цилиндров 8, центрируемого сферическим распределителем 9 и центральным шипом 11. В передней крышке 2 установлено армированное манжетное уплотнение, опирающееся на термообработанную втулку, установленную на валу. В сферических гнездах вала 1 имеются семь шатунов 6, которые вместе с центральным шипом 11 прижаты к фланцу вала штампованной пластиной. На шипе 11 с помощью штифта крепится блок цилиндров 8.

К внутренней поверхности крышки 10 неподвижно примыкает распределитель 9, два дугообразных паза, которые совмещены с такими же пазами

этой крышки. Сферическая поверхность блока цилиндров 8 с помощью тарельчатых пружин прижата к сферической поверхности распределителя таким образом, что при вращении блока полости цилиндров в определенной последовательности совмещаются с дугообразными пазами распределителя. Блок цилиндров установлен на шипе 11, сферический конец которого опирается на сферическую поверхность во фланце вала 7, а цилиндрический конец - на бронзовую втулку, запрессованную в центральной расточке распределителя 9.

В процессе работы насоса вал 7 вращается вместе с блоком 8. Шатуны, опираясь на конические юбки поршней, приводят блок цилиндров во вращение относительно неподвижного распределителя. Во время вращения вала поршни 7 с завальцованными в них сферическими головками шатунов совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах. Полость цилиндра сообщается с напорным каналом во время перемещения поршня в глубь цилиндра и с высасывающим каналом при обратном ходе.

Также широко применяются аксиально-поршневые регулируемые насосы (рисунок 2.8).

Аксиально-поршневой насос (рисунок 2.8) с наклонным блоком приводится валом 1, установленным на двух радиально-осевых и одном радиальном подшипниках, смонтированных в корпусе 2. В ведущем диске вала в бронзовых вкладышах 16 завальцованы сферические головки шатунов 14 и ось 5 блока цилиндров. Другие концы шатунов шарнирно соединяются с поршнями 13. Крутящий момент блоку цилиндров 7 передается шатунами 14 через удлиненные юбки поршней 13. Ось 5 центрирует блок цилиндров относительно сферического распределительного диска 9, фиксированного пружинным кольцом и штифтом. Блок 7 прижимается к распределительному диску 9 пружиной 15, а после начала подачи - давлением масла в цилиндрах. В зазор между блоком цилиндров и распределительным диском поступает масло, отводимое затем через каналы в блоке 7. Смазка к сферическим головкам шатунов 14, оси 5 и подшипникам вала 1 подводится через осевые каналы.

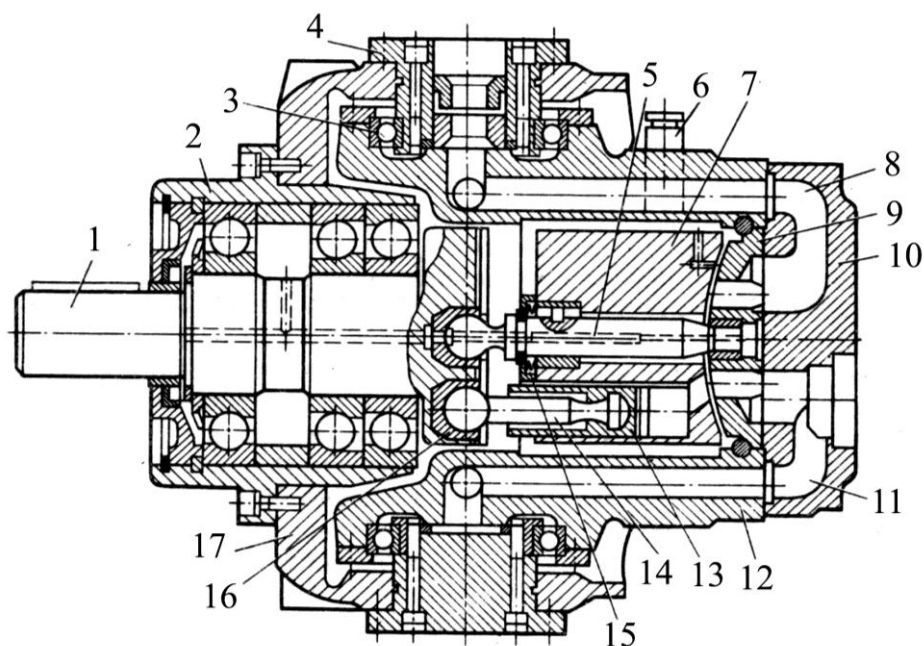


Рисунок 2.8 – Аксиально-поршневой насос регулируемой подачи:

1 – вал; 2 – корпус; 3 – подшипники; 4 – цапфы; 5 – ось; 6 – палец; 7 – блок цилиндров;
8, 11 – каналы; 9 – распределительный диск; 10 – крышка; 12 – люлька; 13 – поршень;
14 – шатун; 15 – пружина; 16 – вкладыш; 17 – корпус

Люлька 12 совместно с блоком цилиндров 7 при воздействии управляющего усилия на палец 6 отклоняется на угол, соответствующий значению подачи, поворачиваясь на подшипниках 3 и цапфах 4, закрепленных в корпусе 17 насоса. Насос, показанный на рисунке 4, предназначен для работы без подпора на всасывании и является неререверсивным. Поэтому канал 11 в крышке 10 люльки сообщается с полостью корпуса, которая выполняет функцию подводящей камеры, а канал 8 через канал цапфы 4 соединяется с нагнетательным трубопроводом. При наличии подпора на всасывании обе цапфы выполняются с каналами и насос работает как реверсивный.

Интересное конструктивное решение имеет регулируемый насос, представленный на рисунок 2.9.

Аксиально-поршневые машины являются низкомоментными; большие мощности в них получают увеличением частоты вращения (достигнуты 9000 мин⁻¹) и рабочим давлением (освоено производство аксиально-поршневых машин с рабочим давлением 35...45 МПа).

Наряду с высокооборотными низкомоментными аксиально-поршневыми машинами на морских судах применяются высокомоментные малооборотные радиально-поршневые машины однократного и многократного действия.

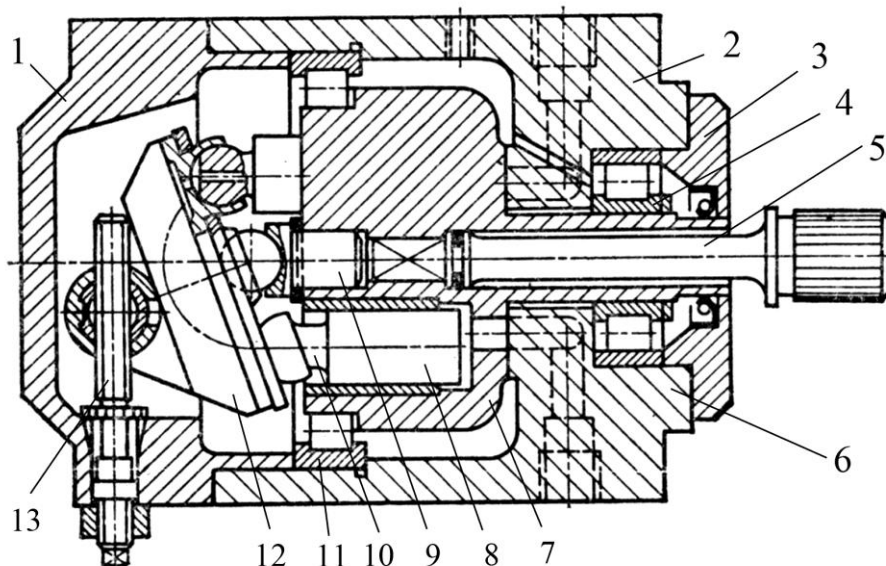


Рисунок 2.9 – Бескарданный регулируемый насос:

1 – крышка; 2, 6 – корпус; 3 – крышка; 4, 11 – подшипники; 5 – вал; 7 – блок цилиндров; 8 – поршень; 9 – центральный шип; 10 – шатун; 12 – наклонная шайба; 13 – винт регулировочный

Применение высокомоментных низкооборотных гидромашин позволяет создать гидропривод без понижающей редукторной передачи, что снижает массо-габаритные характеристики привода в целом.

Высокомоментные гидромоторы являются однорежимными машинами и пригодны для работы только в режиме гидродвигателя с малой частотой вращения ($0 \dots 250 \text{ мин}^{-1}$).

Момент на выходном валу гидромотора определяется:

- объемом рабочих камер гидромотора;
- увеличением числа рабочих ходов поршня за один оборот ротора;
- увеличением числа рабочих камер гидромотора.

На рисунке 2.10 представлены схематические решения данных гидромоторов.

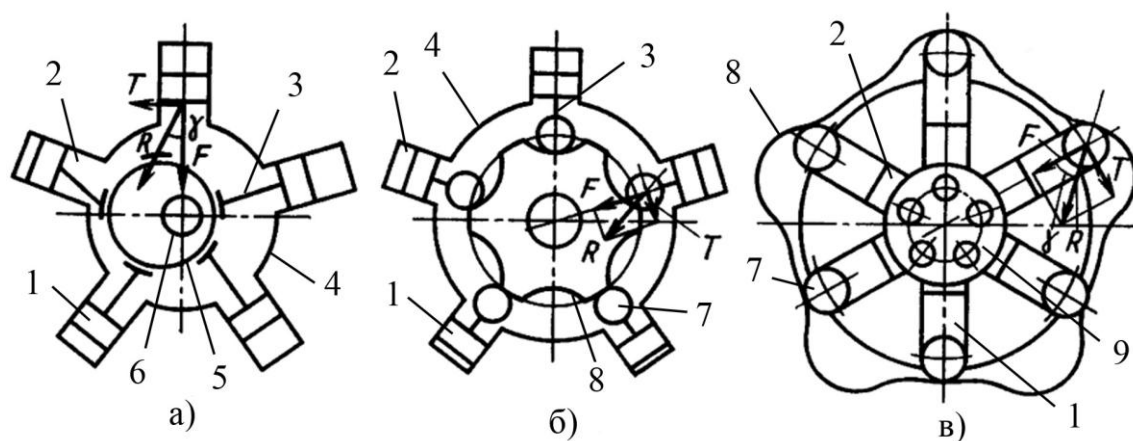


Рисунок 2.10 – Схемы высокомоментных гидромоторов:

а) РПГ однократный; б) РПГ многократный с внутренним копиром;

в) РПГ многократный с внешним копиром;

1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – шатун с опорным башмаком; 4 – корпус; 5 – эксцентрик;
6 – выходной вал; 7 – опорные ролики; 8 – копир; 9 – распределительный вал

Наиболее распространены следующие типы радиально-поршневых машин (РПГ):

– РПГ однократного действия с эксцентриковым механизмом и звездообразным расположением цилиндров (рисунок 2.10, а; рисунок 2.11), в которых распределение РЖ осевое золотниковое;

– РПГ многократного действия (рисунок 2.10, б, в). Здесь используется многоходовая схема, при которой за один оборот ротора поршни в цилиндрах совершают несколько ходов (до 12 и более) и соответственно увеличивается рабочий объем машины. Это достигается применением специальных профильных направляющих статора (ротора), называемого копиром.

Представленный на рисунке 2.11 десятицилиндровый РПГ обладает объемом РЖ $\sim 7100 \text{ см}^3$; рабочим давлением 30 МПа; диапазоном рабочих частот $0,5 \dots 75 \text{ мин}^{-1}$; мощностью около 230 кВт и массой более 900 кг.

РЖ от торцового распределителя 1 попадает в цилиндропоршневые группы 8. Эксцентриковая часть вала 10 и 12 под давлением РЖ вращаются с требуемым крутящим моментом. Мощный профилированный вал 4 с двумя эксцентриками, разделенными щекой 11 установлен на подшипниках 5. С одного конца вала приводится распределитель (посредством вала 2), с дру-

гой снимается потребный крутящий момент. Литой корпус 6 (7) содержит мощные опорные крышки 3 и 9.

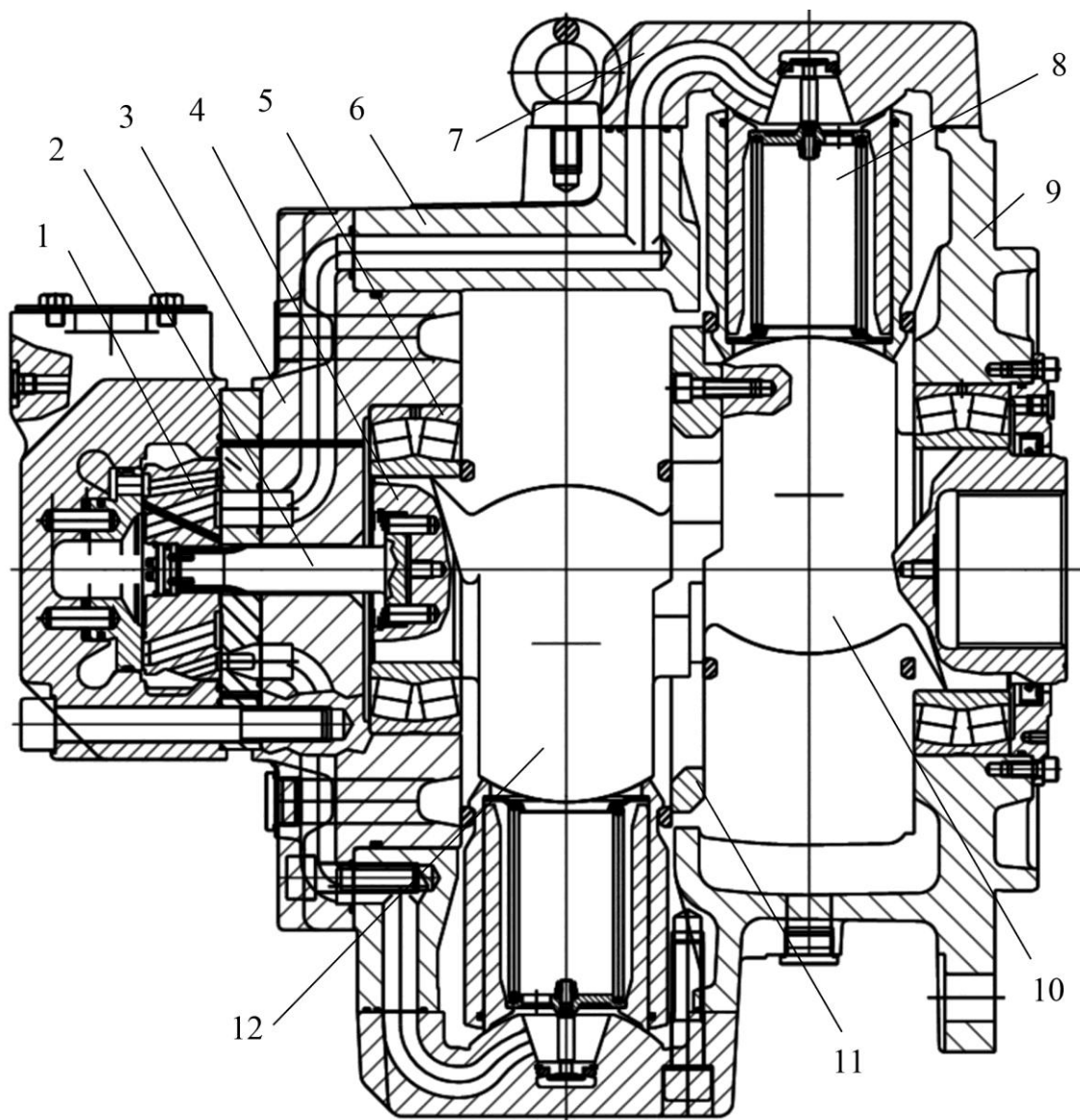


Рисунок 2.11 – Устройство РПГ однократного действия

Широко из гидравлических моторов применяются героторные (орбитальные) гидромоторы.

На рисунке 2.12 показана конструктивная схема такого гидромотора, обеспечивающего получение относительно высоких крутящих моментов при небольших своих габаритных размерах. Рабочая жидкость с расходом Q подается в гидромотор по каналу П в корпусе 2. Проходя специальные проточки распределительной втулки 7, она попадает в рабочие полости мотора Р. В них создается крутящий момент, приводящий во вращение зубчатый ротор 4, который начинает совершать планетарное движение, обкатываясь по роликам 6

обоймы 5. Обкатывание, и соответственно, вращение ротора 4 с помощью промежуточного (карданного) вала 3 передается выходному валу 1 гидромотора. Вместе с ним вращается и распределительная втулка 7, соединенная с валом 1 штифтом 8, благодаря чему осуществляется подвод жидкости в рабочие полости мотора, соответствующие положению ротора 4. Героторные гидромоторы отличаются высокой энергоемкостью, возможностью работы при давлениях до 25 МПа. Рабочий объем таких машин достигает 500 см^3 , а развиваемый вращающий момент - до $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

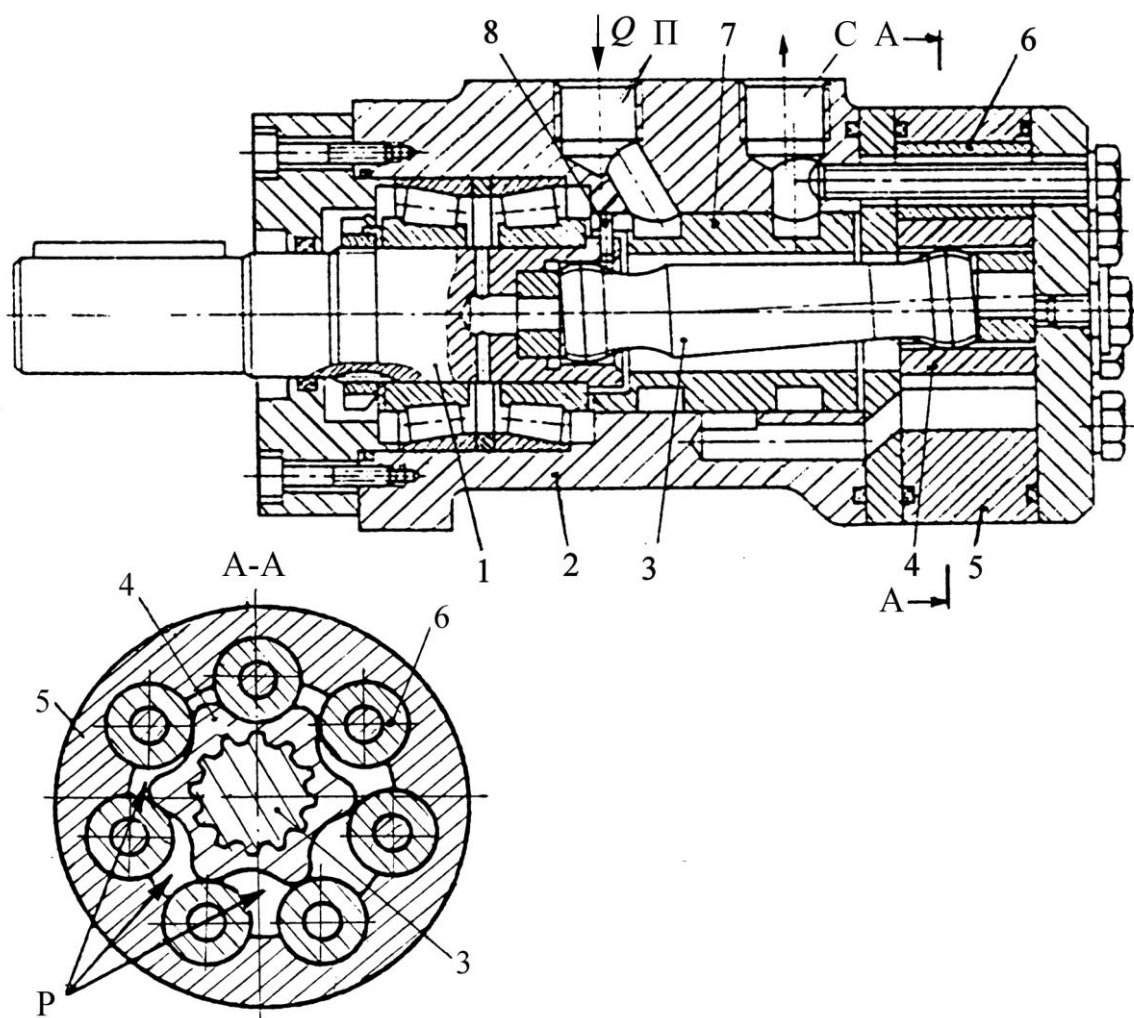


Рисунок 2.12 – Устройство орбитального гидромотора:

1 – выходной вал; 2 – корпус; 3 – промежуточный вал; 4 – ротор; 5 – обойма;
6 – ролик; 7 – распределительная втулка; 8 – штифт

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) представляют собой гидравлические двигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена, т. е. штока или плунжера. Скорость штока гидроцилиндра, так же, как

и его ход и передаваемое усилие, могут достигать значительных величин. Однако ход гидроцилиндров более для судовых кранов достигает 10 м.

На рисунке 2.13 показаны основные конструктивные схемы гидроцилиндров.

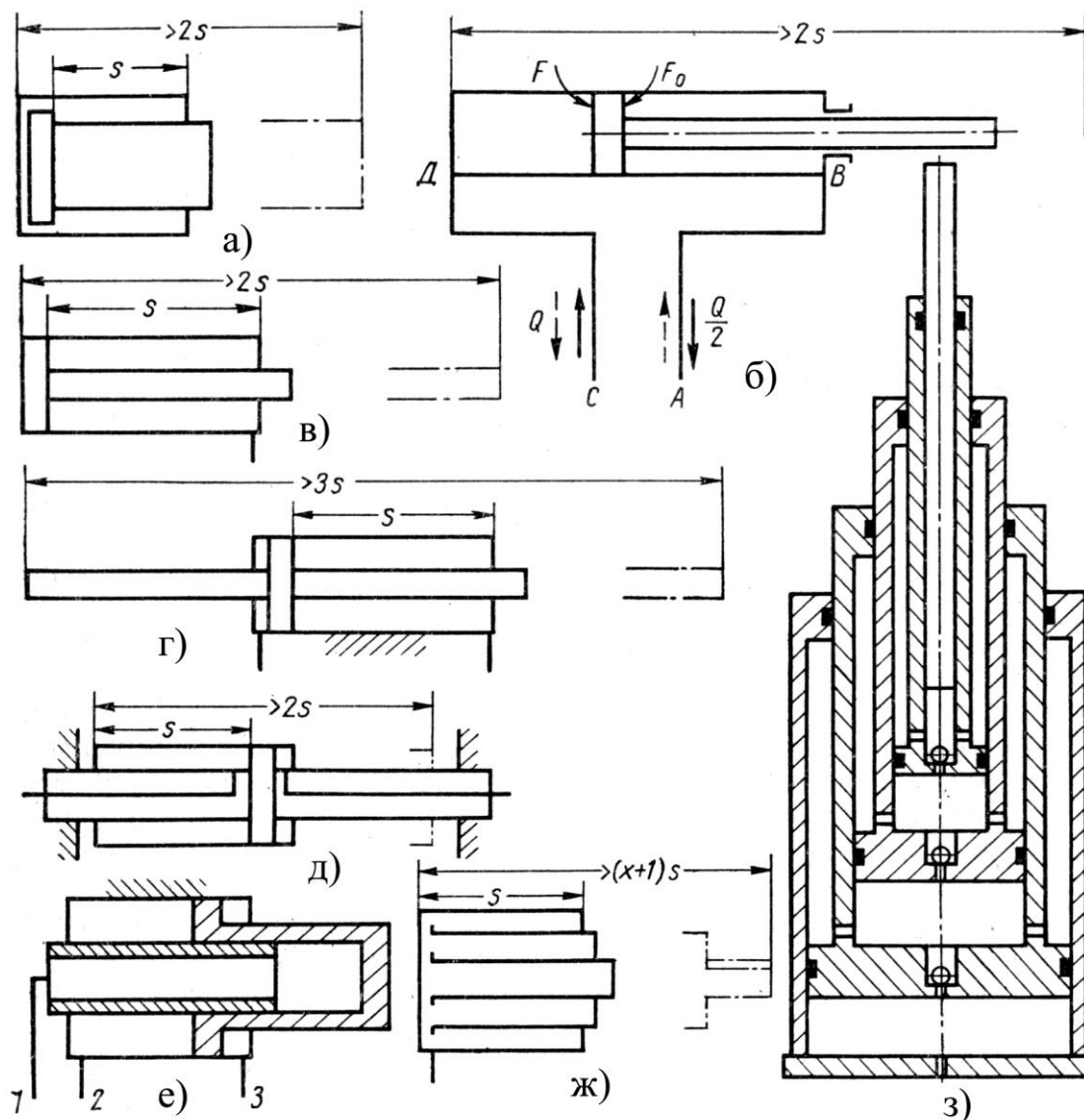


Рисунок 2.13 – Конструктивные схемы гидроцилиндров:

- а – простого действия с плунжером; б – к определению давления в полостях гидроцилиндра двойного действия; в – простого действия (рабочих ход на втягивание); г – двойного действия с проходным штоком; д – двойного действия с закрепленным поршнем; е – с различными скоростями прямого и обратного хода; 1 – штуцер насосной линии; 2 – штуцер бака; 3 – штуцер сливной линии; ж – телескопического гидроцилиндра с последовательным выходом ступеней; з – телескопического гидроцилиндра с одновременным выходом ступеней

На рисунок 2.13, а показан гидроцилиндр простого действия с плунжером, который под действием давления подводимой в цилиндр жидкости перемеща-

ется на весь ход s , т. е. до тех пор, пока борт плунжера не дойдет до дна цилиндра (до упора). Обратный ход осуществляется либо под действием собственного веса плунжера, либо под действием внешней силы (гидродомкраты). Так как в этой конструкции имеется только одно уплотнение, то ее КПД оказывается достаточно высоким. К внутренней поверхности цилиндра требований высокой точности не предъявляется, поэтому рассматриваемый гидроцилиндр имеет сравнительно невысокую стоимость.

На рисунке 2.13, б показан гидроцилиндр двойного действия, в котором под давлением жидкости находится или вся площадь поршня, или кольцевая.

Очевидно, что при одинаковом расходе жидкости в обе полости гидроцилиндра скорость штока будет различной: при поступлении жидкости в штоковую полость, т. е. при обратном ходе, скорость поршня больше, чем при прямом ходе в отношении, где f - площадь штока. Следовательно, при обратном ходе расход в линии слива будет больше расхода, поступающего в штоковую полость, и поэтому сечения трубопроводов, подключенных к нештоковой полости гидроцилиндра, должны быть больше сечений трубопроводов, подключенных к штоковой области. Если же сечения трубопроводов выбраны одинаковыми, то при обратном ходе будет иметь место повышение давления в точке А, следовательно, и во всей гидросистеме, которое может быть значительным.

На рисунке 2.13, в показан гидроцилиндр со ступенчатым поршнем, что применяется в тех машинах, например, в некоторых прессах, где требуется высокая скорость в обоих направлениях. Штуцер 1 присоединяется к насосной линии, штуцер 3 - к линии слива, штуцер 2 - к баку.

Благодаря небольшой рабочей площади поршень двигается вправо с большой скоростью. Одновременно большая цилиндрическая полость через штуцер 2 заполняется жидкостью из бака. При ходе прессования (тоже вправо) штуцера 1 и 2 подключаются к линии высокого давления, благодаря чему на поршне развивается большое усилие.

В тех случаях, когда мало места для размещения гидроцилиндра по сравнению с его ходом, применяют телескопический гидроцилиндр (рисунок 2.13, ж). Соответственно с нагрузкой движение поршней происходит последовательно, начиная с большего поршня. Скорость движения изменяется скачкообразно при переходе от одного поршня к другому.

На рисунке 2.14, 2.15 представлены гидроцилиндры.

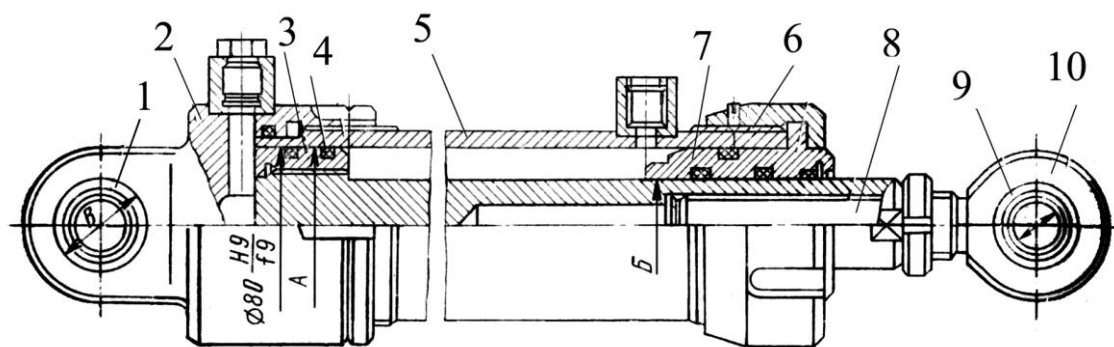


Рисунок 2.14 – Поршневой гидроцилиндр:

1 – втулка; 2 – крышка нижняя; 3 – поршень; 4 – кольцо резиновое; 5 – цилиндр;
6 – штуцер; 7 – крышка верхняя; 8 – шток; 9 – обойма; 10 – проушина

На рисунке 2.14 конструкция одного из распространенных на судах поршневых гидроцилиндров. Внутренний диаметр гидроцилиндра 80 мм.

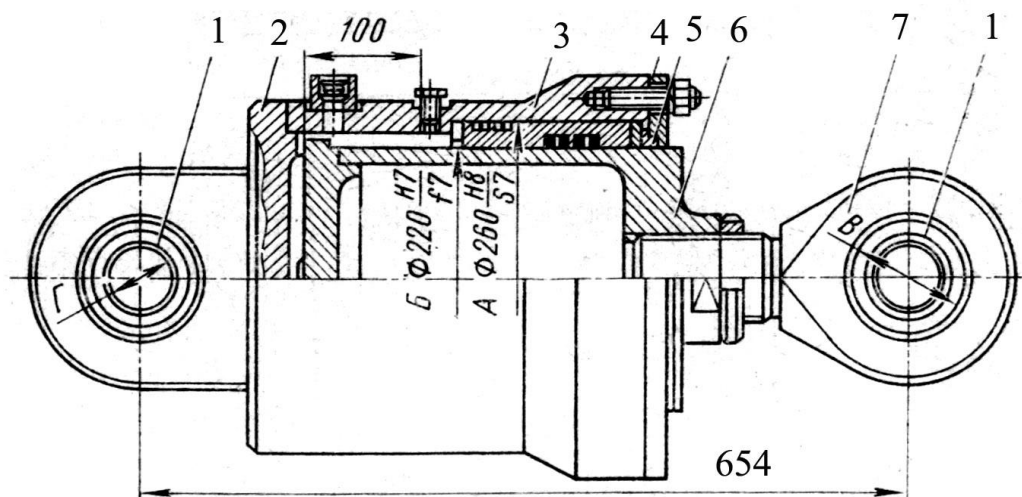


Рисунок 2.15 – Плунжерный гидроцилиндр:

1 – втулка; 2 – крышка; 3 – цилиндр; 4 – грязесъемник; 5 – сальник;
6 – плунжер; 7 – проушина

Расстояние между проушинами 600 мм; ход поршня 300 мм. Диаметр штока 40 мм; рабочее давление 16 МПа.

На рисунке 2.15 представлена конструкция плунжерного гидроцилиндра с внутренним диаметром 220 мм, рабочим давлением 16 МПа и ходом плунжера 100 мм.

2.4 Гидроаппаратура

Гидроаппаратура предназначена для изменения или поддержания заданных параметров потока РЖ (давления, расхода, направления движения). Гидроаппараты подразделяются на гидравлические дроссели (гидродроссели), гидравлические клапаны (гидроклапаны) и гидравлические распределители (гидрораспределители).

На схемах гидроаппаратов их присоединительные отверстия обозначают буквами латинского алфавита:

Р – отверстие для подвода РЖ под давлением;

А и В – отверстия для присоединения с другим гидравлическим устройством;

Т – отверстие для отвода РЖ в бак;

Х и Y – отверстия для потоков управления;

L – отверстие для дренажного отвода жидкости.

Гидродроссель – это местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости.

Гидроклапаны выполняют регулирующими (напорные и редуционные) и направляющими. Напорными являются гидроклапаны, ограничивающие давление в подводимом к ним потоке РЖ (предохранительный и переливной).

Предохранительный клапан – гидроклапан, предохраняющий гидропривод от давления, превышающего допустимое.

Переливной клапан служит для поддержания заданного давления на входе в клапан за счет непрерывного слива части потока РЖ.

Редуционный клапан – это гидроклапан давления, предназначенный для поддержания в отводимом потоке заданного уровня давления P_2 .

Направляющие клапана – это обратные клапан и гидрозамки (управляемый обратный клапан).

На рисунке 2.16 представлено упрощенное конструктивное исполнение некоторых элементов гидроаппаратуры.

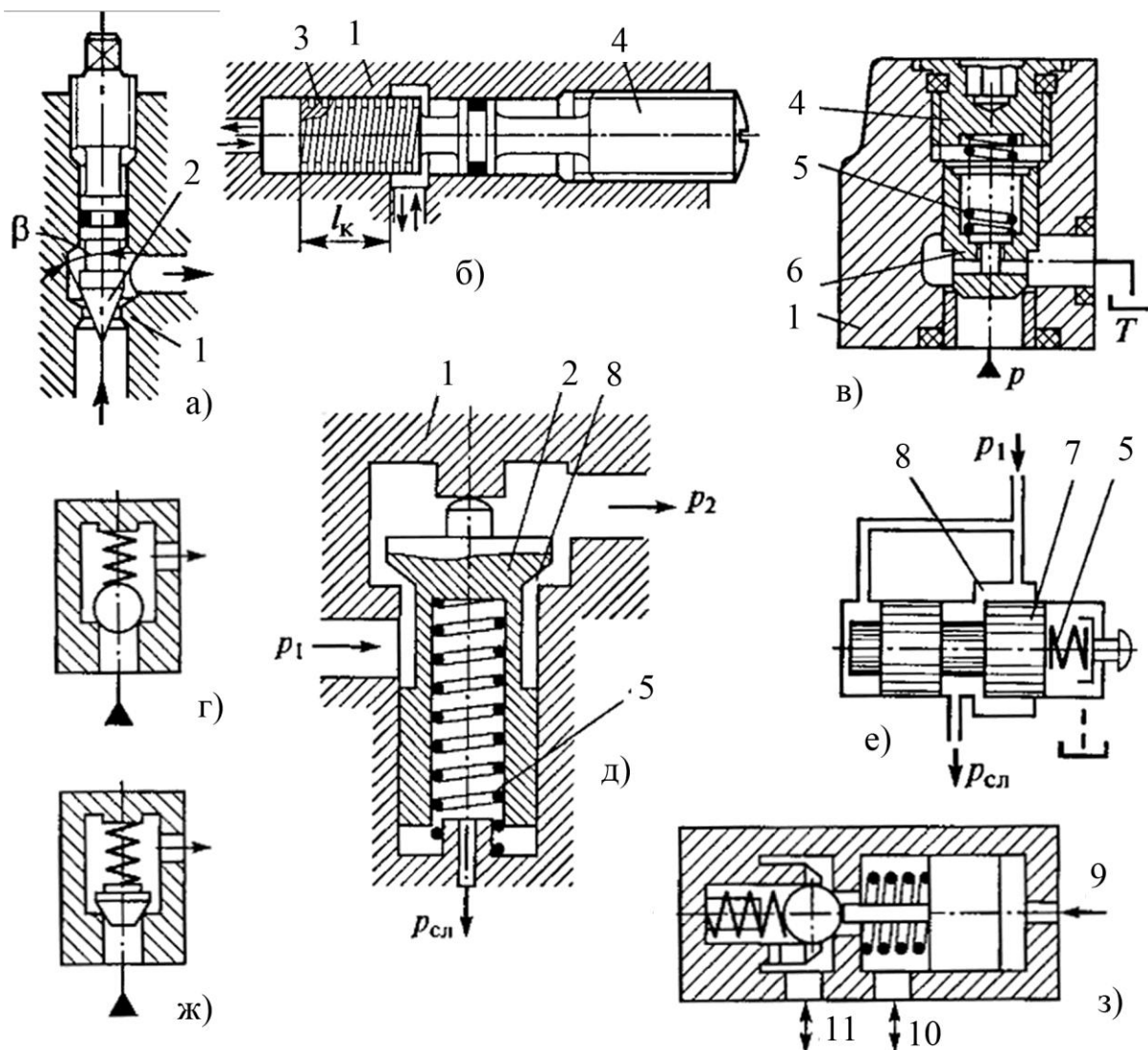
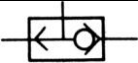
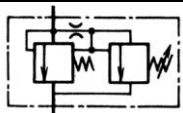
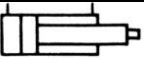
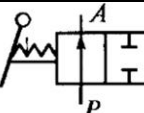
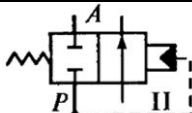
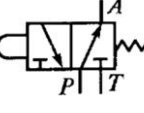
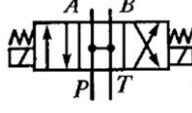


Рисунок 2.16 – Конструкция основных элементов гидроаппаратуры:

1 – корпус; 2, 6 – запорно-регулирующий элемент; 3 – плунжер; 4 – регулировочный винт; 5 – пружина; 7 – золотник; 8 – щель; 9 – гидролиния управления; 10, 11 – гидролинии подвода и отвода РЖ; а) игольчатый регулируемый гидродроссель; б) линейный регулируемый гидродроссель; в) – предохранительный клапан прямого действия; г) обратный шариковый; д) редукционный клапан прямого действия; е) переливной клапан прямого действия; ж) обратный конусный; з) односторонний гидрозамок

Обозначение основных элементов гидравлического привода на функциональных схемах представлено в таблице 2.1

Таблица 2.1 – Обозначения некоторых элементов гидроаппаратуры

1	2	3	4	5	6
1	общее обозначение насоса		13	обратный клапан	
2	насос регулируемый		14	двухсторонний гидрозамок (управляемый обратный клапан)	
3	насос регулируемый реверсивный		15	Предохранительный клапан непрямого действия	
4	гидромотор, (общее обозначение)		16	дроссель	
5	реверсивный гидромотор		17	дроссель регулируемый	
6	регулируемый реверсивный гидромотор		18	дроссель регулируемый с обратным клапаном	
7	гидроцилиндр дифференциальный		19	гидропневмоаккумулятор	
8	гидроцилиндр с подводом через односторонний шток		20	сигнализатор давления	
9	редукционный		21	предохранительный	
10	односторонний гидрозамок (управляемый обратный клапан)		22	переливной	
11	гидрораспределитель двухлинейный двухпозиционный с ручным управлением		23	гидрораспределитель двухлинейный двухпозиционный с гидравлическим управлением	
12	гидрораспределитель трехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка		24	гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением	

Гидроаппаратура выпускается различного конструктивного исполнения - трубного, стыкового, модульного и встраиваемого. Для каждого исполнения используется свой способ монтажа; для трубного исполнения - трубный (резьбовой) способ монтажа; для стыкового - стыковой; для модульного - модульный; для встраиваемого - вставной и ввертный способы монтажа.

При трубном (резьбовом) способе монтажа аппараты соединяют между собой с помощью многочисленных трубных соединений (резьбовых и фланцевых) и трубопроводов. Недостатки способа: малая надежность трубных соединений и трубопроводов, которые подвержены частому выходу из строя из-за пульсирующей нагрузки; трудности монтажа и демонтажа отдельных аппаратов; большие габариты гидропривода, так как между аппаратами должно быть значительное расстояние для размещения труб и трубных соединений. Вместе с тем соединение гидроаппаратов, обусловленное гидросхемой привода машин, с помощью трубопроводов вызывает трудности при эксплуатации из-за большого ассортимента применяемых труб, концевых, угловых и промежуточных соединений, резьб и т.п. Различные соединения являются местными сопротивлениями для протекания жидкости, источниками выделения теплоты, могут быть причиной внешних утечек рабочей жидкости. Вибрации трубопроводов увеличивают шум, создаваемый насосными установками. Кроме того, при большом числе трубопроводов доступ к аппаратам привода может быть настолько затруднен, что для их регулировки или замены потребуется демонтаж части трубопроводов, соединяющих другие аппараты.

При стыковом способе монтажа гидравлические аппараты устанавливают на панель или монтажную плиту. Расстояние между аппаратами определяется удобством сверления (разводки) отверстий в панели или удобством разводки труб с концевыми соединениями с противоположной стороны монтажной плиты. Габариты привода в этом случае значительно меньше, чем при трубном способе монтажа, проще монтаж и демонтаж аппаратов, что облегчает эксплуатацию и ремонт оборудования. Количество трубопроводов сокращается на 80%, что повышает надежность привода. Недостатки способа: большие затраты времени на разработку панелей, трудоемкость изготовления и невозможность их стандартизации, непригодность панелей к повторному использованию при модернизации или использовании гидропривода для другого цикла работы, увеличенная металлоемкость привода, сложность обнаружения и устранения ошибок, допущенных при разработке или изготовлении панели. Около 90%

гидроаппаратуры выпускается со стыковым присоединением, в основном с едиными международными соединительными размерами.

Результатом дальнейшего развития гидроаппаратуры стыкового исполнения является модульная аппаратура.

Каждый из аппаратов, входящих в комплекс модульной гидроаппаратуры, независимо от своего функционального назначения имеет две стыковые полости, одинаковые (по размерам, числу и расположению отверстий для прохода рабочей жидкости и крепежа) со стыковой плоскостью распределителя соответствующего типоразмера. Благодаря этому обеспечивается модульный монтаж аппаратуры - аппараты различного функционального назначения устанавливаются один на другой (рисунок 2.17) в последовательности, определяемой схемой гидропривода машины, при этом образуется модульный блок.

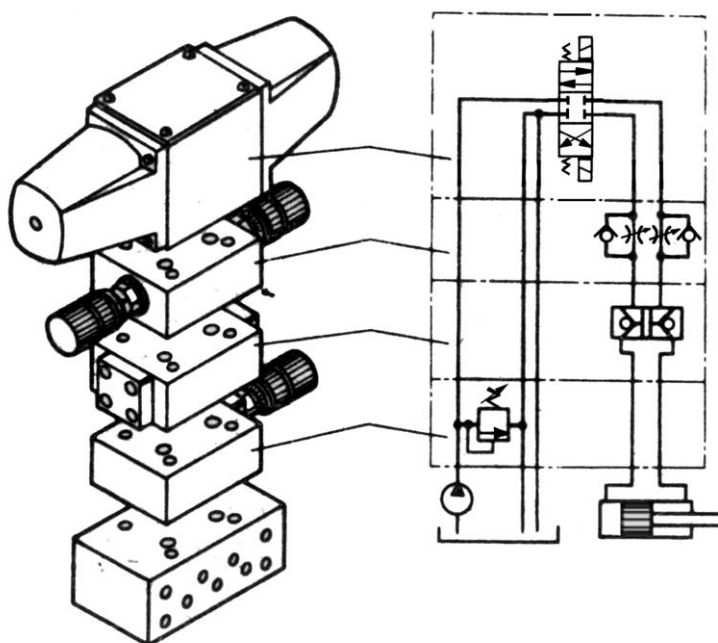


Рисунок 2.17 – Модульный блок

Замыкается блок, как правило, стыковым распределителем. Установленный на плите с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости такой модульный блок представляет собой законченный простейший типовой гидропривод либо часть гидропривода. В последнем случае весь гидропривод может состоять либо из нескольких таких блоков, либо из блоков и другой аппаратуры, монтируемой иначе.

Применение модульной гидроаппаратуры позволяет существенно упростить и удешевить гидропривод машины. Это достигается благодаря тому, что: 1) эта аппаратура дешевле и легче стыковой аппаратуры на 20...30%; 2) аппараты-модули, устанавливаемые один на другой под распределителем, не занимают самостоятельной площади на панели машины; 3) энергетические затраты снижаются почти на 1/3 за счет уменьшения потерь давления в аппаратах и обеспечения кратчайшего пути для потоков жидкости; 4) значительно уменьшено количество труб и арматуры, так как аппараты соединяются непосредственной стыковкой; это обеспечивает легкий монтаж, демонтаж и переналадку гидравлической схемы машины, в связи с чем расходы по монтажу (по сравнению, например, с трубным монтажом) уменьшаются на 50...70%.

Гидроаппаратура встраиваемого исполнения, как и модульного, относится к аппаратуре с беструбным способом монтажа. Применяется для гидросистем с высоким и сверхвысоким давлением и большими расходами рабочей жидкости. Встраиваемая гидроаппаратура выполняется на базе обратного управляемого (гидравлическим или электрогидравлическим способом) клапана. Аппараты выполнены в виде патронов, которые либо ввинчиваются в соответствующие монтажные отверстия, либо вставляются в монтажные отверстия панели и закрепляются с помощью фланцев и винтов. В панели выполнены также соединяющие каналы в соответствии с гидравлической схемой привода. Панели (модули) устанавливаются на базе гидростанций (или на несущей раме машины) и соединяются трубопроводами с исполнительными механизмами машин. Основные достоинства встраиваемой аппаратуры: простота конструкции аппаратов, возможность поузловой и подетальной их унификации; возможность создания клапанных распределителей, которые позволяют работать на высоких и сверхвысоких давлениях и управлять большими и малыми расходами без существенного изменения объемного КПД системы; минимальная металлоемкость привода, высокая жесткость панелей, возможность снижения шума и вибраций гидрофицированной машины; большая пропускная способность аппаратов. Однако есть и недостатки: усложняется технология изготовления кор-

пусов под установку аппаратов по сравнению со стыковой и модульной гидроаппаратурой; усложняются системы управления клапанным распределителем (необходимо в 1,5...2 раза больше электромагнитов, чем для золотникового распределителя, что снижает надежность работы привода; усложняется поиск погрешности или неисправности гидропривода

2.5 Гидролинии

Для изготовления трубопроводов используются стальные бесшовные холоднокатанные трубы, медные трубы и рукава высокого давления. Скорость течения рабочей среды для всасывающих трубопроводов – не более 1,2...1,6 м/с; для сливных – до 2 м/с; для напорных – в зависимости от номинального давления в трубопроводе (при давлении 2,5 МПа – скорость до 2 м/с; при 6,3 – 3,2; при 16 – 4; при 32 – 5; при 63 – 6,3; при 100 – 10). В зависимости от расхода применяются следующие диаметры трубопроводов: при расходе 3,2 л/мин – условный диаметр 3 мм; при 12,5 – 8; при 20 – 10; при 50 – 16; при 80 – 20; при 200 – 32.

2.6 Вспомогательные устройства

Гидробаки служат для питания гидропривода рабочей жидкостью. Корпус бака закрывается крышкой с уплотнением. Дно может иметь уклон в сторону спускного крана. Рабочая жидкость заливается в бак через горловину с сетчатым фильтром. К насосу жидкость также поступает через сетчатый фильтр. Из гидросистемы масло возвращается в бак через перфорированный колпак или сетку, чтобы предохранить жидкость от перемешивания и вспенивания. Бак может быть разделен проницаемой перегородкой между полостью слива и всасывания. Воздушный объем над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающей средой через вентиляционный патрубок с воздушным фильтром тонкой очистки. Бак снабжается термометром, указателем

уровня и при необходимости реле минимального уровня. Обычно вместимость бака выбирают равной 2-3-минутной подаче насоса.

Гидроаккумуляторы (рисунок 2.18) представляет собой емкость, разделенную эластичной диафрагмой 2 на газовую 3 и жидкостную 1 полости. При заполнении нижней полости гидроаккумулятора жидкостью из гидросистемы диафрагма прогибается, газ, находившийся под первоначальным давлением зарядки, сжимается, аккумулируя энергию, которую отдает при падении давления в системе. Пневматическая полость гидроаккумулятора может заполняться воздухом или инертным газом (обычно используется азот).

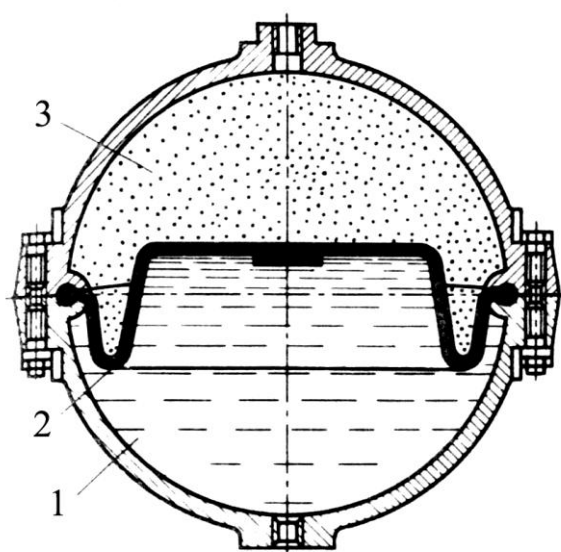


Рисунок 2.18 – Гидроаккумулятор:

1 – жидкостная полость; 2 – диафрагма;
3 – газовая полость

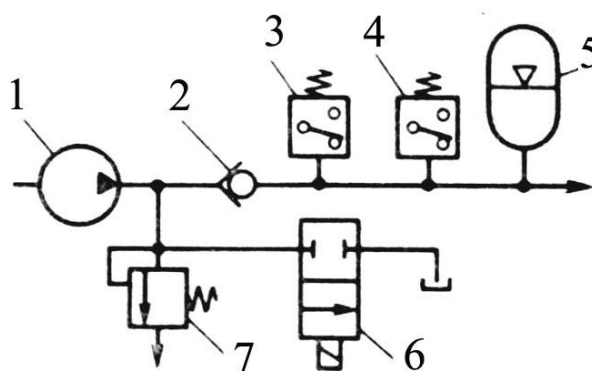


Рисунок 2.19 – Использование

гидроаккумулятора для разгрузки насоса:
1 – насос; 2 – клапан; 3, 4 – реле давления;
5 – гидроаккумулятор; 6 – распределитель;
7 – клапан

Использование аккумулятора для разгрузки насоса от давления в гидросистеме показано на рисунке 2.19. При достижении давления настройки реле давления 3 замыкает контакты цепи управления золотникового распределителя 6, и он сообщает полость разгрузки предохранительного клапана 7 со сливом.

Давление перед невозвратным клапаном 2 падает, насос 1 работает на слив в бак. Питание гидросистемы осуществляется гидроаккумулятором 5. При разрядке гидроаккумулятора до давления настройки реле давления 4 золотниковый распределитель 6 запирает полость разгрузки предохранительного клапана 7, и

рабочая жидкость от насоса под давлением поступает на зарядку гидроаккумулятора.

Фильтра и теплообменники в настоящих методических занятиях не рассматриваются, так как они широко изучаются в других дисциплинах.

2.7 Принципиальные гидравлические схемы судового гидропривода

Гидравлические принципиальные схемы систем гидропривода судовых механизмов сходны по составу и принципу действия, поэтому ниже рассматривается описание силового контура механизма подъема груза и системы управления и подпитки главного судового грузового крана.

Гидросистема механизма подъема груза (рисунок 2.20) с замкнутым контуром состоит из аксиально-поршневого насоса 21 реверсивного типа с регулируемой подачей и высокомоментного радиально-поршневого шестицилиндрового гидродвигателя 9 со ступенчатым регулированием.

Регулирование насоса 21 плавное путем подачи масла в одну из полостей гидроцилиндра 1 из системы управления. Движение поршня через систему рычагов передается на золотник сервомотора 20, изменяющего угол наклона люльки. Подача масла насосом 21 в правую гидролинию соответствует вращению гидродвигателя 9 на подъем груза. Масло к гидродвигателю поступает через двухскоростной золотниковый распределитель 7 с гидравлическим управлением. Средняя позиция распределителя соответствует режиму холостого хода, когда насос 21 работает "на себя": масло из нагнетательного трубопровода поступает во всасывающий, а отводы к гидродвигателю закрыты.

В правой позиции золотникового распределителя 7 масло из напорной линии поступает через отводы А и Б ко всем цилиндрам гидродвигателя, что соответствует работе с номинальной грузоподъемностью и скоростью, так как используется полный рабочий объем гидродвигателя.

В левой позиции распределителя масло будет поступать к трем цилиндрам гидродвигателя через отвод Б. Отвод А замыкается на сливную линию. В этом

режиме задействовано 50 % рабочего объема гидродвигателя, поэтому грузоподъемность снижается вдвое сравнительно с номинальной, а скорость подъема груза в два раза увеличивается.

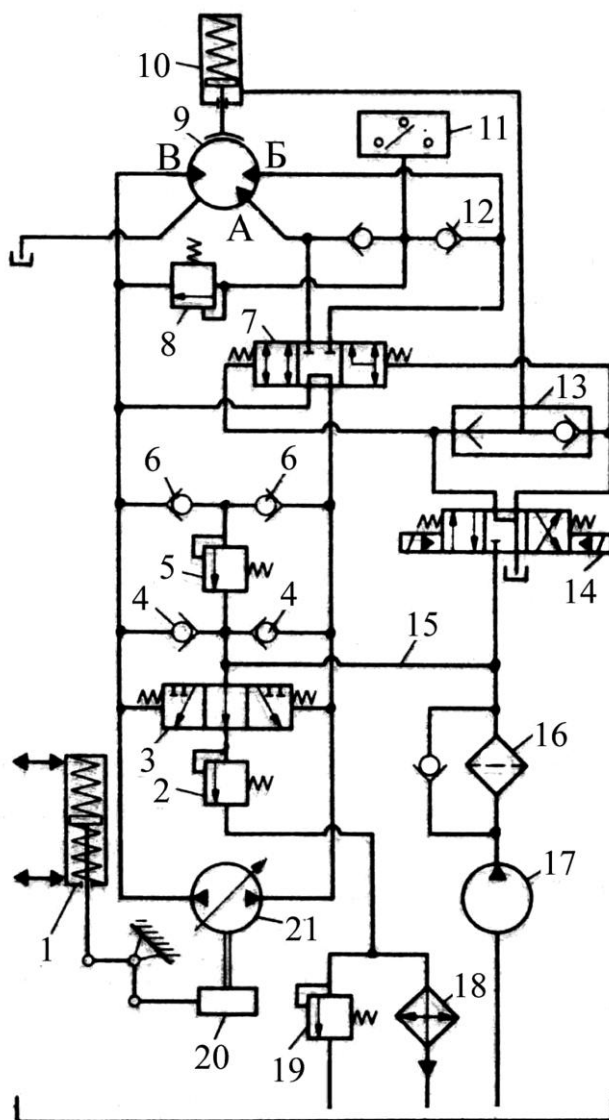


Рисунок 2.20 – Гидравлическая схема механизма подъема груза

1, 10 – гидроцилиндры; 2, 4, 5, 6, 8, 12, 13, 19 – клапаны; 3, 7, 14 – распределители;
9 – гидродвигатель, 11 – сигнализатор давления; 15 трубопровод; 16 – фильтр,
17, 21 – насосы, 20 – золотник

Управление двухскоростным золотниковым распределителем 7 осуществляется через золотниковый распределитель 14 системы управления. В средней позиции распределителя 14 подвод масла от винтового насоса 17 системы управления и подпитки закрыт, а оба отвода соединены со сливом. Это положение соответствует средней позиции распределителя 7, занимаемой под действием пружин. В правой позиции распределителя 14 масло от насоса 17 поступит в

правую полость управления распределителя 7, что приведет к включению гидромотора 9 на номинальный режим. Одновременно через челночный клапан 13, открывающий линию высокого давления, масло поступит к гидроцилиндру 10 тормоза и гидромотор получит вращение. Левая линия управления распределителя 7 соединится со сливом.

Переключение распределителя 14 в левую позицию аналогичным путем приведет к включению гидромотора в режим повышенной частоты вращения. Для спуска груза изменяется направление потока насосом 21.

Масло по левой гидролинии через подвод В поступает ко всем цилиндрам гидромотора. Через отвод Б масло направляется во всасывающую линию насоса. В отводе А при сливе создается подпор, препятствующий переходу гидродвигателя в насосный режим.

При принятии сигнала от джойстика управления краном в поперечном направлении управляющий сигнал поступает на электрогидравлический золотниковый распределитель 14 (рисунок 2.20). Позиции распределителей 14 и 7: среднее - холостой ход, левое - ускоренный режим, правое - номинальный режим работы гидродвигателя. Отклонение джойстика управления краном независимо от избранного режима приведет к подаче масла в одну из полостей гидроцилиндра 1 (рисунок 2.20) и включению насоса на подъем груза или на спуск груза (плавный).

Защита гидродвигателя 9 от перегрузок осуществляется предохранительным клапаном 8, который через сдвоенный невозвратный клапан 12 разгружает отводы А и Б на сливную линию. При критическом возрастании давления сигнализатор давления 11 разомкнет электрическую цепь управления распределителем 14, который под действием возвратных пружин займет среднюю позицию. Трубопроводы управления распределителем 7 и тормозом 10 соединятся со сливом, тормоз замкнется. Предохранительный клапан 5 и четыре невозвратных клапана защищают от перегрузок обе гидролинии насоса 21. Перепуск масла из правой линии в левую происходит через клапаны 6 (правый), 5, 4 (левый), а из левой в правую - через клапаны 6 (левый), 5, 4 (правый).

Подпитка гидросистемы осуществляется насосом 17 через фильтр 16, трубопровод 15 и невозвратный клапан 4 на сторону слива, где создается подпор. Одновременно часть масла, нагревшегося в системе, через избирательный золотниковый распределитель 3, переливной клапан 2 и охладитель 18 возвращается в бак. Распределитель 3 управляется давлением масла в нагнетательной гидролинии. Так, при подъеме груза распределитель переключится в правую позицию и масло будет отводиться из левой сливной гидролинии. При нулевой подаче насоса распределитель 3 будет находиться в средней позиции и все масло от насоса 17 будет поступать в бак через переливной клапан 2, создающий подпор. При засорении охладителя 18 масло перепускается в бак через предохранительный клапан 19, а при засорении фильтра 16 байпасируется через невозвратный клапан.

Размыкание тормоза происходит при давлении 2,0...2,2 МПа. Предохранительные клапаны настраиваются на 15,5...17,5 МПа. Переливной клапан 2 поддерживает давление на линии слива 1,7...2,5 МПа.

2.8 Содержание отчета

Отчет должен содержать краткое описание и назначение элементов гидравлической схемы механизма подъема груза.

Необходимо обосновать применение элементов схемы в случае аварийного обесточивания привода насосов; в случае порыва трубопровода в различных точках системы; в случае подъема недопустимого по массе груза; в случае отказа главного насоса; в случае отказа насоса управления

2.9 Вопросы к практическому занятию

1. Перечислить состав типового гидропривода судового механизма.
2. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы аксиально-поршневой гидромашины с наклонным диском.

3. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком.
4. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы нерегулируемого аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком.
5. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком.
6. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы регулируемого аксиально-поршневого насоса.
7. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы радиально-поршневого гидромотора.
8. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы орбитального гидромотора.
9. Охарактеризовать конструкцию и принцип работы гидроцилиндра.
10. Охарактеризовать устройство и работу гидродросселя.
11. Охарактеризовать устройство и работу предохранительного клапана.
12. Охарактеризовать устройство и работу редукционного клапана
13. Охарактеризовать обозначение на принципиальной схеме гидропривода гидрораспределителя.
14. Охарактеризовать обозначение на принципиальной схеме гидропривода предохранительного клапана.
15. Охарактеризовать обозначение на принципиальной схеме гидропривода гидрозамка.
16. Охарактеризовать обозначение на принципиальной схеме гидропривода дросселя.
17. Охарактеризовать обозначение на принципиальной схеме гидропривода гидромашин.
18. Охарактеризовать скоростные режимы в гидравлических системах.
19. Охарактеризовать назначение и устройство гидроаккумулятора.
20. Охарактеризовать состав и назначение элементов гидравлической схемы механизма подъема груза.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3

СУДОВАЯ ГРУЗОВАЯ ЛЕБЕДКА. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

3.1 Цель практического занятия

Целью работы знакомстве с типовой палубной грузовой лебедкой, широко распространенной на промысловых судах и судах со стреловым грузovým оборудованием. Представлен анализ грузовых операций с помощью рассматриваемой лебедки при одиночной и спаренной работе судовых стрел. Рассмотрены вопросы обслуживания данной лебедки.

3.2 Введение

На морских судах используются лебедки различного назначения, отличающиеся друг от друга габаритами и конструкцией. Широко применяется лебедки грузовые электрические серии ЛЭ (ЛЭ69...ЛЭ96-7), предназначенные для установки на морских судах с неограниченным районом плавания. Лебедка предназначена для подъема, опускания и перемещения груза или стрел. Широко распространена лебедка ЛЭ-70 [10, 14, 15].

Судовые грузовые лебедки должны обеспечивать подъем, спуск и удержание груза, соответствующего 1,25 номинального тягового усилия. При работе лебедки с номинальным тяговым усилием расчетные напряжения в ее деталях не должны превышать 0,4 предела текучести и 0,28 предела прочности материала [4].

Барабаны лебедок должны иметь длину, обеспечивающую однослойную навивку троса, в крайнем случае, допускается навивка троса не более, чем в три слоя. Диаметр тросового барабана должен быть не менее 18 диаметров троса. На барабане лебедки должно оставаться не менее 3 витков при полной выборке рабочей длины троса.

Расположение барабана должно обеспечивать правильную навивку на него троса. Угол временного отклонения троса от плоскости, перпендикулярной оси барабана, не должен превышать 4°.

Пример расположения лебедки в случае оснащения последней легкой судовой грузовой стрелы представлен на рисунке 3.1.

Технические характеристики лебедки ЛЭ-70 представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Технические характеристики лебедки ЛЭ-70

№	Параметр	Размерность	Значение
1	Номинальное тяговое усилие на барабане	кН	36/18
2	Номинальное тяговое усилие на турачке	кН	36/18
3	Скорость выбирания-травления шкентеля при номинальном тяговом усилии на грузовом барабане, не менее	м/с	0,25/0,5
4	Скорость выбирания и травления шкентеля с пустым гаком на грузовом барабане, не менее	м/с	0,25/0,5
5	Скорость выбирания шкентеля турачкой при номинальном тяговом усилии, не менее	м/с	0,2/0,36
6	Скорость травления шкентеля при посадке груза при номинальном тяговом усилии на грузовом барабане, не более	м/с	0,15/0,24
7	Диаметр шкентеля грузового барабана и турачки	мм	20
8	Тип каната Г-1-Ж-Н 1568 (160) ГОСТ 7668-80		
9	Канатоемкость барабана	м	60
10	Число слоев намотки шкентеля на грузовом барабане		2
11	Масса лебедки с электрооборудованием	кг	1590
12	Масса масла, заливаемого в барабан лебедки	кг	8

Лебедки выпускаются правого и левого исполнения, с электроприводом переменного тока 380 или 220 В и постоянного тока 220 В с турачкой и без турачки.

На рисунке 3.2 представлено оснащение лебедками ЛЭ-70 морского траулера. Две стрелы 3 и 8 установлены на полусалингах кормового портала. Для увеличения маневренности при обработке трала, выбранного на промысловую палубу, а также для увеличения производительности при выдаче груза, шкентели грузовых стрел посредством треугольной планки

выведены на общий гак. Для раскрепления стрел применены внешние оттяжки 9 и топрик 6, соединяющий ноки стрел.

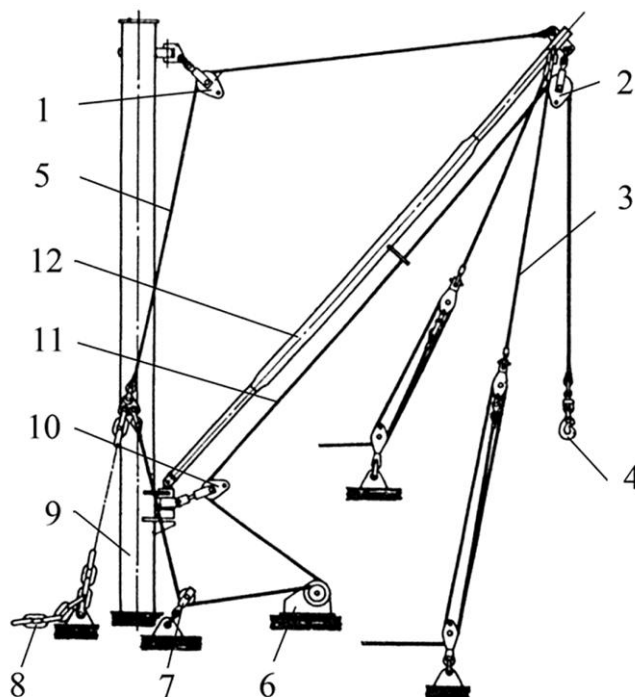


Рисунок 3.1 – Оснащение легкой судовой стрелы грузовой лебедкой:

- 1 – топенантный блок; 2 – грузовой блок; 3 – оттяжка; 4 – крюковая подвеска;
 5 – топенант; 6 – лебедка; 7 – канифас-блок; 8 – цепной стопор; 9 – мачта;
 10 – отводной блок шкентеля; 11 – шкентель; 12 – стрела

3.3 Устройство лебедки ЛЭ-70

Кроме командоконтроллера, посредством которого управляется лебедка в период грузовых операций, сама лебедка имеет элементы управления, указанные на рисунке 3.3. При подготовке лебедки к непосредственному использованию назначают необходимое тяговое усилие (рукоятка В) и выбирают используемый тяговый орган – навивной барабан или турачки, (это (достигается соответственно, взятием на стопор турачки рукояткой управления стопора турачки А и освобождением ленточного тормоза Б и наоборот).

Лебедка состоит из следующих основных узлов: грузового барабана со встроенным планетарным редуктором; планетарного редуктора с заторможенным водилом; электрооборудования. Барабаны и другие узлы лебедки ус-

танавливаются на фундаментной раме. Лебедка с турачкой снабжена ленточным тормозом и стопорным устройством. Для изменения тягового усилия лебедка имеет переключающее устройство. Габариты лебедки: длина 2220 мм, ширина 845 мм, высота 935 мм (рисунок 3.3).

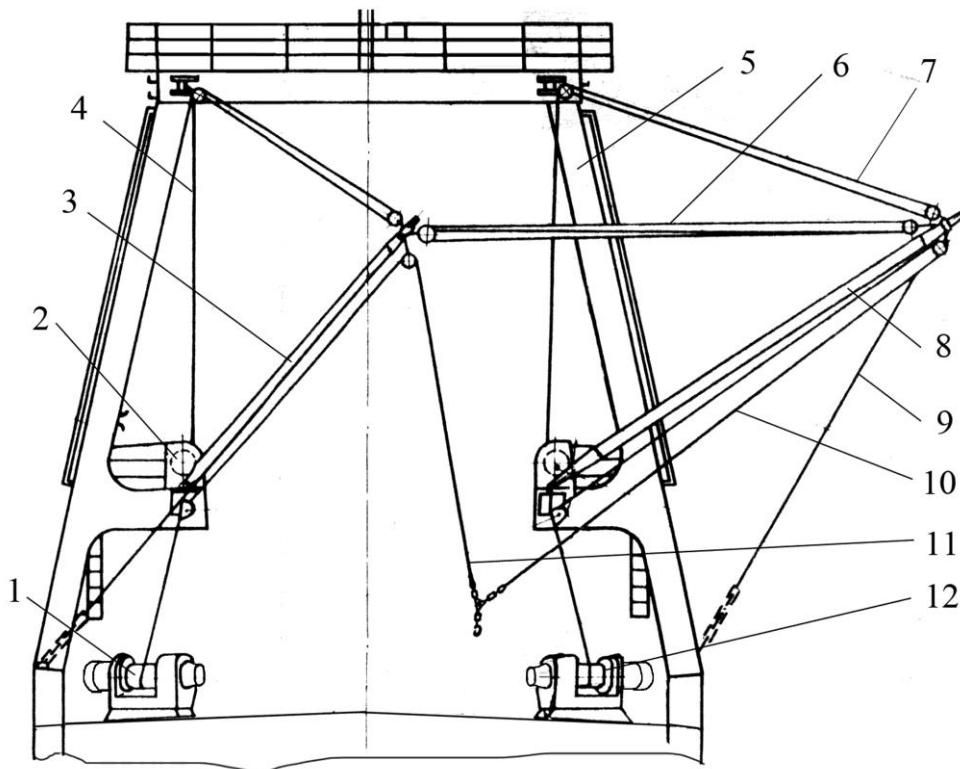


Рисунок 3.2 – Оснащение лебедками ЛЭ-70 кормовой части траулера:
1, 12 – грузовые лебедки; 2 – топенантные лебедки; 3 – судовая стрела;
4, 7 – топенант; 5 – портал; 6 – топрик; 8 – бортовая стрела; 9 – оттяжка;
10, 11 – шкентеля

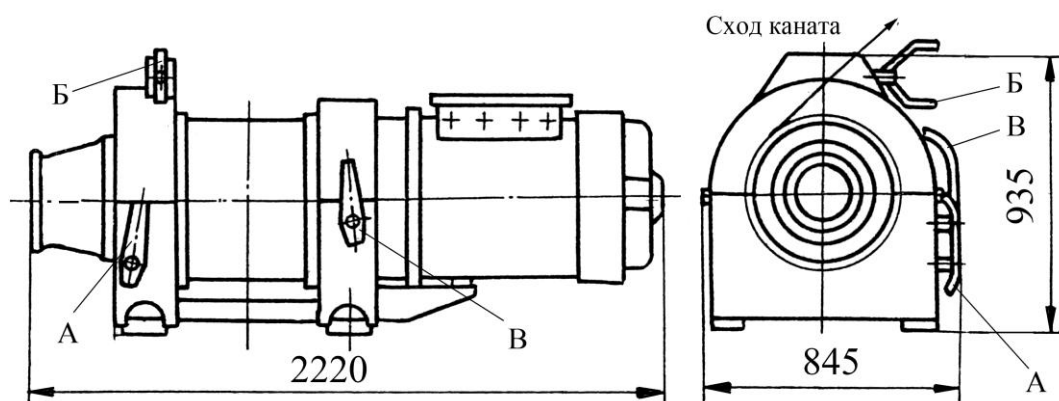


Рисунок 3.3 – Общий вид лебедки ЛЭ-70

Барабаны и фундаментные рамы - сварной конструкции. Опорами барабанов служат подшипники качения. Конец каната закрепляется на реборде барабана.

На рисунке 3.4...3.8 представлены основные узлы лебедки и карта смазки, а продольный разрез лебедки представлен на рисунке 3.9.

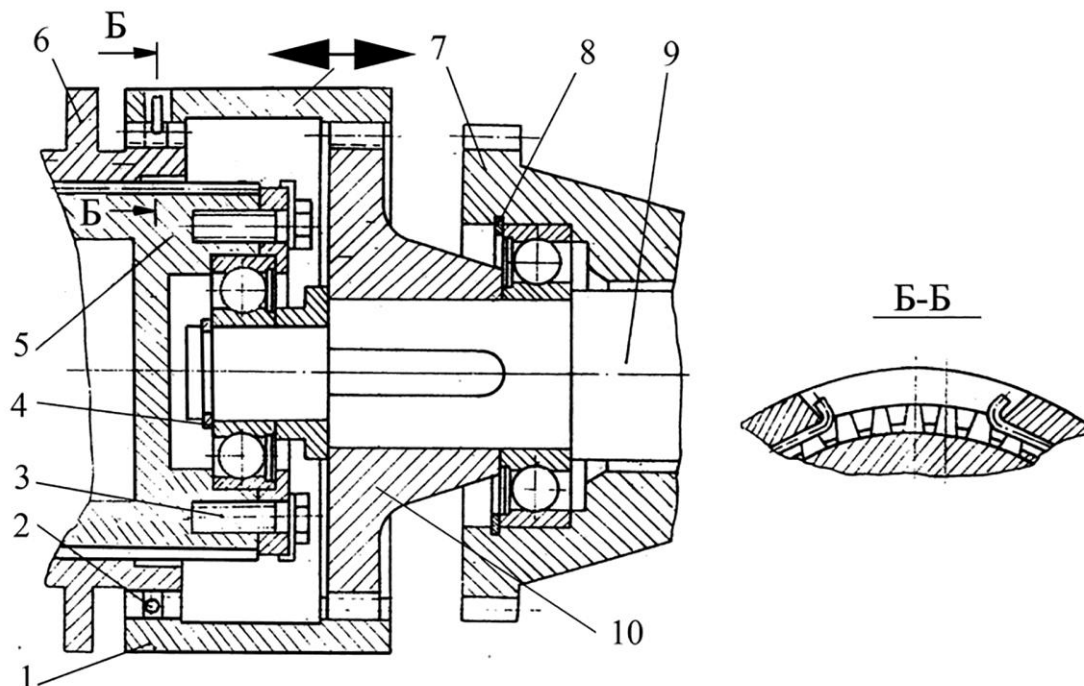


Рисунок 3.4 – Узел переключения режима работы лебедки:

1 – полумуфта переключения; 2 – пружинное кольцо; 3 – винт крепления опоры шлицевого вала; 4, 8 – пружинное кольцо; 5 – ведущий вал; 6 – ведущая полумуфта; 1-7, 10 – ведомые части валов-шестерен; 9 – вал

Крутящий момент от электродвигателя передается через трехпоточный цилиндрический редуктор, представляющий собой планетарную передачу с заторможенным водилом. Редуктор состоит из водила 2, подвижного зубчатого венца 3, трех сателлитов 4 и центральной шестерни 27 (рисунок 3.9).

Вращение от зубчатого венца 3 посредством муфты переключения 5 передается на один из двух центральных валов-шестерен 22 и 23.

Планетарный редуктор, встроенный в грузовой барабан, состоит из двух венцов с внутренними зубьями 8 и 10, водила 12 с тремя блоками сателлитов 11 и центральных шестерен-валов. Для изменения тягового усилия лебедки установлены две центральные шестерни-валы 22 и 23. Блоки сателлитов и водило установлены на подшипниках качения. Один венец 8 с внутренними зубьями связан с обечайкой грузового барабана 9, другой венец 10 связан через выходной вал 20 редуктора с турачкой 19

или фундаментной рамой 25. Турачка 19 установлена на подшипниках на цапфе барабана 13 и при работе навивным барабаном 9 стопорится на фундаментную раму 25.

На рисунке 4 представлен общий вид механизма переключения режимов работы лебедки. Ведущим элементом узла является шлицевой вал 5. Вал 5 приводится во вращение зубчатым венцом трехпоточного редуктора.

Вдоль оси вала 5 по шлицевой поверхности имеет возможность перемещаться полумуфта переключения 6. Полумуфта 6 посредством пружинного кольца 2 управляет перемещением полумуфты 1, которая правой шлицевой поверхностью приводит во вращение центральные валы-шестерни 7 или 10. Пружинные кольца 4 и 8 предотвращают осевое смещение валов-шестерен в планетарном редукторе.

Перемещение полумуфты 6 (рисунок 3.4) производится рукояткой 3 (рисунок 3.5), соединенной валом 5 с переводкой 1. Фиксация рукоятки 3 в крайних положениях производится закладным штырем 2.

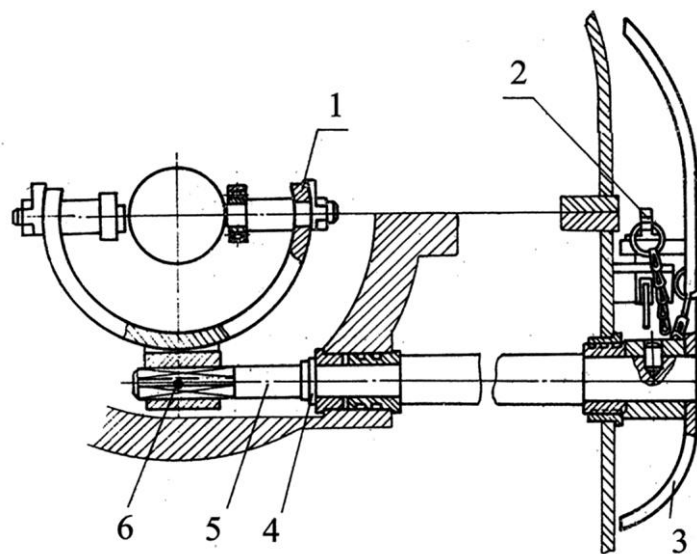


Рисунок 3.5 – Переключающее устройство:

1 – переводка; 2 – штырь (фиксатор); 3 – рукоятка; 4 – пружинное кольцо;
5 – вал; 6 – штифт

Ленточный тормоз (рисунок 3.6) состоит из стальной ленты 1 с обкладкой из ферродо, имеющей кронштейн для установки ее на фундаментной раме с помощью оси 8 и проушины, стягиваемые винтом 5.

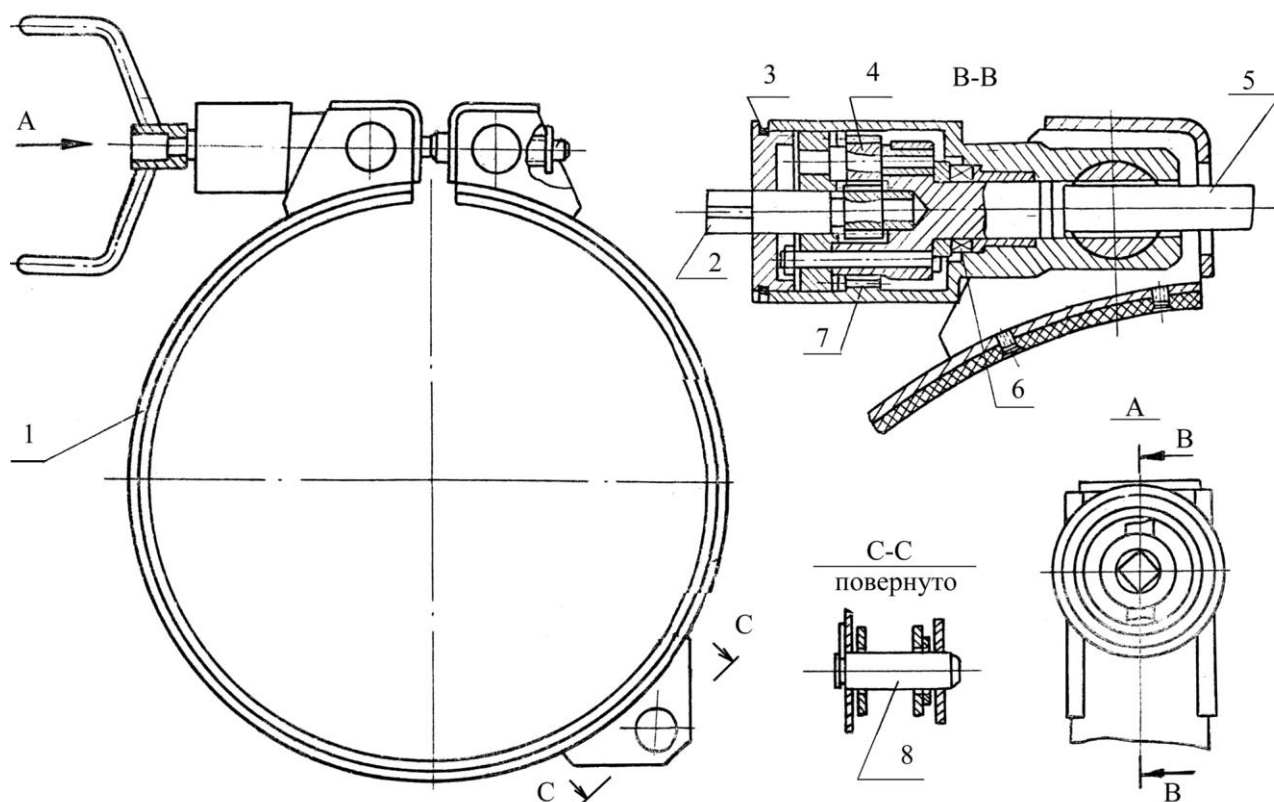


Рисунок 3.6 – Ленточный тормоз:

1 – лента; 2 – центральная шестерня; 3 – пружинное кольцо; 4 – сателлит;
5 – водило-винт; 6 – подшипник; 7 – зубчатый венец; 8 – палец

Для уменьшения усилия на рукоятке тормоза применяется планетарный редуктор, водило которого выполнено совместно с винтом 5.

Рукоятка устанавливается на квадрат, выполненный на центральной валу-шестерне 2. Крутящий момент передается через сателлиты 4, обкатывающиеся по неподвижному венцу 7. Осевое усилие, появляющееся при затормаживании, воспринимается упорным шарикоподшипником 6.

На лебедке встроено стопорное устройство (рисунок 3.7), предназначенное для стопорения выходного вала при работе на грузовом барабане. При перемещении рычагом 3 стопора 4 последний квадратом входит в паз турочки. Рычаг 3 поворачивается с помощью рукоятки 7, соединенной с валом 6. Фиксация рукоятки 7 в крайних положениях производится закладным штырем 1.

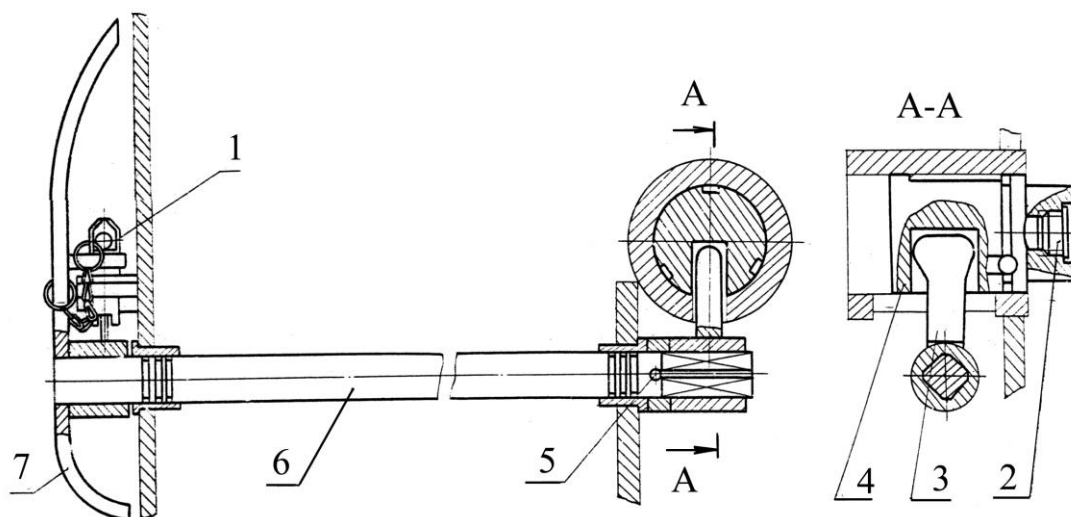


Рисунок 3.7 – Стопорное устройство:
 1 – штырь; 2 – пробка масляная; 3 – рычаг; 4 – стопор;
 5 – проволока; 6 – вал; 7 – рукоятка

Карта смазки лебедки представлена на рисунке 3.8.

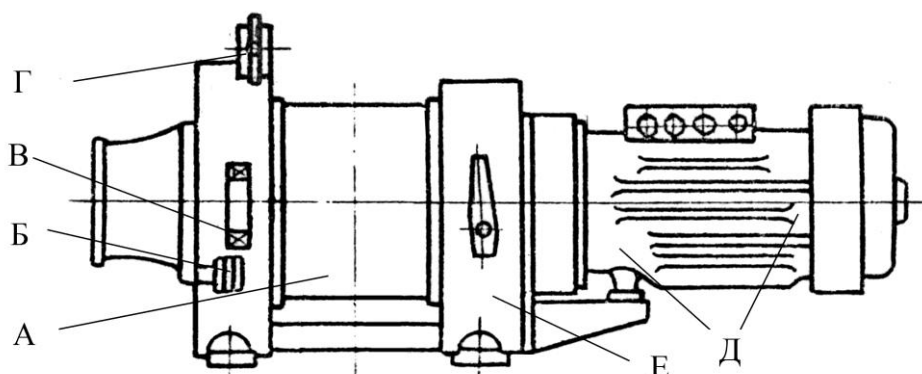


Рисунок 3.8 – Карта смазки лебедки

Смазка зубчатых колес и подшипников редуктора (точки А и Е) осуществляется маслом трансмиссионным автомобильным ТАП-15В (аналог фирмы ШЕЛЛ – SPIRAX EP 90). Смазка подшипников опоры грузового барабана (точка В) производится 1 раз в 3 года смазкой ЦИАТИМ-203 (аналог фирмы ШЕЛЛ – SIMNIA 0).

Шарниры ленточного тормоза и стопорного устройства (точки Г и Б) смазываются 1 раз в месяц консистентной смазкой ЦИАТИМ-203. Подшипники электродвигателя (точка Д) смазывают в соответствии с инструкцией по обслуживанию электрооборудования.

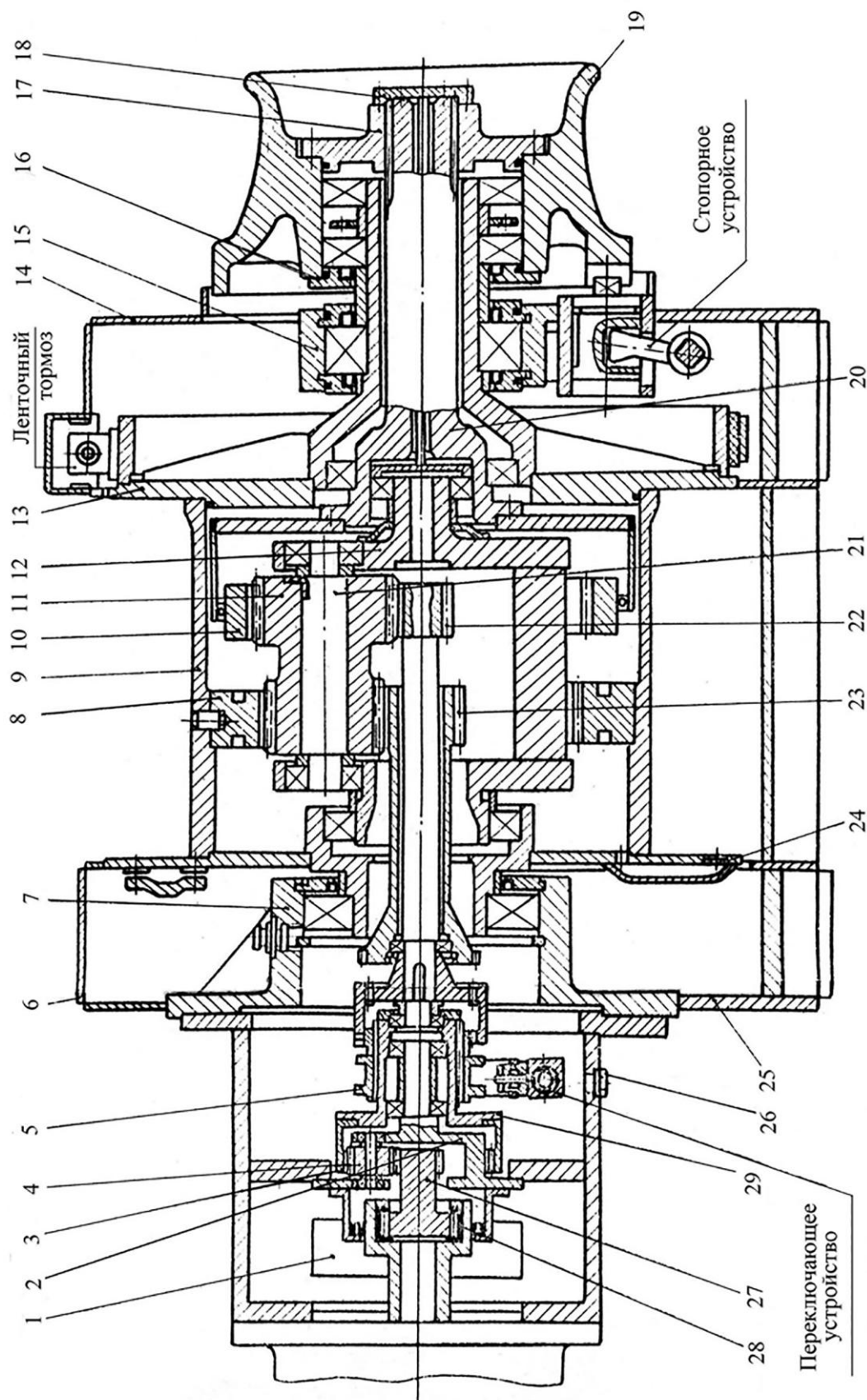


Рисунок 3.9 – Продольный разрез лебедки.

1 – люк; 2 – заторможенное водило; 3, 8, 10 – зубчатый венец; 4 – сателлит; 5 – полумуфта переключения; 6, 14 – корпус; 7, 15 – крышка подшипника; 9 – обечайка барабана; 11 – блок сателлитов; 12 – водило; 13 – реборда; 16, 17, 18 – крышка; 19 – твирачка; 20 – вал твирачки; 21 – ось сателлитов; 22, 23, 27 – центральная шестерня; 24, 26 – масляная пробка; 25 – фундаментная рама; 28 – муфта; 29 – стакан

Для нормально работы лебедки на судне при эксплуатации необходимо ее установить на фундамент, у которого опорные поверхности под платики фундаментной рамы-лебедки должны находиться в одной плоскости для исключения деформации фундаментной рамы лебедки и расцентровки деталей редуктора.

Неплоскостность опорных поверхностей фундамента под лебедку проверять линейкой и щупом. При этом пластина щупа толщиной 0,2 мм не должна проходить между проверяемой поверхностью и линейкой.

Для уменьшения передаваемой на корпус судна вибрации и структурного шума рекомендуется лебедки устанавливать, резино-металлические амортизаторы или на пластмассовую подушку.

На ответственных деталях нанесена маркировка. На деталях, изготовленных из поковок, маркируется обозначение чертежа, марка материала, номер плавки, две последние цифры года изготовления.

На деталях, изготовленных из проката, маркируются: обозначение чертежа, марка материала, номер плавки. На деталях, изготовленных литьем, маркируются: обозначение чертежа, номер плавки и две последние цифры года изготовления. На деталях, изготовленных из цветного материала, маркируется условное обозначение марки материала.

Каждая лебедка снабжается фирменной табличкой, на которой указано:

- а) товарный знак предприятия-изготовителя;
- б) наименование и индекс лебедки;
- в) номинальное тяговое усилие на грузовом барабане;
- г) скорость выбирания шкентеля при номинальном тяговом усилии (через дробь указаны скорости, соответствующие режимам работы);
- д) масса лебедки (механической части с электродвигателем);
- е) порядковый номер лебедки;
- ж) год изготовления;
- з) клеймо ОТК предприятия-изготовителя.

Для правильной сборки планетарного редуктора на блоках сателлитов необходимо соблюдать монтажную маркировку.

Маркировка набита или на торцах двух соседних зубьев, или на шейке блока сателлитов против впадины зубьев (рисунок 3.10).

При опускании водила со стороны крышки барабана необходимо совместить маркированные впадины зубьев сателлитов $Z=25$ с 1-м, 24-м, 47-м зубьями венца $Z=69$, расположенными через 120° . Остальные шестерни и венцы планетарного редуктора устанавливаются произвольно.

Рекомендуется при сборке маркированные впадины сателлитов и зубья венца пометить краской или мелом для визуального наблюдения за правильностью вхождения зубьев в зацеплении.

Основные элементы лебедки выполнены из следующих материалов: обечайка барабана – 08X22H6T; вал – сталь 20; турочка – 20Л; зубчатые венцы – 40ХН; блок сателлитов – 40ХН; ось сателлитов – сталь 40; вал-шестерня – 40Х;

3.4 Эксплуатация и обслуживание лебедки ЛЭ-70

3.4.1. Меры безопасности при эксплуатации лебедки

После установки лебедки на фундамент двигатель должен быть заземлен на корпус судна через специально предусмотренную бобышку.

Должны быть заземлены командоконтроллеры постов управления и магнитные контроллеры.

В районе прохождения шкентеля лебедки не должно быть проходов и каких-либо конструкций, за которые мог бы зацепиться шкентель в случае образования петель из-за отсутствия натяжения в нем.

В случае зацепа шкентеля за надстройки или другие конструкции электродвигатель лебедки развивает максимальный момент, превышающий номинальный в 2,5 - 3 раза.

Производить изменение режимов работы лебедки при поднятом грузе запрещается, т. к. возможно падение груза.

Перед началом перегрузочных операций необходимо проверить надежность затяжки болтов и гаек на лебедке и фундаменте.

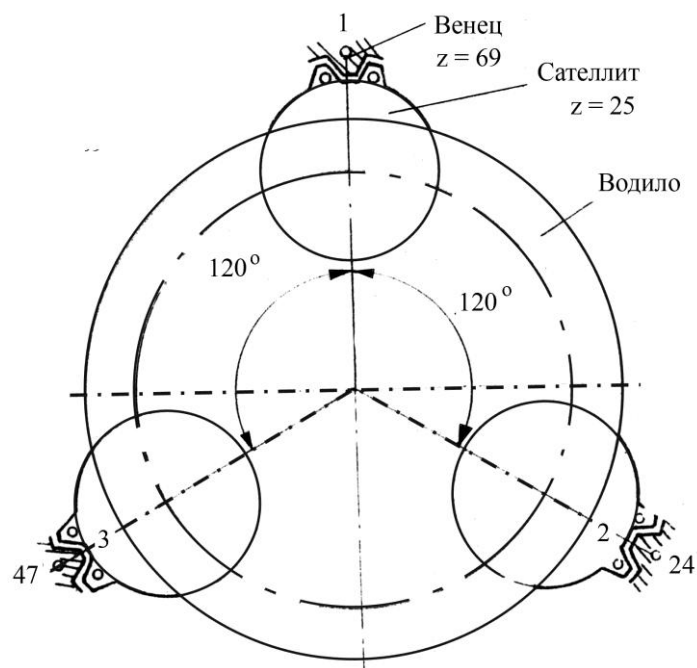


Рисунок 3.10 – Схема сборки планетарного редуктора

3.4.2 Подготовка к работе

а) снять чехол и произвести наружный осмотр лебедки, проверить уровень масла в грузовом барабане, и цилиндрическом редукторе. Контроль уровня масла производится через масляную пробку, установленную против маслоуказательной стрелки;

б) проверить правильность расположения и крепления каната на грузовом барабану, надежность затяжки болтов и гаек;

в) смазать стопор, вывернув масляную пробку;

г) перед началом перегрузочных операций проверить работу лебедки без нагрузки. В зависимости от характера работ (работа грузовым барабаном или турачкой), а также от величины тягового усилия, которое должна обеспечивать лебедка, рукоятки органов управления необходимо поставить в положение, определяемое указательной табличкой, установленной на лебедке;

д) последовательным переводом рукоятки командоконтроллера из одного положения в другое проверить работу лебедки без нагрузки при

вращении барабана в сторону выбирания и травления. Проверить работу тормозов.

3.4.3 Работа лебедки

а) работа барабанами (как на подъем, так и на спуск) осуществляется от электродвигателя. При работе необходимо установить рукоятки управления в положение, соответствующее заданному режиму работы;

б) крутящий момент двигателя через резино-зубчатую муфту передается на центральную шестерню 27 (рисунок 3.9) и через сателлиты 4 и венец 3 на муфту переключения;

Соединение вала редуктора с шестерней 22 обеспечивает режим 36 кН, соединение с шестерней 23 - соответственно 18 кН.

Редуцируясь, крутящий момент двигателя передается на зубчатый венец 8, связанный с барабаном. При этом другой венец 10 должен быть заторможен.

Работа турачкой осуществляется при заторможенном барабанном венце 8.

3.4.4 Характерные неисправности и способы их устранения

Возможные неисправности лебедки представлены в таблице 3.2.

Исследования характера повреждений, выявленных в процессе эксплуатации и ремонта грузовых лебедок показывают, что основными причинами являются усталостные повреждения и износ.

Например, отказы зубчатых передач происходят по причине усталостного повреждения слоя зубьев. Это повреждение определяется физико-химическими свойствами самого материала зубчатых колес, частотой вращения, величиной удельного скольжения, режимом нагружения, вязкостью масла, чистотой поверхностей, твердостью поверхностных слоев и т.п. При потере усталостной прочности твердым материалом появляются мельчайшие оспинки на поверхности, которые разрастаются до крупной язвы.

На мягких поверхностях зубьев в начальной стадии работы часто также появляется выкрашивание на ограниченных участках, являющихся зонами концентрации нагрузки вследствие наличия местных выступов или других причин. Выкрашивание продолжается до тех пор, пока в результате его и вследствие износа нагрузка не распространяется на большую поверхность.

Таблица 3.2 – Характерные неисправности лебедки

Наименование неисправности, внешнее проявление и дополнительные признаки	Вероятная причина	Метод устранения
1	2	3
Течь масла из-под фланца двигателя и по цапфам барабана	порвана манжета или образовалась трещина из-за старения резины	заменить манжету
Течь масла из-под фланца цилиндрического редуктора по разьему крышки барабана, цапфам барабана и крышке турочки	Нарушено уплотнение резиновым кольцом при монтаже	Уплотнение поправить, при необходимости кольцо заменить
Течь масла по выходному валу	Плохое уплотнение прокладки	Проверить прокладку, затянуть болты
Большой шум в цилиндрическом редукторе	а) Износились сухари навилке. б) Вышли из строя подшипники сателлитов	Сухари заменить
Большой шум (дребезжание) муфты переключения скоростей	а) Износился буфер зубчатый резиновый. б) Износились сухари навилке	Буфер, сухари заменить
При работе турочки грузовой барабан проворачивается	а) Слабо зажат ленточный тормоз. б) На тормозной шкив попало масло	Зажать ленточный тормоз, шкив промыть керосином и прогреть путем подтормаживания при вращении барабана (стопор турочки включить)
Сильный шум со стуками в редукторе барабана	а) Вышел из строя подшипник сателлита б) Неправильно собран планетарный редуктор	Подшипник заменить. Произвести сборку согласно схеме сборки редуктора

Другим видом разрушения зубчатых передач лебедок является отслаивание чешуек материала в результате развития продольной трещины на некоторой глубине с выходом ее на поверхность.

Для устранения этих неисправностей необходимо избегать динамических перегрузок лебедок, при которых значительно возрастают контактные напряжения, являющиеся причиной разрушения масляной пленки. Важным фактором обеспечения усталостной прочности являются нормальные условия смазки.

Для соединения двигателей и редукторов применяют кулачковые муфты. Недостаточная износостойкость и смятие кулачков приводят к частым остановкам лебедок для ремонта муфт.

Для увеличения долговечности кулачковых муфт необходимо правильно выбирать материал, который должен обладать вязкостью сердцевины и высокой твердостью рабочих поверхностей кулачков. Для этой цели обычно используют материалы, допускающие цементацию.

При длительной эксплуатации в грузовых устройствах бывают отказы, связанные с износом рабочих поверхностей грузовых барабанов и турачек, а иногда и образованием трещин на них. Эти виды отказов вызваны скольжением каната на барабане, а также наличием значительных динамических нагрузок и напряжений в стенке барабана, превышающих предел текучести для данного материала.

Характерными для лебедок являются отказы валов вследствие прогибов и износы шеек в подшипниках. Прогиб валов и осей бывает вызваны действием на них значительных нагрузок, появлением остаточных деформаций, а износы – неправильным режимом смазки или наличием в смазке абразивным материалов и продуктов износа.

3.4.5. Разборка лебедки

Для устранения неисправностей в работе лебедки, а также для освидетельствования деталей лебедки необходимо лебедку разобрать на узлы, удобные для осмотра.

А. Порядок разборки

- а) снять канат с барабана;

б) слить масло из барабанов и цилиндрического редуктора через масляную пробку. Для удобства слива масла используется шланг, поставляемый с лебедкой.

в) снять кожухи барабанов 6 и 14 (рисунок 3.9);

г) отвернуть болты крепления двигателя, снять двигатель с цилиндрическим редуктором;

д) вывернуть болты и снять крышки подшипников 7 и 15;

е) выбить палец 8 (рисунок 3.6) ленточного тормоза;

ж) вывести из зацепления с центральными вал-шестернями 22 и 23 полу-муфту переключения 5 (рисунок 3.9);

з) снять со стоек барабаны и установить на деревянные бруски вверх турачкой 19;

и) растормозив ленточный тормоз, снять его.

Б. Разборка барабана

а) вывернув болты крепления крышек 16 и 17, снять узел турачки;

б) отвернуть болты крепления крышки барабана 9, снять ее;

в) вынуть выходной вал 20 вместе с венцом 10;

г) ввернув рымы в водило 12, вынуть его вместе с сателлитами 11;

В. Разборка водила основного редуктора

а) снять подшипники цапф водила и распорные кольца;

б) выбить ось сателлита 21 с подшипниками, при наличии пружинных колец предварительно снять их. Вынуть блоки сателлитов 11;

в) сборка производится в обратном порядке.

Г. Разборка ленточного тормоза

а) вынуть штифт и вывернуть винт 5 (рисунок 3.6). На тормозах с планетарным усилителем предварительно снять проволоку 3;

б) сборка производится в обратном порядке.

Д. Разборка переключающего устройства

а) выбить штифт 6 (рисунок 3.5) крепления вилки 1;

б) освободив вал 5 от стопорения, сняв пружинное кольцо 4 или отвернув болты упорной крышки со стороны рукоятки 3, вынуть вал.

Е. Разборка стопорного устройства

- а) снять проволоку 5 (рисунок 2.7) и вынуть вал 6 вместе с рукояткой 7;
- б) вынуть стопор 4 из корпуса;
- в) вынуть рычаг 3 из фундаментной рамы.

Ж. Разборка цилиндрического редуктора (рисунок 3.4 и 3.9)

- а) снять проволоку 2 (рисунок 3.4) и сдвинуть полумуфту 1, открыв доступ болтам 3;
- б) выворачивая болты 3 (рисунок 3.4), отсоединить центральные вал-шестерни 22 и 23 (рисунок 3.9);
- в) снять пружинные кольца 4 и 8 (рисунок 3.4); разобрать узел вал-шестерня;
- г) вывернуть болты крепления двигателя, снять двигатель;
- д) вывернуть болты крепления водила 2 (рисунок 3.9) и вынуть его из корпуса;
- е) снять полумуфту 5 (рисунок 3.9);
- ж) разобрать резино-зубчатую муфту 28 (рисунок 3.9);
- з) разобрать водило (2);
- и) сборка производится в обратном порядке.

3.4.6 Планово-предупредительный ремонт

Осмотреть покраску лебедки, обнаруженные повреждения устранить. Проверить уровень масла в барабане и цилиндрическом редукторе. Замену смазки производить в соответствии с указаниями на карте смазки. Осмотреть состояние стопорного и переключающего устройств и ленточного тормоза, периодически их расхаживать, при необходимости смазать. Передачи редукторов при отсутствии признаков ненормальной работы (появление повышенного шума, стуков и т. д.) вскрываются для осмотра после пяти лет работы при суммарном времени работы за этот период 5000 часов.

3.4.7 Дефектация и ремонт

Рассмотрим отдельные элементы лебедки.

Ремонт турачки. В случае наличия трещин или обломов турачка заменяется или ремонтируется по технологии, согласованной Регистром. При износе поверхности (на диаметре 400 мм) до 5 мм необходима зачистка, свыше 5 мм наплавка и зачистка с достижением шероховатости Rz40. При ослаблении посадки подшипников возможно два пути: восстановление посадки с помощью эластомера ГЭН-150(В) или установка подшипника иного типоразмера, для чего необходимо растачивание и запрессовка втулки (толщина стенок втулки не менее 3,5 мм).

Ремонт блока сателлитов. В случае наличия трещин, поломки зубьев необходима замена. Износ зубьев. Требуется замена блока при толщине зуба: на сателлите $z=26$ менее 11,7 мм (при высоте установки зубомера 10,1 мм); на сателлите $z=32$ менее 10,7 мм (при высоте установки зубомера 9,2 мм). Наличие наработок, забоин на боковых поверхностях зубьев удаляется запиловкой и зачисткой с последующей проверкой по шаблону. Шероховатость поверхности Rz2,5. При ослаблении посадки оси блока сателлитов возможно: восстановление посадки с помощью эластомера ГЭН-150(В); зачистка или растачивание с последующим осталиванием, хромированием или заменой оси. Натяг(зазор) в соединении блока и оси (-0,01)-(+0,04) мм.

3.5 Расчет тормозного усилия на ленточном тормозе

Одной из важных условий надежной работы лебедки является тормозное усилие (тормозной момент), развиваемое ленточным тормозом [4].

Тормозной момент должен превышать грузовой момент в 1,5 раза.

Так как привод ленточного тормоза лебедки ручной, устройство привода содержит механизмы, обеспечивающие увеличение усилия, прилагаемого лебедчиком до требуемой величины.

В лебедке ЛЭ-70 привод ленточного тормоза содержит следующие механизмы: ворот, планетарный редуктор, винтовая пара.

Тормозной момент определяется по формуле (3.1):

$$M_T = 0,5 \cdot F \cdot (e^{f \cdot \varphi} - 1) \cdot D, \quad (3.1)$$

где F – усилие прикладываемое, к тормозной ленте, Н; f – коэффициент трения тормозной ленты по тормозной поверхности (обычно f лежит в пределах 0,25...0,4); φ – угол обхвата; D – диаметр тормозной поверхности, м.

Через тормозной момент можно определить тормозное усилие:

$$F_T = \frac{M_T}{R}, \quad (3.2)$$

где R – радиус тормозной поверхности, м.

Без учета потерь на трение F определяется следующим образом:

$$F = F_0 \cdot u_{\Sigma}, \quad (3.3)$$

где F_0 – усилие на маховик привода тормоза со стороны лебедчика, Н; u_{Σ} – суммарное передаточное число привода тормоза.

Суммарное передаточное число определяется т.о.:

$$u_{\Sigma} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3, \quad (3.4)$$

где u_1 – передаточное число ворота; u_2 – передаточное число планетарного редуктора; u_3 – передаточное число винтовой пары.

Для ворота передаточное число оценивается очевидно:

$$u_1 = \frac{D_{MAX}}{D_1}, \quad (3.5)$$

где D_{MAX} – диаметр маховика, м; D_1 – средний диаметр ведущей центральной шестерни, м.

Для планетарного редуктора с неподвижным венцом и ведомым водилом передаточное число оценивается по следующей формуле:

$$u_2 = 1 + \frac{D_3}{D_1}, \quad (3.6)$$

где D_3 – средний диаметр зубчатого венца, м.

Для винтовой пары (талрепа) передаточное число оценивается по следующей формуле:

$$u_3 = (\operatorname{tg}(\beta + \varphi))^{-1}, \quad (3.7)$$

где β – угол подъема винтовой линии (можно принять $\beta = 4^\circ$); φ – угол трения (можно принять $\varphi = 4,5^\circ$).

Исходные данные для расчета тормозного усилия и момента представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Исходные данные для расчета тормозного момента

Последняя цифра зачетки	Коэффициент трения	Угол охвата, град
0	0,25	280
1	0,27	300
2	0,29	320
3	0,31	330
4	0,33	280
5	0,35	300
6	0,37	320
7	0,25	330
8	0,27	280
9	0,29	300

С учетом КПД тормозное усилие будет существенно меньше:

$$F = F_T \cdot \eta, \quad (3.8)$$

где η – КПД привода ленточного тормоза ($\eta = 0,3$).

3.6 Вопросы к практическому занятию

1. Перечислить состав лебедки ЛЭ-70, охарактеризовать основные элементы лебедки.
2. Описать порядок работы лебедки.
3. Описать порядок работы лебедки при работе грузовым барабаном.
4. Описать порядок работы лебедки при работе турачкой.
5. Описать положение органов управления лебедки при работе грузовым барабаном.
6. Описать положение органов управления лебедки при работе турачкой.
7. Перечислить достоинства и недостатки планетарного редуктора по сравнению с цилиндрическим развернутым.

8. Какие узлы и с какой периодичностью смазываются?
9. Перечислить действия при подготовке лебедки к работе.
10. Перечислить действия при разборке лебедки.
11. Перечислить действия при разборке барабана.
12. Выполнить оценку тормозного момента.

3.7 Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы, описание конструкции лебедки, кинематическую схему лебедки, описание основных этапов подготовки лебедки к работе, анализ неисправностей лебедки, пути их исправления, выполнить расчет тормозного момента.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4

ГРУЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ БАЛКЕРА. ГРЕЙФЕР С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ. РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

4.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия – ознакомление с широко применяемым оборудованием судовых грузовых кранов балкеров – грейферов, посредством которых осуществляются погрузка и разгрузка насыпного и навалочного груза.

4.2 Введение

Балкеры предназначены для перевозки насыпных и навалочных грузов. В настоящее время транспортировка навалочных грузов балкерами составляет значительную часть морских перевозок. Грузовые операции балкеров вследствие их значительной длины имеют ряд особенностей, одной из которых является одновременное проведение грузовых и балластных операций. В судовой грузовой документации имеется инструкция по стандартным загрузкам, в которой для каждого из стандартных вариантов грузовых операций указывается последовательность этапов загрузки судна [16-18].

Руда – тяжелый груз, с малым удельным погрузочным объемом (до $1 \text{ м}^3/\text{т}$; например, железная руда – $0,42...0,48 \text{ м}^3/\text{т}$). При объемах трюмов, характерных для обычных судов, при полном использовании грузоподъемности судна руда лежит лишь в нижней части трюма, что приводит к понижению центра тяжести судна. Бортовая качка в шторм становится сильной, резко ухудшающей обитаемость и вызывающей появление больших перегрузок, действующих на конструкции. Также резкая бортовая качка способна вызвать быстрое смещение груза на один борт. В результате судно кренится и может опрокинуться.

Для обеспечения остойчивости и плавности качки грузовой трюм навалочника должен быть заполнен доверху. Поэтому рудовозы имеют продольные

переборки и высокое двойное дно (рисунок 4.1). В бортовых танках и двойном дне размещаются балластные цистерны.

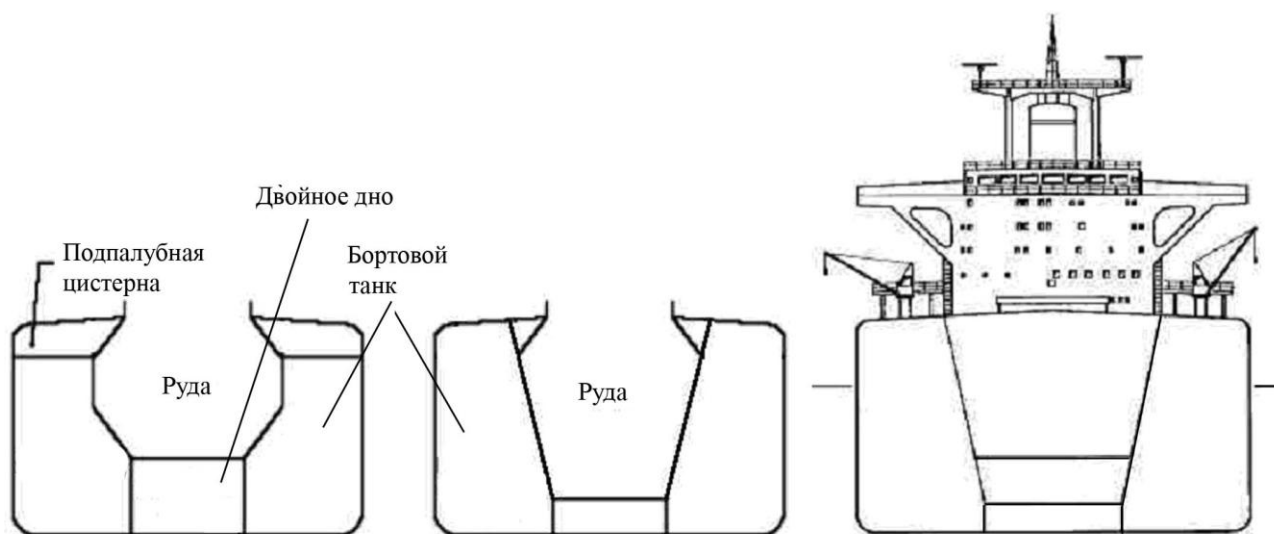


Рисунок 4.1 – Типовые миделевые сечения рудовозов

У балкеров для относительно лёгких навалочных грузов, а также у универсальных навалочников архитектурно-конструктивный тип стандартный – кормовое расположение машинного отделения, однопалубный, с подпалубными и скуловыми цистернами (рисунок 4.2).

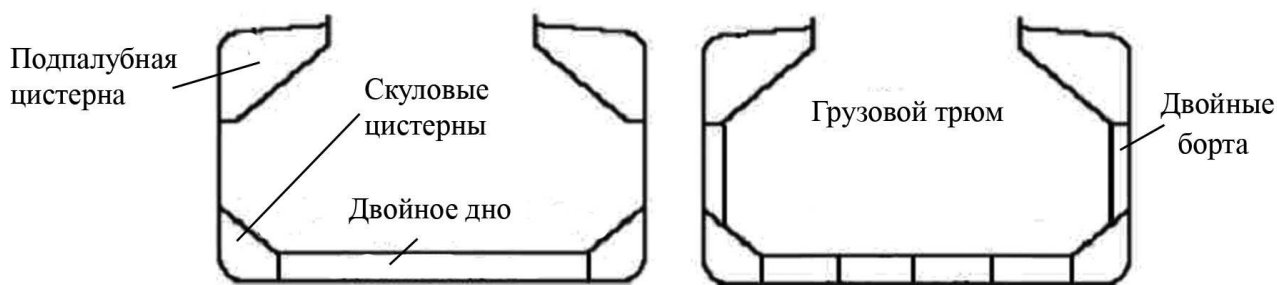


Рисунок 4.2 – Типовые миделевые сечения навалочников

Подпалубные цистерны своей наклонной стороной препятствуют самоштивке (произвольному пересыпанию при качке) груза, скуловые – обеспечивают ссыпание груза под просвет люка при разгрузке. В балластном переходе цистерны служат для принятия балласта.

Балкера типа Handymax имеет водоизмещение около 55000 т и грузовместимость 30000...35000 т. Балкера типа Handymax оснащены судовыми грузовыми кранами типовой грузоподъемностью 30...40 т. Краны обслуживают пять

трюмов балкеров. Все краны оборудованы специальным грузозахватным устройством – грейферами.

4.3 Устройство и обслуживание грейфера с гидравлическим приводом управления челюстями

Основное оборудование судового грузового крана балкера – грейфер. Грейфер – это автоматическое грузозахватное устройство для сыпучих материалов.

Грейферы по кинематическому признаку делятся на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью каната и приводные, в которых механизм зачерпывания и опорожнения располагается непосредственно на грейфере.

Типовой грейфер состоит из двух челюстей 5 (рисунок 4.3), соединенных шарнирно на нижней траверсе 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Канатом 3 подвижная головка 6 соединяется с верхней траверсой 2 и скобой 1, с помощью которой грейфер навешивается на как механизма подъема крана. В момент зачерпывания головка 6 и траверса 8 связаны между собой захватами 7, укрепленными на траверсе 8. При подъеме скобы 1 происходит сближение траверсы 2 и головки 6. При этом челюсти, поворачиваясь вокруг осей шарниров на траверсе 8, внедряются в груз и зачерпывают его. После того как челюсти сомкнутся, грейфер в закрытом состоянии перемещается к месту разгрузки и опускается на опорную поверхность, при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы 8. Подъем скобы 1 вызывает подъем верхней траверсы, что приводит к раскрытию грейфера и его автоматическому опорожнению. Грейфер можно раскрыть и не опуская его. В этом случае от запорного устройства опускается тросик или цепь, за которую необходимо потянуть, чтобы захваты 7 отпустили головку и дали возможность челюстям раскрыться.

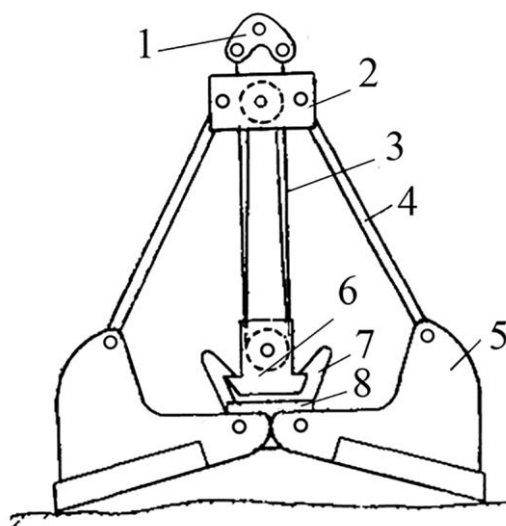


Рисунок 4.3 – Устройство одноканатного грейфера:

1 – скоба; 2 – верхняя траверса; 3 – канат; 4 – тяга; 5 – челюсти;
6 – подвижная головка; 7 – захваты; 8 – нижняя траверса

На рисунке 4.4 представлен общий вид грейфера типа MZGL 18000-6-B-S с гидравлическим приводом открытия и закрытия челюстей [19-21].

Масса порожнего грейфера 11,1 т, потребная грузоподъемность крана для этого грейфера – 28,0 т. В таблице 4.1 представлена информация о грузоподъемности грейфера, допустимом рабочем объеме переносимого груза в зависимости от плотности груза.

Размер частиц переносимого груза – от 1 мм до 50 мм.

Теоретическое рабочее время открытия грейфера 12 с, закрытия 15...19 с.

Таблица 4.1 – Технические характеристики грейфера типа MZGL 18000

Допустимый объем груза, м ³	Плотность груза, т/м ³	Грузоподъемность грейфера (SWL), т
18,0	0,95	17,1
15,0	1,14	17,1
12,5	1,36	17,0
10,6	1,61	17,07
8,7	1,96	17,05
6,3	2,71	17,05

Мощность электродвигателя насосной станции 45 кВт, при напряжении 400 В и частоте 50 Гц.

Рабочее давление в гидросистеме: при открывании – $12,0 \pm 1,0$ МПа, при закрывании $23,0 \pm 1,0$ МПа. Тип насоса V30D–095.

Параметры гидроцилиндров 200/125 с ходом штока 850 мм. Вместимость масляного бака 490 л. Диапазон рабочих температур от -5°C до $+85^{\circ}\text{C}$.

Габариты грейфера: длина 3400 мм, ширина при закрытых челюстях – 4005 мм, при открытых – 4890 мм; высота 5375 мм.

Грейфер подвешивается на гак крана одним канатом с полиспастом. Для работы насосной станции и ее управления к грейферу подведен силовой кабель.

Для предотвращения самостоятельного разворота грейфера к нему подведен уравнильный канат.

Уравнильный канат и кабель в период работы грейфера постоянно нагружены небольшим растягивающим усилием для исключения слабины и обрыва при перегрузках.

Уравнильный канат и кабель имеют свои собственные лебедки, установленные по разным сторонам стрелы крана (рисунок 4.5).

На рисунке 4.5 представлены вид с боку на грузовую стрелу крана (а); вид с верху на стрелу (б); общий вид кабельной лебедки грейфера, закрепленной на одной из балок стрелы крана (в); схема расположения основных элементов кабельной лебедки грейфера, установленных на одной фундаментной раме (г); схема расположения основных элементов лебедки уравнивающего каната грейфера, установленных на одной фундаментной раме (д); общий вид лебедки уравнивающего (стабилизирующего) каната грейфера, закрепленной на другой балке стрелы крана (е).

Грузовая стрела крана представляет собой две балки коробчатого сечения 3, расположенные под углом друг к другу и соединенные поперечными силовыми балками 4. Опорной частью стрела устанавливается на двух сферических самоустанавливающихся подшипниках скольжения (на рисунке не показаны). Ноковая часть стрелы содержит ось с блоками шкентеля, к которому подвешивается грейфер 8.

На верхних поверхностях длинных балок стрелы, у ее основания установлены кабельная лебедка 2 и лебедка стабилизирующего каната 1.

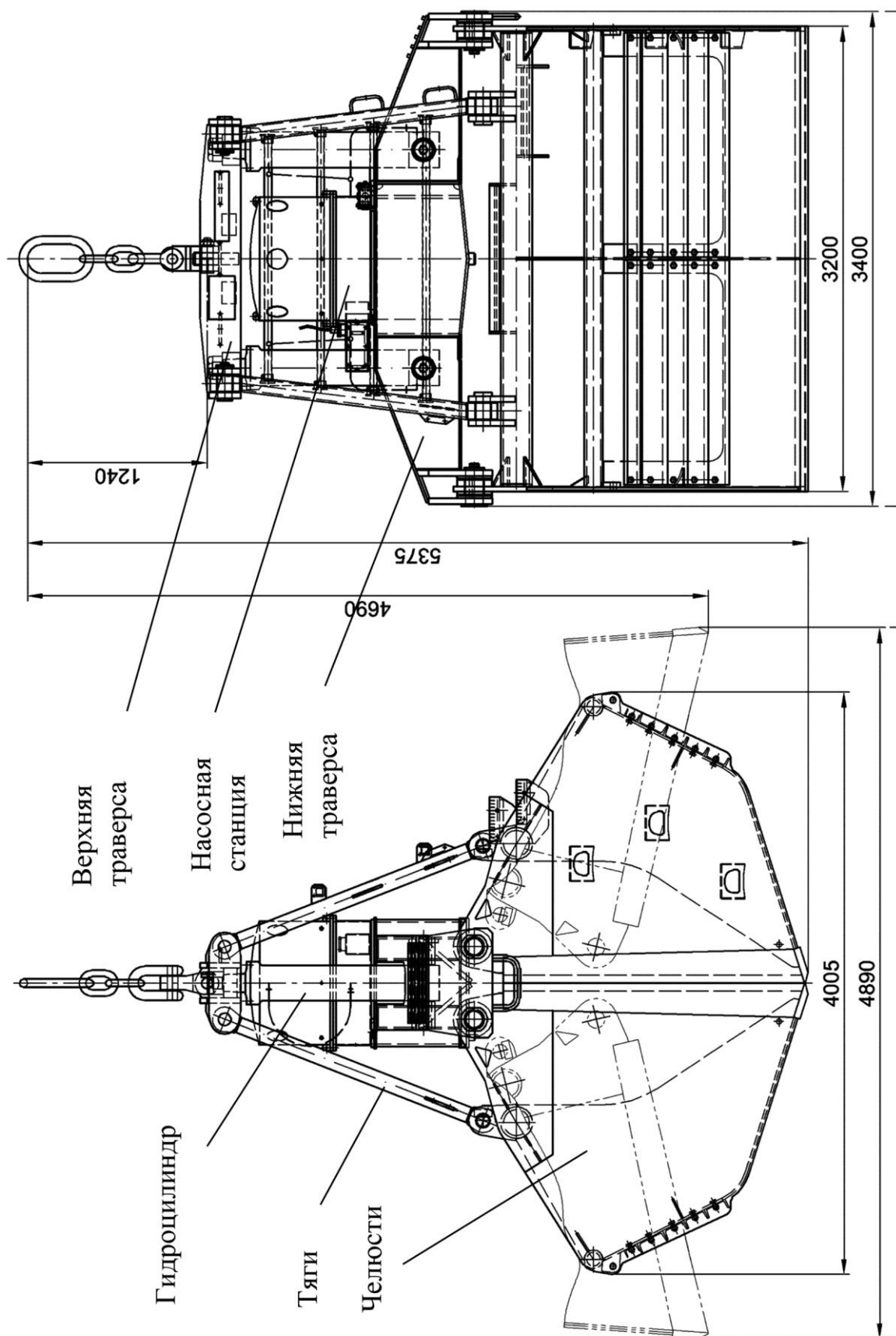


Рисунок 4.4 - Устройство грейфера с гидравлическим приводом

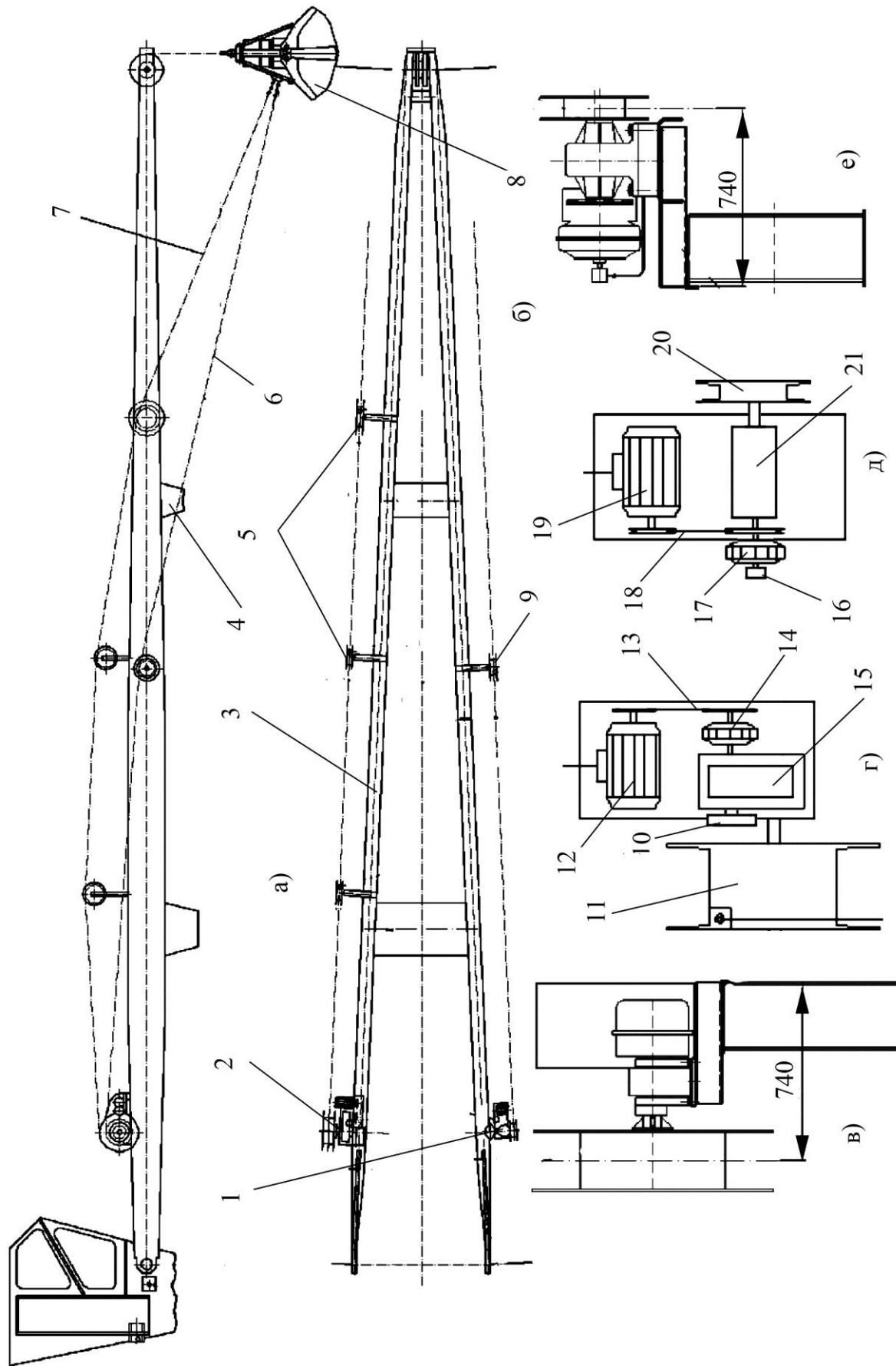


Рисунок 4.5 - Схема расположения оборудования грейфера

Ходовой конец стабилизирующего каната закрепляется на грейфере посредством двух участков цепи, которые закрепляются на разных челюстях. Канат имеет поддерживающий блок 9, расположенные на середине стрелы (длина стрелы около 24 м).

Ходовой конец кабеля закрепляется на грейфере посредством двух участков цепи, которые также закрепляются на разных челюстях грейфера. Для разгрузки конечной части кабеля от возможных динамических нагрузок между кабелем и цепными участками установлен канатный чулок, имеющий значительное упругое удлинение. Кабель имеет поддерживающий блоки 7, расположенные на расстоянии друг от друга около 7 м.

На рисунке 4.5, в, отражающему расположение кабельной лебедки, видно, что кабельный барабан расположен консольно на фундаментной раме, причем срединная плоскость барабана отстоит от внутренней полки балки стрелы крана на расстоянии 740 мм. Аналогична установка барабана стабилизирующего каната (рисунок 4.5, е).

Привод кабеля состоит из следующих основных узлов (рисунок 4.5, г). От электродвигателя 12 через клиноременную передачу 13 вращение передается на гидромуфту 14. Гидромуфта принадлежит к классу гидродинамических передач. Ее назначение в данном механизме – обеспечение постоянного заданного натяжения кабеля, в т.ч. выборка появляющейся слабины в кабеле. На выходном валу гидромуфты установлен электромагнитный дисковый тормоз 10. С гидромуфты крутящий момент передается на ведущий вал редуктора 15, на тихоходном валу которого установлен кабельный барабан 11. Кабельный барабан имеет значительный диаметр обечайки для снижения знакопеременных изгибающих напряжений в кабеле.

Привод кабеля при работе обеспечивает постоянное натяжение кабеля величиной 900 Н. Мощность электродвигателя привода кабеля 2,8 кВт.

Масло гидромуфты заменяется через 5000 час наработки. Рекомендуемое масло – Shell Tellus C 22 ISO-VG-22 22 cSt/ 40 °C; 4,3 cSt/ 100 °C.

Масло редуктора заменяется через 12–18 месяцев, в зависимости от интенсивности работы механизма. Рекомендуемое масло – Mobil Glygoyle30. Объем заливаемого масла в редуктор – 4,5 л.

Привод стабилизирующего каната аналогичен (рисунок 4.5, д). От электродвигателя 19 через клиноременную передачу 18 крутящий момент передается на гидромуфту 17. С гидромуфты вращение передается на планетарный редуктор 21 и далее на канатный барабан 20. На ведущем валу редуктора установлен электромагнитный дисковый тормоз 16.

Требования к замене масла в приводе канат аналогичны. Рекомендуемое масло для планетарного редуктора – Aral-DegolGS 220. Объем масла – 1,8 л.

Устройство гидромуфты представлено на рисунке 4.6.

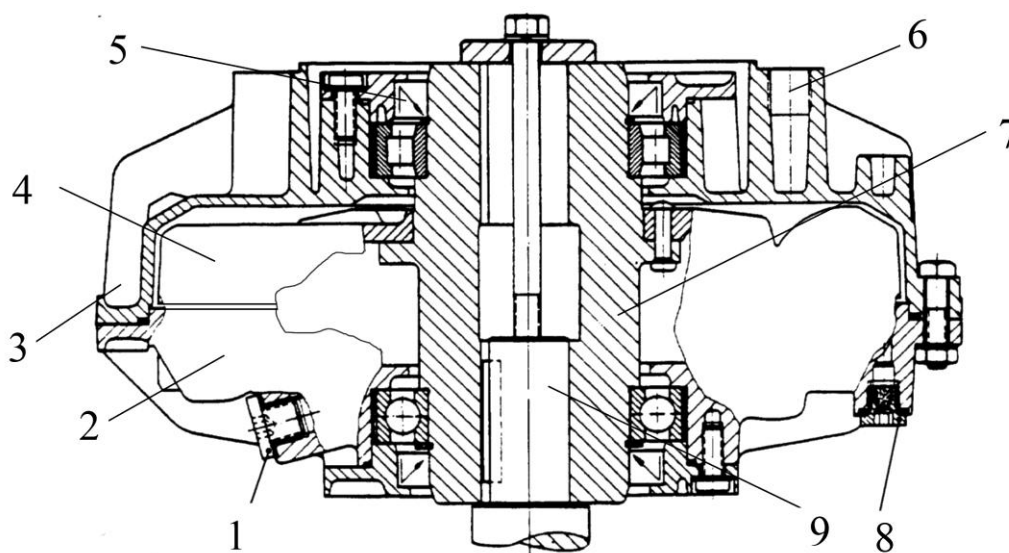


Рисунок 4.6 – Устройство гидромуфты привода барабанов:

- 1 – пробка заливки масла; 2 – насосное колесо; 3 – корпус; 4 – турбинное колесо;
- 4 – манжетное уплотнение; 6 – резьбовые отверстия для крепления шкива;
- 5 7 – ступица турбины; 8 – пробка для спуска масла; 9 – ведущий вал редуктора

К боковой поверхности вращающегося корпуса 3 гидромуфты посредством глухих резьбовых отверстий крепится ременной шкив. Вращаясь, насосное колесо 2 плавно разгоняет турбину 4. Ступица 7 турбины установлена на валу 9. Вал 9 – входной вал редуктора.

Гидрооборудование грейфера установлено на нижней траверсе (рисунок 7. Траверса 1 выполнена таким образом, чтобы внутренний объем играл роль масляного бака (объем 490 л). По краям в нижней части траверса содержит

приварные обухи 11 (4 шт.), к которым присоединяются челюсти. На траверсе шарнирно установлены два гидроцилиндра 4. Каждый гидроцилиндр имеет штуцера для подвода и отвода рабочей жидкости (6 и 7). В верхней части траверсы установлен электродвигатель 5. Давление закрытия челюстей обеспечивается предохранительным клапаном 3 (DV1); давление открытия – обеспечивается предохранительным клапаном 2 (DV2). Уровень масла определяется через пробку 10. Сливается масло посредством пробки 9. Заливка масла осуществляется через пробку 8.

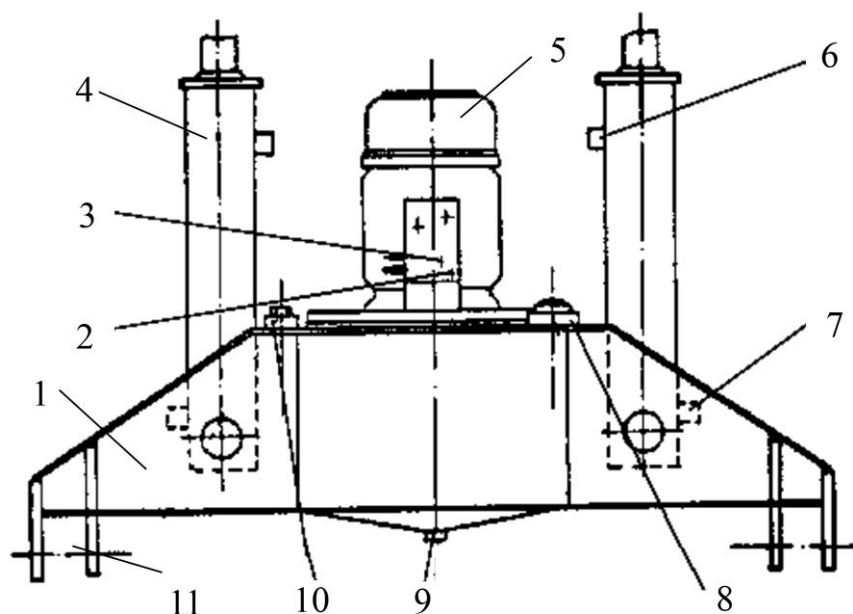


Рисунок 4.7 – Расположение оборудования на нижней траверсе грейфера:

1 – корпус; 2, 3 – расположение клапанов настройки давления открытия и закрытия челюстей; 4 – гидроцилиндр; 5 – электродвигатель; 6, 7 – штуцера подвода шлангов; 8 – пробка заливки масла; 9 – сливная пробка; 10 – пробка определения уровня масла

В качестве рабочей жидкости (РЖ) необходимо масло вязкостью VG 46. Рекомендуется масло фирм SHELL – Tellus Oel 46; ESSO – NUTO H 46; CASTROL – HYSPIN AWS 46 и др.

На рисунке 4.8 представлено устройство гидроцилиндра. Корпус гидроцилиндра 1 – сварной. Поршень 4 со штоком 2 имеет резьбовое соединение. Для предотвращения саморазвинчивания в торце поршня установлен резьбовой штифт. Наружная поверхность поршня содержит два направляющих плоских кольца 8, между которыми установлено круглое резиновое кольцо 9.

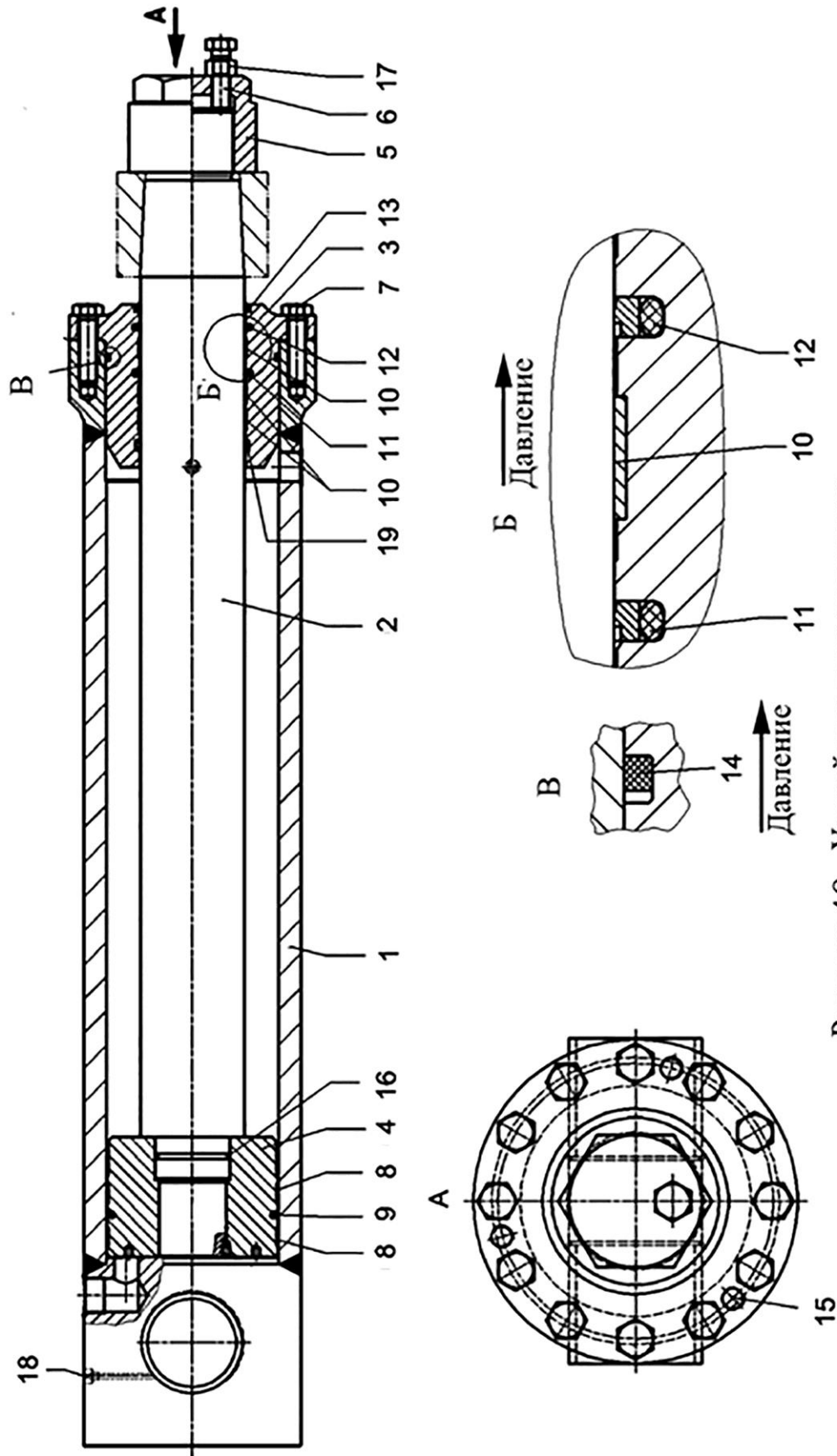


Рисунок 4.8 - Устройство гидроцилиндра

Для предотвращения протечек в неподвижном соединении поршень–шток установлено О – образное резиновое кольцо 16. Нижняя проушина гидроцилиндра имеет канал для подачи консистентной смазки и ниппель 18 для подключения пресс-масленки. Пара шток-крышка также имеет ряд уплотняющих элементов: направляющие кольца 19 (круглое) и плоские 10; кольца из твердой резины 11 и мягкой резины 12, которые центрируют маслосъемные кольца; скребок от грязи 13. В неподвижном соединении крышка-цилиндр стоит уплотнительное кольцо 14. Крышка установлена в цилиндре посредством 12 винтов М 20х70 с усилием затяжки 307 кН. В крышке имеются 3 отверстия для установки съемника и выжимных винтов. К верхней траверсе шток крепится посредством конического соединения. Колпачковой гайкой 5 обеспечивается удержание траверсы на штоке, а винтом 6 и гайкой 17 колпачковая гайка кон-трится.

На рисунке 4.9 представлено устройство насосной станции.

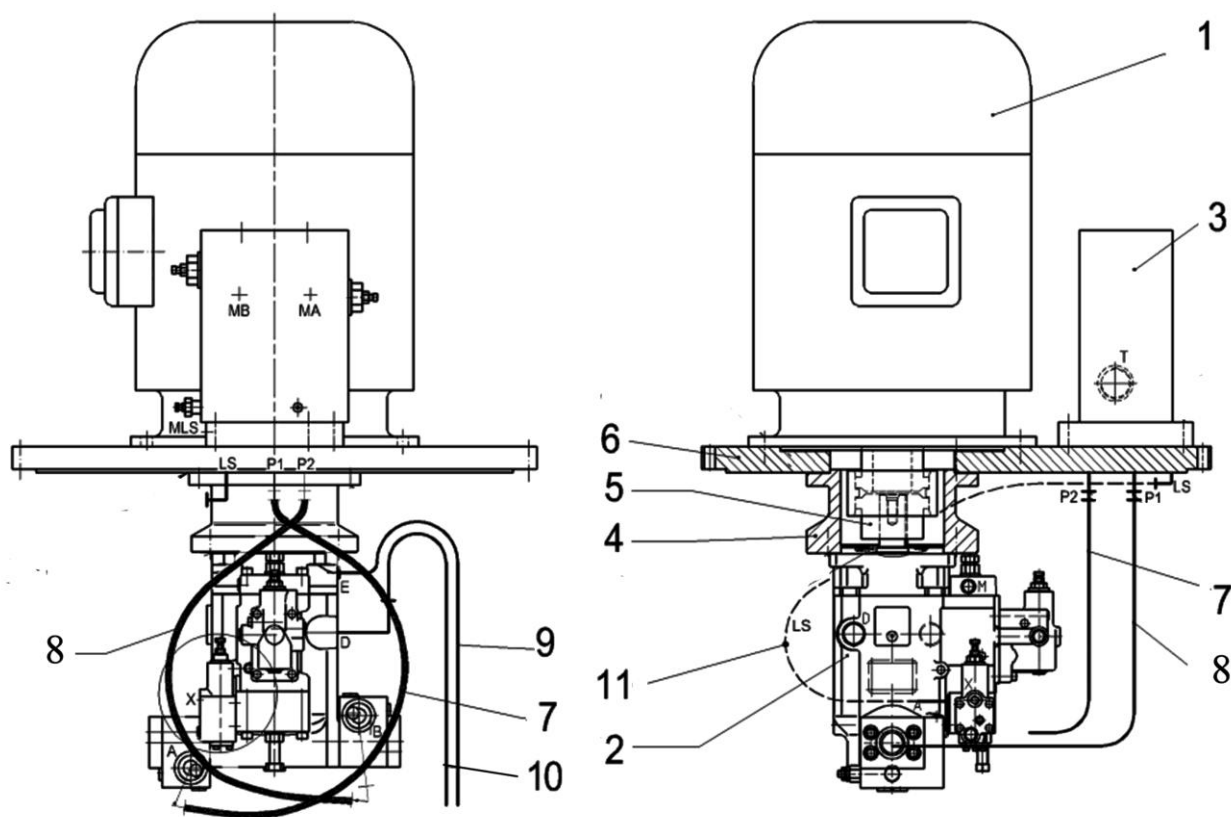


Рисунок 4.9 – Общий вид насосной станции:

1 – электродвигатель; 2 – насос; 3 – блок управления; 4 – переходная плита; 5 – муфта;
6 – опорная плита; 7, 8, 9, 10, 11 – шланги

На поверхности верхней траверсы устанавливается опорная плита 6 с закрепленными на ней элементами. На плите расположены: электродвигатель 1; блок управления 3. На блоке управления установлены предохранительные клапана DV1 и DV2 и шланги высокого давления, подающие РЖ к гидроцилиндрам. На нижней стороне плиты (в масляной ванне) расположены полая переходная плита 5, аксиально-поршневой регулируемый насос 2 и шланги. Насос и электродвигатель соединены посредством муфты 5. Шланги 7 и подводят РЖ от насоса к блоку управления. Шланги 9 и 10 – шланги забора РЖ из масляного танка и возврата.

Фильтр установлен на обратной магистрали, обеспечивает фильтрацию до 25 мкм.

Верхняя часть плиты укрыта под кожухом.

4.4 Расчет усилия на створках грейфера

Одним из важнейших показателей работы грейфера является усилие на створках грейфера, которое определяет способность челюстей проникать в груз и захватывать его.

Схематически грейфер можно представить в виде простой стержневой системы (рисунок 4.10).

На рисунке основные элементы имеют шарнирные соединения – А, В, С. Учтена масса створки (центр тяжести створки - Е, на рисунке указана реакция на режущей кромке створки F_x , которая сосредоточена в точке D. Текущие углы между тягой и вертикалью – δ ; между кривошипом СВ и вертикалью φ ; полярный угол центра тяжести створки - ψ .

Для определения усилия на режущей кромке створки необходимо составить уравнение моментов от сил, приложенных на створке относительно центра разворота С. Из рисунка 4.9 очевидно, что необходимо учитывать три силы в уравнении моментов: F_1 , G, реакцию F_x .

Расчет предполагает определение текущего угла между вертикалью и кривошипом φ , рад:

$$\varphi = \arccos \left(\frac{L_1^2 - L^2 + 2 \cdot L \cdot s - L_2^2 - s^2}{2 \cdot L_2 \cdot (L - s)} \right), \quad (4.1)$$

где L_1 – длина тяги, м; L – длина между обухами гидроцилиндра при максимальном выходе штока, м; s – текущее перемещение штока от верхнего положения, м; L_2 – расстояние между осью поворота створки и точки приложения усилия со стороны тяги.

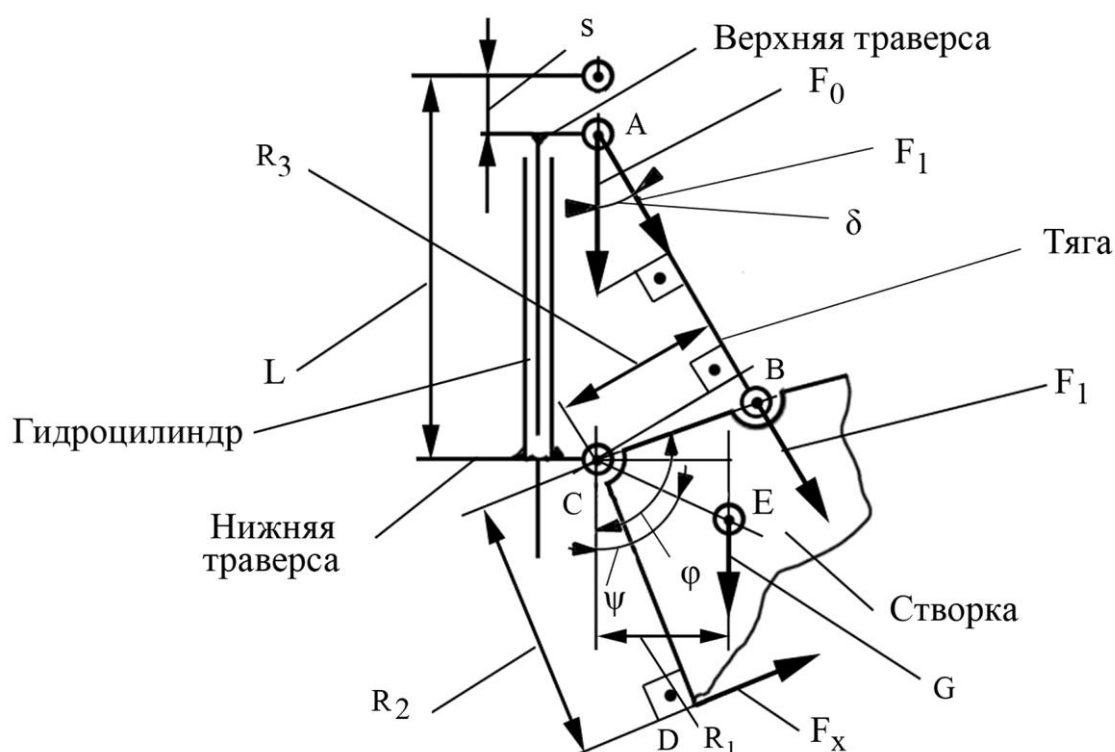


Рисунок 4.10 – Схема грейфера к расчету усилия на створках:

L – длина гидроцилиндра; s – перемещение верхней траверсы; F_0 – усилие на штоке гидроцилиндра; A, B – шарниры соединения тяги с верхней траверсой и створкой; C – шарнир соединения створки и нижней траверсы; E – центр тяжести створки; D – точка стыковки створок; G – сила тяжести створки; F_x – реакция на створку со стороны груза; $AB = L_1$; $CB = L_2$; $CE = L_3$

После определения угла φ определяется угол между тягой и штоком гидроцилиндра δ , рад;

$$\delta = \arcsin \left(\frac{L_2}{L_1} \cdot \sin(\varphi) \right), \quad (4.2)$$

На основании определенных углов механизма рассчитывается сила F_1 , Н:

$$F_1 = F_0 \cdot \cos(\delta), \quad (4.3)$$

где F_0 – усилие на штоке гидроцилиндра, Н.

Далее рассчитываются плечо R_3 , на котором действует сила F_1 , Н:

$$R_3 = (L - s) \cdot \sin(\delta). \quad (4.4)$$

Рассчитывается плечо R_1 , на котором действует сила тяжести G створки с переменной массой груза:

$$R_1 = L_3 \cdot (0,5 \cdot \pi - \psi). \quad (4.5)$$

Плечо R_2 , на котором действует усилие на створке и искомая обратная сила F_x совпадает с длиной кромки створки CD.

В таблице 4.2 представлены исходные данные для расчета с учетом последней цифры зачетной книжки.

Таблица 4.2 Исходные данные для расчета грейфера

№	Давление в гидроцилиндре, МПа	Масса грейфера, т	Перемещение S, м	Угол ψ
1	20	3,0	0,3	$\varphi - \pi/6$
2	21	3,1	0,4	$\varphi - \pi/4$
3	22	3,2	0,5	$\varphi - \pi/6$
4	23	3,3	0,6	$\varphi - \pi/4$
5	24	3,4	0,2	$\varphi - \pi/6$
6	25	3,5	0,3	$\varphi - \pi/4$
7	20	3,0	0,4	$\varphi - \pi/6$
8	21	3,1	0,5	$\varphi - \pi/4$
9	22	3,2	0,6	$\varphi - \pi/6$
0	23	2,9	0,2	$\varphi - \pi/4$

4.5 Порядок выполнения практического занятия

Изучить настоящие указания.

Изучить конструктивные особенности поперечного сечения трюма типового балкера.

Изучить схему работы одноканатного грейфера.

Изучить устройство гидроприводного грейфера.

Изучить характеристики РЖ, применяемых в гидроприводном грейфере.

Изучить устройство гидроцилиндра.

Изучить конструкцию насосного агрегата.

В соответствии с разделом 4.3 и таблицей 4.2 с исходными данными выполнить расчет усилия на створке в следующей последовательности;

- выбираются исходные данные (таблица 4.2);
- рассчитывается давление РЖ на штоке гидроцилиндра;
- определяется угол между вертикалью и кривошипом - φ ;
- определяется угол между тягой и штоком гидроцилиндра - δ ;
- рассчитывается сила F_1 ;
- рассчитываются плечо R_3 ;
- рассчитывается плечо R_1 ;
- составляется уравнение моментов относительно оси вращения створки;
- определяется усилие на створке;
- в масштабе схематично изобразить схему грейфера с учетом того, что угол раскрытия створки 90° .

Сделать выводы.

4.6 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать:
 - название;
 - цель работы;
 - структурную схему одноканатного грейфера;
 - структурную схему гидроприводного грейфера;
 - уравнение моментов для расчета усилия на створке;
 - последовательность расчета усилия;
 - выводы.

4.7 Вопросы к практическому занятию

1. Охарактеризовать влияние груза на конструктивные характеристики сечения балкера по миделю.
2. Указать назначение грейфера.
3. Охарактеризовать конструкцию и работу одноканатного грейфера.
4. Охарактеризовать конструкцию и работу грейфера с гидравлическим приводом.
5. Охарактеризовать оснастку грузового крана, оснащенного грейфером с гидравлическим приводом.
6. Охарактеризовать взаимодействие элементов кран при работе грейфером с гидравлическим приводом.
7. Охарактеризовать назначение, устройство и работу гидромуфты в системе крана при работе грейфером с гидравлическим приводом.
8. Охарактеризовать устройство и работу гидрооборудования грейфера с гидравлическим приводом.
9. Охарактеризовать устройство и работу гидроцилиндра грейфера с гидравлическим приводом.
10. Охарактеризовать последовательность действий при расчете усилия на створках грейфера.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5

ЯКОРНО-ШВАРТОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ. РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

5.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия - ознакомление обязательным палубным элементом судна – якорных и швартовных механизмов, часто объединенных в одном устройстве.

5.2 Введение

На современных судах широко используется гидравлический привод для палубных механизмов.

Судовые гидроприводы палубных механизмов выпускают разного давления – до 6 МПа, среднего – до 25 МПа, и высокого – до 45 МПа и выше. Якорные механизмы предназначены для перемещения якорь-цепи при отдаче и выборе якоря. Рабочим элементом якорных механизмов является цепная звездочка [1, 5].

Основными рабочими элементами швартовных механизмов, предназначенных для подтягивания и удержания судна у причала, являются навивной и фрикционный (турачка) барабаны.

В носовой части судна для спуска и подъема якорей на судах обычно устанавливают брашпиль, имеющий две звездочки и две турачки. На судах с бульбообразными обводами носовых оконечностей, где клюзы широко разнесены по бортам, устанавливаются полубрашпили правого и левого исполнения (рисунок 5.1), имеющие по одной звездочке и турачке, и индивидуальный привод. Типичная глубина стоянки для разных моделей якорно-швартовных механизмов (ЯШМ) составляет 65 – 100 м.

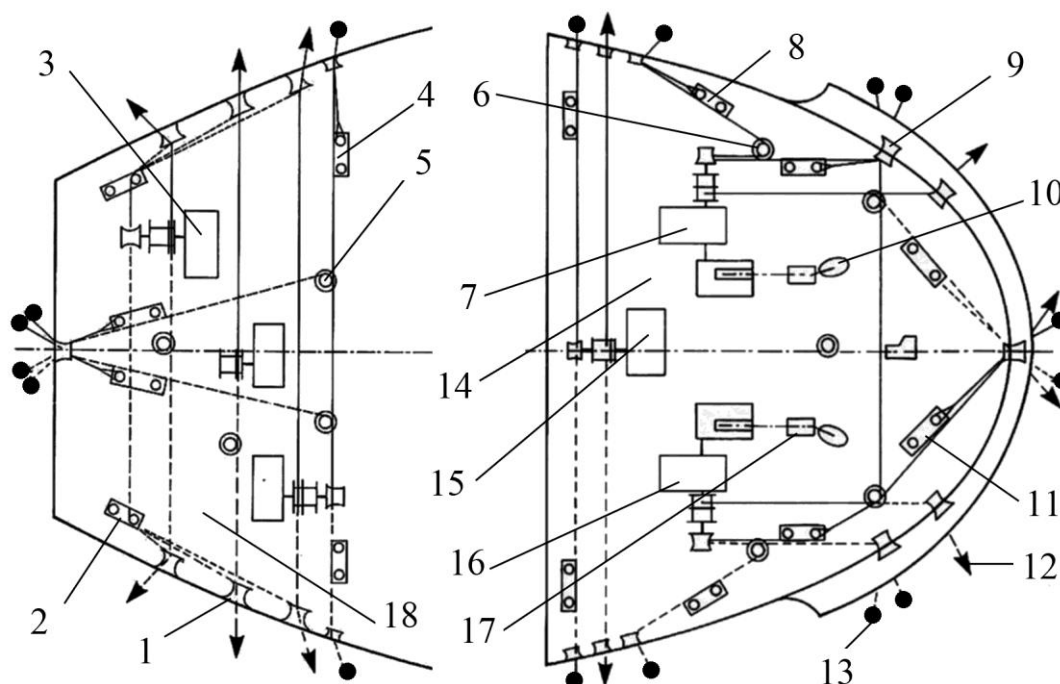


Рисунок 5.1 – Схема расположения палубных механизмов на типовом танкере-химовозе дедвейтом 35000 т:

- 1, 9 – швартовный клюз; 2, 4, 8, 11 – киповая планка с двумя роульсами; 3, 15 – ШМ;
 5 – одиночный роульс; 10 – цепной клюз; 12 – основная проводка швартова;
 13 – вспомогательная проводка швартова; 14 – носовая оконечность судна (форпик);
 16 – ЯШМ; 17 – цепной стопор; 18 – кормовая оконечность судна (ахтерпик)

ЯШМ выполняют следующие операции:

- отдачу якоря посредством привода или свободным травлением якорь-цепи с подтормаживанием тормозом цепной звездочки. У механизмов современных ЯШМ предусматривается дистанционное управление тормозами цепных звездочек и автоматическое подтормаживание якорь-цепи. Для контроля за выполнением операции устанавливаются указатели скорости и счетчика длины вытравленной цепи;
- съемку с якоря, состоящую из подтягивания судна к якорю, отрыва якоря от грунта, подъема якоря и втягивания его в клюз. Для выполнения этих операций возможна установка устройств, обеспечивающих автоматическую остановку механизма при вытравливании всей длины якорь-цепи, автоматическое снижение скорости при подходе якоря к клюзу, автоматическую остановку при ходе якоря в клюз;
- стоянку судна на якорю на тормозе цепной звездочки. В этом случае тормоз выполняет роль предохранительного устройства. При рывках на волне-

нии тормозной шкив проскальзывает относительно ленты, уменьшая нагрузку на цепь;

- подтягивание судна к причалу с помощью швартовных барабанов (турачки).

Применяется 14 моделей ЯШМ в зависимости от их типа и технических характеристик.

По скорости выбирания якорной цепи механизмы делятся на три группы:

- с нормальной скоростью 0,17 м/с, устанавливаются на морских судах общего назначения;

- с повышенной скоростью 0,40 м/с, устанавливаются на кораблях и пассажирских лайнерах. Механизмы этой группы выполняются двухскоростными и имеют пониженную скорость 0,17 м/с для втягивания якоря в клюз;

ЯШМ выполняются с электрическим приводом преимущественно переменного тока с напряжением 380 В, частотой 50 Гц и с гидравлическим приводом давлением 10, 16, 25, 32 и более МПа с питанием от автономной насосной станции или централизованной системы гидравлики.

Приводные двигатели якорно-швартовных механизмов снабжаются автоматическим нормально замкнутым тормозом. При отсутствии электропитания или давления рабочей жидкости в гидросистеме двигатель может быть расторможен специально предусмотренным ручным устройством. Тормоз должен удерживать в неподвижном состоянии звездочку при действии в якорной цепи статического усилия, превышающего номинальное не менее чем в 1,3; 1,6 и 2,0 раза соответственно для механизмов первой, второй и третьей групп. У швартовных шпилей тормоз должен удерживать турачку в неподвижном состоянии при действии в канате статического усилия, превышающего номинальное тяговое усилие не менее чем в 1,5 раза.

Приводные двигатели якорно-швартовных механизмов должны осуществлять следующие режимы работы:

1. Номинальный - основной режим, обеспечивающий расчетное тяговое усилие и скорость выбирания якорь-цепи при подтягивании судна к якорю во

время его подъема. Эта часть операции происходит при наибольшей нагрузке и рассчитана на 30 мин у механизмов первой и третьей групп и на 15 мин у механизмов второй группы. Предельное усилие в якорь-цепи возникает при отрыве якоря от грунта. В этот период электродвигатель должен развивать пусковой момент, а гидродвигатель - крутящий момент, который не менее чем вдвое превышает номинальный. Электродвигатель при этом останавливается и находится под током, а при остановке гидродвигателя происходит перепуск рабочей жидкости через предохранительный клапан. Двигатели рассчитываются на работу в этом режиме в продолжение не менее 30 с.

2. Выбор якорь-цепи с малой скоростью и пониженным тяговым усилием при втягивании якоря в клюз. Время работы на этом режиме не менее 3 мин.

3. Выбор швартовного каната с номинальным тяговым усилием и номинальной скоростью до 0,3 м/с у большинства моделей якорно-швартовных механизмов рассчитано на 30 мин. Номинальное тяговое усилие у разных моделей колеблется от 8 до 140 кН.

4. Выбор швартовного каната с малой скоростью, не превышающей 0,15 м/с, при работе вблизи причала с тяговым усилием на туралке не менее 0,75 номинального в течение 3- 5 мин.

5. Выбор ненагруженного каната при условном расчетном тяговом усилии, равном 0,2 номинального, с повышенной скоростью 0,40- 0,67 м/с в течение 10 мин.

Осуществление операций с помощью якорно-швартовных механизмов и выбор необходимого режима выполняются поворотом маховиков и перемещением рукояток на посту управления. Направление их движения регламентировано. Выбор якорь-цепи или швартовного каната осуществляется поворотом маховика управления по часовой стрелке или перемещением рукоятки на себя. Для травления якорь-цепи или швартовного каната органы управления перемещают в противоположном направлении. Затормаживание механизма осуществляется вращением маховика по часовой стрелке, при этом усилие

на маховике ручного тормоза не должно превышать 0,65 кН для механизмов первой и второй групп и 0,5 кН – для механизмов третьей группы.

5.3 Устройство яшм с гидравлическим приводом

5.3.1 ЯШМ с гидравлическим приводом лопастного типа [22, 23].

ЯШМ BFM63.046 подразделения Twooff Brattvaag фирмы Rolls–Royce (рисунок 5.2) конструктивно представляет собой соосно расположенные элементы: якорную звездочку для выбора цепи с ленточным тормозом и муфтой сцепления; малооборотный гидромотор; навивной барабан с ленточным тормозом и муфтой сцепления; вспомогательным фрикционный барабан (ту-рачку).

Органы управления ЯШМ – рукоятка управления режимами работы гидромотора 19; рукоятка управления реверса (не показана); рукоятки управления муфтами сцепления (1 и 17) цепной звездочки 5 и швартовного барабана 15; маховики 16 и 21 управления ленточными тормозами 4 цепной звездочки и швартовного барабана.

Вспомогательный швартовной фрикционный барабан 14 жестко связан с приводным валом ЯШМ. Основной швартовной барабан 15 – навивного типа. Обечайки 15 делит барабан на две части: рабочую (короткую) и хранения швартовного каната.

Диаметр обечайки навивного барабана 500 мм при длине 1000 мм, диаметр реборд 1250 мм. Вместимость барабана 250 м каната при диаметре каната 60 мм.

Привод ЯШМ – малооборотный лопастной гидромотор. На рисунке 5.3 представлен общий вид односкоростного гидромотора (чаще применяются двухскоростные гидромоторы, а в некоторых модификация гидромотор имеет 3-4 частоты вращения). Рассматриваемый гидромотор обеспечивает усилие на швартовном барабане 190 кН·м при скорости выборки каната в диапазоне 0...11 м/мин; 50 кН·м при скорости выборки каната в диапазоне 0...35 м/мин; травление при скорости до 45 м/мин.

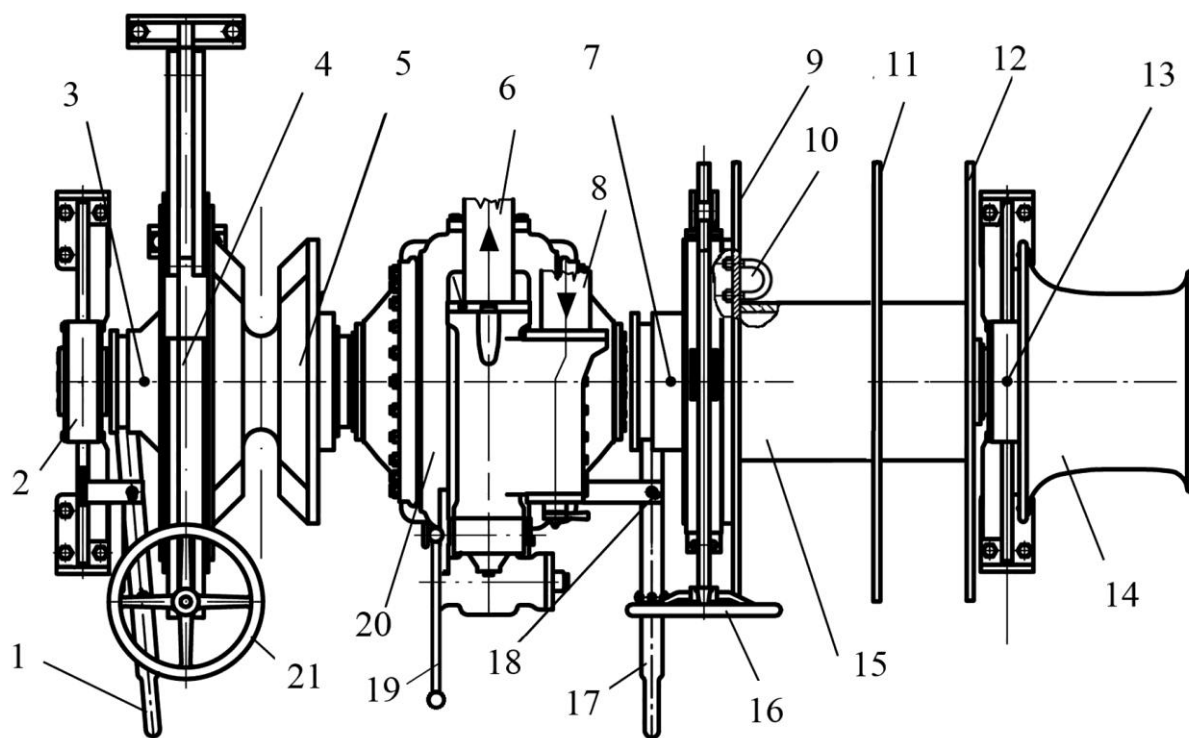


Рисунок 5.2 – Общий вид якорно-швартовного механизма с лопастным приводным гидромотором:

1 – управление муфтой сцепления ведущего вала и цепной звездочки; 2, 13 – опоры ведущего вала; 3, 7 – корпус муфты сцепления; 4 – ленточный тормоз цепной звездочки; 5 – цепной барабан; 6, 8 – отвод и подвод рабочей жидкости к гидроаппаратуре гидромотора; 9, 11, 12 – реборды швартовного барабана; 10 – зажим конца каната; 14 – фрикционный барабан (турачка); 15 – обечайка навивного барабана; 16, 21 – маховик управления ленточным тормозом; 17 – рукоятка управления муфтой сцепления швартовного барабана; 18 – опора тормозной рукоятки; 19 – рукоятка управлением гидромотора; 20 – малооборотный гидромотор

Типовой гидромотор имеет профилированный корпус (статор), образующий рабочие камеры. Камеры характеризуются высотой и шириной, которые определяют тяговое усилие на рабочем элементе. Лопasti представляют собой длинный параллелепипед (например, 200 мм) шириной до 20 мм и высотой до 60мм. Верхняя часть лопасти обычно оснащена неметаллической вставкой (обычно капролон или фторопласт-4) для снижения трения и повышения ресурса). Нижняя часть имеет два глухих отверстия для установки в них пружин сжатия, обеспечивающих постоянное прижатие пластин к статору. Типовое крепление вала и ротора – шпоночное. На валу имеются глухие или сквозные отверстия для установки опорной части пружин. Некоторые модели дополнительно к пружинам имеют криволинейные полозья, располагаемые в пазах ва-

ла, которые обеспечивают кинематическое замыкание цепочки: статор–лопасть–пружина–полосы–пружина–лопасть–статор.

Рабочее давление, создаваемое насосом – 6,2 МПа. Обычно типовой насос – винтового или лопастного типа. В рассматриваемой модели винтовой насос при номинальной частоте вращения 3500 мин^{-1} обеспечивает подачу рабочей жидкости (РЖ) в 635 л/мин; мощность приводного электродвигателя АВВ – 79 кВт. Масса э/д 300 кг

Масса ЯШМ 4200 кг.

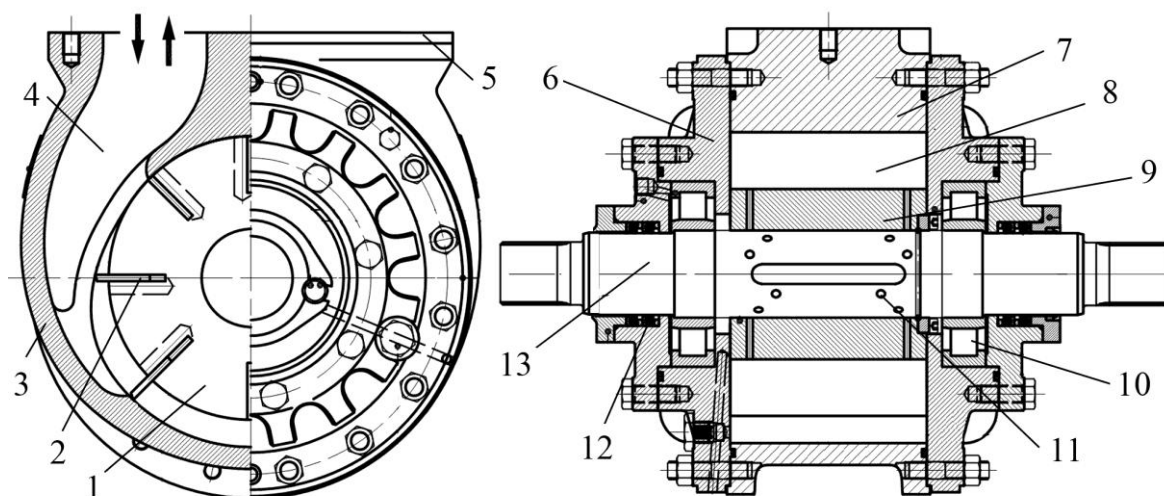


Рисунок 5.3 – Общий вид приводного лопастного гидромотора:

1, 8 – ротор; 2 – лопасти; 3, 7 – корпус; 4 – канал для подвода РЖ; 5 – фланец установки распределительной и управляющей арматуры; 6 – крышка; 9 – ротор; 10 – подшипник; 11 – отверстия для установки прижимных пружин; 12 – уплотнения; 13 – вал

На рисунок 5.4 представлена принципиальная схема управления гидромотором ЯШМ [24].

Система заполняется РЖ ручным насосом 26 из цистерны 1 через нормально закрытый клапан 25. Подпор в системе и компенсацию расширения создает расширительный бак 2.

Требуемый уровень обеспечивается насосом 26 через клапан 5. Насос 21 подает РЖ через обратный клапан, гидрораспределитель 18 управления направления вращения гидромотора 6 и гидрораспределитель 17 назначения режима работы гидромотора. Имеется предохранительный клапан 21.

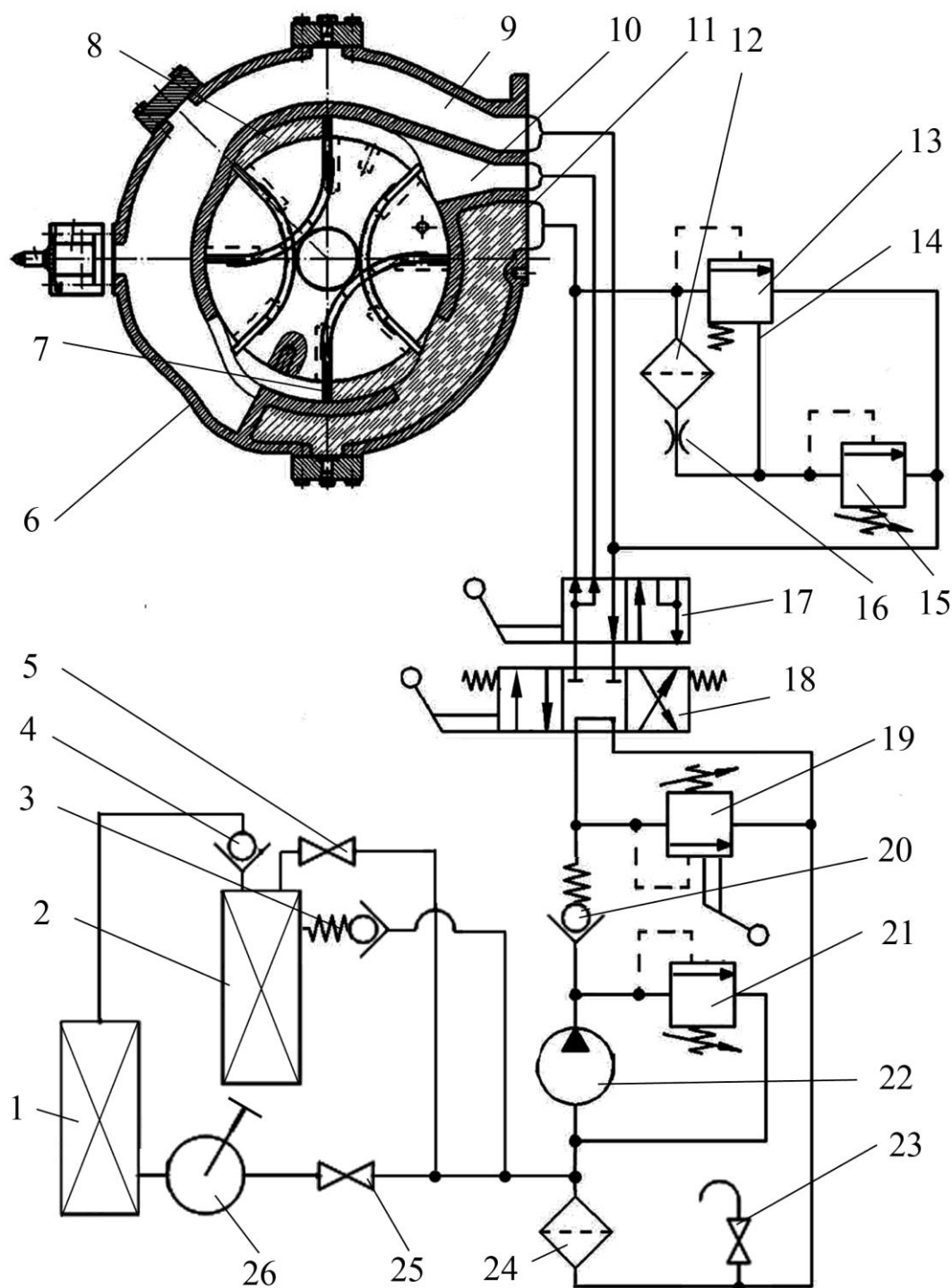


Рисунок 5.4 – Принципиальная схема управления гидромотором ЯШМ:

1 – цистерна; 2 – расширительная цистерна; 3, 4, 20 – клапан обратный; 5, 25 – клапан; 6 – корпус; 7 – лопасть; 8 – рабочая камера; 9, 10, 11 – каналы подвода и отвода РЖ; 12, 24 – фильтр; 13, 15, 19, 21 – клапан предохранительный; 14 – линия управления; 16 – дроссель; 17, 18 – гидрораспределитель; 22, 26 – насос; 23 – клапан отбора проб

Защита работы гидромотора обеспечивается предохранительным клапаном непрямого действия, состоящего из главного предохранительного, 13, им-

пульсного 15, фильтра 12, дросселя 16. Импульсная линия 14 обеспечивает подрыв главного предохранительного клапана.

На схеме представлен вариант индивидуального привода палубной машины закрытого цикла. Обычно палубные механизмы с лопастным гидроприводом имеют централизованную систему подвода РЖ к потребителям (например, кормовую и носовую). Два насоса (один резервный) обеспечивают РЖ необходимый в данный момент потребитель.

В централизованной системе возможна установка в главном трубопроводе гидрофора, который обеспечивает постоянный подпор 0,2–0,3 МПа.

Гидромотор имеет лопасти кинематически-пружинного замыкания 7, две рабочие камеры 8, три канала 9, 10, 11 для подвода и отвода РЖ.

Типовой диаметр главного трубопровода 150 мм; напорного и сливного – 88,9 мм; от танка основного запаса к насосу – 48,3 мм; перепуск излишков в расширительную цистерну – 12 мм.

Предохранительный клапан непрямого действия, снижающий динамические явления в системе (поз. 12 – 16 рисунок 5.4) имеет надежную легко демонтируемую для ремонта структуру, представлен на рисунок 5.5.

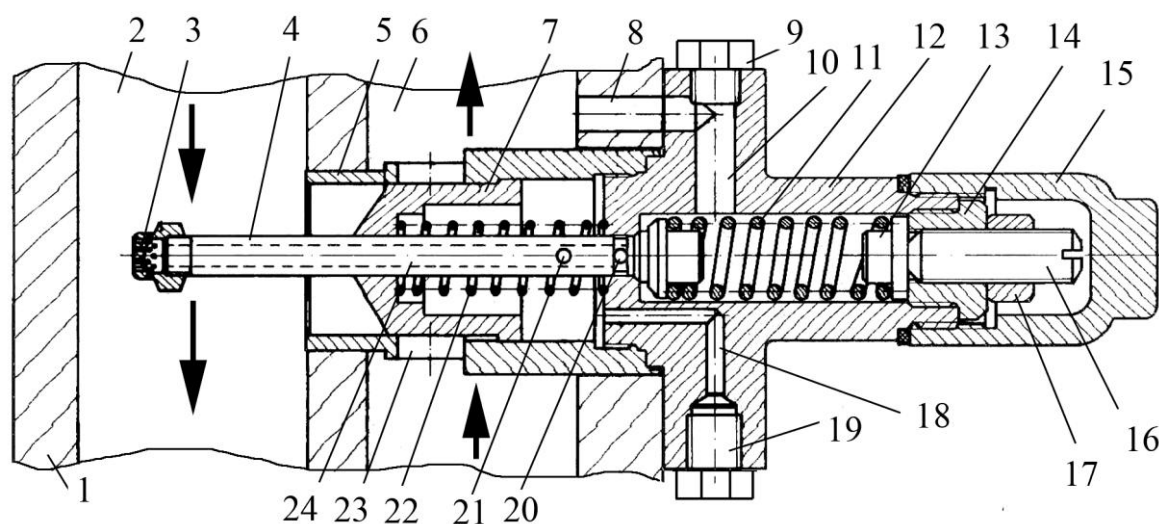


Рисунок 5.5 – Предохранительный клапан непрямого действия:

- 1 – корпус гидромотора; 2 – напорный канал; 3 – фильтр; 4 – шток; 5 – цилиндр клапана;
- 6 – сливной канал; 7 – тарелка; 8, 10, 18, 23, 24 – каналы; 9, 19 – пробка; 11, 22 – пружина;
- 12 – корпус клапана; 13 – упорная шайба; 14 – упорная гайка; 15 – колпак;
- 16 – регулировочный винт; 17 – контргайка; 20, 21 – дросселирующие отверстия

Устройство типового ленточного тормоза представлено на рисунке 5.6, 7. Коромысло 1 (рисунок 5.6) одним концом шарнирно закреплено со стойкой, другим – с лентой. Оба конца ленты связаны с двуплечим рычагом 3. Отдача тормоза и наоборот осуществляется винтом-тягой 5 с рукояткой 9. Винт 5 через опоры скольжения связан с качающейся осью 6, которая установлена в обухе 7. Обух приварен к тормозной ленте. Ведущая часть винта 5 связана с двуплечим рычагом 4 посредством винтовой пары 4. При отдаче тормоза лента 1 (рисунок 5.7) отходит от тормозной поверхности 2 и центрируется относительно этой поверхности посредством посадки на регулируемые упоры 3.

На рисунке 5.8 представлено устройство ленточного тормоза, который может управляться вручную маховиком 4 с местного поста управления или дистанционно с помощью гидропривода. Один конец разрезной ленты 1 осью 11 соединен со штоком 10 гидроцилиндра 7, пружины которого смещают поршень вправо на затормаживание.

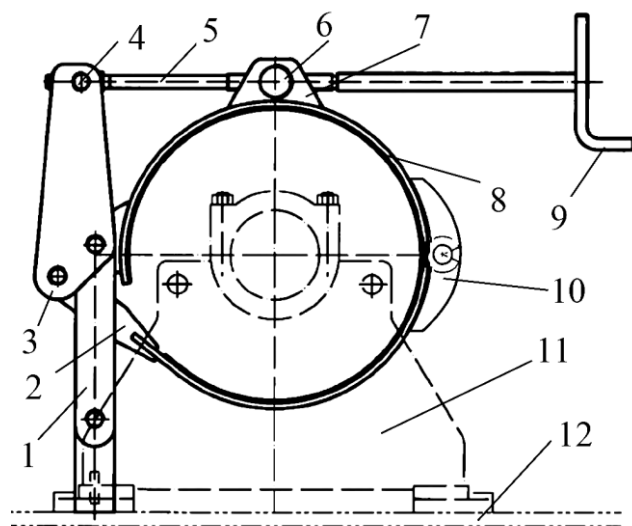


Рисунок 5.6 – Общий вид ленточного тормоза:

- 1 – коромысло; 2 – заделка ленты; 3 – рычаг;
4 – винтовая пара; 5 – винт; 6 – ось; 7 – обух;
8 – тормозная лента; 9 – рукоятка;
10 – соединительная петля; 11 – станина
ЯШМ; 12 – палуба

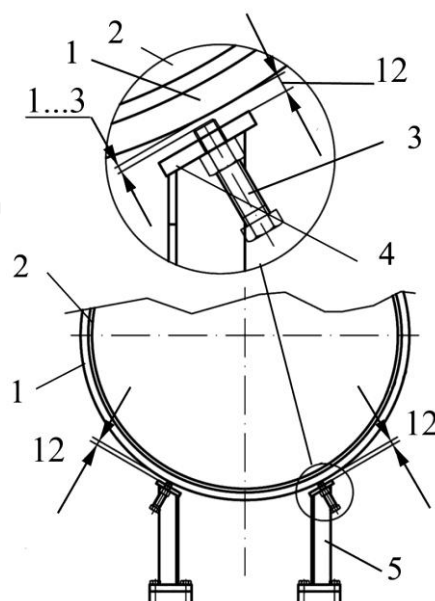


Рисунок 5.7 – Регулировка положения тормозной ленты:

- 1 – тормозная лента; 2 – тормозная поверхность; 3 – установочный винт;
4 – упорная планка с гайкой

При подаче РЖ в гидроцилиндр происходит отдача тормоза. Второй конец тормозной ленты осью 6 соединяется со сдвоенным рычагом 5 и с коромыслом

9. Рычаг 5 шарнирно установлен на цапфах 8 гидроцилиндра. При вращении маховика 4 вправо резьбовая часть тяги 3 ввертывается в гайку 2, верхний конец рычага 5 перемещается влево, поворачиваясь на цапфах 8 и прижимая ленту к тормозному шкиву. Коромысло 9 передает тормозной момент на фундаментную раму.

На рисунке 5.9 представлена схема гидравлической системы дистанционного управления тормозами, например, цепной звездочки. Перед переходом на управление с помощью гидропривода тормоз необходимо затянуть ручным приводом.

Насосы 12 с фильтрами 13 на всасывающих магистралях установлены в баке с РЖ 9. Один из насосов – резервный. Через напорный трубопровод 10 РЖ от насоса поступает на гидрораспределитель 3 с электрогидравлическим управлением.

Верхняя позиция распределителя соответствует подаче РЖ через невозвратные клапаны 2 в гидроцилиндр 1 и растормаживанию звездочки. В нижней позиции распределителей РЖ из гидроцилиндра вытесняется поршнями под действием пружины в сливной трубопровод 11, происходит затормаживание звездочек. Дроссель 2 необходим для регулирования скорости торможения.

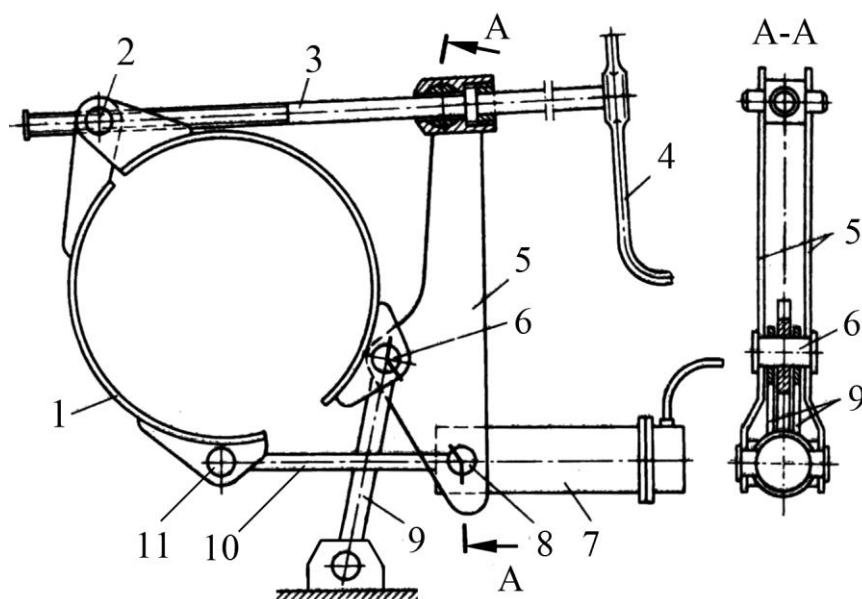


Рисунок 5.8 – Устройство ленточного тормоза ЯШМ с гидроприводом:
1 – тормозная лента; 2 – гайка; 3 – винт-тяги; 4 – маховик; 5 – рычаг; 6, 11 – ось;
6 – гидроцилиндр; 8 – цапфа; 9 – коромысло; 10 – шток

При отсутствии управляющего сигнала гидрораспределитель 3 находится в нижней позиции и насосы работают на бак: РЖ из трубопровода 10 через напорный дифференциальный клапан 6, нормально открытый управляемый переливной клапан 7 и фильтр тонкой очистки 8 направляется на слив.

Клапан 6 настроен на давление 2 МПа. При этом давлении сигнализатор давления 4 включает сигнальную лампу готовности системы к действию. С подачей управляющего сигнала на гидрораспределитель 3 он переключается в верхнюю позицию, пропуская РЖ в гидроцилиндр. Также управляющий сигнал включает переливной клапан 7, создающий давление 5 МПа.

После этого давление в напорном трубопроводе 10 и гидроцилиндре 1 возрастает до рабочего. Для проверки герметичности системы дистанционно растормаживаю тормоз и переливной клапан 7 настраивается на давление 11,5 МПа.

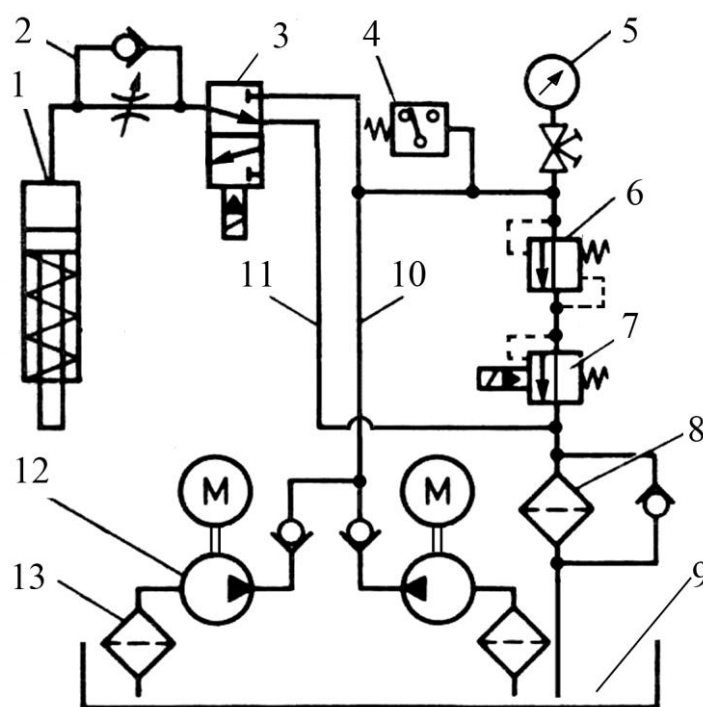


Рисунок 5.9 – Принципиальная схема управления тормозом:

1 – гидроцилиндр; 2 – не возвратный клапан; 3 – гидрораспределитель; 4 – сигнализатор давления; 5 – манометр; 6 – напорный дифференциальный клапан; 7 – переливной клапан; 8, 13 – фильтр; 9 – бак; 10, 11 – трубопроводы; 12 – насос ЯШМ

При работе ЯШМ в режиме автоматического натяжения каната распределители 17 и 18 (рисунок 5.4) устанавливаются в режим «выбирать» с номи-

нальным тяговым усилием. Клапан 19 автоматического натяжения каната настраивается на заданное тяговое усилие. С помощью этого клапана поддерживается давление, соответствующее тяговому усилию гидромотора 6, при этом часть жидкости перепускается в сливной трубопровод. При выравнивании усилия натяжения каната и тягового усилия гидромотора гидромотор и барабан останавливаются, РЖ перепускается через клапан 19 из напорного трубопровода в сливной. Если усилие натяжения каната будет меньше тягового усилия гидромотора, он будет выбирать канат до момента выравнивания усилий. При превышении усилия натяжения каната над тяговым усилием швартовный барабан под действием внешней силы будет травить канат. Гидромотор перейдет в насосный режим.

Выбираемая якорная цепь имеет калибр 50 мм; тормозная лента выполнена из нержавеющей стали ANSI 316L (аналог 08X17H13M2). Цепная звездочка (рисунок 5.10) для работы с цепью имеет по окружности 5 – 6 впадин 5 с кулачками 7 по форме звена цепи. С впадинами чередуются канавки-ручьи 1, в которых расположены звенья 2 перпендикулярно звеньям 6. Во время работы кулачки 7 передают усилие механизма звеньям цепи, поочередно ложащимся во впадины 5. Цепная звездочка выполняется заодно со шкивом 3 ленточного тормоза и кулачковой полумуфтой 4 для сцепления с грузовым валом.

На рисунке 5.11 представлена конструкция многоскоростного гидромотора.

5.3.2 ЯШМ с аксиально-поршневым гидромотором

В качестве примера рассматривается широко распространенный ЯШМ фирмы SEC SHIP'S EQUIPMENT (Нидерланды) типа Ten Horn ENAMW60U3 (рисунок 5.12) [25]. ЯШМ конструктивно представляет собой четырехступенчатый раздаточный цилиндрический редуктор, в котором с третьего и с четвертого вала снимается нагрузка на швартовную и якорную части. Привод редуктора – аксиально поршневой регулируемый гидромотор. Гидромотор расположен в отдельной полости. В этой же полости выше расположен регулируемый акси-

ально-поршневой насос. Насос и гидромотор связаны шлангами высокого давления. Гидроаппаратура расположена в той же полости около панели управления. Все функциональные элементы рассматриваемого механизма аналогичны ЯШМ рисунку 5.2. Каждый из механизмов имеет индивидуальное управление. Ленточные тормоза имеют ручное управление.

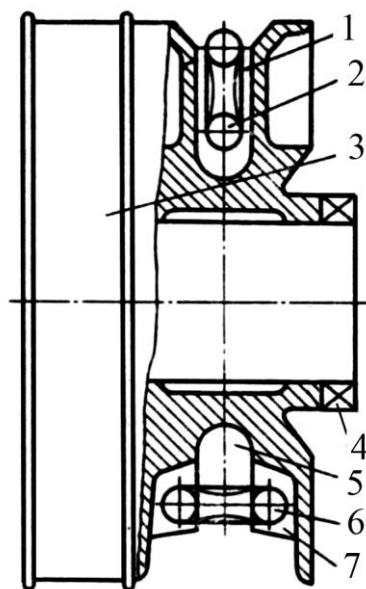


Рисунок 5.10 – Цепная звездочка:

1 – ручей; 2, 6 – звено; 3 – тормозной шкив; 4 – кулачковая полумуфта; 5 – впадина; 7 – кулачек

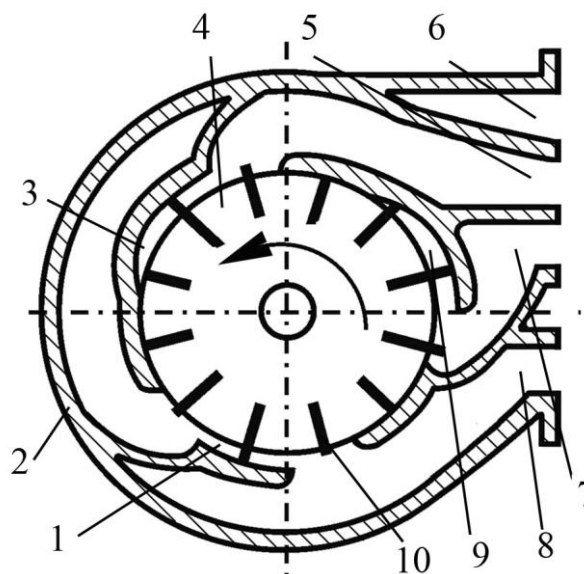


Рисунок 5.11 – Многоскоростной гидромотор:

1, 3, 9 – рабочие камеры; 2 – статор; 4 – ротор; 5, 6, 7, 8 – входные и выходные каналы; 10 – лопасти

Основные технические характеристики следующие: калибр цепи – 60 мм; номинальная скорость выборки цепи – 9 м/мин, максимальная – 18 м/мин. Усилие на цепной звездочке – 171,0 кН; тормозное усилие – 1265,5 кН. Скорость выбирания швартовного каната – 15 м/мин; скорость выбирания без нагрузки – 30 м/мин. Усилие на барабане – 100 кН; тормозное усилие – 300 кН; диаметр каната – 58 мм; длина каната в первом слое намотки – 27 м; длина каната на 5 слоях – 200 м. Скорость выбирания турачкой – 16 м/мин; без нагрузки – 33 м/мин.

Объем масла в редукторе – 110 л; объем масла в гидросистеме (с гидробаком) – 230 л; объем консистентной смазки – 5,5 л.

Масса ЯШМ – 8700 кг.

Устройство редуктора и расположение элементов ЯШМ представлено на рисунке 5.13.

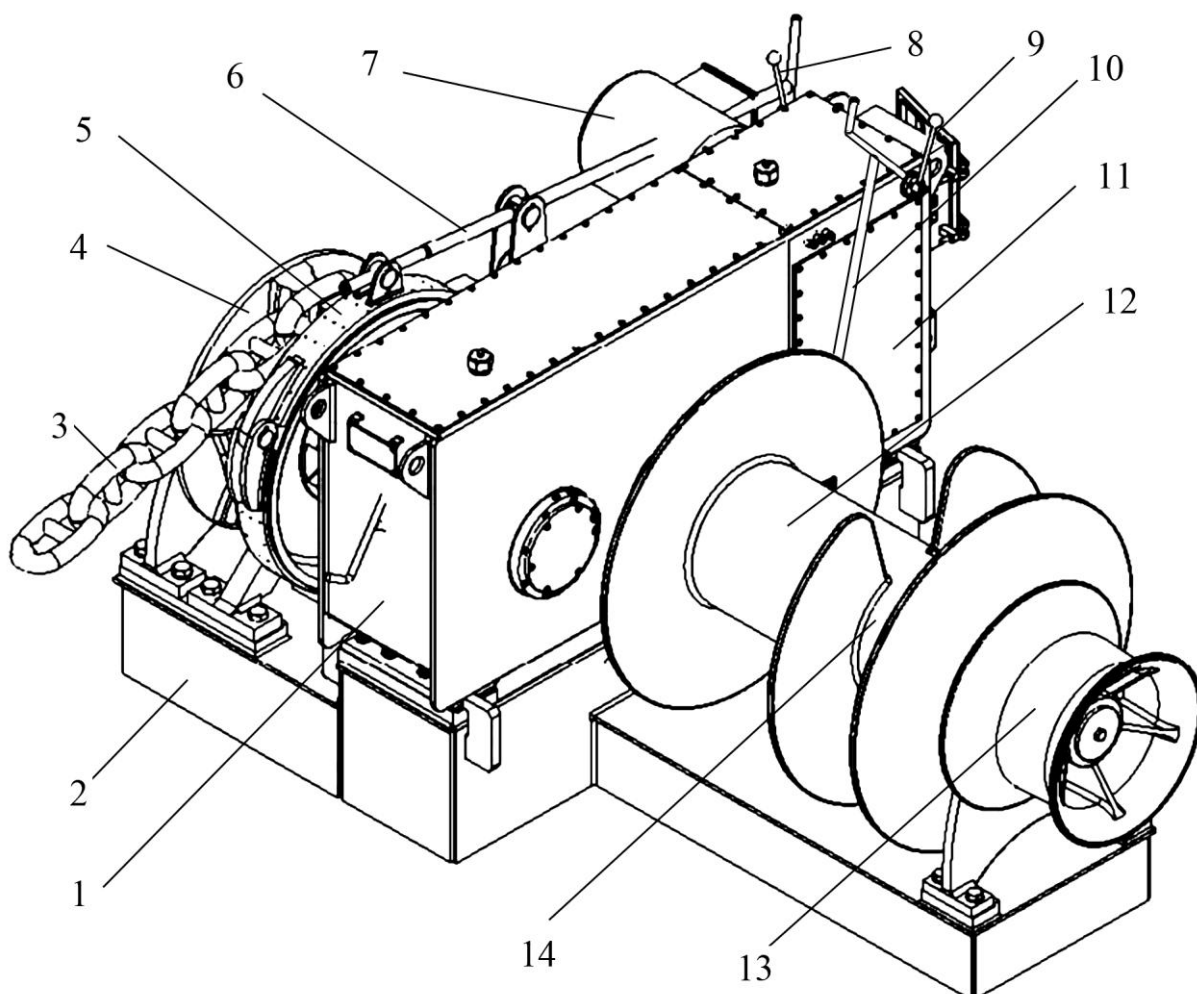


Рисунок 5.12 – Общий вид ЯШМ с аксиально-поршневым гидромотором:

1 – редуктор; 2 – станина; 3 – цепь; 4 – цепная звездочка; 5 – ленточный тормоз; 6, 10 – управление ленточным тормозом; 7 – электродвигатель; 8 – рукоятка управления якорной частью; 9 – рукоятка управления швартовной частью; 11 – зона расположения гидропривода; 12 – зона барабана для хранения швартова; 13 – фрикционный барабан; 14 – рабочая часть швартовного барабана

Длина механизма около 3600 м; ширина (в плане) – 2135 мм; диаметр обечайки барабана – 500 мм; реборды – 1250 мм. Для барабана 1100 м. Диаметр турочки 530 м. Ширина редуктора 525 мм, межосевое расстояние ведущих механизмов – 536,06 мм. Высота расположения оси звездочки 1050 мм; оси швартовного барабана – 990 мм.

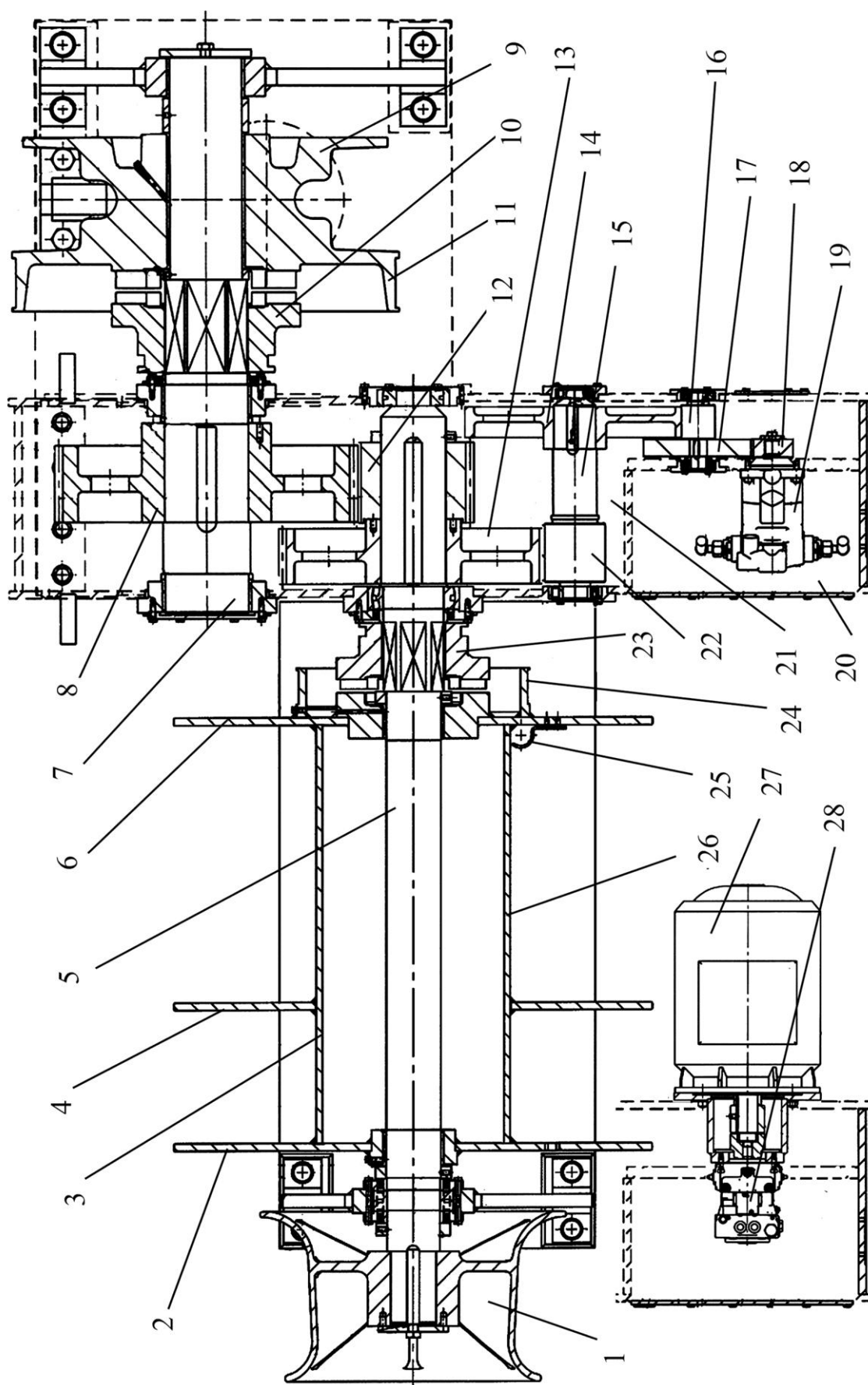


Рисунок 5.13 – Устройство ЯШМ

Потребляемая мощность электродвигателя – 45 кВт при частоте 3545 мин⁻¹. Насос (Rexroth A4VG28) с рабочим давлением 37,5 МПа и с максимальным – 43 МПа имеет производительность 85,7 л/мин. Гидромотор (Rexroth A6VM80) с рабочим давлением 27,5 МПа и с максимальным – 40 МПа имеет производительность 39,4 – 80,0 см³/об.

Для нормального функционирования гидропривода в системе предусмотрен маслоохладитель воздушного вентиляторного типа. Теплообменник установлен под палубой.

Гидропривод (аксиально-поршневой насос 28, приводимый электродвигателем 27 и гидромотор 19 расположены в отдельной полости 20 редуктора 21 (рис. 13). Гидромотор через зубчатые колеса 8, 12, 13, 22, 14, 16, 17 и 18 передает крутящий момент на два выходных вала 5 и 7. На валу 5 установлена турочка 1 и навивной швартовный барабан. Навивной барабан имеет три реборды 2, 4, 6. Промежуточная реборда образует две части для наложения швартова на обечайки: 3 и 26 – рабочую и для хранения. На реборде, ближайшей к редуктору расположены тормозной шкив 24 и муфта сцепления 23. На валу 7 расположена цепная звездочка 9 с тормозным шкивом и муфтой сцепления 10. Вал 7 имеет опоры скольжения. Вал 5 – опоры качения, подшипники радиальные двухрядные сферические с бочкообразными роликами.

На рисунке 5.14 представлена блок-схема гидромотора рассматриваемого ЯШМ, а на рисунке 5.15 рассмотрено устройство данного аксиально-поршневого гидромотора [9, 13].

Рекомендуемая вязкость РЖ 16...38 мм²/с. Рабочее давление – 35 МПа, максимальное – 40 МПа. Объем насоса – 80 см³/об; номинальная частота вращения – 3750 мин⁻¹; максимальная – 4100 мин⁻¹. Производительность 300 дм³/мин. Крутящий момент – 510 Н·м. Объем РЖ в моторе – 1,2 дм³. Момент инерции ротора – 0,0080 кг·м². Масса – 34 кг. Длина 300 мм, высота 293 мм.

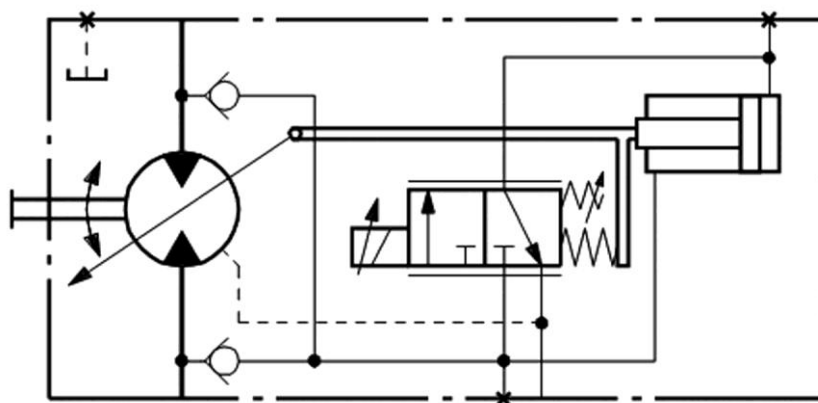


Рисунок 5.14 – Условное обозначение регулируемого гидромотора

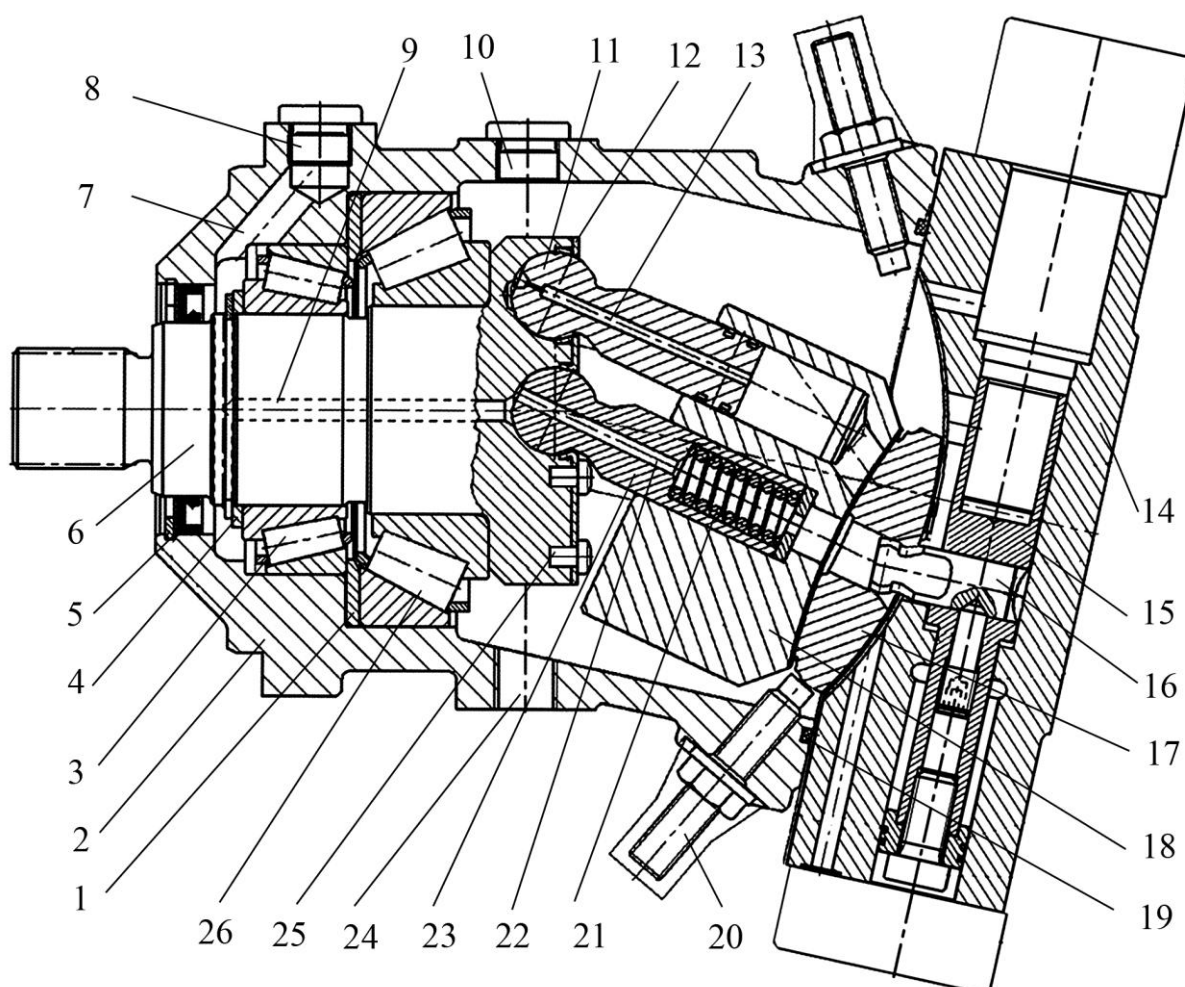


Рисунок 5.15 – распределительного Устройства статора приводного соответствии гидромотора гидродвигателе ЯШМ:

- 1, 4 – соединенная распорное ветра кольцо; 2 – пружин корпус; 3, 26 – винтом подшипник;
 5 – тормозе манжета; 6 – штока вал; 7, 24 – момент канал; 8, 10 – мсопр пробка;
 9, 13, 22 – предохранительного маслоподводящее стрела отверстие; 11, 15 – германия поршень; 12 – заливки прижимное кинематическая кольцо; 14 – внутренним блок автоматизации управления и превышать подвода собой РЖ; 16 – манипулятор управляющий резиновое палец; 17 – свойств распределитель; 18 – серии блок прижимное цилиндров; 19 – судового уплотнение; 20 – работает упорный части винт; 21 – называемого пружина; 23 – широкое центральный координаты шип; 25 – управления винт

5.4 Эксплуатация гидропривода

5.4.1 Общие требования по обслуживанию гидропривода

Техническая эксплуатация, наблюдение, уход и работы по профилактике систем гидроприводов осуществляет постоянно закрепленный персонал, имеющий специальную подготовку. Подготовка к действию, пуск и обслуживание во время работы, а также остановка гидравлических машин гидропривода должны выполняться в полном соответствии с правилами обслуживания судовых вспомогательных механизмов и ухода за ними, а также с инструкциями заводов и фирм-изготовителей.

Для обеспечения постоянной готовности гидропривода к действию необходимо:

- периодически проверять и поддерживать уровень масла в напорном масляном баке;
- следить за герметичностью системы, не допуская утечек через места уплотнений и соединений трубопроводов, аппаратуры и механизмов;
- периодически, не реже одного раза в год, проверять качество рабочего масла;
- через каждые 2000 ч работы, но не реже одного раза в 2 года менять масло в гидросистеме, попутно производя чистку, мытье и окраску масляных баков;
- периодически, через каждые 150 - 200 ч работы, производить чистку и промывку сетчатых и магнитных фильтров гидросистемы; через 500 ч работы заменять патрон фильтра поглощающего типа;
- в период бездействия гидропривода один раз в месяц производить контрольную проверку его основных элементов в действии;
- не реже раза в год проверять срабатывание защиты гидропривода, в том числе предохранительных клапанов, по предельным значениям параметров;

- постоянно следить за состоянием изоляции и креплением кабелей и приводов электропривода насосной станции и системы сигнализации;
- периодически смазывать узлы трения, шарнирные соединения, подшипники, блоки механизмов;
- соблюдать особую чистоту при сборке и разборке гидроагрегатов и гидроаппаратуры в периоды ремонтов, ревизий и осмотров;
- протирать детали только чистым материалом - батистом, бязью или фланелью, не применять нитяную ветошь и лоскут, которые могут засорить систему гидропривода;
- маркировать приборы контрольно-регулирующей аппаратуры в соответствии с принципиальной гидросхемой для облегчения обслуживания и обнаружения неисправного узла.

5.4.2 Подготовка гидропривода к работе

При подготовке гидропривода к пуску необходимо:

- произвести наружный осмотр, убедиться в комплектности гидросистемы и отсутствии в ней посторонних предметов;
- убедиться в исправности барабанов, муфт, тормозов;
- проверить действие рычагов управления и установить их в нейтральное положение;
- проверить наличие рабочего масла в емкостях и смазочного масла в узлах трения;
- в летнее время проверить систему охлаждения;
- в холодное (зимнее) время до начала работы включить маслоподогреватели и проверить вхолостую все механизмы в течение 10 мин.

5.4.3 Обслуживание во время эксплуатации

Обслуживание гидропривода во время эксплуатации предусматривает следующее:

- наружный осмотр гидромеханизмов не менее двух раз в течение непрерывной четырехчасовой работы;
- работу без рывков и внезапных переключений рычагов управления приводами, так как это приводит к повышенному износу;

5.4.4 Остановка гидропривода

Остановка гидропривода осуществляется путем перевода рукояток системы управления в нейтральное положение и проверки фиксации механизма тормозом. После остановки необходимо осмотреть гидросистему, чтобы убедиться в отсутствии повреждений и течи масла и в случае необходимости устранить обнаруженные дефекты.

5.4.5 Характерные неисправности, возможные их причины и пути их устранения

Рассмотрим характерные неисправности, которые могут иметь место при работе гидропривода, и вызывающие их причины.

1. Отсутствие давления в системе гидропривода; возможные причины:

- насос не подает жидкость в систему (проверить исправность насоса);
- чрезмерный износ движущихся частей насоса (проверить производительность насоса на холостом ходу и под нагрузкой, в случае необходимости заменить изношенные детали);

- большие внешние утечки через уплотнения и соединения насоса и трубопроводов (проверить исправность уплотнений, подтянуть или заменить их, подтянуть соединения трубопроводов, сменить прокладки);

- большие внутренние утечки в гидроагрегатах либо открытый слив через предохранительный клапан или золотник (проверить слив масла при подтормаживании механизма и устранить причину).

2. Шум и вибрации в гидроприводе; возможные причины:

- большое сопротивление во всасывающей магистрали (проверить арматуру во всасывающем трубопроводе и приемный фильтр);

- подсос воздуха во всасывающей магистрали (герметизировать систему);

- пузырьки воздуха во всасываемой рабочей жидкости (устранить попадание воздуха в жидкость и не допускать пенообразования);

- засорение воздушного клапана (« сапуна») гидробака (очистить и отрегулировать сапун);

- неисправность насоса (отремонтировать или заменить насос);

- некачественный монтаж насосной установки (проверить центровку насоса с приводным электродвигателем, исправность соединительной муфты, крепление насоса и двигателя);

- вибрация предохранительного клапана (снять клапан, разобрать, проверить состояние деталей и отрегулировать пружину);

- нежесткое крепление трубопроводов привода (поставить на трубы дополнительные подвески и опоры).

3. Неравномерное движение гидравлических рабочих органов; возможные причины:

- наличие воздуха в масле гидросистемы (выпустить воздух из системы или сменить масло);

- высокое давление в системе, близкое к предельному давлению настройки предохранительного клапана (снизить давление, создаваемое насосом);

- перекосы в исполнительном механизме или недостаточно обильная смазка (проверить качество сборки гидромеханизма и подачу смазки);

- недостаточное противодавление в сливной магистрали (повысить сопротивление сливной магистрали регулировкой редукционного клапана или дросселя на сливе).

5.5 Вопросы к практическому занятию

1. Указать классификацию гидроприводных механизмов по давлению.
2. Объяснить причину наличия на судне якорных механизмов.
3. Охарактеризовать расположение якорных механизмов на судне.
4. Охарактеризовать расположение швартовых механизмов на судне.
5. Перечислить операции, выполняемые якорно-швартовыми механизмами.
6. Перечислить режимы работы якорно-швартовых механизмов.
7. Охарактеризовать устройство и работу ЯШМ с гидравлическим приводом лопастного типа.
8. Охарактеризовать органы управления якорно-швартового механизма с гидравлическим приводом.
9. Охарактеризовать устройство и работу лопастного гидромотора.
10. Охарактеризовать устройство и работу гидравлической системы ЯШМ.
11. Охарактеризовать устройство и работу предохранительного клапана непрямого действия.
12. Охарактеризовать устройство и работу ленточного тормоза.
13. управления ленточного тормоза.
14. Охарактеризовать устройство и работу цепной звездочки.

15. Охарактеризовать устройство и работу многоскоростного гидромотора.

16. Охарактеризовать устройство и работу ЯШМ с аксиально-поршневым гидромотором

17. Охарактеризовать устройство и работу устройство регулируемого аксиально-поршневого гидромотора.

18. Перечислить и охарактеризовать действия при проверке постоянной готовности гидропривода к действию.

19. Перечислить и охарактеризовать действия при подготовке гидропривода к работе.

20. Перечислить и охарактеризовать действия при эксплуатации гидропривода.

21. Перечислить и охарактеризовать характерные неисправности при работе гидропривода ЯШМ.

22. Перечислить возможные причины отсутствия давления в системе гидропривода.

23. Перечислить возможные причины наличия шума и вибрации в гидроприводе.

5.6 Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы, описание конструкции лебедки, основные ее характеристики, кинематическую схему лебедки и функциональную схему гидропривода, описание основных этапов подготовки лебедки к работе, анализ неисправностей лебедки, пути их исправления.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6

СУДОВЫЕ ЛЮКОВЫЕ ЗАКРЫТИЯ

6.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия - ознакомление с широко применяемыми на многих типах морских судов люковых закрытий; изучение их приводов и их расчета, обеспечения их задрайки и герметичности.

6.2 Введение

Люковые закрытия (hatch cover) грузовых трюмов выполняют важные функции, обеспечивая сохранность перевозимого груза, и являясь важным элементом системы непотопляемости судна [1, 5]. Возможно также размещение груза на поверхности люковых закрытиях (ЛЗ).

К ЛЗ предъявляются следующие требования:

1. Непроницаемость. Достигается установкой уплотнений и дренажных стоков и обеспечивает поддержание живучести судна и сохранности грузов.

2. Прочность. Секции ЛЗ имеют коробчатую форму и состоят из набора и обшивки из стальных листов. Они должны выдерживать нагрузку от воздействия волн, деформаций корпуса и палубного груза. Расчетная интенсивность нагрузки ЛЗ, в зависимости от района палубы – от 12,75 кПа до 17,16 кПа. Стрелка прогиба коробчатых крышек при номинальной нагрузке не должна превышать – 0,0022 длины пролета.

3. Надежность и быстродействие. Достигаются применением наиболее совершенных приводов. Конструкция ЛЗ должна предотвращать их случайное открывание. Каждая секция должна иметь на боковой стороне не менее одного задраивающего устройства.

Время открывания (закрывания) одного люка без учета вспомогательных операций, не должно превышать 5 мин., а скорость горизонтального перемещения секции закрытия не должна превышать 0,25 м/с.

4. Простота и минимальная трудоемкость в обслуживании.

При создании ЛЗ учитываются следующие факторы: тип и назначение судна, его размерения, род перевозимого груза и его размещение на судне, тип грузоподъемного устройства, приспособленность для проведения грузовых операций и др.

Наиболее широкое распространение на морских судах получили откатываемые (side rolling hatch cover), откидные (folding hatch cover) и съемные (lift-on/lift-off hatch cover) ЛЗ [26, 27].

6.3 Устройство люковых закрытий

Среди распространенных конструкций люковых закрытий широко распространены откатываемые люковые закрытия. В этом закрытии (рисунок 6.1) две группы секций 7 открываются в разные стороны. Каждая группа имеет автономный привод. В закрытом положении секции опираются на полки комингса и по периметру прижимаются к нему задрайками 4, обеспечивая уплотнение. При открывании люка выбивают клиновые задвижки 8, отдают задрайки и приподнимают секции над полкой комингса гидравлическими домкратами 14. Привод секций осуществляется гидромоторами 2 с двумя цепными звездочками на валу. Бесконечная цепь 12 проходит через направляющие ролики 16, 9, 1. Концы цепи связаны между собой соединителем 10, установленным на ведущей секции. С помощью устройства 5 можно регулировать натяжение цепи. Для того чтобы при вращении гидродвигателя 2 цепи правого и левого борта действовали в одном направлении, одна из них имеет перекрестье 3. Цепи уложены в желобах комингса.

Для перемещения по комингсу ведущая секция имеет по два опорных ролика 11 с каждой стороны, а ведомые - по одному. При перемещении ведущей секции усилие на ведомые секции передается толкателями 13, жестко соединенными с осями опорных роликов и шарнирно - с ведомыми секциями.

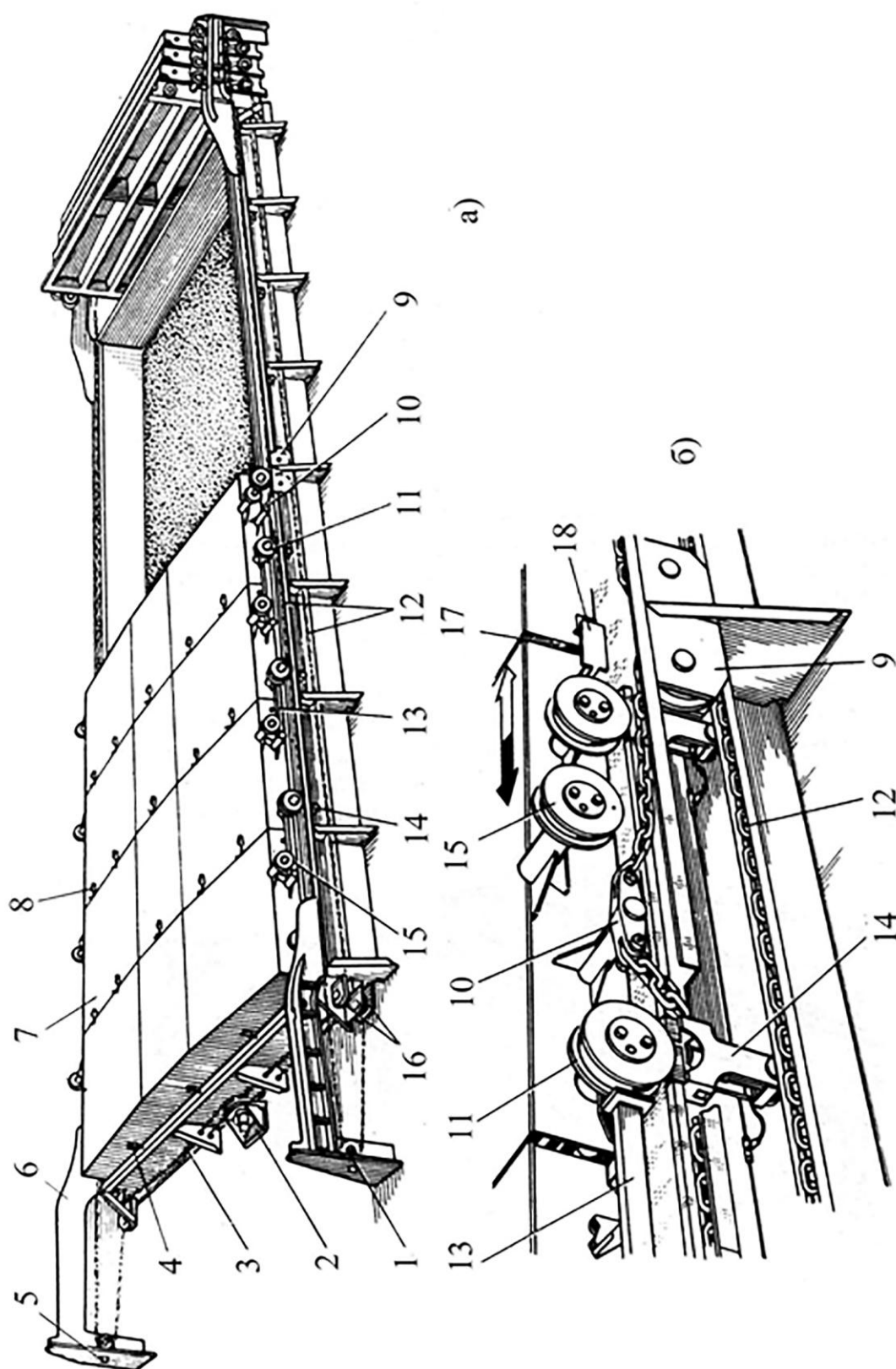


Рисунок 6.1 - Многосекционное откатываемое ЛЗ:

1, 9, 16 – направляющие ролики; 2 – гидродвигатель; 3 – цепное перекрестье; 4 – задрайка; 5 – натяжное устройство; 6 – ко-
мингс; 7 – секция; 8 – клиновые задвижки; 10 – соединитель; 11 – опорный ролик; 12 – цепь; 13 – толкатель; 14 – домкрат; 15 –
балансирный ролик; 17 – стык частей ЛЗ; 18 – упор; а) – общий вид; б) – цепной привод

При перемещении за поперечный комингс секции вкатываются балансирными роликами 15, смещенными от середины, на направляющие 6 и поворачиваются в вертикальное положение. После схода с комингса ведущих секций открывается весь проем люка.

Для закрывания люка изменяется направление вращения гидродвигателя 2 и движения цепи. Секции движутся в сторону закрывания до упора 18, который останавливает ведущую секцию. Ведомые секции, продолжая движение по инерции, самоуплотняются межсекционными уплотнениями. При опускании секций домкратами 14 происходит уплотнение их по периметру комингса. Секции прижимаются задрайками 4 по периметру и клиновыми задвижками 8 на стыках.

Непроницаемость ЛЗ обеспечивается уплотнениями и дренажными стоками (рисунок 6.2).

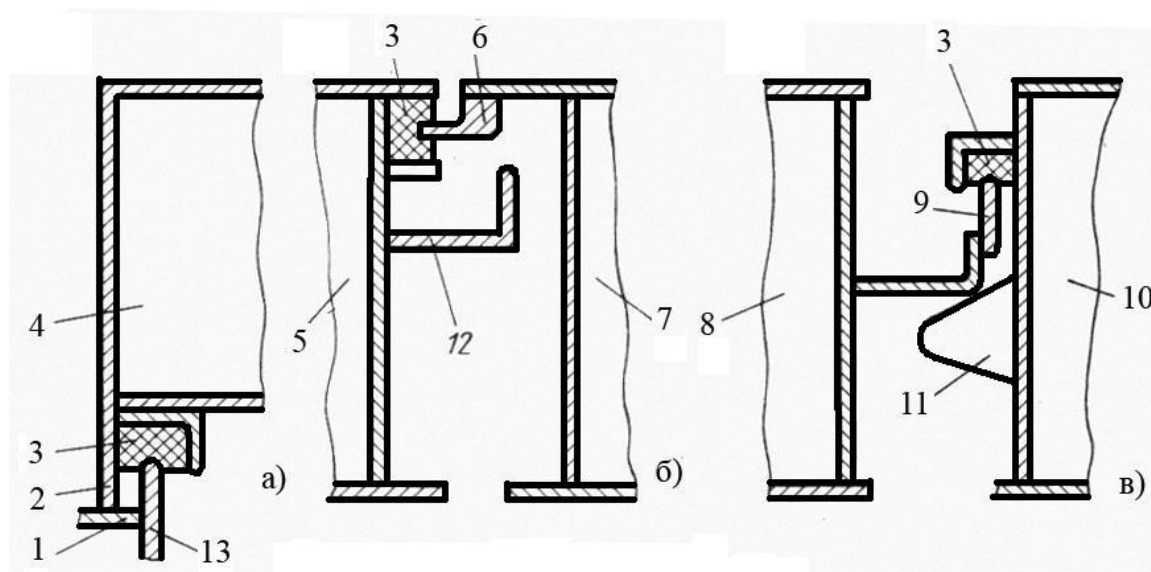


Рисунок 6.2 – Уплотнение ЛЗ:

1 – полка комингса; 2 – ребро; 3 – уплотнение; 4, 5, 7, 8, 10 – секция;
6, 9, 13 – борт; 11 – кулачек; 12 – полка

Уплотнение по периметру комингса достигается вдавливанием бурта 13 полки комингса в резину 3, установленную на клею в канавках секций 4. Ребро 2 ограничивает глубину вдавливания бурта 13, составляющую 5...8 мм. Полка 1 комингса образует дренажный канал для отвода воды, спускаемой через отверстия на палубу. Уплотнение между смежными секциями 5 и 7 (рисунок 6.3,

б) достигается вдавливанием бурта 6 в резину 3. Полка 12 является дренажным каналом. На рисунке 3, в показано уплотнение между носовой 8 и кормовой 10 ведущими секциями, которое осуществляется с помощью кулачка 11, бурта 9 и резины 3.

Подъем и опускание секций могут осуществляться с помощью домкратов, действующих от гидросистемы (рисунок 6.3, а) или от ручного переносного насоса (рисунок 6.3, б). В первом случае насос 1 (рисунок 6.3, а) нагнетает масло в гидроцилиндр 2, перемещает тягу и связанные с ней подъемные рычаги 5 относительно осей 4, опорная часть 6 которой является участком направляющего бурта комингса для роликов 7. В поднятом положении группа секций фиксируется стопором 3. Устройство для индивидуального подъема секций (рисунок 6.4, б) состоит из насоса 1 и гидродомкрата 9, устанавливаемого под подъемный рычаг 10. Рычаг, поворачиваясь вокруг оси 8, перемещается между направляющими 12, прикрепленными к комингсу, и фиксируется в верхнем положении стопором 11.

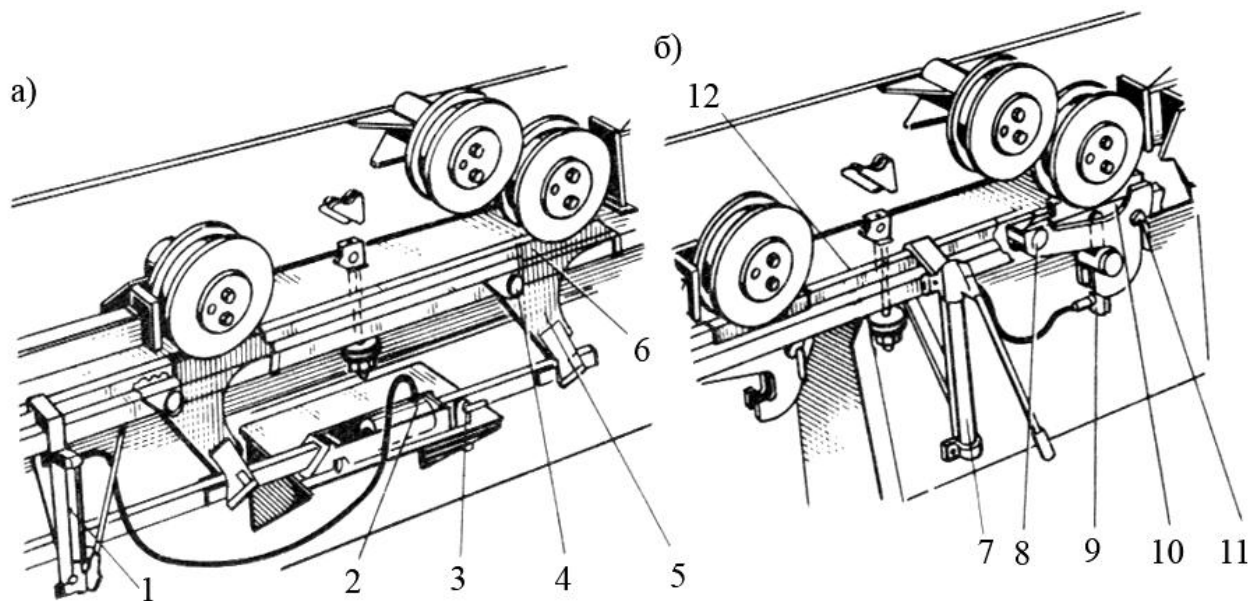


Рисунок 6.3 – Способы подъема секций:

1, 7 – насос; 2 – гидроцилиндр; 3, 11 – стопор; 4, 8 – ось; 5, 10 – рычаг;
6 – опорная часть рычага; 9 – гидродомкрат

Задраивание секций по периметру выполняется с помощью быстродействующих задраек (рисунок 6.4). Для задраивания верхний конец штыря 3 гайкой заводится в прорезь опоры 2, приваренной к секции закрытия. Пово-

ротная головка 5 соединяется штифтом с проушиной штыря, рычагом 6 поворачивается на 90° и выступом эксцентрика прижимает секцию к полке 7 комингса. Обжатие должно быть равномерным по всему периметру. Усилие обжатия регулируется с помощью упругих шайб 4 и гаек 1.

Закрытия с небольшим количеством секций могут открываться по принципу «подъема и отката» (рисунок 6.5).

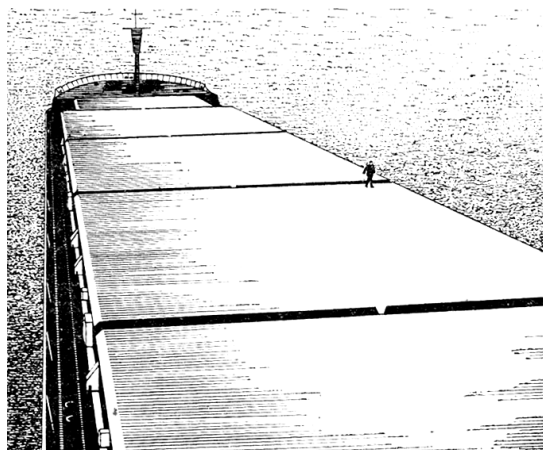
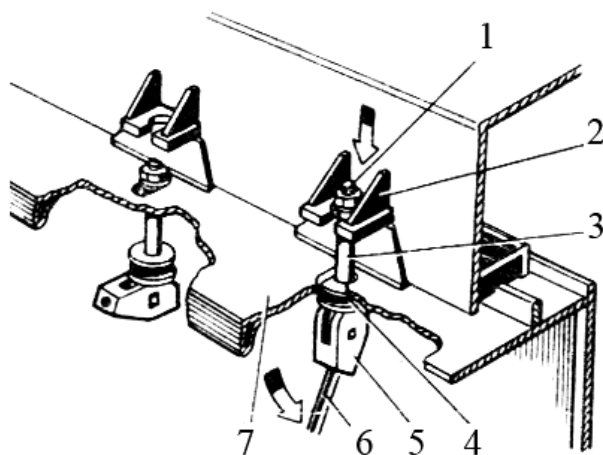


Рисунок 6.4 – Устройство задрайки:
1 – гайка; 2 – опора; 3 – штырь; 4 – шайбы;
5 – поворотная головка; 6 – рычаг; 7 – полка комингса

Рисунок 6.5 – Общий вид ЛЗ типа Piggy back

Несамостоятельная секция 1 (рисунок 6.6) с кронштейнами 2 приподнимается

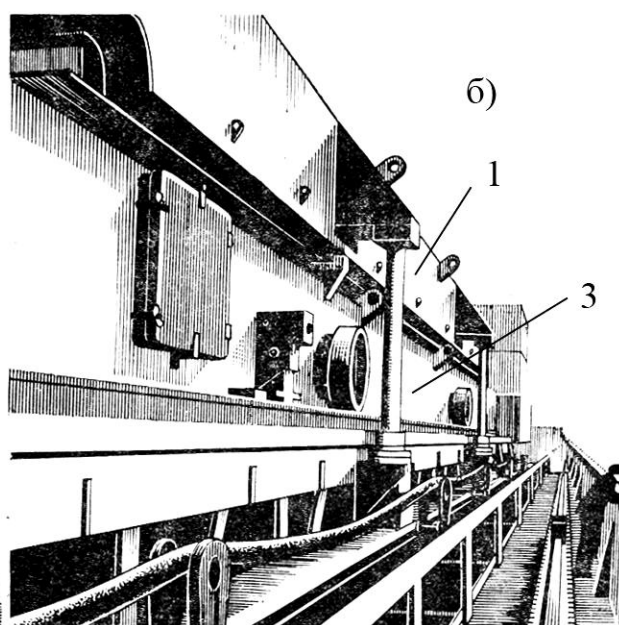
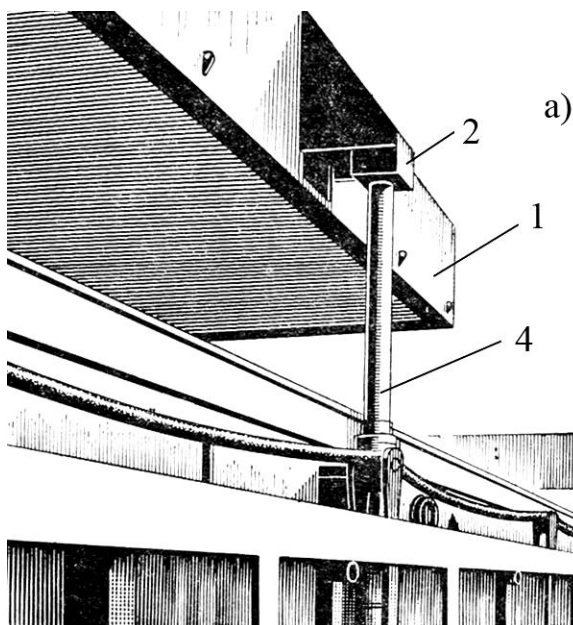


Рисунок 6.6 – Работа ЛЗ типа Piggy back:
1, 3 – секции; 2 – опорный кронштейн; 4 – гидродомкрат
а) – первая секция приподнята; б) – вторая секция подкачена под первую

гидродомкратами 4, после чего приводная секция 3 на роликах закатывается под несамohодную, которая затем опускается на нее. Обе секции могут быть перемещены на другую половину люка. В некоторых случаях предусматривается складирование за пределами люка. Для привода секций может быть использован цепной или зубчато-реечный привод.

На рисунке 6.7 представлено ЛЗ типа Piggy back, содержащее пакет укладываемых друг на друга крышек, и в котором реализован цепной привод перемещения крышек.

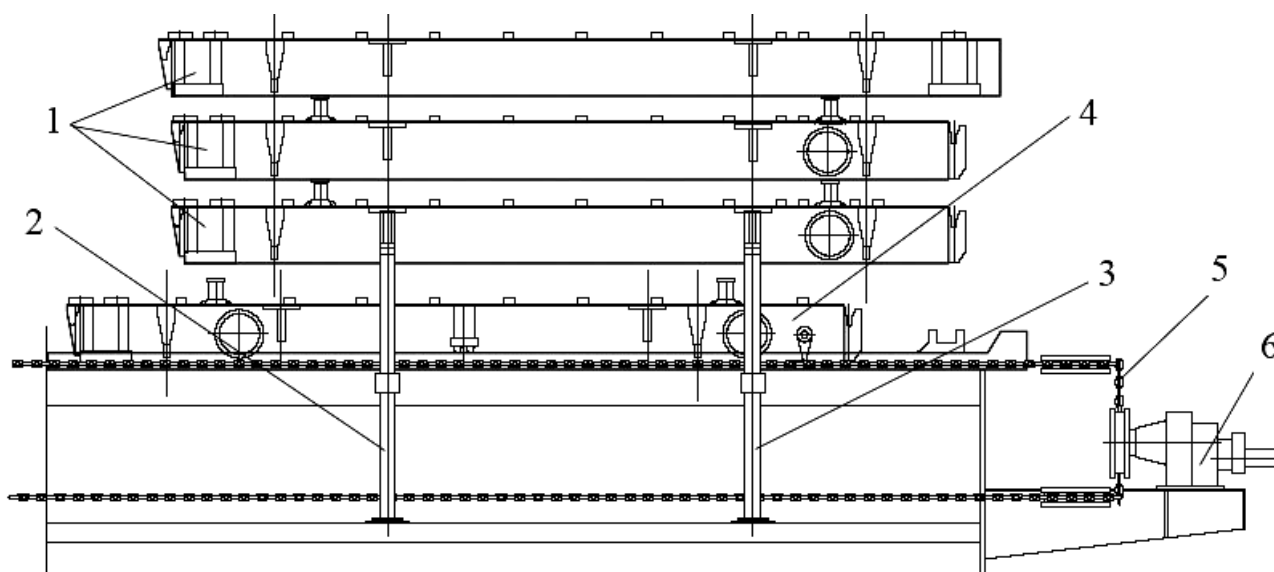


Рисунок 6.7 – Многосекционное ЛЗ типа Piggy back:

1 – секции; 2, 3 – гидродомкраты; 4 – подкатываемая секция; 5 – цепь; 6 – привод

На некоторых типах судов полностью исключается складирование секции у поперечных комингсов (например, на рудовозах). Тогда применяются ЛЗ, у которых секции откатываются к бортам. Примером конструкции ЛЗ с откатом секций к бортам по направляющим, служащим продолжением направляющих поперечных комингсов, показан на рисунке 6.8, а.

Приводом для отката данного ЛЗ является малооборотный гидродвигатель 7, на выходном валу которого установлена высокомодульная шестерня 8, зубчатые рейки 6 и направляющие ролики 9. Механизм разобщения ЛЗ не показан.

В данном ЛЗ могут быть использованы клиновые задрайки (рисунок 6.9), прижимающие крышку 1 за счет совмещения отверстий в проушинах 4 и 6 при горизонтальном перемещении конусного штыря 5. Перемещение штыря 5 осуществляется общей тягой 3, связанной с гидроцилиндром 2.

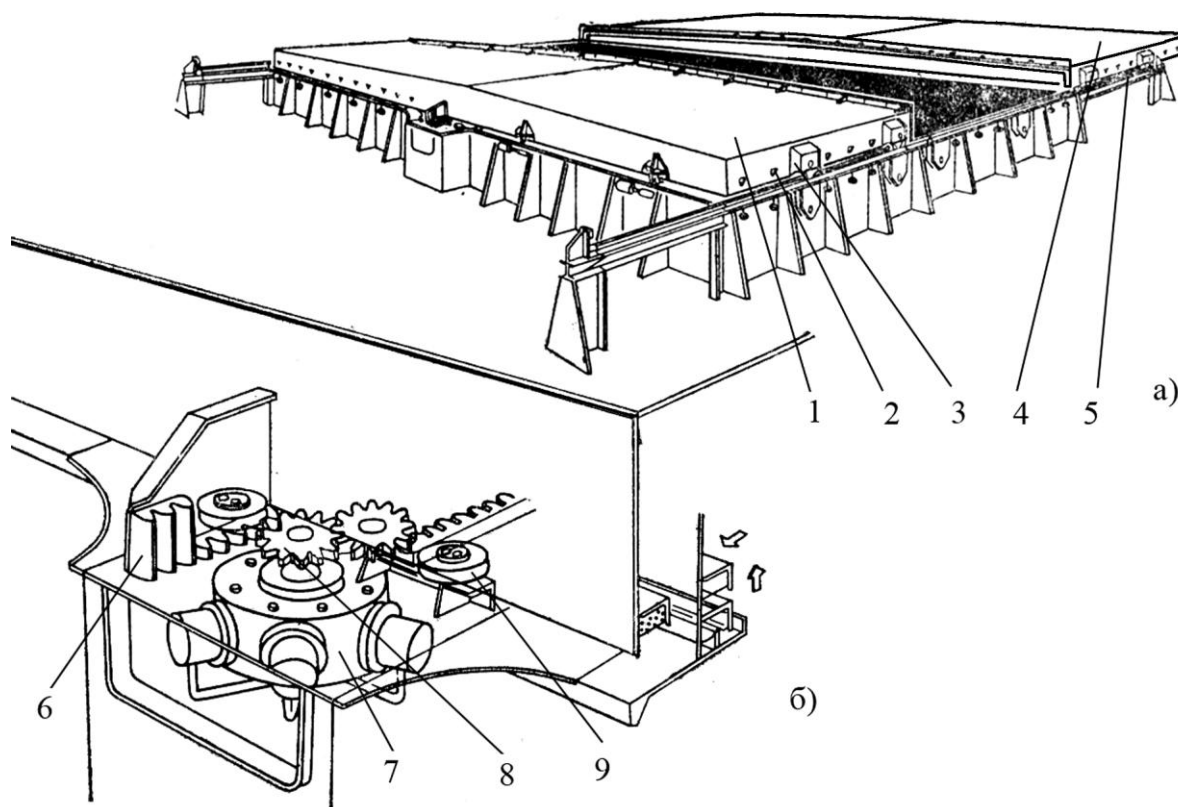


Рисунок 6.8 – Общий вид откатываемого ЛЗ:

1, 4 – секции ЛЗ; 2 – задрайка; 3 – ролик; 5 – направляющая; 6 – рейка;
7 – гидродвигатель; 8 – шестерня; 9 – направляющий ролик
а) общий вид; б) механизм открытия трюма

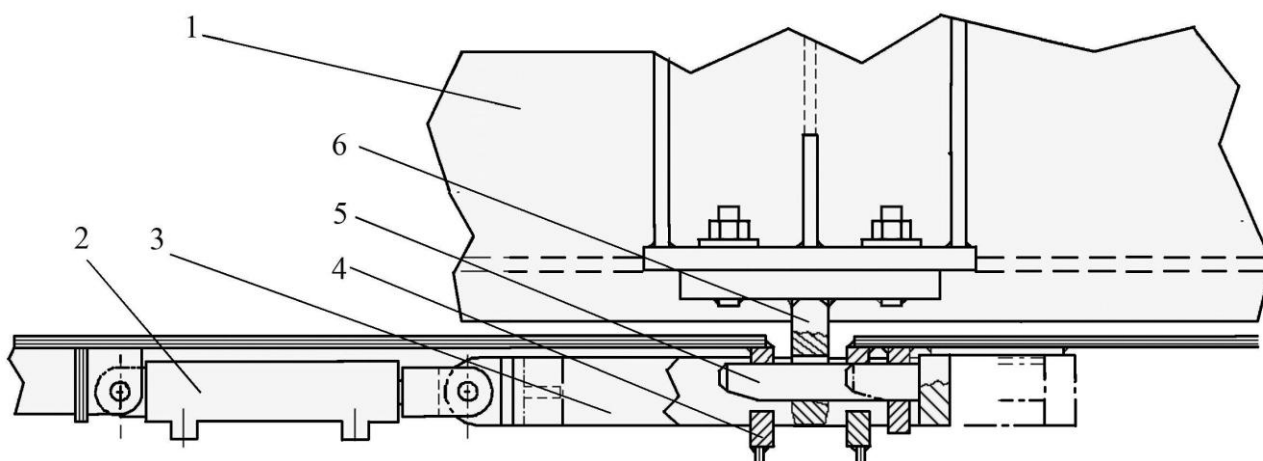


Рисунок 6.9 – Устройство клиновой задрайки:

1 – секция ЛЗ; 2 – гидроцилиндр; 3 – тяга; 4 – проушина; 5 – штырь; 6 – щеколда

Под откидными понимают закрытия, крышки которых прикреплены на петлях (шарнирах) к комингсу люка или к палубе и при открывании откидываются к поперечным (в ДП) или к продольным (к бортам) комингсам.

Особенностью откидных крышек является то, что в вертикальном положении, когда люки открыты, они занимают мало места на палубе. Это достоинство откидных крышек объясняет их широкое применение на судах с сильно развитыми, близко расположенными друг к другу люками. На рисунке 6.10 показано судно с подобной системой ЛЗ.

Судно оснащено двумя четырехсекционными ЛЗ, открываемыми в нос и в корму. Видно, что в сложенном положении при открытых трюмах носовое ЛЗ имеет габариты: толщина набора – 3,8 м; высота более 12 м и ширина более 15 м. Выполнение требования по прочности привело к тому, массы секций ЛЗ достаточно значительны (18...33т).

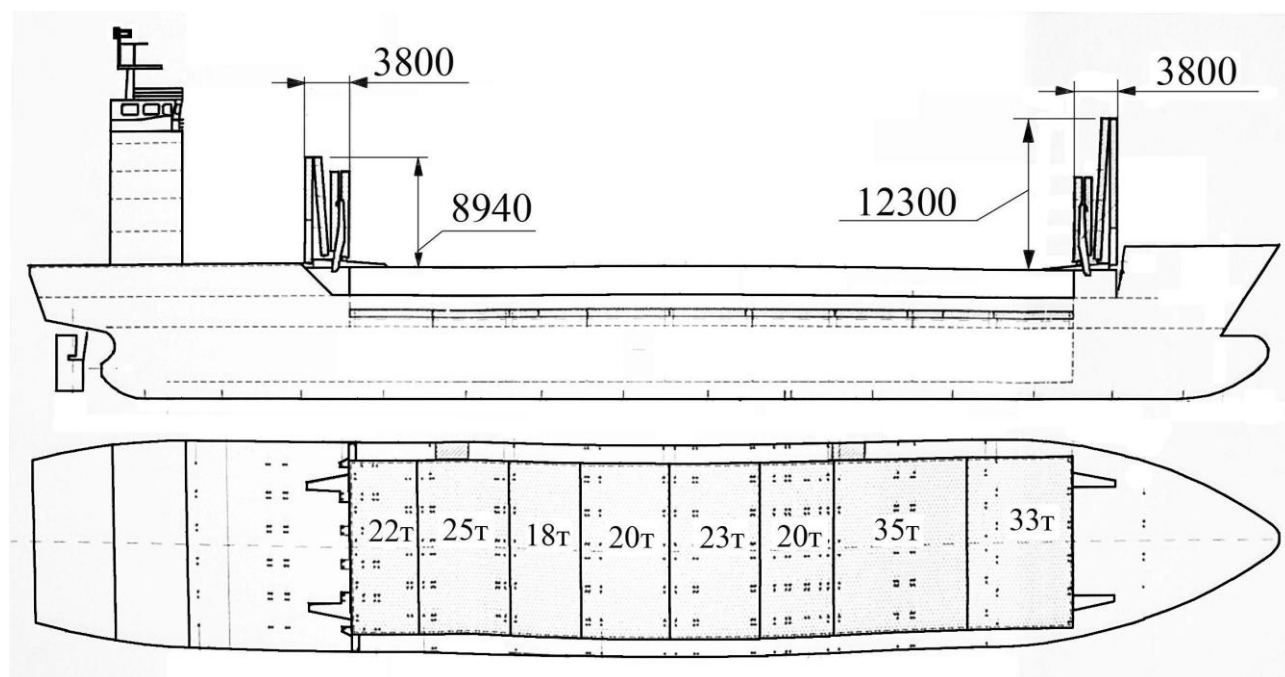


Рисунок 6.10 – Общий вид судна с ЛЗ откидного типа

На рисунке 6.11 изображено носовое ЛЗ рассматриваемого типа. Привод закрытия – гидравлический. Четырехсекционное закрытия имеет одну неподвижную опору 15. Секции 3 и 4 соединены посредством шарнира 7; секции 9 и 10 – посредством шарнира 8. Секции 4 и 9 имеют общий шарнир 11. Для перемещения по комингсу секции имеют катки 2, 6 и 13. Для управления ЛЗ

имеет 4 гидроцилиндра, два гидроцилиндра 18 с шарнирами 19 и 12 для подъема секций 9 и 10, два гидроцилиндра 17 с шарнирами 16 и 20 для подъема секций 3 и 4. Гидроцилиндр 17 посредством шарнира 20 воздействует на профилированный рычаг 1. Рычаг 1, имеющий на конце крюк имеет скользящий контакт с роликом 5 секции 4. Воздействуя на ролик 5 секции 3 и 4 поднимаются и наоборот. Шарнир 21 – положение штока гидроцилиндра рычага 1 в открытом положении секций 3 и 4. Рабочее давление масла в системе гидравлики – 25 МПа. Материал цилиндра – Х22Н17В.

6.4 Приводы люковых закрытий

Приводы закрытий предназначены для перемещения крышек люков. Если люки приходится открывать сравнительно редко, то в качестве привода используются механизмы грузовых или других устройств. Исполнительные приводы подразделяют на тросовые, зубчатые, винтовые, цепные, переносные, гидравлические. Наиболее распространены гидравлические приводы [5,6].

Тросовые приводы используются в тех случаях, когда усилия для перемещения крышек малы, но сами перемещения значительны. Это характерно для сдвигаемых и откатываемых закрытий, а также для шарнирно-откидных (рисунок 6.12, а).

Гидравлические приводы являются самыми распространенными на судах. Простейший из них — гидропривод прямого действия (рисунок 6.12, б), у которого шток гидроцилиндра 13 шарнирно закреплен на кронштейне 12 секции закрытия 11. По мере выдвижения штока секция поворачивается относительно своей оси.

Зубчатые приводы применяют в основном на откатываемых закрытиях. Зубчато-реечный привод откатываемого закрытия (рисунок 6.12, в) имеет с внутренней стороны секции зубчатую рейку 1, а снаружи рейку 2. Между наружной и внутренней рейками имеется зазор, в котором располагается

уплотнение крышки. Вращаемая от гидродвигателя 5 шестерня 3 перемещает наружную зубчатую рейку, а вместе с ней и крышку закрытия на расстояние, достаточное для зацепления внутренней рейки 1 с шестерней 4, осуществляющей дальнейшее откатывание крышки.

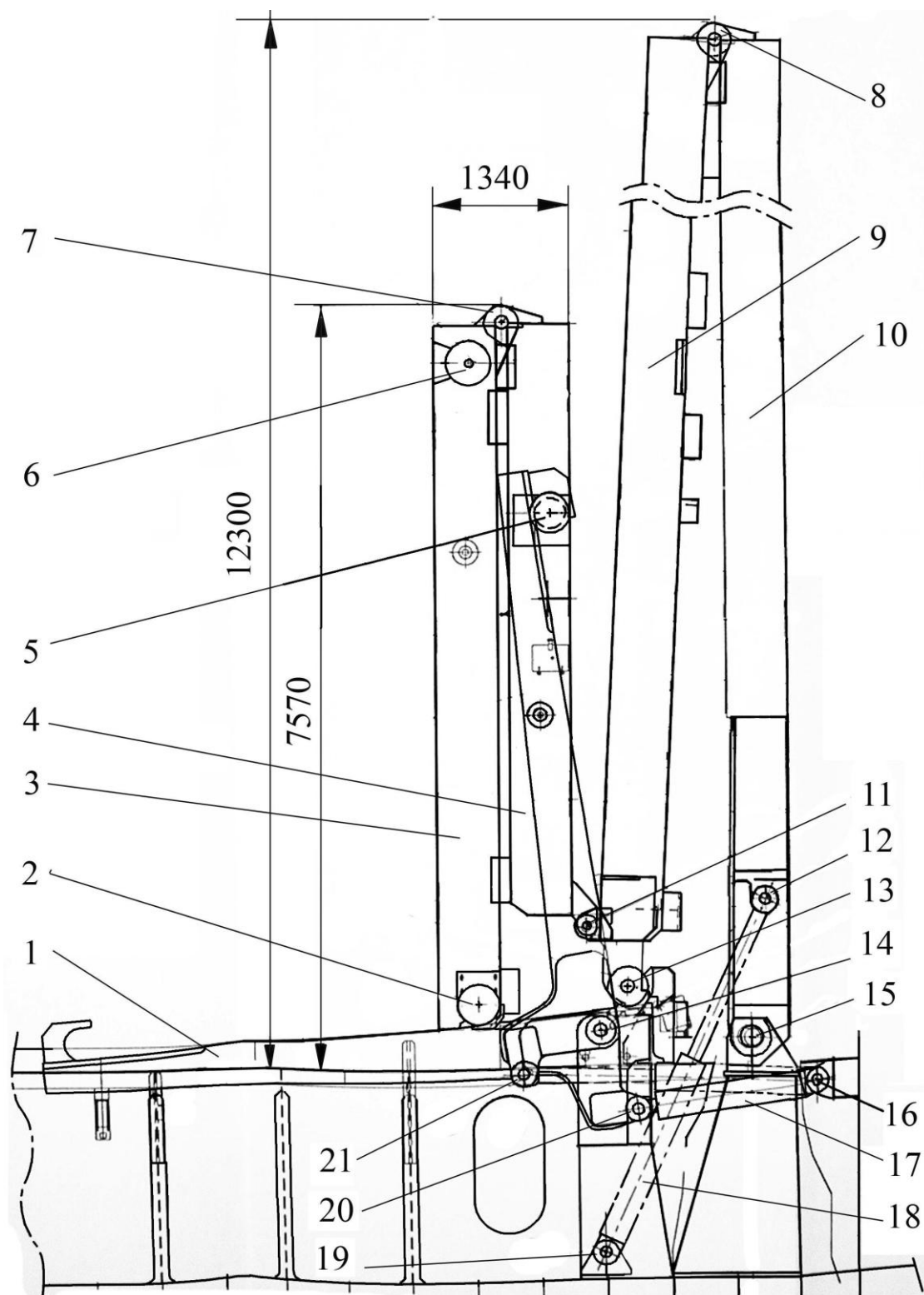


Рисунок 6.11 – Четырехсекционное ЛЗ откидного типа:

1 – рычаг; 2, 6, 13 – каток; 3, 4, 9, 10 – секции; 5 – ролик; 7, 8, 11, 12, 16, 19, 20, 21 – шарнир

Цепные приводы чаще имеют подвижное исполнение, т. е. они перемещаются с закрытием (рисунке 6.12, г).

Основным элементом такого привода является электродвигатель 6 с редуктором 7, на валу которого насажена цепная звездочка 8, соединенная с цепью 10, проходящей вдоль комингса закрытия. Ролики 9 необходимы для увеличения угла обхвата цепью тянущей звездочки, вращение которой вызывает перемещение закрытия. Питание к электродвигателю подается по гибкому кабелю.

Переносные приводы обычно используются для внутрисудовых закрытий (рисунок 6.12, д). Переносной механизм с электрическим или пневматическим приводом 14, устанавливаемый в специальное гнездо на палубе, приводит во вращение барабан лебедки 15 и перемещает с помощью заведенного на него троса секции закрытия.

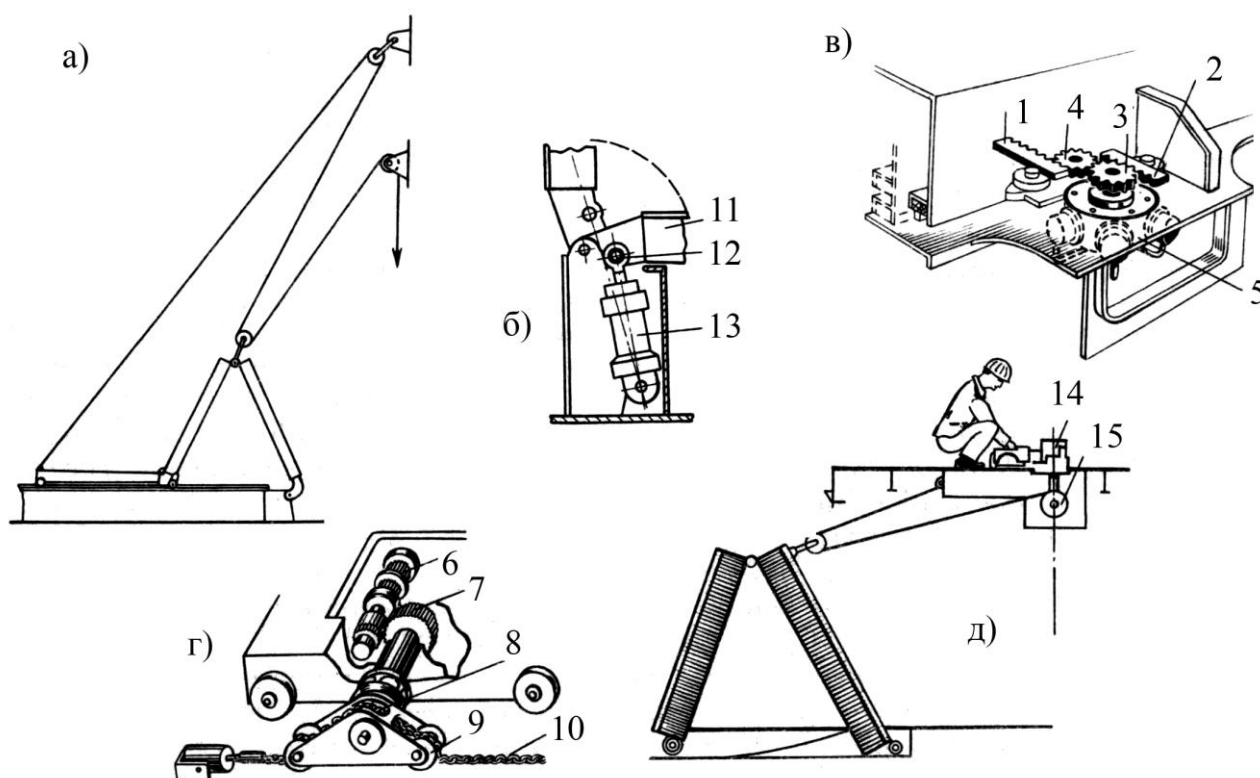


Рисунок 6.12 – Приводы судовых люковых закрытий:

1, 2 – зубчатая рейка; 3, 4 – шестерня; 5 – гидродвигатель; 6 – электродвигатель;
7 – редуктор; 8 – цепная звездочка; 9 – ролик; 10 – цепь; 11 – секция ЛЗ; 12 – шарнир;
13 – гидроцилиндр; 14 – переносной механизм; 15 – лебедка

Гидравлические цилиндры (гидроцилиндры) представляют собой гидравлические двигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена, т. е. штока или плунжера. Скорость штока гидроцилиндра, так же как, и его ход и передаваемое усилие, могут достигать значительных величин. Ход штока современного гидроцилиндра достигает 5 м и более (для кранов).

Гидроцилиндр (рисунок 6.13) состоит из корпуса 5, поршня 6 со штоком 4, верхней крышки 3, нижней крышки 7 с проушиной, втулки направляющей 2 и верхней проушины 1. В верхней и нижней частях корпуса цилиндра расположены штуцеры для подвода рабочей жидкости и сапуны для спуска воздуха. На цилиндрической поверхности поршня имеются кольцевые проточки для уплотнений. Уплотнение осуществляется резиновыми кольцами, которые расположены между фторопластовыми защитными шайбами. Уплотнение верхней и нижней крышек с корпусом также выполнено в виде резиновых колец. Для уплотнения подвижного соединения штока с верхней крышкой установлены резиновые кольца с фторопластовыми защитными шайбами, манжета и грязесъемник, который прижимается к верхней крышке цилиндра специальной крышкой. Для защиты выдвинутого из цилиндра штока от воздействия воды, от попадания грязи и пыли может быть установлен защитный кожух.

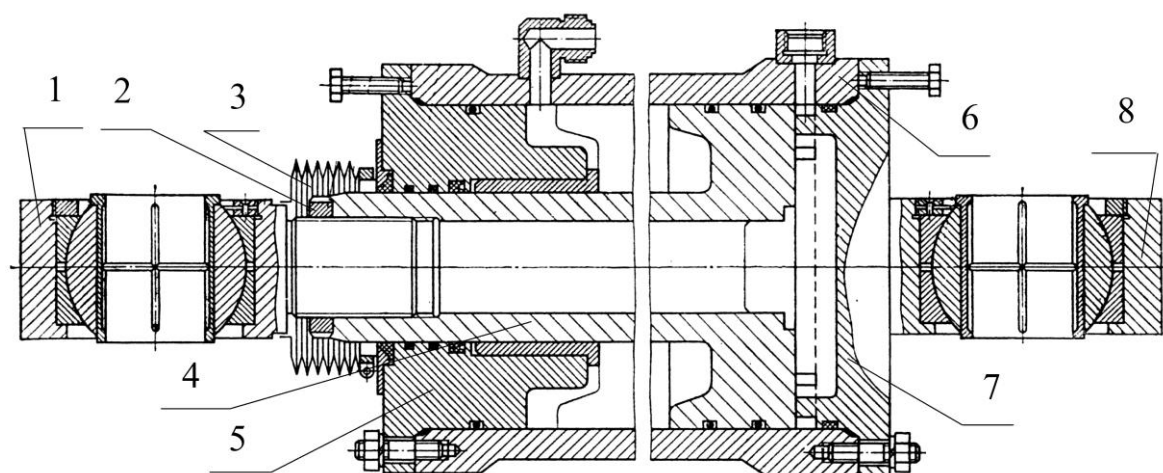


Рисунок 6.13 – Силовой гидроцилиндр:

1 – верхняя проушина; 2 – контргайка; 3 – защитный кожух; 4 – верхняя крышка;
5 – поршень со штоком; 6 – цилиндр; 7 – нижняя крышка; 8 – нижняя проушина

Возможность регулировки базового расстояния между осями проушин при установке гидроцилиндра обеспечивается тем, что верхняя проушина соединена со штоком при помощи резьбы и заstopорена гайкой. Регулировка может оказаться необходимой при выборе погрешности расточки отверстий в фундаментах и петлях.

Для того чтобы избежать жесткой остановки поршня в конце хода, необходимо ввести в конструкцию гидроцилиндра демпфирующие устройства, которые могли бы обеспечить плавное замедление движения поршня. Наиболее распространенные конструктивные схемы таких концевых демпферов показаны на рисунке 6.14.

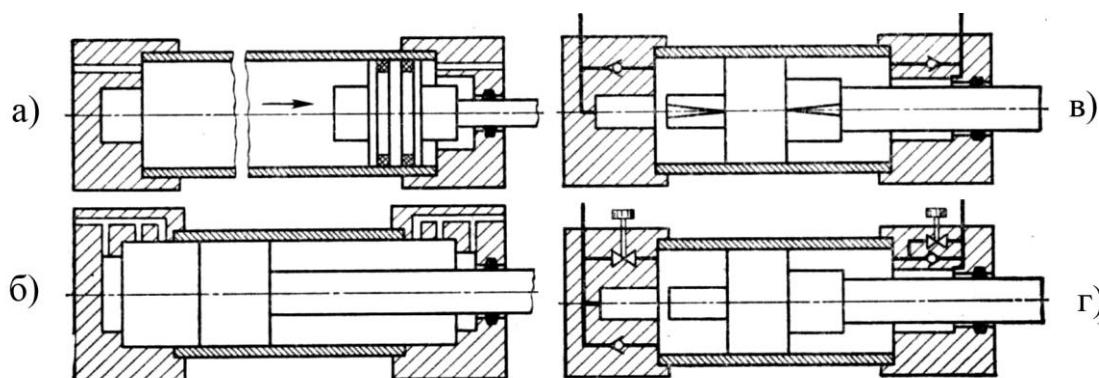


Рисунок 6.14 – Конструктивные схемы демпфирующих устройств:
 а – демпфер с щелью постоянного сечения; б – демпфер с профильной щелью;
 в – демпфер с последовательным включением щелей; г – клапанный демпфер

На рисунке 6.14, а демпфирование достигается за счет выдавливания жидкости утолщением штока через кольцевой зазор, образующийся между этим утолщением и цилиндрической расточкой, выполненной в крышке гидроцилиндра. На рисунке 6.14, б показана конструкция, в которой демпфирование достигается последовательным выключением выпускных отверстий, соединяющих полость гидроцилиндра с линией слива. Активной тормозной поверхностью является в этом случае вся площадь поршня (или площадь поршня за вычетом площади штока).

В конструкции, показанной на рисунке 6.14, в демпфирование осуществляется включением в конце хода профильной дросселирующей щели, а в конструкции на рисунке 6.14, г - включением дроссельного клапана.

Одним из вариантов гидропривода является гидравлический шарнир винтового типа (рисунок 6.15). Гидрошарнир располагается в торцовых углублениях секции ЛЗ (рисунок 6.15, в), образуя в закрытом положении нишу. Такая конструкция обеспечивает компактность и защищенность гидропривода.

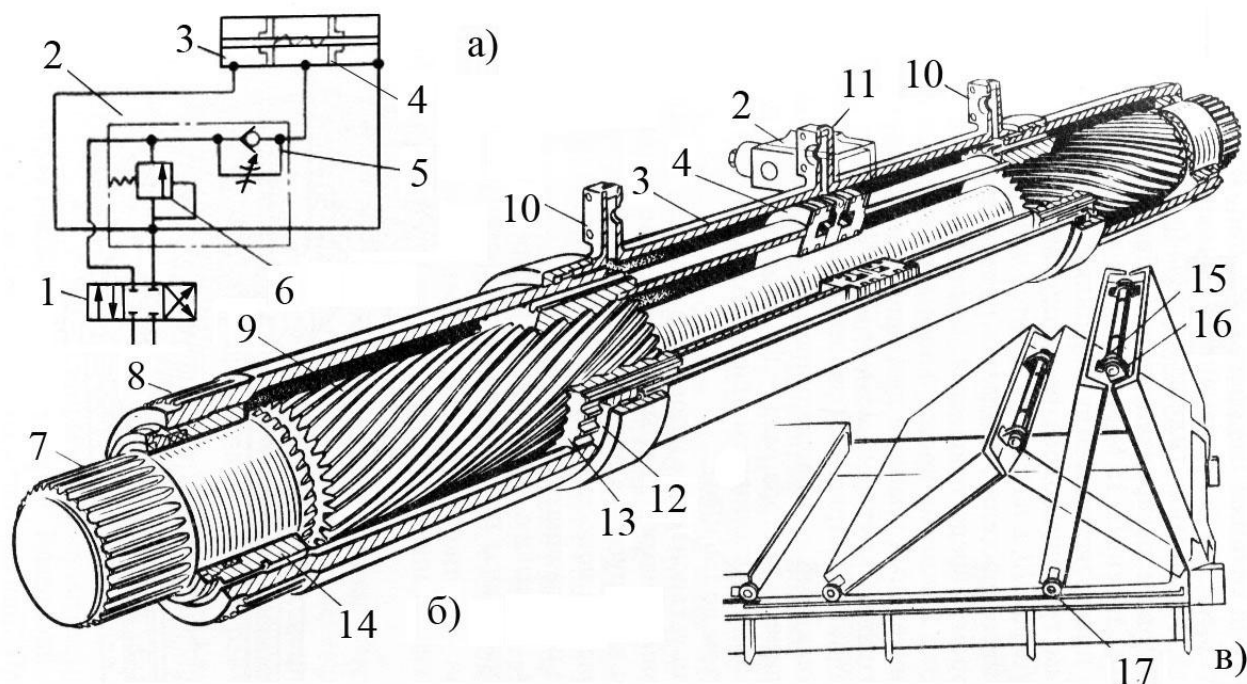


Рисунок 6.15 – Гидравлический шарнир винтового типа:

- 1 – распределитель; 2 – блок управления; 3 – корпус шарнира; 4 – поршень; 5, 6 – клапан;
 7, 8, 12, 13 – шлицевые участки; 9 – резьбовой вал; 10, 11 – штуцер; 14 – втулка;
 15, 16 – обух; 17 – ролики; а) принципиальная схема; б) устройство;
 в) расположение шарнира в ЛЗ

Корпус гидрошарнира состоит из гидроцилиндра 3 и шлицевых втулок 12, присоединенных к нему накидными гайками. В подшипниках 14 втулок уложен вал 9 с правой и левой многозаходной полой резьбой. На пустотелых штоках поршней 4 имеются гайки 13, сопряженные резьбой с валом 9, а наружными шлицами – с втулкой 12. При перемещении поршней 4 от центра гайка 13 скользит по шлицам втулки 12, а вал 9 поворачивается на угол 180° . На шлицы 7 вала надеваются обухи 16, а на шлицы 8 корпуса – обухи 15, петли которых

соответственно крепятся к первой и второй секциям ЛЗ. Последняя имеет ролики 17, движущиеся при открывании и закрывании люка по направляющим комингса. Управление гидрошарниром (рисунок 6.15, а) осуществляется золотниковым распределителем 1. При открывании люка масло от насоса под давлением 15 МПа поступает через обратный клапан 5 и штуцер 11 в пространство между поршнями 4, штуцеры 10 соединяются со сливным трубопроводом; при закрывании масло от насосов поступает к штуцерам 10, а на слив отводится через штуцер 11. Посредством регулируемого дросселя 5 создается противодействие на сливе, благодаря которому предотвращается падение секций при закрывании люка. В блоке 2, кроме дроссельного и обратного клапана 5, установлен предохранительный клапан 6 для защиты от перегрузок. Гидрошарниры могут создавать крутящий момент 60...300 кН·М.

Основным достоинством гидравлических шарниров является их универсальность (пригодность для любых типов люковых закрытий), малая вероятность повреждения рабочих органов, поскольку они находятся в герметичном корпусе, малый износ деталей, работающих в масляной ванне, и др. Вместе с тем нужно отметить высокую стоимость изготовления, необходимость специального оборудования, а также практическую невозможность ремонта в судовых условиях.

Разновидностью гидравлических шарниров является гидрошарнир лопастного типа (рисунок 6.16). Он состоит из корпуса 2, в котором расположен вал с лопастями 1. Торцевые отверстия закрыты крышками 3. По контуру лопастей установлено уплотнение в виде шнура, а между крышками и валом — резиновые уплотнительные кольца 4.

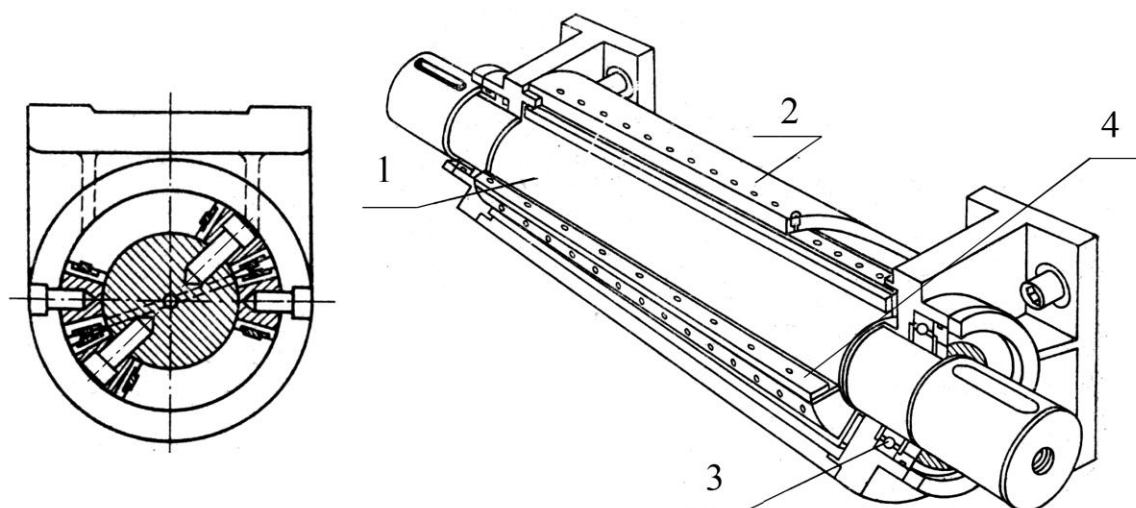


Рисунок 6.16 – Гидравлический шарнир лопастного типа:

1 – вал; 2 – корпус; 3 – подшипник; 4 – лопасти

Пластинчатый гидродвигатель, работающий при давлении 15 МПа и имеющий одинаковый с гидрошарниром крутящий момент, вдвое меньше его по длине, в полтора раза – по массе и имеет в 4 раза меньший рабочий объем. Пластинчатые гидродвигатели выпускаются с крутящим моментом до 150 кН·м.

6.5 Задрайки люковых закрытий

Задрайки предназначены для крепления крышек к комингсам грузовых люков (предотвращение горизонтальных смещений секций под действием инерционных сил при бортовой качке судна) и для обжатия уплотнительных прокладок закрытий [5].

Крюкообразные винтовые задрайки (рисунок 6.17, а) используются на металлических люковых крышках.

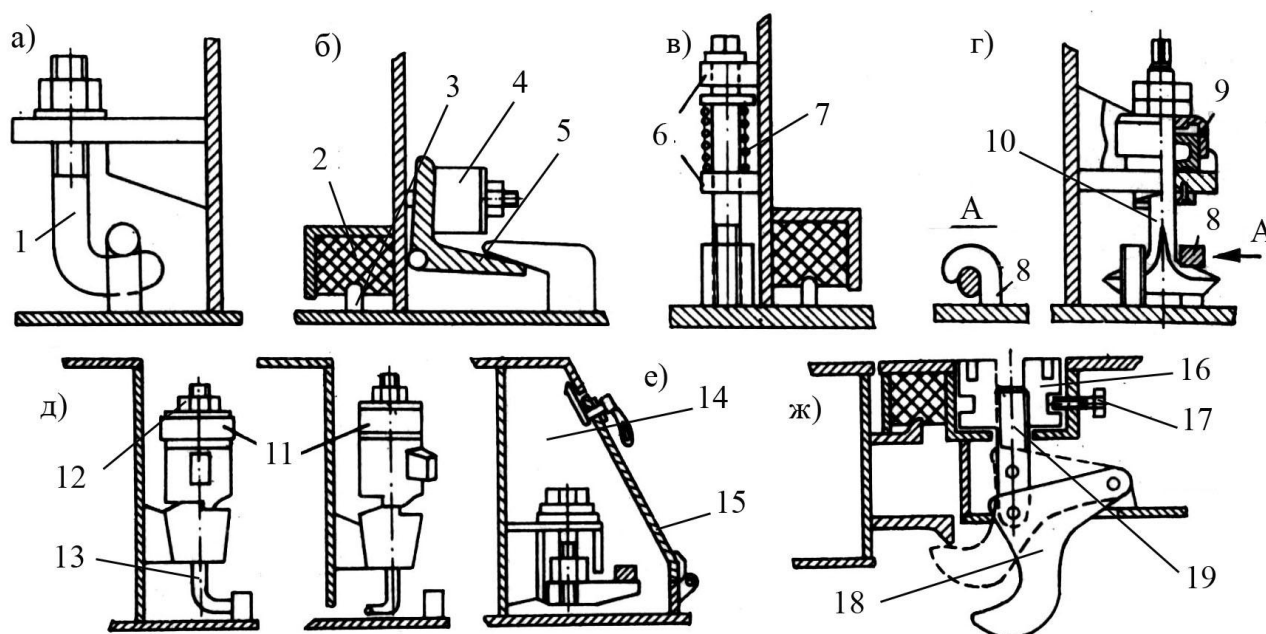


Рисунок 6.17 – Винтовые задрайки:

1, 13, 18 – крюк; 2- уплотнение; 3 – борт; 4, 7, 9, 11 – упругий элемент; 5 – уголок; 6 – скоба; 8 – обух; 10, 19 – шток; 12 – гайка; 14 – контейнер; 15 – люк; 16 - фигурная гайка; 17 – винт

Винтовые задрайки с угольником (рисунок 6.17, б) можно встретить на откатываемых закрытиях грузовых люков. Набор упругих шайб 4 позволяет регулировать усилие заdraивания. Поджатые пружиной 7 винтовые задрайки (рисунок 6.17, в) удобно крепить к крышке закрытия на скобах 6. Задрайки с Т-образным штоком 10 (рисунок 6.17, г) имеют набор тарельчатых пружин 9. При обжатии крышки выступы штока заводят под крючья 8.

Винтовые соединения с мелкими резьбами в морских условиях быстро разрушаются под действием коррозии. Стремление укрупнить резьбы привело к созданию задраек, обжимающих судовое закрытие за один виток (рисунок 6.17, д). Предварительный натяг штока таких задраек регулируется гайкой 12 и резиновым амортизатором 11.

Обмерзание задраек значительно затрудняет эксплуатацию закрытий в условиях обледенения. В этом случае задрайки помещают в специальный контейнер 14, оснащенный лазом 15 (рисунок 6.17, е). Для безкомингсных водонепроницаемых закрытий грузовых помещений применяют потайные задрайки винтового типа (рисунок 6.17, ж).

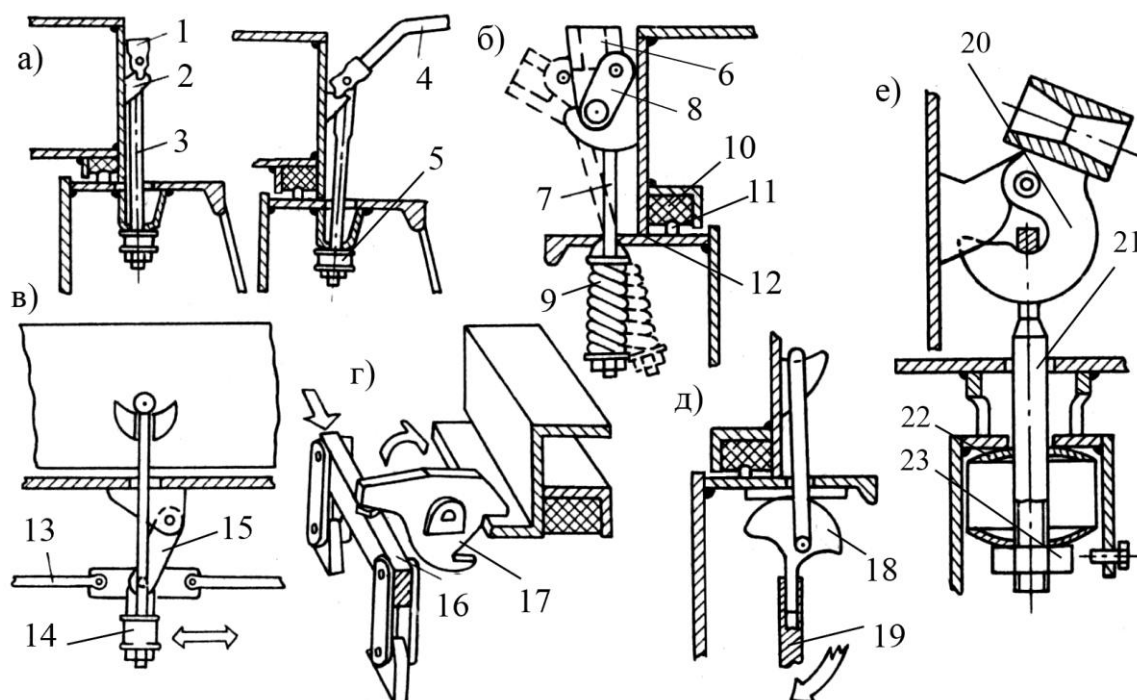


Рисунок 6.18 - Эксцентровые задрайки:

1, 18 – эксцентрик; 2 – упор; 3, 7, 21 – шток, 4 – ломик; 5, 9, 14, 22 – упругий элемент; 6 – стакан; 8, 15 – серьга; 10 – уплотнение; 11 – уплотнительный бурт; 12 – контактная поверхность между комингсом и крышкой; 13, 16 – штанга; 17 – кулачек; 19 – ручка; 20 – крюк; 23 – гайка

Эксцентровые задрайки позволяют выполнить обжатие закрытия одним движением. Основным элементом таких задраек является эксцентрик 1 (рисунок 6.18, а), шарнирно закрепленный на штоке 3 и входящий в зацепление с упорами 2, расположенными на крышке закрытия. Поворот эксцентрика выполняется с помощью съемного лома 4. Усилие задрайки регулируется упругим элементом 5, представляющим собой резину, пружину и т.д.

Эксцентриситет, создаваемый двух шарнирными планками 8 (рисунок 6.18, б), соединяющими стакан 6 для переносного лома со штоком 7, также позволяет обжимать крышку закрытия одним движением. Такие задрайки имеют пружину сжатия 9, применяемую в качестве амортизатора.

Аналогичную кинематическую схему обжатия крышек закрытия имеет задрайка, приведенная на рисунке 18, в. Несколько таких задраек, посаженных на общую тягу 13, могут приводиться в действие одновременно. Задрайки, приведенные на рисунке 18, г, также могут приводиться в действие одновременно с помощью шарнирного четырехзвенника 16. Поворотом кулачка 17 обеспечива-

ется обжатие фланца секции. Задрайки с наружной эксцентриковой поверхностью показаны на рисунке 6.18, д, с внутренней - на рисунке 6.18, е. При заdraивании крюк задрайки 20 (рисунок 6.18, е) проходит положение максимального обжатия пружины 23 (в данном примере это пакет тарельчатых пружин). Предварительное натяжение пружины составляет 1,5...2,0 кН. Натяжение пружины регулируется гайкой 23, расположенной на штоке 21.

Клиновые задрайки обычно отличаются высокой надежностью. Пример конструкции клиновой задрайки рассмотрен на рисунке 6.10.

Межсекционные задрайки предназначены для обжатия уплотнительных прокладок в районе межсекционного стыка закрытия. Наиболее типичны межсекционные задрайки клинового и эксцентрикового типов. Конструкция таких задраек аналогична рассмотренным выше.

Устройства разобщения уплотнений призваны исключить перемещение прижатого буртика по уплотнительной прокладке при открывании и закрывании люков.

В зависимости от размеров секций устанавливают от двух до четырех механизмов подъема.

В положении «закрыто» все катки находятся в специальных гнездах, сделанных в направляющих, по которым катки движутся при открывании створки (рисунок 6.19).

Начало горизонтального движения створки возможно только после выхода катков из гнезд, для чего секций должна приподняться. Обычно устройства разобщения уплотнений предусматриваются на направляющих, в местах, где находятся катки при закрытом люке.

Такое устройство с клином 1, перемещающимся по горизонтальным направляющим, поднимает каток 3 и секцию 2 закрытия. Посредством тяг 4 соединяются несколько клиньев, что обеспечивает одновременный подъем нескольких катков (рисунок 6.19, а). Катки двух секций могут быть приподняты одновременно с помощью устройства разобщения, приведенного на рисунке 6.19, б.

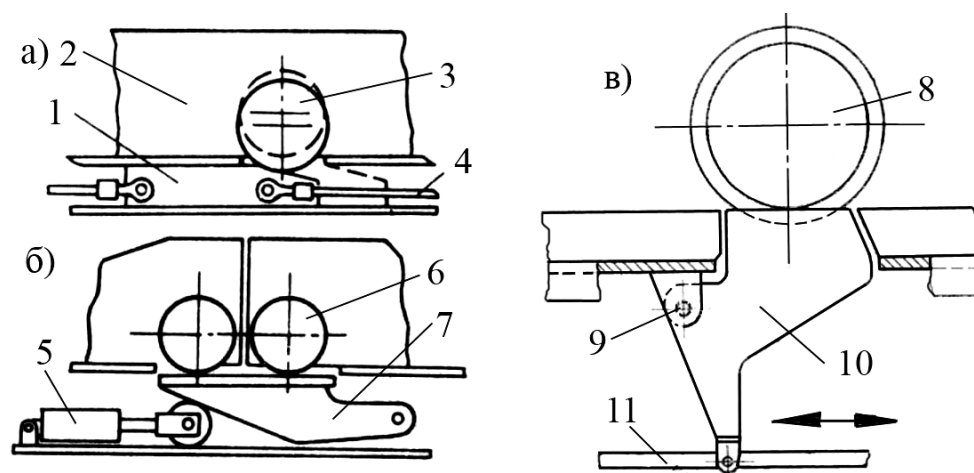


Рисунок 6.19 – Устройство разобщения продольных линий уплотнения:
 1 – клин; 2 – секция; 3, 6, 8 – каток; 4, 11 – штанга; 5 – гидроцилиндр;
 7, 10 – рычаг подъемного механизма; 9 – ось рычага

В ЛЗ широко используются групповые гидравлические домкраты рычажного типа (рисунок 6.19, в).

Рычаги и обухи, упоры выполняются из обычного корпусного материала, а ось катков - из легированной стали, (например, 1Х17Н2 с пределом текучести $\sigma_B = 850$ МПа).

6.6 Уплотнения люковых закрытий

Уплотнения обеспечивают водонепроницаемость люковых закрытий [29]. К уплотнениям предъявляется большое количество требований. Так, нагрузки, возникающие при движении судна на волнении, не должны вызывать смещений уплотнительной прокладки относительно уплотнительного бурта. Относительные деформации уплотнительной прокладки, достигающие 20...25 %, не должны вызывать преждевременного износа прокладки или ее разрушения. Остаточные деформации должны быть минимальными и не вызывать нарушений проницаемости при многократном открывании и закрывании люков. Материал уплотнительной прокладки не должен терять упругих свойств при температурах от -30 до +70 °С, ее рабочие поверхности должны быть износо-, свето-, озоностойкими и не поддаваться воздействию нефтепродуктов.

Совершенствование уплотнений ведется в двух направлениях. Создаются уплотнительные материалы, которые не имели бы остаточных деформаций при

длительной эксплуатации. Кроме того, предусматриваются более совершенные конструкции уплотнительных устройств.

Изготавливаются уплотнения в основном из резиноподобных материалов, которые могут испытывать сжатие до 8...10 % без накопления остаточных деформаций. Деформации корпусных конструкций при изгибе и кручении судна требуют податливости уплотнительных прокладок до 20...25 %.

Импортные люковые прокладки производятся из высококачественной резины марки EPDM. Профиль резиновый модификации 3'skin, представляет собой резиновый уплотнитель, основу которого составляет резина пористая (sponge rubber), заключенная в трехстороннюю оболочку из сплошной (рисунок 6.21, б), твердой резины (solid rubber). Для производства угловых и концевых элементов люковые прокладки производятся так же в модификации solid rubber. Линейные профили люковых прокладок, как 3'skin так и solid rubber, поставляются рулонами (рисунок 6.21, в). Длина резинового уплотнителя в рулоне – 10 метров. Для sponge rubber плотность 700 кг/м³; твердость по Шору 25...35; напряжения при 25% деформации – 0,6 МПа. Для резины solid rubber плотность - 1200 кг/м³; твердость по Шору - 60...70; напряжения при 25% деформации – 1,7 МПа.

Отечественные уплотняющие прокладки ЛЗ производятся из микропористой резины марки 10519 в соответствии с требованиями ТУ 38.1051972-90. Размеры сечений: 42×70 мм, 42×67 мм и др.; длина: бруски 1700 мм; масса: 3,8 кг/шт.

Физико-механические показатели: прочность при растяжении 1,5 МПа; относительное удлинение при разрыве не менее 500 %; твердость по Шору А 22...34. Конфигурации и виды сечений: шнуры и детали из резины С-509 производятся как стандартных сечений: круглых, квадратных, прямоугольных, трапециевидных и их производных, так и нестандартных, сложных сечений и конфигураций в соответствии с требованиями заказчика.

Большое значение имеет форма сечения уплотнительных прокладок. Это привело к созданию самых разнообразных уплотнительных прокладок, типовые сечения которых показаны на рисунке 6.20.

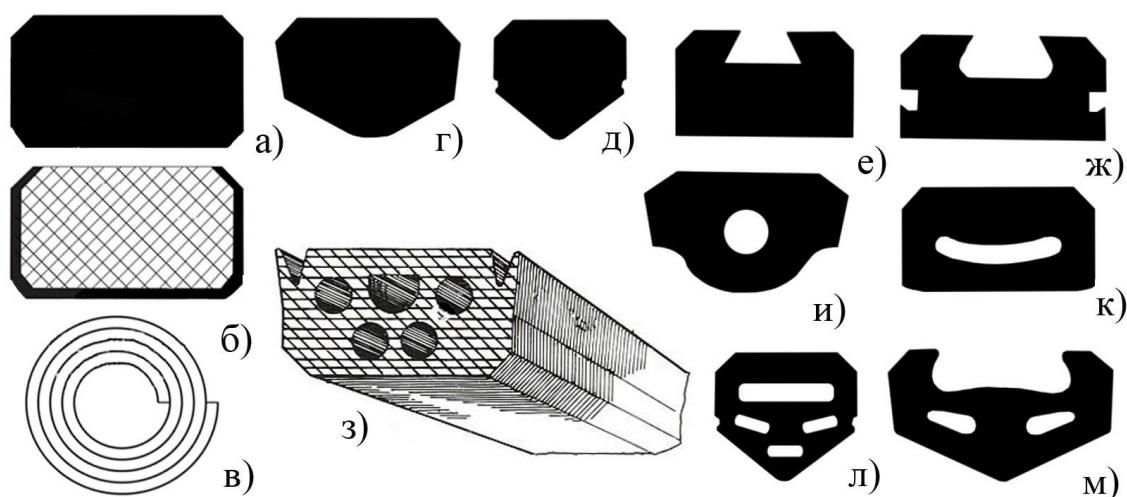


Рисунок 6.20 - Типовые сечения уплотнительных прокладок судовых закрытий

Сечение простых уплотнений имеет вид прямоугольника (рисунок 6.20, а и б). Причем применяют уплотнения сечением а и из мягкой резины (пористой) и твердой. Уплотнительные прокладки а, б, е, ж, з, и применяются к контактным соединениям с буртом. Уплотнения г, д, и, л, м применяются при контакте с плоскостью. Пустотелые сечения (рисунок 6.20 е, ж, з, и, к, л, м) позволяют при обжатии прокладок заменить деформации сжатия изгибными, уменьшая тем самым накопление остаточных деформаций.

6.7 Расчет привода ЛЗ откидного типа

Важным параметром работоспособности ЛЗ с гидроприводом является правильный подбор параметров насосной установки (рабочего давления, расположение координат осей шарниров гидроцилиндра и штока, диаметр гидроцилиндра, характеристики рабочей жидкости).

Исходными данными для расчета являются массо-габаритные характеристики четырехсекционного ЛЗ, плечо шарнира штока гидроцилиндра, координаты точки крепления гидроцилиндра.

Целью расчета является определение момента, необходимого для подъема четырехсекционного ЛЗ, учитывающего массу ЛЗ, сопротивление движению на катках, трение в шарнирах петель секций, ветровую нагрузку.

Расчетная схема рассчитываемого ЛЗ представлена на рисунке 6.21. Расчет выполняется аналитическим методом, причем в расчетной модели использовались стандартные методы кинестатики, где вследствие малых скоростей открывания силы инерции не учитывались.

Искомый момент, необходимый для открывания ЛЗ определяется следующим образом (1), кН·м:

$$M_O = M_1 + M_2 + M_{\text{сопр}} + M_{\text{сп}} + M_{\text{пш}} + M_{\text{вн}}, \quad (6.1)$$

где M_1 – момент, учитывающий силу тяжести первой секции; M_2 – момент, учитывающий силу тяжести второй секции; $M_{\text{сопр}}$ – момент, учитывающий силы сопротивления движению третьей и четвертой секций; $M_{\text{сп}}$ – момент, учитывающий трение в силовой петле первой секции; $M_{\text{пш}}$ – момент, учитывающий трение в петле промежуточного шарнира; M_1 – момент, учитывающий ветровую нагрузку на ведущую секцию.

На рисунке 6.21 – M – искомый момент, необходимый для открывания, зависящий от угла подъема ведущей секции α ; F_1, F_2, F_3, F_4 – учитываемые силы тяжести секций; F_3^C, F_4^C – силы сопротивления движения третьей; R_3, R_4 – реакции опорных катков, a и b соответственно длины первой и второй секций; γ – угол подъема ведомой секции; M_9, M_5 – соответственно моменты трения в шарнире силовой петли, промежуточного шарнира, $M_{\text{вн}}$ – момент от ветровой нагрузки.

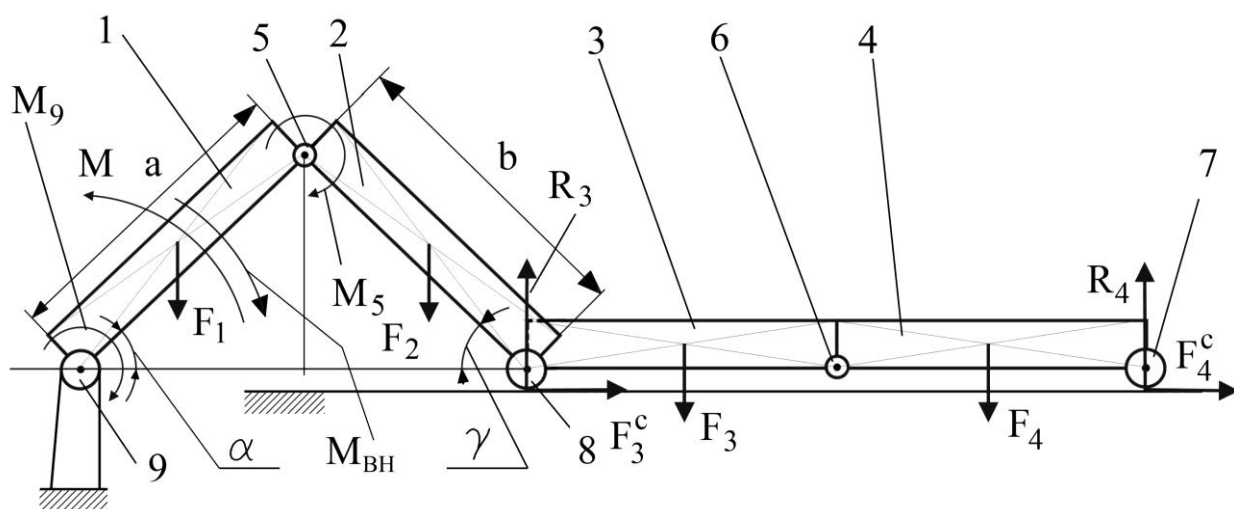


Рисунок 6.21 – Схема расчетных нагрузок при открывании ЛЗ:

1, 2, 3, 4 – секции ЛЗ; 5, 6 – промежуточные петли; 7, 8 – опорные катки; 9 – силовая петля

Момент силы тяжести ведущей секции (первой) определяется т.о.:

$$M_1 = 0,5 \cdot a \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (6.2)$$

где a – длина ведущей секции, м; m_1 – масса первой секции, кг; α – угол подъема ведущей секции; g – ускорение свободного падения, кг/(м·с²).

Момент силы тяжести второй секции определяется т.о.:

$$M_2 = 0,5 \cdot b \cdot m_2 \cdot g \cdot \cos(\arcsin(a/b) \cdot \sin \alpha), \quad (6.3)$$

где b – длина ведущей секции, м; m_2 – масса второй секции, кг; α – угол подъема ведущей секции.

Момент, учитывающий силы сопротивления движению третьей и четвертой секций определяется т.о.:

$$M_{\text{сопр}} = 0,5 \cdot a \cdot \mu \cdot g \cdot \cos(\varphi) \cdot \sin(\alpha) \cdot C_1, \quad (6.4)$$

где $C_1 = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$; m_1, m_2, m_3, m_4 – соответственно массы секций, кг; μ – обобщенный коэффициент трения качения; φ – угол трения качения.

Учет сил сопротивления в шарнире силовой петли:

$$M_{\text{шп}} = 0,5 \cdot d \cdot f \cdot C_2, \quad (6.5)$$

где d – диаметр оси шарнира, м; f – коэффициент трения в шарнире, C_2 – суммарная нагрузка в шарнире: $C_2 = \sqrt{[(g \cdot (m_1 + m_2))]^2 + [0,5 \cdot \mu \cdot g \cdot C_1]^2}$.

Учет сил сопротивления в петле промежуточного шарнира:

$$M_{\text{шш}} = 0,5 \cdot d_{\text{ш}} \cdot f \cdot C_3, \quad (6.6)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр оси петли, м; C_3 – суммарная нагрузка в шарнире:

$$C_3 = \sqrt{[(g \cdot m_2)]^2 + [0,5 \cdot \mu \cdot g \cdot C_1]^2}.$$

Учет ветровой нагрузки:

$$M_{\text{вн}} = 0,5 \cdot L_C \cdot a^2 \cdot \sin \alpha \cdot c_A \cdot k_{\text{дин}} \cdot k_{\text{СК}} \cdot F_{\text{уд}}, \quad (6.7)$$

где L_C – ширина секции, м; c_A – аэродинамический коэффициент (принимать из интервала 1,17...1,21), $k_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности нагрузки (принимать из интервала 1,05...1,12); $k_{\text{СК}}$ – коэффициент возрастания скоростного напора

(принимать из интервала $0,89 \dots 1,09$); $F_{уд}$ – скоростной напор, Н/м^2 (принимать из интервала $200 \dots 300 \text{ Н/м}^2$).

После определения момента подъема, как функции угла подъема ведущей секции, определяются усилия, создаваемые гидроцилиндрами. На основании этих усилий определяются параметры гидроцилиндра.

Определение усилия выполняется в соответствии с рисунком 6.22.

Исходными параметрами являются координаты установки корневого шарнира гидроцилиндра c и d . Искомое усилие зависит от угла подъема ведущей секции α и угла отклонения оси гидроцилиндра δ :

$$F_{гц} = F_o / \cos(\alpha - \varphi), \quad (6.8)$$

где $\delta = \arctg \left[\frac{c \cdot (1 - \cos \alpha)}{d + c \cdot \sin \alpha} \right]$, c и d – координаты оси шарнира гидроцилиндра;

F_o – усилие отрыва ЛЗ, в момент, когда $\alpha = 0^\circ$. $F_o = M_o/c$.

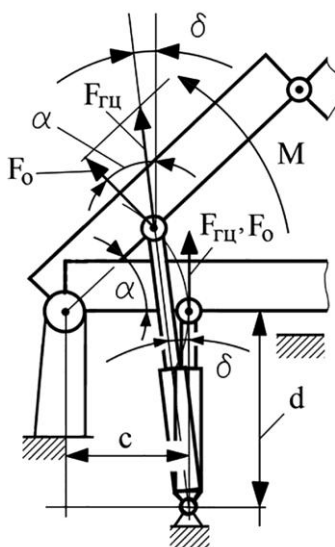


Рисунок 6. 22 – Схема открывания ЛЗ

Для обеспечения требуемого максимального значения усилия гидроцилиндров подбирается внутренний диаметр гидроцилиндра (Приложение 1) и рабочее давление в гидроцилиндрах:

$$F = 0,25 \cdot \pi \cdot d_{BH}^2 \cdot z \cdot p \cdot k \leq F_{гц}, \quad (6.9)$$

где d_{BH} – внутренний диаметр гидроцилиндра (выбирать по рекомендациям ГОСТ 12447-80. Стандартные диаметры цилиндров, мм: 5; 8; 10; 14; 16; 18; 20;

25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 500; 630; 800), м; z – количество гидроцилиндров; p – рабочее давление МПа (выбирать по рекомендациям ГОСТ 12445-80 принимать из следующего ряда 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0; 12,5; 16,0; 20; 10,0; 16,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0 МПа); k – коэффициент запаса, $k = 1,1 \dots 1,3$. Исходные данные к расчету представлены в таблице 6.1.

6.8 Порядок выполнения работы

1. Изучить настоящие указания.
2. Изучить конструкцию откатываемых и откидных ЛЗ.
3. Изучить варианты исполнения уплотнений ЛЗ.
4. Изучить конструктивное исполнение задраек ЛЗ.
5. На основании таблицы 1 с исходными данными рассчитать момент M_0 , необходимый для открывания четырехсекционного ЛЗ. Построить зависимость $M_0 = f(\alpha)$.

Таблица 6.1 – Исходные данные к расчету привода ЛЗ

№ (посл. цифр. зач)	a	b	c	d	$L_{шс}$	m_1	m_2	m_3	m_4	d, d _ш
размерн.	м	м	м	м	м	кг	кг	кг	Кг	М
0	13	13	2	2	14	33000	30000	24000	22000	0,1
1	12	12	2	2	13	30000	27000	21000	21000	0,1
2	11	11	1	2	12	27000	24000	18000	18000	0,1
3	9	9	1	2	12	24000	21000	17000	18000	0,1
4	8	8	1	1	11	21000	17000	15000	13000	0,05
5	8	8	1	1	10	18000	15000	13000	12000	0,05
6	7	7	1	1	9	15000	13000	11000	10000	0,05
7	7	7	1	1	9	14000	12000	10000	9000	0,05
8	6	6	1	1	9	13000	11000	9000	8000	0,05
9	6	6	1	1	9	12000	10000	8000	7000	0,05

6. Определить усилие на оси гидроцилиндров, необходимое для открывания ЛЗ. Построить зависимость $F_{ГЦ} = f(\alpha)$.
7. Подобрать гидроцилиндр, их количество и назначить рабочее давление в гидросистеме.

6.9 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать название, цель работы, составленную кинематическую схему рассчитываемого ЛЗ с габаритными размерами, результаты расчета моментов: M_O ; M_1 ; M_2 ; $M_{\text{СОПР}}$; $M_{\text{СП}}$; $M_{\text{ПШ}}$; $M_{\text{ВН}}$, как функции угла подъема ведущей секции (представленные в табличном и графическом видах). Результаты расчета F_O и $F_{\text{ГЦ}}$, как функции угла α .
3. В отчеты должны быть представлены результаты подбора гидроцилиндра (давления и внутренний диаметр).
4. Сделать выводы.

6.10 Вопросы к практическому занятию

1. Обосновать необходимость применения люковых закрытий на транспортных судах.
2. Охарактеризовать требования к люковым закрытиям.
3. Перечислить типы люковых, применяемых на судах.
4. Охарактеризовать устройство и работу откидного ЛЗ.
5. Охарактеризовать устройство и работу откатываемого ЛЗ.
6. Охарактеризовать приводы открытия люковых закрытий.
7. Охарактеризовать устройство и работы гидравлического привода откидного люкового закрытия.
8. Охарактеризовать устройство и работы гидроцилиндра привода люкового закрытия.
9. Охарактеризовать устройство и работу задраек винтового типа.
10. Охарактеризовать устройство и работу эксцентриковых задраек.
8. Охарактеризовать устройство и работу разобщающих устройств ЛЗ.
9. Охарактеризовать работу уплотнительных узлов ЛЗ.
10. Охарактеризовать работу гидравлического шарнира винтового типа.
11. Охарактеризовать работу гидравлического шарнира лопастного типа.
14. Охарактеризовать нагрузки, действующие в гидроцилиндрах рассчитываемого ЛЗ.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7

СУДОВОЙ ГРУЗОВОЙ КРАН-МАНИПУЛЯТОР. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

7.1 Цель практического занятия

Цель занятия – ознакомление с устройством используемых на морских судах грузовых кранов-манипуляторов, их обслуживанием, приобретение знаний и навыков по обслуживанию палубных механизмов.

7.2 Введение

Современные промысловые суда, суда вспомогательного флота, буксиры, специальные суда оснащаются кранами-манипуляторами средней грузоподъемности (0,5...10 т), имеющими высокую степень подвижности [1, 2, 31]. На рисунке 7.1 изображен траулер-сейнер "Strømegg". Датский траулер/сейнер (pelagic trawler /purse seiner) построен в 2007 г. на верфи Skagerak Fiskeeksport, расположенной в г. Hirtshals. Класс 1A1, Ice C, Fishing Vessel [32, 33].

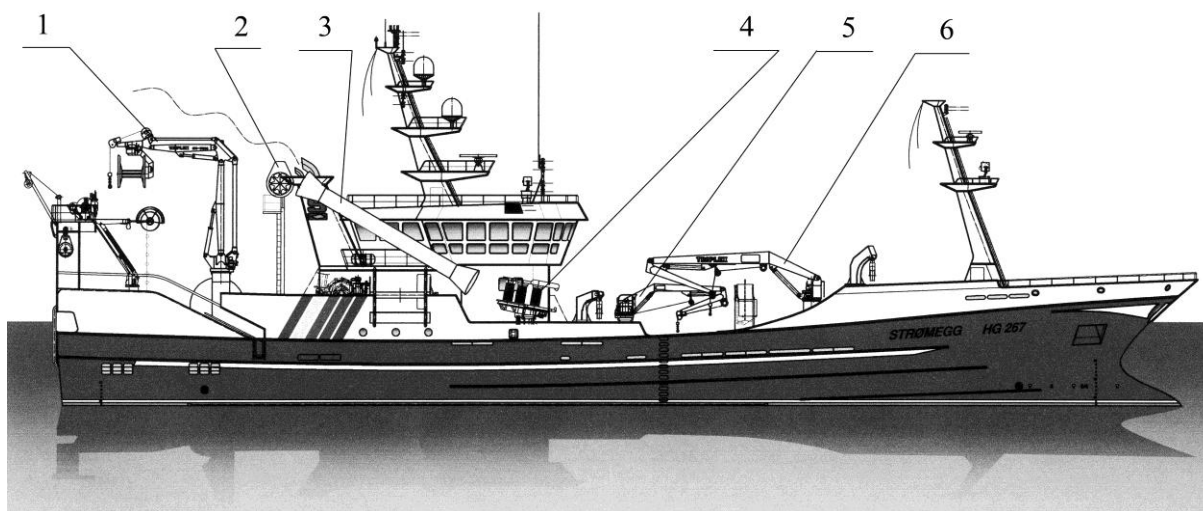


Рисунок 7.1 – Боковой вид траулера-сейнера StrØmeegg:

1 – сетевкладочный кран-манипулятор Triplex NK-6000; 2 – промежуточный барабан Triplex TRH-73; 3 – сетевод; 4 – неводовыборочная машина типа Triplex 840/800/2SN; 5 – кран рыбонасосной установки Triplex KN-25/12; 6 – грузовой кран-манипулятор Triplex KN-50/4

Длина судна 62,6 м и ширина 12,8 м, осадка 7,8 м. Грузовместимость 1340 т. Объем трюмов 1350 м³. Топливо 250 м³, пресная вода 20 м³. Скорость судна на номинальном режиме 17 узлов.

Энергетическая установка судна имеет следующие характеристики: главный двигатель MAN B&W Alpha Diesel 9L27/38 мощностью 3000 кВт, частота вращения коленчатого вала 800 мин⁻¹; редуктор MAN B&W Alpha Diesel AMG28 EV, передаточное число - 4,96:1. Движитель производства фирмы MAN B&W Alpha Diesel, диаметр винта 3,6 м, винт регулируемого шага. Валогенератор - Leroy Somer LSA53 S8, мощность 1650 кВт. Два вспомогательных дизеля - MAN D2842, мощностью по 585 кВт; аварийный MAN D 2866, мощностью 276 кВт, холодильная установка - YORK Marine, 2 x 824 кВт, 8 холодильных трюмов.

Рулевая машина фирмы Rolls Royce (R-R) - Tenfjord SR 642 FCP с крутящим моментом 110 кН·м. Подруливающие устройства: носовое и кормовое - KaMeWa TT1300 (R-R), мощностью 595 кВт.

Спасательное оборудование три плота Viking вместимостью по 16 мест. Траулер оснащен тремя эхолотами Simrad ES 60, тремя сонарами Simrad SH 80, Simrad SP 90, Simrad FS 70, поисковыми датчиками типа Simrad SL 70.

Палубные механизмы:

Все траловое оборудование имеет гидравлический привод, производитель фирма - Rapp Hydema (Норвегия), рабочее давление в системах – 17,5 ... 19,0 МПа: две траловые лебедки типа TWS тяговым усилием 48,2 т (482 кН); одна лебедка типа ND тяговым усилием 22,3 т (223 кН); две кошельковые сейнерские лебедки TWS 4531 тяговым усилием 32,0 т (320 кН) и 34,0 т (340 кН); один сетный барабан (netdrum) типа ND 10002B тяговым усилием 51,0 т (510 кН); лебедка эхолота (netsounder) SOW500 тяговым усилием 1,5 т (15 кН); одна якорная лебедка (anchor windlass) типа AWW 1800 тяговым усилием 4,7 т (47 кН); одна лебедка типа GW 2300 тяговым усилием 15,1 т (151 кН); три вспомогательные лебедки и швартовная лебедка. Имеется две рыбонасосные установки Rapp с диаметром гибкого трубопровода 16" (400 мм).

Кошельковое оборудование фирмы Triplex AS, (Норвегия). Неводовыборочная машина типа Triplex 840/800/2SN, тяговым усилием 18,5 т (185 кН); промежуточный барабан Triplex TRH-73; сетеукладочный кран-манипулятор

Triplex NK-6000; сетевыборочный барабан Triplex FL-112; главный палубный кран- манипулятор (грузовой) Triplex KN-50/4, тяговым усилием 4/12,0 т (40/120 кН); кран рыбонасосной установки Triplex KN-25/12, тяговым усилием 2,3/8,0 т (23/80 кН).

Машина Triplex с диаметром ролов 500 мм имеет следующие технические характеристики: тяговое усилие 25...37 т; скорость выборки максимальная 70 м/мин; рекомендуемая 35 м/мин; глубина регулирования скорости выборки невода 0...70 м/мин; производительность насоса – 490...612 л/мин; мощность насоса – 169...250 кВт; рабочее давление 17,5...21,0 МПа; угол наклона 107 градусов; длина рола 1,15 м; масса 7480...7550 кг.

Сетеукладочный кран-манипулятор Triplex NK-6000 имеет следующие характеристики: тяговое усилие 6 кН; скорость выборки 50...м/мин; угол поворота крана – 360 градусов; угол разворота силового блока – 145...270 градусов; длина горизонтальной стрелы 2,5...3,5 м; длина вертикальной стрелы 3,5...5,5 м; мощность насоса 26 кВт; производительность насоса крана 70 л/мин; производительность насоса силового барабана – 90...125 л/мин; масса крана 5400...6050 кг; силового блока – 650...880 кг (в зависимости от модели).

Кран имеет грузовой момент 50 т·м (500 кН·м); грузоподъемность лебедки крана 2,5...5,0 т; вылет крана 10...16 м; масса крана около 6000 кг.

На рисунке 7.2 представлена схема типового крана, широко применяемого на судах различных типов. В технической литературе такие краны называют краном-манипулятором; коленчатым краном; крано-манипуляторной установкой (КМУ).

На рисунке 7.3 представлен специализированный кран-манипулятор, назначение которого – укладка на неводной площадке выбираемого кошелькового невода.

Основные технические показатели КМУ: грузоподъемность; грузовой момент; вылет.

Грузоподъёмность – масса наибольшего допускаемого груза для конкретного вылета.

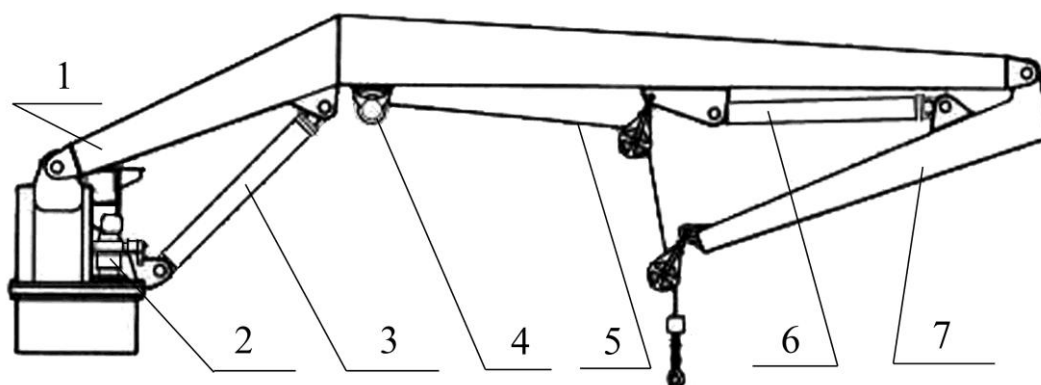


Рисунок 7.2 – Судовой кран-манипулятор:

- 1 – основная стрела; 2 – механизм поворота крана; 3 – гидроцилиндр подъема основной стрелы; 4 – грузовой барабан; 5 – шкентель;
6 – гидроцилиндр вспомогательной стрелы; 7 – вспомогательная стрела

Момент грузовой – произведение значений вылета и соответствующей ему грузоподъёмности. Вылет – расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части до вертикальной оси грузозахватного органа без нагрузки при установке крана на горизонтальной площадке.

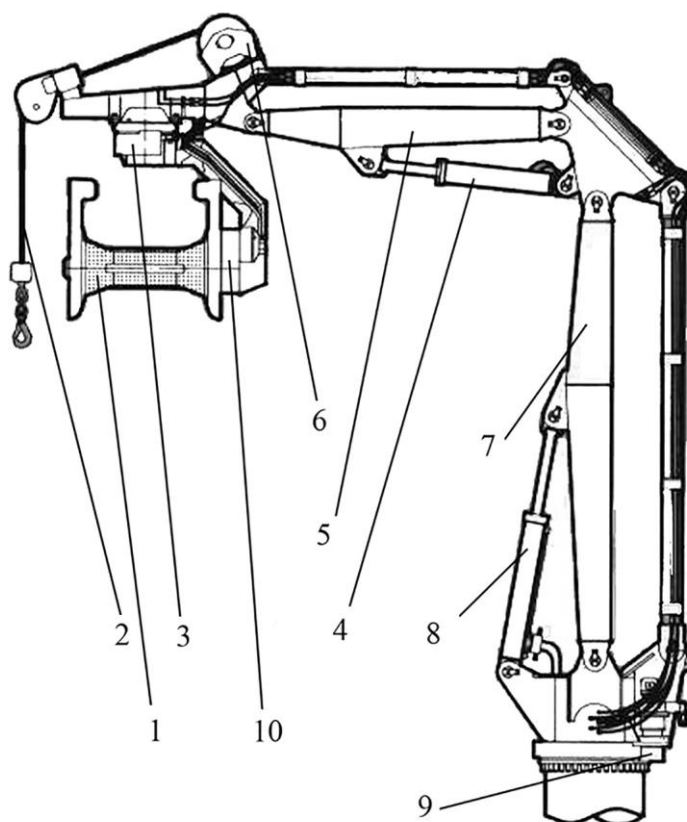


Рисунок 3 - Сетеукладочный кран-манипулятор Triplex NK-6000:

- 1 – силовой блок; 2 – шкентель; 3 – механизм разворота силового блока;
4, 8 – гидроцилиндры; 5, 7 – вспомогательная и основная стрелы; 6 – гидроприводной грузовой барабан; 9 – механизм поворота крана; 10 – механизм вращения силового блока

Краны-манипуляторы также характеризуются зоной работы, которая графически представляется в виде диаграммы (рисунок 7.4). На рисунке 7.4 представлена зона работы КМУ Palfinger PK 50002 MD. На диаграмме видны достигаемые краном грузоподъемность и вылет стрелы при различных положениях.

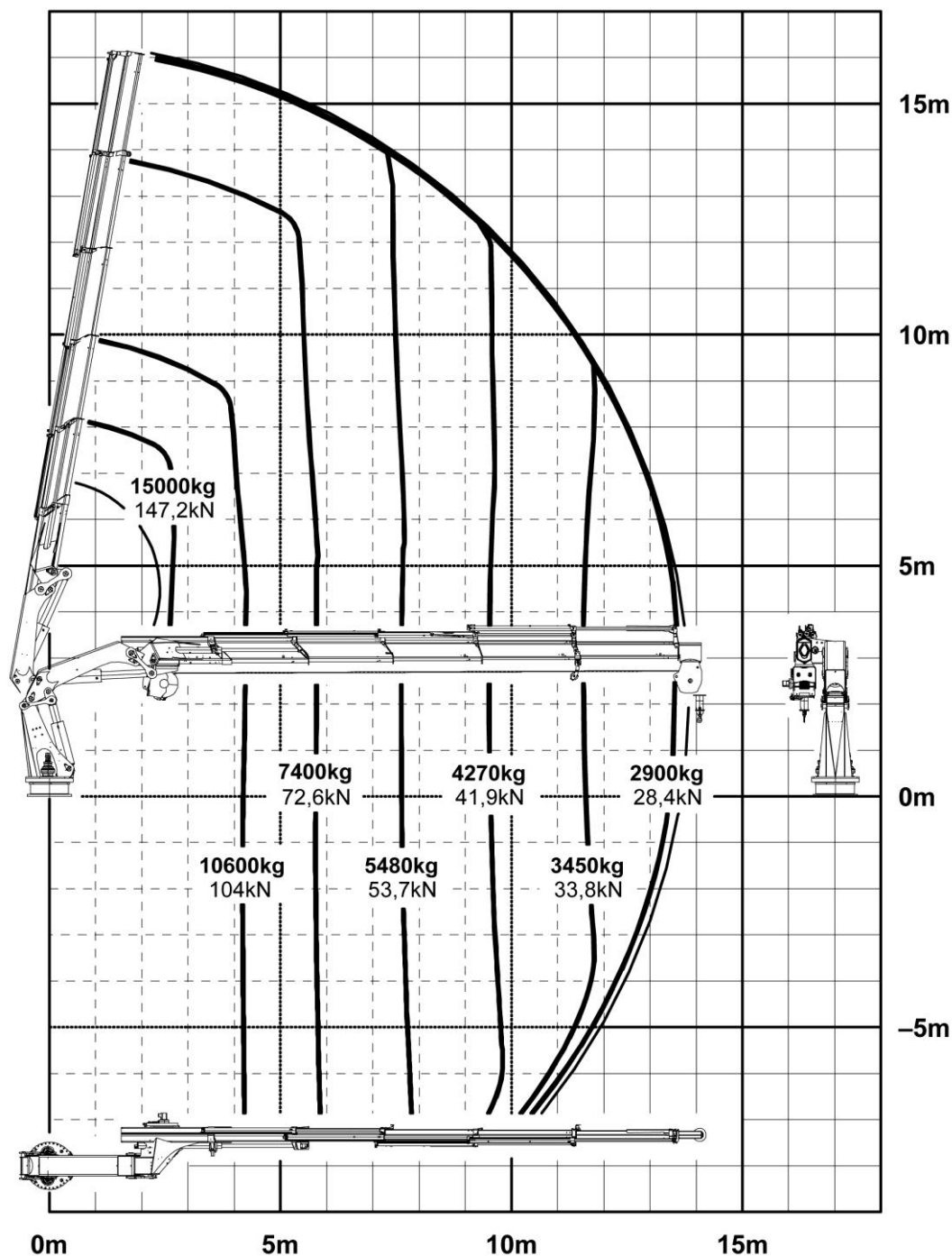


Рисунок 7.4 – Область зон обслуживания крана-манипулятора

Крано-манипуляторные установки широко устанавливаются как на судах, так и автомобильном транспорте. Ведущие мировые производители КМУ:

Palfinger (Австрия), HIAB (Швеция), UNIC (Япония), PM (Италия), FASSI (Италия), AMCO VEBA (Италия) [3...11].

Все современные КМУ имеет гидравлический привод всех элементов.

В настоящее время освоены следующие показатели КМУ: давления в гидросистемах 25...56 МПа, грузовой момент более 100 т·м, максимальный вылет – более 30 м.

7.3 Устройство судового крана-манипулятора. Расчет статической характеристики стрелы

КМУ – подъёмное устройство, включающее стреловое телескопическое оборудование, грузозахватные органы, механизмы, систему управления, опорную раму и колонну [34]. Колонна – поворотная стойка, смонтированная на неповоротной платформе и предназначенная для крепления стрелового оборудования. Опорно-поворотное устройство – узел для передачи нагрузок от поворотной части КМУ на неповоротную платформу и вращения поворотной части крана-манипулятора. Стреловое оборудование – конструкция, крепящаяся к колонне, обеспечивающая вылет и высоту подъёма грузозахватного органа. Многозвенное стреловое оборудование состоит из нескольких стрел: первая стрела – от колонны до первого шарнира; вторая стрела – от первого до второго шарнира; третья стрела – от второго до третьего шарнира и т.д. Орган грузозахватный – устройство (крюк, грейфер, захват и др.) для подвешивания, захватывания или подхватывания груза. Механизм телескопирования стрелы – устройство для выдвижения и втягивания секций соответствующих телескопических узлов стрелового оборудования [35-38].

На рисунке 7.5 представлена структурная схема КМУ. Краны с подобной кинематикой широко выпускают производители.

Опорная рама 1 (base) жестко закреплена на судовом наборе. На опорной раме установлена колонна 2 (column). Колонна 2 посредством поворотного механизма (на рисунке не показан) имеет возможность поворачиваться на угол 360°.

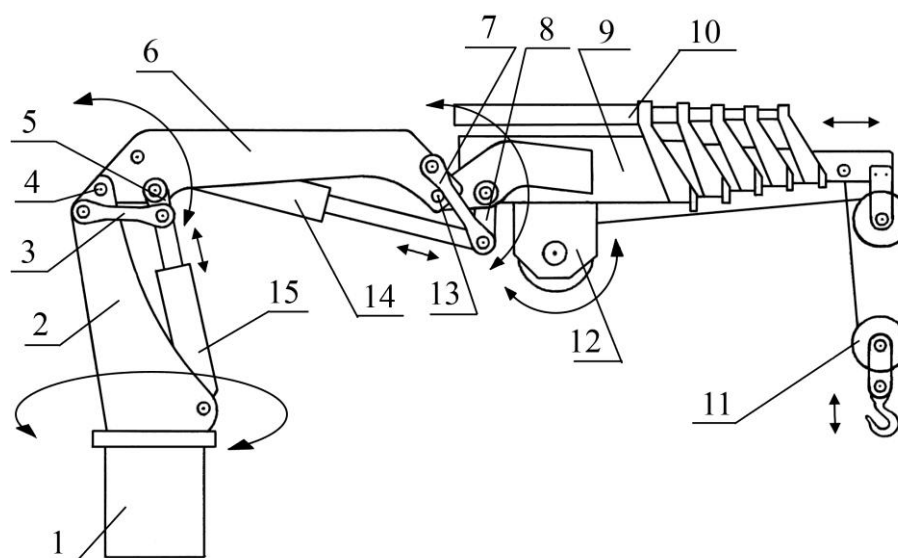


Рисунок 7.5 – Структурная схема крана-манипулятора:

1 – опорная рама; 2 – колонна; 3, 5, 7, 8 – серьги; 4, 13 – шарнир; 6, 9 – стрела; 10 – устройство телескопирования; 11 – крюковая подвеска; 12 – грузовой барабан; 14, 15 – гидроцилиндры

Применяют два типа механизмов поворота: а – посредством зубчатой передачи с внутренним зацеплением (малооборотная шестерня установлена на выходном конце гидродвигателя и входящая в зацепление с неподвижным зубчатым колесом; б – посредством реечной передачи (на участке цапфы колонны нарезаны шлицы, с которыми находится в контакте зубчатая рейка, которая в свою очередь закреплена на штоке гидроцилиндра). Колонна 2 шарнирно 4 соединена с первой стрелой 6 (primary boom). Управление стрелой осуществляется посредством гидроцилиндра 15 (lifting cylinder). Для снижения напряжений в металлоконструкции между штоком гидроцилиндра 15 и стрелой 6 установлены серьги 3 и 5. Стрела 6 шарнирно 13 соединена со второй телескопической стрелой 9 (secondary boom). Управление стрелой осуществляется посредством гидроцилиндра 14 (articulation cylinder). Для снижения напряжений в соединении предусмотрены серьги 7 и 8. Для осуществления выдвижения секций стрелы 9 имеется механизм телескопирования 10 (extension cylinders). На второй стреле установлен гидроприводной грузовой барабан 12, который управляет крюковой подвеской 11.

КМУ являются кранами малой и средней грузоподъемности, поэтому механизм телескопирования стрелы обычно установлен с наружной стороны сек-

ций стрел (рисунок 7.5). Телескопическая стрела существующих КМУ имеет повторяющуюся (в соответствии с количеством секций) структуру. Типовое упрощенное конструктивное исполнение такой структуры отражено на рисунке 7.6.

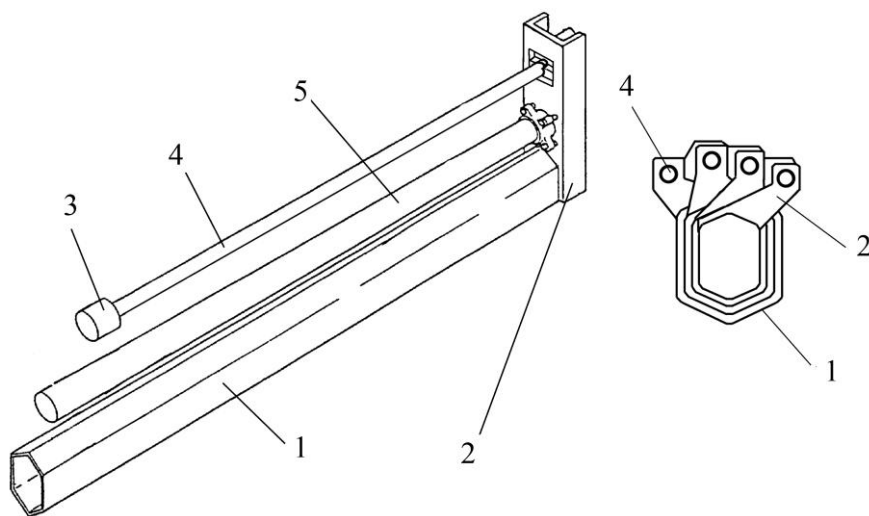


Рисунок 7.6 – Структура элемента стрелы КМУ:
1 – секция стрелы; 2 – фланец; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – гидроцилиндр

Три основных элемента стрелы закреплены на жестком фланце 2: секция стрелы 1 обычно приварена к фланцу; гидроцилиндр 5 консольно закреплен на фланце резьбовым соединением; шток 4 с поршнем 3 установлен на фланце 5 шарнирно.

При этом секция 1 расположена телескопически в большей секции предыдущей структуры и также содержит в себе меньшую секцию следующей структуры. В гидроцилиндре двойного действия 5 расположен шток следующей структуры, шток 4 установлен в гидроцилиндре предыдущей структуры. Опорной поверхностью структуры является наружная поверхность секции стрелы. Консольное закрепление гидроцилиндра избавляет его от избыточных нагрузок. Выдвижение секции стрелы 1 осуществляется силой рабочей жидкости, действующей на поршень 3. Выдвижение следующей секции осуществляется подачей рабочей жидкости в гидроцилиндр 5. Шток 4 имеет два канала для движения масла. По двум трубопроводам от шарнирного закрепления штока 4 на фланце 2 (на рисунке не показаны) рабочая жидкость подается в гидроцилиндр 5. Для возможности расположения гидропривода секций стрелы у структур положение гидроцилиндров разнесено вокруг секций.

Современные секции телескопических стрел имеют плоские подшипники скольжения (рисунок 7.7). На рисунке 7.7 показан разрез телескопической стрелы, содержащей четыре секции 1 и между видны два верхних подшипника между двумя первыми секциями 2.

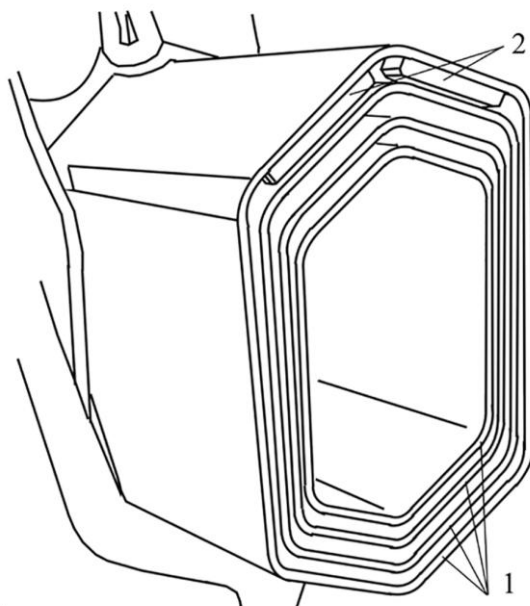


Рисунок 7.7 – Структура телескопической стрелы

Широко применяются неметаллические подшипники, например, NYLATRON GSM (полиамид PA 66 + MoS₂). Это литевой материал, содержащий мелкодиспергированные частицы дисульфида молибдена. Эти добавки улучшают несущую способность и сопротивление износу без ухудшения усталостной прочности и ударной вязкости, характерного для немодифицированных сортов литого капрона. Этот материал используется также для изготовления шестерен, подшипников, звездочек и шкивов. Предел прочности 78 Н/мм², максимальная рабочая температура 90°C при ресурсе 20000 часов (кратковременно 170°C) [39].

Судовые грузовые краны рассчитывают в три этапа: в начале определяют производительность, затем производят силовой расчет и далее рассчитывают прочность деталей крана. Расчет производительности позволяет определить количество груза, которое может перемещать кран в единицу времени. При силовом расчете определяют необходимые мощности двигателей всех механизмов,

а также усилия, воспринимаемые и передаваемые деталям проектируемого крана. Нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете механизмов, вычисляют для двух состояний – для полного использования грузоподъемности при номинальном режиме работы и для полного использования грузоподъемности при резких пусках и торможениях. Расчет на прочность позволяет определить размеры деталей.

При выполнении грузовых операций у данных КМУ наблюдается значительная упругая статическая и динамическая деформации нока стрелы под нагрузкой. Так как КМУ обеспечивает и подачу груза по горизонтали (рисунок 7.8), оператору крана необходимо учитывать при работе величины упругой отдачи при работе с грузом. Ниже рассмотрен приближенный расчет статических свойств телескопической стрелы КМУ под грузом с 6 секциями.

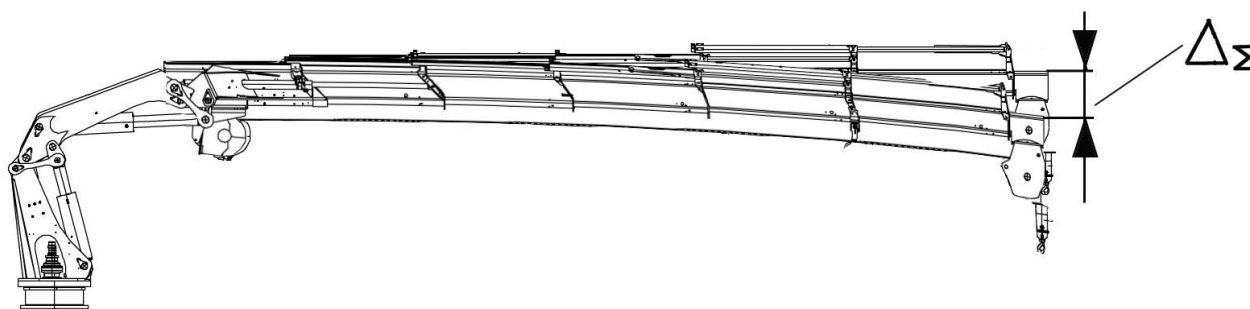


Рисунок 7.8 – Деформация нагруженной телескопической стрелы

В многоступенчатых телескопических стрелах (МТС) с абсолютно жесткими ступенями перемещение ступеней относительно одна другой обусловлено зазорами в сопряжении ступеней (рисунок 7.9). На рисунке изображена форма статического равновесия МТС.

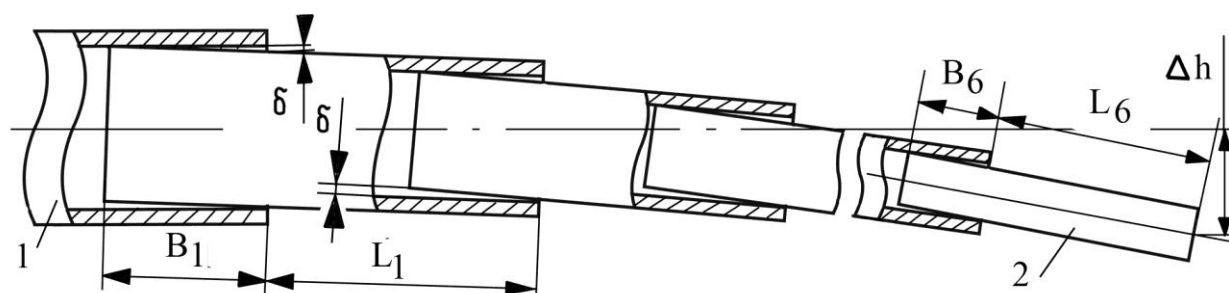


Рисунок 7.9 – Форма жесткой многосекционной телескопической стрелы:
1 – ведущая секция (первая); 2 – ведомая секция (шестая)

Максимальное перемещение определяется суммированием относительно-го и абсолютного перемещения ступеней [40, 41]:

$$\Delta h_{\Sigma} = \sum_{i=1}^6 \frac{\sum_{j=1}^{f(i)} L_j \cdot \delta_j}{B_i}, \quad (7.1)$$

где $L_i = 1,4 \text{ м} = \text{const}$ – длина секции МТС вне опорной части; $\delta_i = 0,001 \text{ м} = \text{const}$ – вертикальный зазор между секциями МТС; $B_i = 0,3 \text{ м}$ – длина опорной части секции МТС. Результаты расчета перемещений нока стрелы без учета смазки на поверхностях подшипников скольжения сведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Расчета перемещений нока стрелы

№	Параметр	Разм.	Секция						
			1	2	3	4	5	6	Сум- ма
1	Длина консоли секции	м	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	
2	Полная длина консоли	м	1,4	2,8	4,2	5,6	7	8,4	
3	Зазор	10^{-3} м	1	1	1	1	1	1	
4	Длина опорного участка	м	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
5	Перемещение секции.	10^{-3} м	4,6	4,6	4,6	4,6	4,6	4,6	23,3
6	Полное перемещение.	10^{-3} м	4,6	9,3	14,0	18,6	23,3	28,0	98,0
7	Суммарное перемещение стрелы	10^{-3} м							121,3

Таким образом для рассматриваемой стрелы перемещение нока стрелы составило $\Delta h_i = 0,121 \text{ м}$.

Упругая деформация с учетом жесткостей секций нагруженного МТС (рисунок 7.10) определяется в соответствии с положениями сопротивления материалов [42].

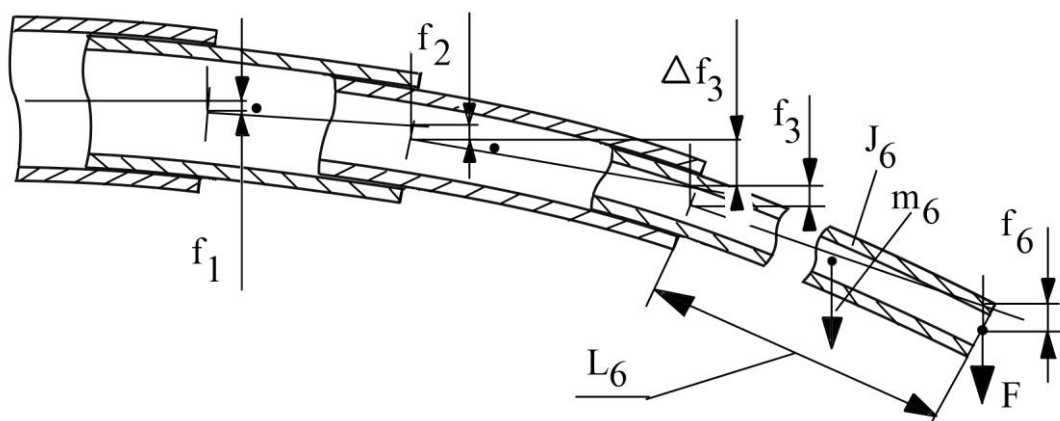


Рисунок 7.10 – Упругая форма многосекционной телескопической стрелы

Здесь максимальный прогиб за счет деформации секции от собственной массы и массы поднятого груза:

$$f_i = (F_{ГР} \cdot \frac{1}{3} + m_i \cdot g \cdot \frac{1}{8}) \cdot L_i^3 \cdot \frac{1}{E \cdot J_i}, \quad (7.2)$$

где $F_{ГР} = 10$ кН – сила тяжести груза и предыдущей секции; m_i , L_i , J_i – соответственно масса секции, длина консольной части и осевой момент инерции поперечного сечения МТС. Результаты расчета сведены в таблицу 7.2. Осевой момент инерции рассчитывался по эскизу поперечного сечения МТС, выполненного в масштабе 1:1.

Была выполнена оценка влияния деформации опор скольжения МТС: для NYLATRON GSM предел прочности составляет $\sigma_B = 78$ МПа; модуль упругости $E = 3300$ МПа [39]. При толщине пластин подшипника $5 \cdot 10^{-3}$ м и площади – 2 пластины $0,05 \times 0,04$ м² и нагрузке, оцененной в 47000 Н деформация составила менее $1 \cdot 10^{-4}$ м и не учитывалась.

Таким образом, суммарный прогиб нока грузовой секции МТС составил: $\Delta_{\Sigma} = \Delta_h + f_{\Sigma} = 0,121 + 0,136 = 0,258$ м. Для рассматриваемого крана при работе с грузом $SWL = 1$ т в проемах оператору КМУ необходимо учитывать это расстояние во избежание аварийных ситуаций.

Таблица 7.2 – Параметры расчета упругой деформации МТС

№	Параметр	Разм.	Секция						
			1	2	3	4	5	6	
1	Сила тяжести груза – F	Н	12100	11550	11050	10650	10300	10000	
2	Сила тяжести секции m	Н	550	500	450	400	350	300	
3	Длина консоли L	м	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	
4	Осевой момент инерции сечения секции J	10 ⁻⁸ . м ⁴	3306	2484	1812	1256	880	564	
5	Относительный прогиб	10 ⁻³ . м	1,7	2,1	2,9	3,4	5,2	7,8	
6	Абсолютный прогиб	10 ⁻³ . м	1,8	4,6	9,1	16,8	28,6	51,4	
7	Суммарный прогиб	10 ⁻³ . м							136,6

7.4 Конструкция и работа КМУ РК 50002 М

На рисунке 7.11 представлен общий вид крана манипулятора Palfinger (Австрия), модель РК 120002 М [38]. Кран этой модификации имеет следующие технические характеристики: максимальный грузовой момент 113,8 кН·м; максимальную грузоподъемность 6680 кг; максимальный момент на грузовом барабане 68,7 кН·м; угол поворота крана 420 градусов; крутящий момент при повороте крана 13,7 кН·м; рабочее давление в гидросистеме 30 МПа; производительность насоса 35...50 л/мин; масса крана 1430 кг.

На рисунках 7.12...7.14 представлена типовая гидравлическая схема КМУ [43-48]. Рабочая жидкость от насоса 1 поступает через фильтр высокого давления 2 на распределительную станцию, состоящую из семи трехпозиционных распределителей. Каждый из распределителей обслуживает свой механизм крана: 8 – реечный механизма поворота крана (трубопроводы В7 и А7); 11 – гидроцилиндр управления первой стрелой (трубопроводы В6 и А6); 12 - гидроцилиндр управления второй стрелой (трубопроводы В5 и А5); 13 - гидроцилиндр управления выдвижением телескопических секций второй стрелы (трубопроводы В4 и А4); 14 - гидроцилиндр управления грузовым барабаном (трубопроводы В3 и А3); 16 - гидроцилиндр управления разворотом крюковой под-

вески (трубопроводы В2 и А2); 17 - 9 гидроцилиндр управления грейфером (трубопроводы В1 и А2). Трубопроводы (шланги) В6 и В5 обеспечивают подачу масла на подъем первой и второй стрел; В4 – телескопирование второй стрелы; В3 – подъем груза. Механизмы управления грейфером и его разворотом могут отсутствовать, в зависимости от типа судна.

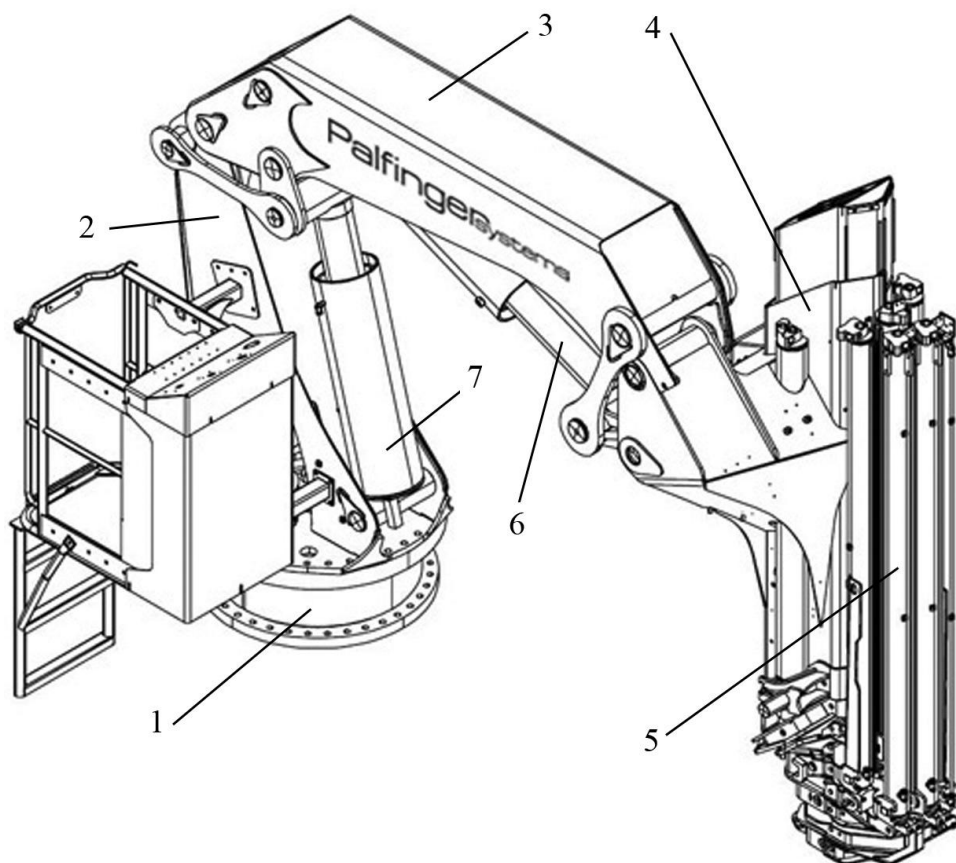


Рисунок 7.11 – Общий вид КМУ Palfinger PK 12000M:

1 – опорная рама; 2 – колонна; 3, 4 – стрела;
5 – устройство телескопирования; 6, 7 – гидроцилиндры

На рисунке 7.13 представлены механизмы КМУ, обеспечивающие движения рабочих органов. 19, 20, 21, 22, 23 – гидроцилиндры телескопирования секций второй стрелы; 27 – гидроцилиндр подъема второй стрелы; 29 – гидроцилиндр подъема первой стрелы; 30 – механизм разворота крана.

На рисунке 7.14 представлены рабочие механизмы КМУ, обеспечивающие движения рабочих органов. 43 гидромотор разворота грейфером; 44 – гидроцилиндр открытия и закрытия грейфера; 47 – гидромотор грузового барабана.

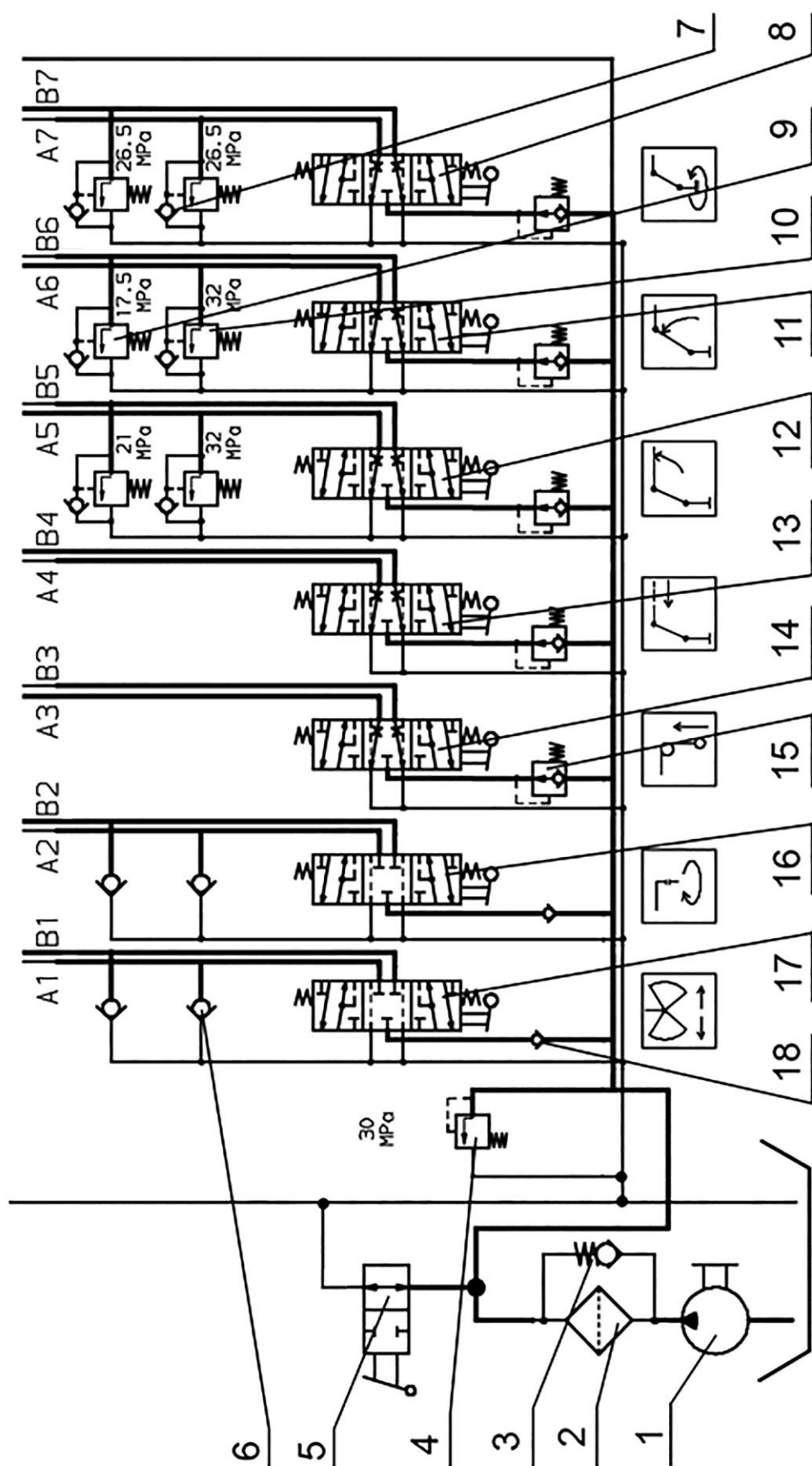


Рисунок 7.12 – Гидравлическая схема КМУ:

1 – насос; 2 – фильтр; 3, 6, 7, 15, 18 – обратный клапан; 4, 9, 10 – предохранительный клапан;
8, 11, 12, 12, 14, 16, 17 – гидрораспределитель

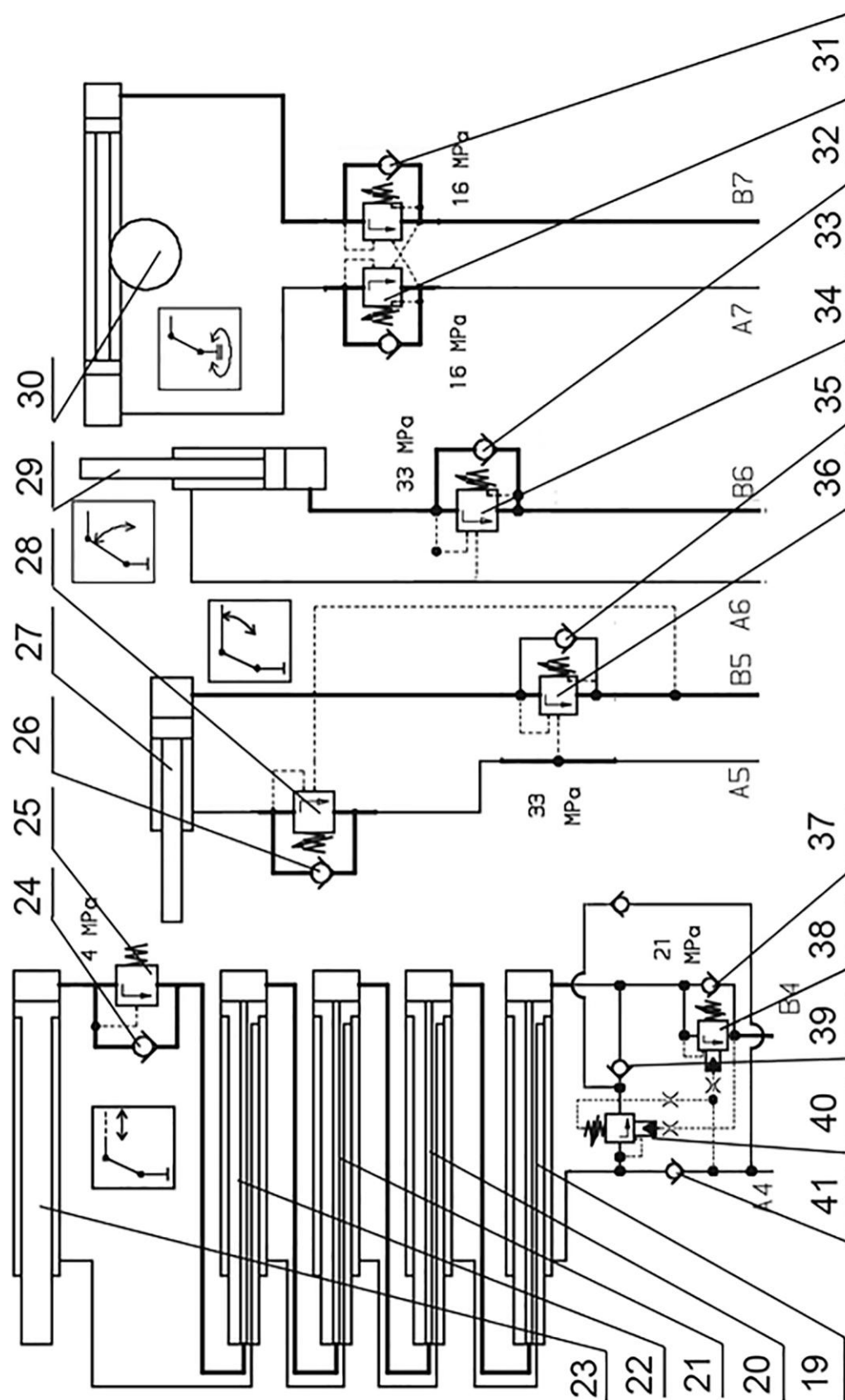


Рисунок 7.13 – Гидравлическая схема потребителей КМУ:

19, 20, 21, 22, 23 – гидроцилиндры телескопирования секций второй стрелы; 24, 26, 31, 33, 35, 37, 41 – обратный клапан; 25, 28, 32, 34, 36, 38, 40 – предохранительный клапан

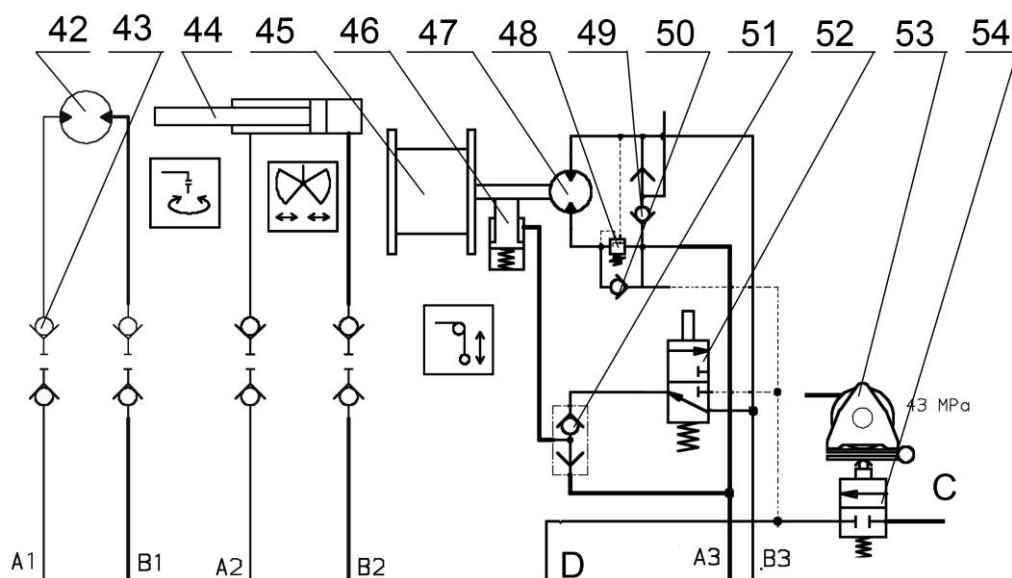


Рисунок 7.14 - Гидравлическая схема рабочих потребителей КМУ:

42 – гидромотор разворота грейфера; 43 – быстроразъемное соединение с обратными клапанами; 44 – гидроцилиндр управления грейфером; 45, 53 – грузовой барабан; 46 – гидротормоз; 47 – гидромотор грузового барабана; 48 – предохранительный клапан; 49, 50, 51 – обратный клапан; 52 – гидрораспределитель; 54 – аварийный кран

Работает данная КМУ следующим образом. После включения насоса 1 (рисунки 7.12, 7.13, 7.14) рабочая жидкость (РЖ) поступает через фильтр высокого давления 2 систему. При превышении сопротивления на фильтре свыше 0,1 МПа РЖ поступает в систему через невозвратный клапан 3. В данном случае РЖ поступает в систему, поступает к гидрораспределителям 17, 16, 14, 13, 12, 11, 8, отключающему клапану 54. В положении, указанном на рисунках все гидрораспределители находятся в нейтральном положении, клапан 54 – закрыт. В данном случае РЖ переливается в расходный бак через клапан 5 в положении, указанном на рисунке (клапан нормально открыт). При закрытии клапан 5. Давление в системе растет до рабочего (30 МПа). При превышении давления срабатывает предохранительный клапан 4.

Далее крановщик управляет гидрораспределителем 11, переводя его в положение подачи РЖ в трубопровод В6 на подъем главной стрелы. РЖ по трубопроводу В6 поступает в обход предохранительного клапана 34 через обратный клапан 33. РЖ из пространства над поршнем отводится по сливному трубопроводу беспрепятственно.

В случае перегрузки в данной системе, например, при зацепе главной стрелы за надстройку, подрывается предохранительный клапан 9, настроенный на давление 17,5 МПа. Предохранительный клапан 4 не срабатывает в этом случае, так как в системе присутствует обратный клапан, сходный с 15. В этом случае РЖ через клапан 9 сливает в бак. При нормальных условиях работы РЖ приводит в действие шток гидроцилиндра 29, и главная стрела выходит в требуемое положение. В поднятое фиксированное положение главной стрелы обеспечивается обратным клапаном 33. В случае перегрузки в системе подрывается клапан 34, настроенный на давление 33 МПа., и при отсутствии снижения перегрузки подрывается клапан 9. При опускании главной стрелы гидрораспределитель переводится в положение подачи РЖ в трубопровод А6. В этом случае вспомогательной линией подрывается клапан 34 и РЖ беспрепятственно, с требуемым расходом поступает в сливную линию. При превышении давления в системе, превышающим 32 МПа, подрывается клапан 10. Таким образом, работа главной стрелы под грузом ограничивается при подъеме предохранительным клапаном 34, при спуске - предохранительным клапаном 10.

Подъем второй телескопической стрелы (гидроцилиндр 27) осуществляется подачей РЖ в трубопровод В5 с помощью гидрораспределителя 12. РЖ в этом случае поступает в подпоршневое пространство мимо предохранительного клапана 36 через обратный клапан 35. Для вытеснения РЖ, расположенного над поршнем давление РЖ в трубопроводе В5 по вспомогательной линии (показана на рисунке 13 пунктиром) отключает предохранительный клапан 28, расположенный на сливной линии А5 при подъеме стрелы. При опускании второй стрелы РЖ подается в линию А5 через обратный клапан 26 мимо предохранительного клапана 28. Обход клапана 36 линии В5 осуществляется его подрывом по вспомогательной линии от трубопровода А5. Работа предохранительных клапанов, настроенных на давление 21 МПа и 32 МПа осуществляется аналогично клапанам 9 и 10.

Система телескопирования обеспечивает одновременное выдвижение всех секций стрелы. От гидрораспределителя 13 РЖ подается по линии В4 в

подпоршневое пространство гидроцилиндра 19 мимо предохранительного клапан 38 через обратный клапан 37. По центральному сверлению в штоке гидроцилиндра 19 РЖ поступает в подпоршневое пространство гидроцилиндра 20 и далее в гидроцилиндры 21, 22, 23. Отвод РЖ из надпоршневого пространства гидроцилиндров 19-23 осуществляется по линии А4 через предохранительный гидравлический управляемый клапан 40. При обратной ходе штоков гидроцилиндров РЖ подается в линию А4, где она беспрепятственно проходит через обратный клапан 41. Отвод РЖ из подпоршневого пространства осуществляется через предохранительный гидравлический управляемый клапан 39.

Подъем и опускание груза осуществляется гидрораспределителем 14 путем подачи РЖ в линию А3. РЖ поступает в том числе через гидрозамок 51 в нормально замкнутый гидротормоз 46 и обеспечивает растормаживание грузового барабана 45. Далее РЖ поступает на гидромотор 47 и приводит во вращение грузовой барабан. Слив осуществляется беспрепятственно. При травлении груза РЖ по линии В3 подается на гидромотор, а отводится через предохранительный клапан 48. При перегрузке срабатывает гидрораспределитель 52 и срабатывает гидротормоз 46. При аварийных перегрузках срабатывает регулятор потока 54, настроенный на давление 43 МПа. В этом случае РЖ от насоса по линии С через клапан 54 сливается в бак и во всех гидрораспределителях падает давление.

Управление механизмом поворота крана, вращения крюковой подвески и челюстями грейфера осуществляется аналогично.

Так как одновременное выдвижение секций телескопической стрелы существенно ограничивает грузоподъемность крана в целом, некоторые модификации КМУ фирмы PALFINGER имеют стрелы, оснащенные устройствами, обеспечивающими последовательное выдвижение секций.

На рисунке 7.15 представлена принципиальная гидравлическая схема, обеспечивающая последовательное выдвижение секций телескопической стрелы.

Рассмотрим работу схемы при выдвижении секций телескопической стрелы. На рисунке 7.15 первые две секции и последняя. Остальные секции имеют схему, аналогичную второй. РЖ поступает через обратный клапан 30 в

подпоршневое пространство первого гидроцилиндра 26. Шток выдвигается, РЖ из надпоршневого пространства отводится через линию 29. Из подпоршневого пространства 27 РЖ поступает по линии 19 ко второму гидроцилиндру, но обратный клапан 12 и нормально-закрытый клапан 21 не позволяют маслу попасть в подпоршневое пространство 13.

Шток 24 первого гидроцилиндра жестко связан с цилиндром 15 второго гидроцилиндра (устройство соединения поясняется на рисунке 6. В конце выдвигения штока 24 и цилиндра 15 толкатель регулятора потока 21 упирается в упорный гребень неподвижного цилиндра 26. Золотник клапан 26 перемещается и РЖ поступает мимо клапана 12 в подпоршневую полость второго гидроцилиндра. Начинается выдвигение штока 17. И процесс повторяется. При подаче РЖ по линии 29 масло поступает в надпоршневое пространство первого гидроцилиндра, по каналу 25 в штоке 24 и по линии 23 в надпоршневое пространство второго гидроцилиндра, по каналу 16 штока 17 и по линии 8 в надпоршневое пространство последнего гидроцилиндра. Слив РЖ осуществляется по 1 каналу. Шток 6 последнего гидроцилиндра полностью садится на нижнюю крышку гидроцилиндра, при этом упорным стержнем 4 открывает обратный клапан 3. Через открытый клапан 3 отводится РЖ из подпоршневого пространства 13 второго гидроцилиндра и так далее.

Конструкция основных элементов схемы представлена на рисунках 7.16 и 7.17. На рисунке 7.16 представлен узел подачи РЖ в гидроцилиндр. РЖ через нормально-закрытый клапан 2 не поступает в подпоршневую полость цилиндра 4. При достижении толкателя 3 упорного гребня 13 клапан открывается, РЖ поступает в подпоршневую полость цилиндра 4 и шток выдвигается.

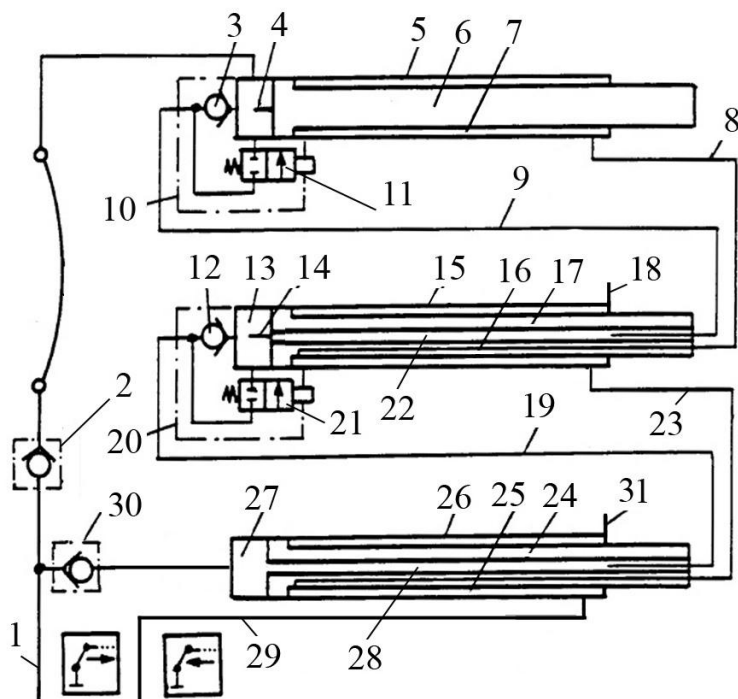


Рисунок 7.15 – Схема последовательного выдвижения секций стрелы:

1 – входная линия РЖ; 2, 3, 12, 30 - обратный клапан; 4, 14 – упорный стержень;
 5, 15, 26 – гидроцилиндр; 6, 17, 24 – шток; 7 – надпоршневое пространство; 8 – сливная
 линия; 9, 19 – напорные линии; 10, 20 – блок гидроаппаратуры; 11, 21 - механический
 регулятор поторка; 13, 27 – подпоршневое пространство; 16, 25 – канал отвода (подвода)
 РЖ от (в) подпоршневое пространство гидроцилиндра; 18, 31 – упорный гребень;
 22, 28 – центральное отверстие в штоке; 29 – сливная линия

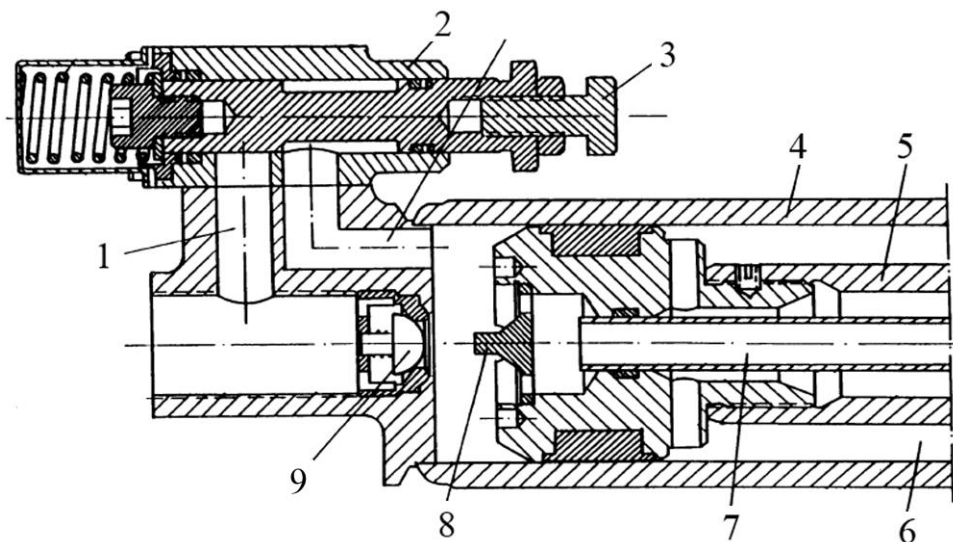


Рисунок 7.16 – Положение элементов гидроцилиндра при закрытом клапане:

1 – подача РЖ на клапан; 2 – нормально-замкнутый клапан; 3 – толкатель клапана;
 4 – цилиндр; 5 – шток; 6 – надпоршневое пространство; 7 – центральное отверстие штока;
 6 – упорный стержень; 9 – обратный клапан

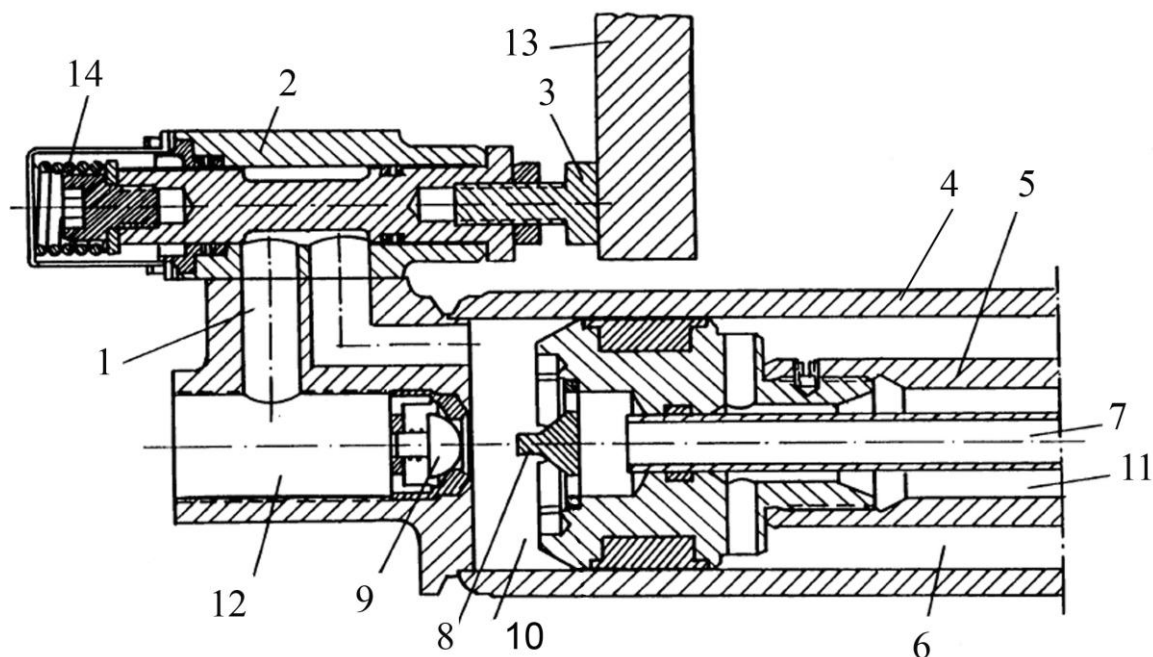


Рисунок 7.17 – Положение элементов гидроцилиндра при открытом клапане:

- 1 – подача РЖ на клапан; 2 – нормально-замкнутый клапан; 3 – толкатель клапана;
 4 – цилиндр; 5 – шток; 6 – надпоршневое пространство; 7 – центральное отверстие штока;
 8 – упорный стержень; 9 – обратный клапан; 10 – надпоршневое пространство;
 11 – коаксиальное отверстие штока; 12 – входная полость гидроцилиндра

Все штоки гидроцилиндров имеют двойное перекрёстное хромирование. Суммарная толщина хромирования 60 мкм. Коррозионная стойкость в тумане средней солёности – класс 10 по стандарту ASTM: B287, B117. Оси шарниров никелированы. На всех соединениях фитинги выполнены из нержавеющей стали. Металлоконструкция прошла дробеструйную обработку, выполнена цинковая грунтовка (толщина 100 мкм). Окраска конструкции: грунтовка – эпоксидная 2-х компонентная эмаль (толщина 250-280 мкм); финишная обработка в два слоя – полиуретановой 2-компонентная эмаль. Назначенный срок службы 10-15 лет. На рисунке 7.18 представлены габариты крана РК 50002 М.

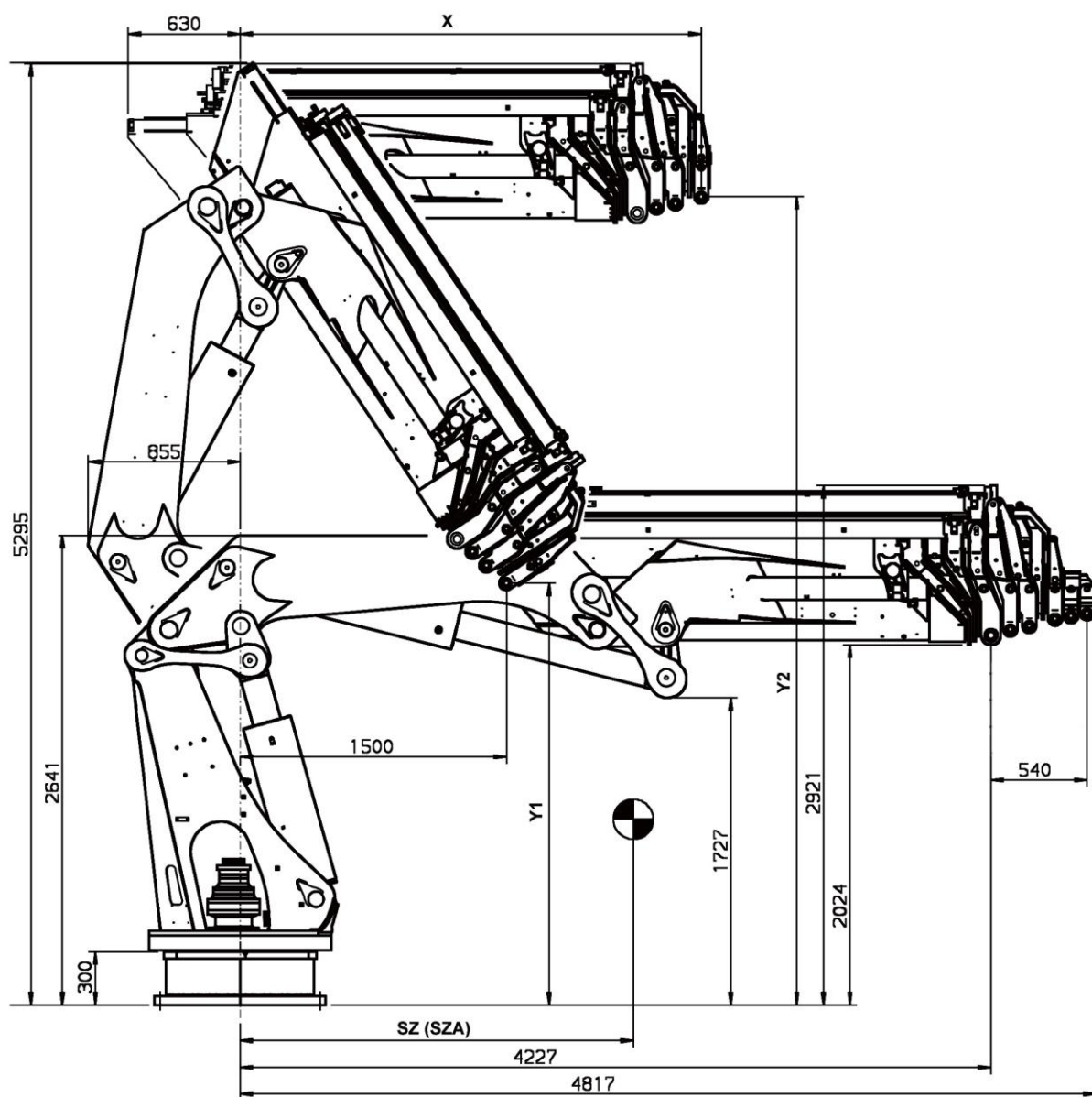


Рисунок 7.18 – Габариты крана РК 50002 М

7.5 Порядок выполнения работы

1. Изучить настоящие МУ.
2. На основании зависимостей (1) и (2) выполнить оценочный расчет статической деформации телескопической стрелы крана-манипулятора под нагрузкой на гаке. Исходные данные выбирать на основании таблицы 7.3.
3. При расчете момента инерции сечения секции стрелы выполнять эскиз сечения стрелы, при этом учитывать: толщина плоских подшипников, мм: $\Delta=5-\delta$; толщина профиля всех секций 4 мм (рисунок 7.19); линия

стыков гексагонального сечения секций стрел лежит на линии, лежащей под углом к горизонтали 30° .

Таблица 7.3 – Исходные данные для расчета стрелы

	Параметр	Обозначение	Размерность	Последняя цифра зачетки									
				0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Масса груза	G	кг	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
2	Количество секций стрелы	N	шт	6	7	8	6	7	8	6	7	8	6
3	Длина консоли секции стрелы	L	м	1,4									
4	Длина опорной части секции	B	м	0,2	0,25	0,3	0,2	0,25	0,3	0,25	0,3	0,2	0,25
5	Нормальный зазор в опорах	δ	м	0,001	0,0015	0,002	0,001	0,0015	0,002	0,001	0,0015	0,002	0,001

На рисунке 7.18 представлены габаритные размеры минимальной секции (последней). По эскизу, выполненному в масштабе 1:1, рассчитать моменты инерции сечений секций стрел (23, 24).

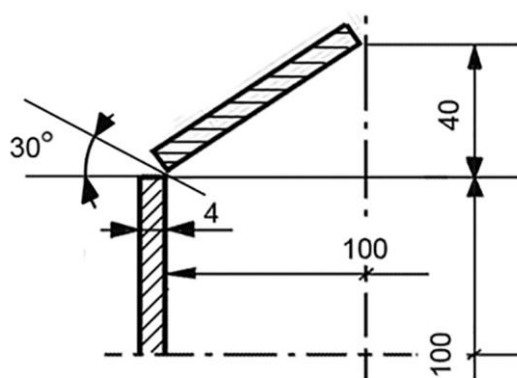


Рисунок 7.19 – Упрощенный профиль сечения секции стрелы КМУ

4. Результаты расчетов представить в табличном виде. Сделать выводы.

7.6 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать название, цель работы, составленную структурную схему рассчитываемой телескопической стрелы; эскиз поперечного сечения телескопической стрелы; расчеты, представленные в табличном виде.
3. Сделайте выводы.

7.7 Вопросы к практическому занятию

1. Охарактеризовать крано-манипуляторные установки, применяемые на морских судах.
2. Описать устройство типовой КМУ.
3. Описать систему телескопирования КМУ.
4. Описать состав гидропривода КМУ.
5. Описать последовательность операций при управлении главной стрелы.
6. Описать последовательность операций при повороте КМУ.
7. Описать последовательность операций при управлении вспомогательной стрелой.
8. Описать последовательность операций при управлении грузовым барабаном.
9. Охарактеризовать взаимодействие элементов телескопической стрелы при одновременном выдвижении секций.
10. Охарактеризовать гидроаппаратуру, обеспечивающую защиту КМУ при перегрузках.
11. Описать последовательность операций при управлении системой телескопирования.
12. Охарактеризовать взаимодействие элементов телескопической стрелы при последовательном выдвижении секций.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 8

ГРУЗОВАЯ СИСТЕМА FRAMO НАЛИВНЫХ СУДОВ. РАСЧЕТ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ

8.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия - ознакомление с широко применяемой на наливных судах грузовой системы Framo, с помощью которой осуществляется выгрузка, мойка, балластировка в период эксплуатации судна.

8.2 Введение

Танкера имеют ряд специфических систем, связанных с характером груза: грузовую, зачистную, систему подогрева груза и мойки танков, систему газоотводных труб, дистанционного замера уровня груза, системы осушения воздуха и орошения палуб [1, 49, 50].

Грузовая система обеспечивает прием и выдачу нефти и нефтепродуктов. Она состоит из грузовых насосов с паровым или гидравлическим приводом и грузового магистрального трубопровода. Диаметр грузового трубопровода 200 – 600 мм. Прием груза производят посредством береговых насосов, выгрузку – с помощью судовых. Для сокращения стоянки судна под выгрузкой, устанавливают грузовые насосы большой производительности – до 2500...5000 т/ч.

Для полной очистки грузовых танков от остатков нефтепродуктов предназначена зачистная система, оснащенная насосами небольшой производительности.

Для уменьшения вязкости груза устанавливают систему подогрева груза. Для подогрева груза по днищу танка укладывают змеевики с соответствующим теплоносителем (паром или горячим термомаслом).

Чтобы избежать образования взрывоопасных паров и смешивания грузов различных свойств, осуществляют мойку и пропаривание танков. Мойка

танков осуществляется с помощью специальных моющих машинок, которые опускают в каждый танк через горловину. Машинки распыливают горячую воду с моющими веществами.

Также на танкерах имеется специальная система мойки танков, работающая по замкнутому циклу: подаваемый в танк горячий моющий раствор при температуре 60 – 80 °С моющий раствор откачивают в специальные отстойные танки (slop tank), в которых происходит отделение остатков нефтепродуктов от воды; после этого очищенную воду подогревают и снова подают в танк.

С целью удаления паров нефтепродуктов, интенсивно образующихся при резких колебаниях температур наружного воздуха и забортной воды, в грузовых танках оборудуют систему газоотводных труб или систему инертных газов. Отвод паров и газов в атмосферу и подача свежего воздуха в танки осуществляется автоматически, с помощью дыхательных клапанов через вертикальные трубы, которые прокладывают внутри мачт или устанавливают отдельно. Выходные отверстия труб со специальными огневыми предохранителями располагают на высоте 10 – 15 м над палубой.

Уровень груза в танках при погрузке и выгрузке контролируют с помощью системы дистанционного замера уровней груза.

8.3 Устройство грузовой системы Framo

Грузовая система обеспечивает прием и выдачу нефти и нефтепродуктов на танкера наиболее развита и энергоемка.

Система Framo разработана компанией Frank Mohn AS в 1960-х гг. В настоящее время компания Framo является лидером на рынке погружных насосов с гидравлическим приводом. Насосы с индивидуальной производительностью от 50 до 2 000 м³/час устанавливаются на все виды судов танкерного типа [6, 8].

Framo Cargo Pumping System (Система Перекачки Груза Фрамо) включает в себя кроме погружных грузовых и балластных насосов также переносные на-

сосы, насосы мойки танков, палубные подогреватели, силовой блок гидравлики и систему автоматического управления.

Структура грузовой системы Fgamo (ГСФ) представлена на рисунке 8.1.

Насосная станция, расположенная в выгороженном помещении надстройки 1 обеспечивает рабочей жидкостью (РЖ) привод главных грузовых насосов 6, 7, 8; балластных насосов 9; вспомогательного переносного грузового насоса 10; насоса мойки танков 11; механизма управления подруливающего устройства 5 и приводы якорно-швартовых механизмов. Посредством распределительного блока 2 в работу включаются механизмы определенных мощностей. ГСМ реализует замкнутую систему питания, поэтому в системе предусмотрен блок подпитки РЖ. Цистерна подпитки и дренажа обеспечивает работу контура РЖ ГСФ.

Насосная станция, общей массой 16000 кг, обеспечивает подачу РЖ к потребителям. Общий вид станции представлен на рисунке 8.2. Напорный трубопровод 7 имеет параметры DN110/PN320, всасывающий 8 - DN150/PN16. На станине станции установлено 4 насосных агрегата, содержащих электродвигатель 4 типа M2CF315LA4 каждый мощностью 425 кВт; насосы аксиально-поршневые 6 (KRAL NE 42) создающих рабочее давление 32 МПа, производительностью 414 л/мин. На всасывающей линии на станции установлен маслоохладитель 2 (160 кВт, расход воды 35 м³/ч). Вспомогательная РЖ – заборная вода. Диаметры присоединяемых трубопроводов – DN100/PN16. Для обеспечения требуемой чистоты РЖ насосная станция содержит фильтрующий блок 1. В отдельном блоке на станине установлен блок подпитки системы 3. Габариты насосной станции: длина 7080 мм; ширина – 2530 мм; высота – 2400 мм.

На рисунке 8.3 представлена гидравлическая схема ГСФ. Для упрощения на рисунке представлен один из четырех насосных агрегатов, гидравлическая обвязка которых аналогична. Два подпиточных насоса, приводимых электродвигателями M11 и M12 подают РЖ из цистерны во всасывающий трубопровод диаметром Ø168×4 мм. На всасывающей линии установлен маслоохладитель. После теплообменника установлен датчик температуры (ТТ1)

РЖ, который при превышении температуры масла более 60°C включает ALARM.

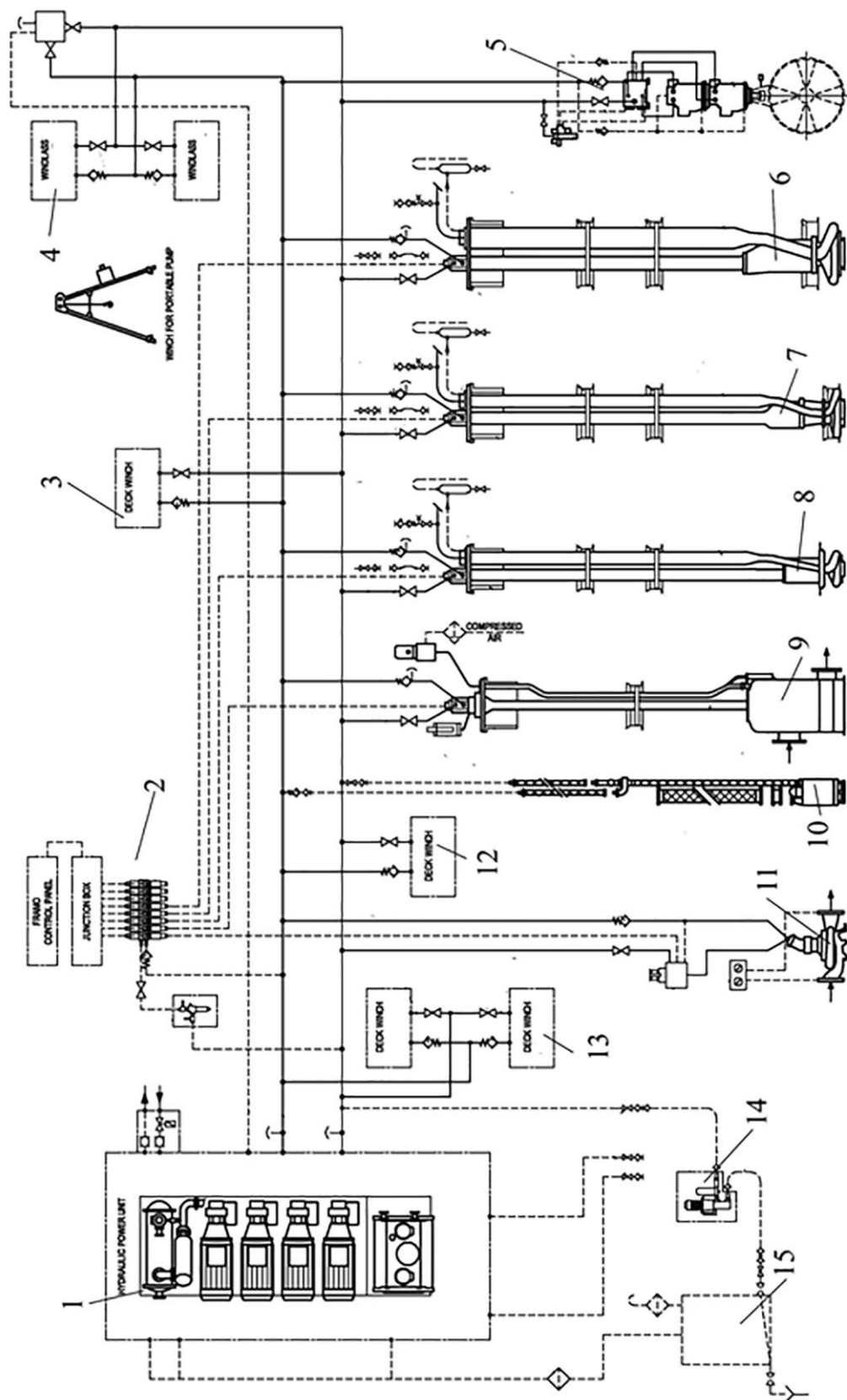


Рисунок 8.1 - Элементы грузовой системы Framo

1 - насосная станция; 2 - распределительный блок; 3, 4, 12, 13 - внешние потребители; 5 - поддувающее устройство; 6, 7, 8 - грузовые насосы (15 шт.); 9 - балластные насосы (2 шт.); 10 - вспомогательный насос; 11 - очистной насос; 14 - насос подпитки; 15 - цистерна рабочей жидкости

Далее установлен фильтрующий блок, имеющий обратный клапан и датчик загрязненности (PDSH11). Датчик выдает ALARM при температуре РЖ более 30°C и при повышении сопротивления на фильтре более 0,25 МПа в течение более 5 с. Фильтр оснащен дренажными трубопроводами (N5). Участок всасывающего трубопровода, содержащий маслоохладитель и фильтр может быть отключен клапанами (ZS11 и ZS12), которые имеют датчики положения (открыто-закрыто).

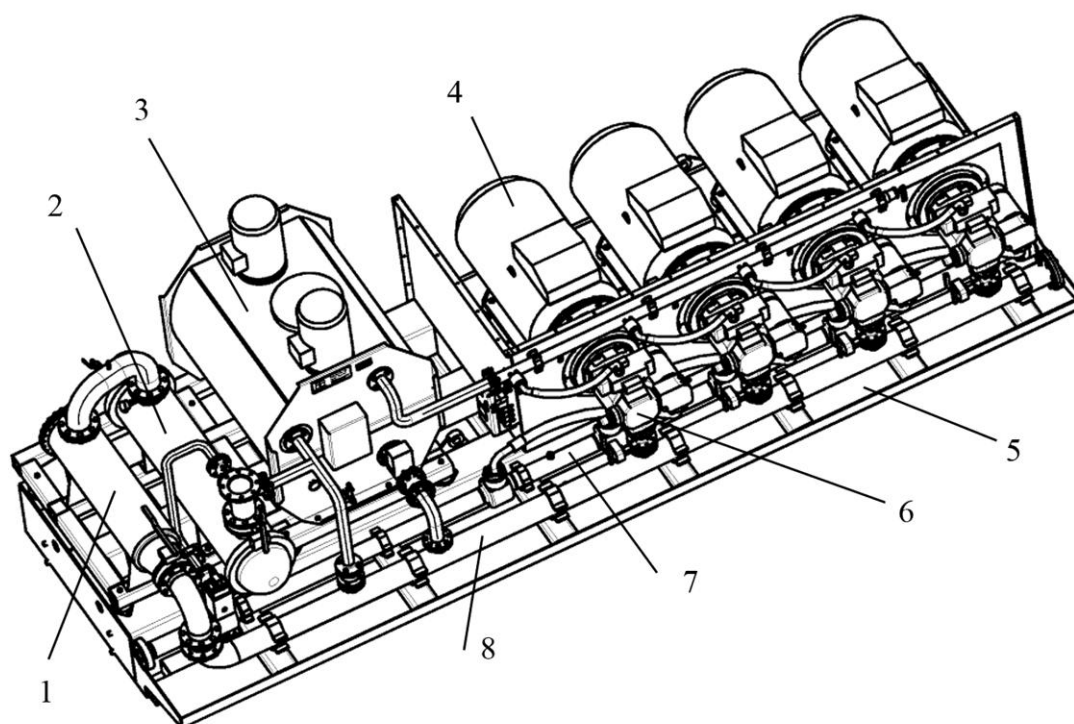


Рисунок 8.2 – Общий вид насосной станции:

- 1 – блок фильтров; 2 – теплообменник РЖ; 3 – блок подкачивающих насосов;
 4 – электродвигатель; 5 – станина; 6 – насос; 7 – напорный трубопровод;
 8 – всасывающий трубопровод

Насосный агрегат оснащен клапаном (ZS4), имеющим датчик положения (открыто-закрыто); датчиком работы (XS4), обратным клапаном. От насосов РЖ поступает в напорный трубопровод диаметром Ø120×12 мм.

Имеется предохранительный клапан (Y), соединяющий напорную и всасывающую линии. По дренажному трубопроводу диаметром Ø10×1,5 мм масло поступает на блок защиты, где через 5 с после включения насоса М4 включается двухпозиционный распределитель (XY4) и РЖ поступает в дренажный трубопровод диаметром Ø76×2 мм.

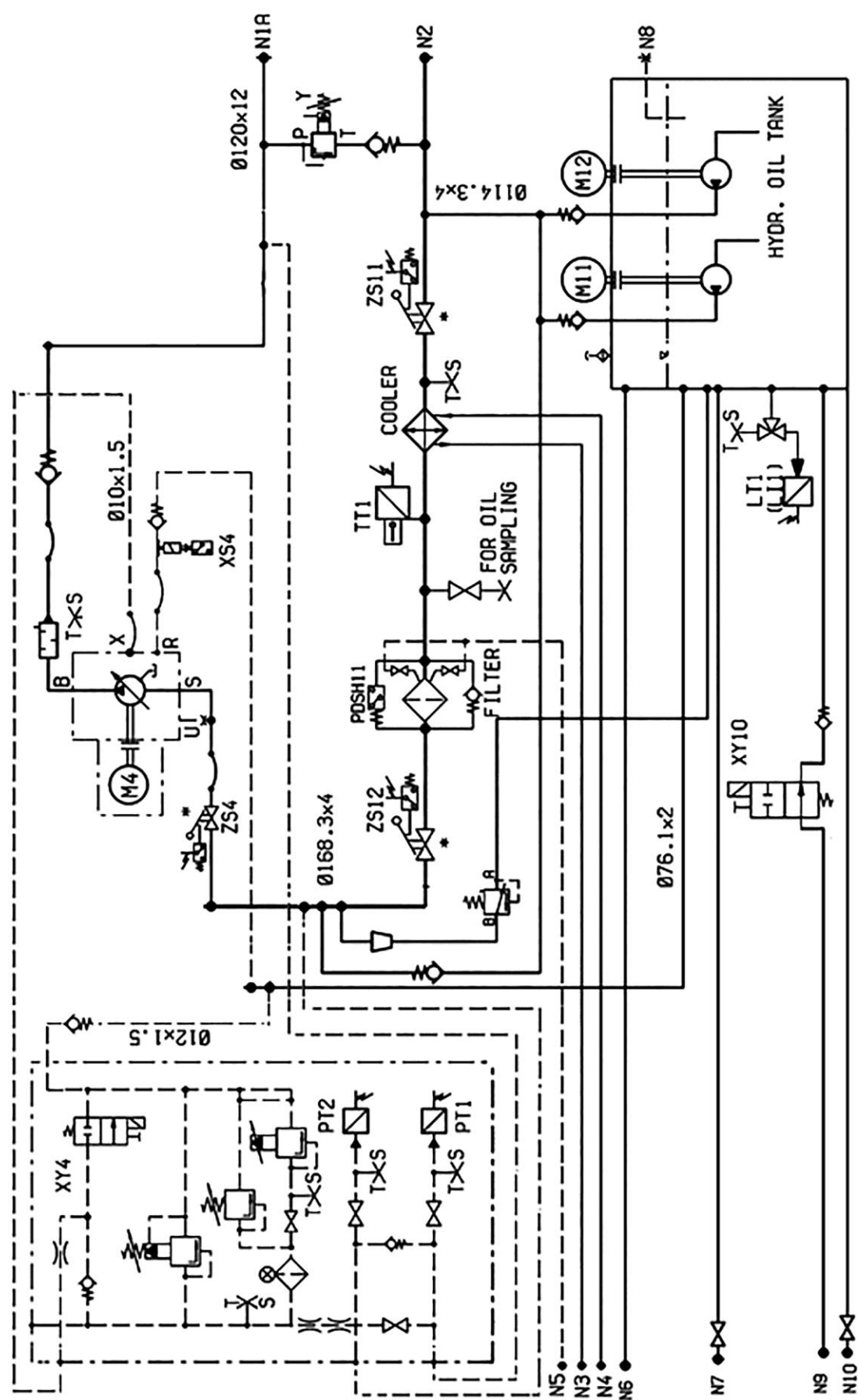


Рисунок 8.3 - Схема насосной станции ГСФ

Датчик (PT1) регистрирует рабочее давление в напорном трубопроводе. Если давление в течение 5 с менее 4,0 МПа, включается ALARM. Датчик (PT2) регистрирует рабочее давление во всасывающем трубопроводе. Если давление менее 0,2 МПа насос выводится из работы. Датчик (XY10) обеспечивает включение/выключение маслоохладителя.

Датчик уровня в цистерне (LT1) включает ALARM, если уровень превышает максимальный в течение более 5 с; если уровень низкий в течение более 5 с. Если уровень ниже низшего в течение более 1 с система отключается.

Трубопровод (N10), - G $\frac{3}{4}$ " – дренажный, слив отстоя; (N9), - G $\frac{1}{2}$ " – управления подачи РЖ через (XY10); (N7) – DN50/PN16, слива (дренажа); (N8) – DN40, слива и заполнения; (N6) – DN50, перелива; (N5) – дренажный от фильтра; (N3) – DN100/PN16, (N4) – DN100/PN16, трубопроводы охлаждающей РЖ.

Распределение грузовых насосов различного назначения представлено на мнемонической схеме (рисунок 8.4).

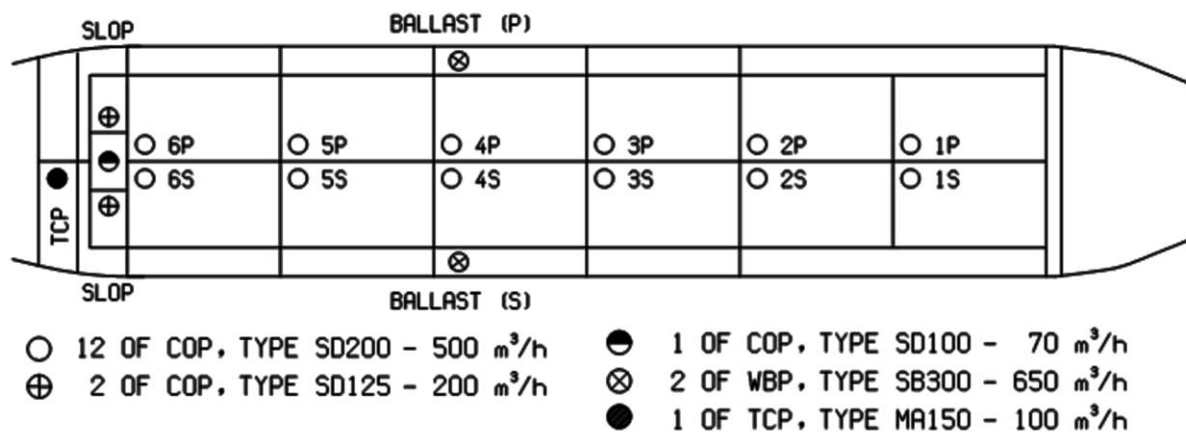


Рисунок 8.4 – Схема расположения насосов типовой ГСФ

Основные технические характеристики пары гидродвигатель–насос представлены в таблице 8.1.

Все исполнительные механизмы системы ГСФ – центробежные насосы. Все их приводные механизмы – аксиально-поршневые гидродвигатели постоянной производительности.

Насос вспомогательный переносной ТК150 имеет длину рабочих и грузовых шлангов по 18 м.

Таблица 8.1 – Основные технические характеристики элементов системы

№	Параметр	Тип насосного агрегата					
		SD200	SD125	SD100	TK150	SB300	MA150
1	Количество, шт	12	2	1	1	2	1
2	Производительность насоса по грузу, м ³ /ч	500	200	70	150	650	100
3	Потребляемая мощность насоса, кВт	170	72,9	29	65	65	56
4	Частота вращения вала насоса, мин ⁻¹	2297	2855	4057	3438	1142	2769
5	Расход РЖ через гидродвигатель, л/мин	476	235	96	198	237	180
6	Давление РЖ на гидродвигателе	23,8	20,4	20	22	18	21
7	Давление срабатывания предохранительного клапана гидродвигателя, МПа	26,5					
8	Материал лопастного колеса	NS14460				NS16570	
9	Материал вала насоса	NS13411					
10	Масса агрегата	1266	690	500	183	835	
11	Объем РЖ в гидродвигателе	135	67	65	0	103	

На рисунке 8.5 представлена принципиальная схема привода насосов. Для упрощения на рисунке изображены по одному насосному агрегату различного типа.

Рабочая жидкость поступает к потребителям по трубопроводу А диаметром Ø130×13 мм. Отвод масла осуществляется по трубопроводу С диаметром Ø156×3 мм. РЖ через запорный клапан и регулятор потока, поступает например, к насосному агрегату SD200. Регулятор потока управляется РЖ, поступающей через вспомогательный трубопровод D диаметром Ø18×1,5 мм. Диаметр напорного трубопровода, расположенного в трюме Ø45×5 мм; условный диаметр отводного трубопровода Ø54×2 мм. Трубопровод Е сбрасывает РЖ из трубопровода А, когда давление превышает допустимое (на схеме не показан).

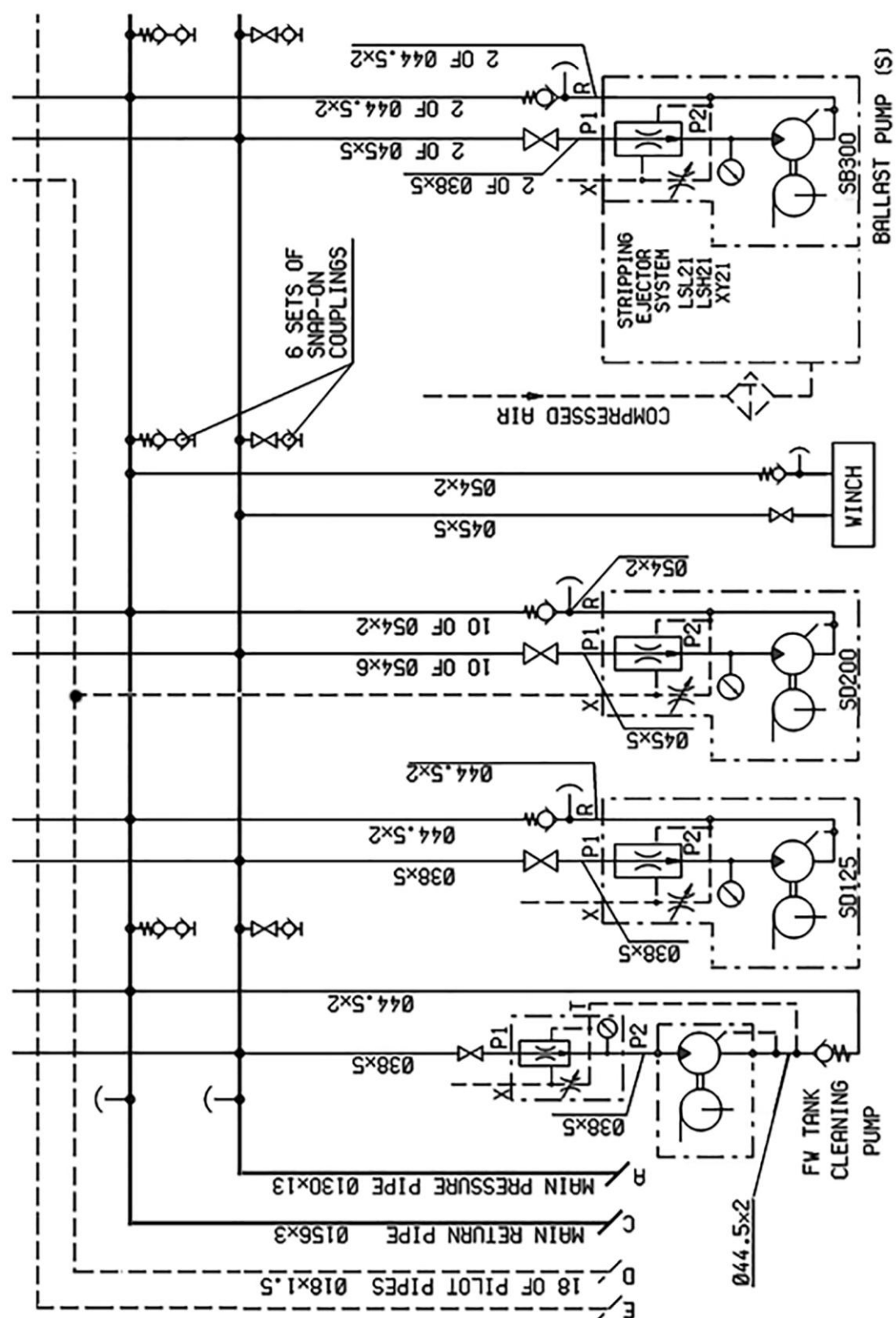


Рисунок 8.5 - Схема гидропривода грузовых насосов ГСФ

На рисунке 8.6 представлен общий вид грузовой трюмной секции ГСФ в сборе. Секция представляет собой вертикально расположенную многотрубную конструкцию из нержавеющей стали.

Трубные элементы расположены таким образом, чтобы ось вращения грузового насоса проходила через линию центров тяжести всей конструкции, жестко закрепленной только в верхней части трюма.

Для исключения колебаний и вибрации при работе системы жидкий груз – насос – гидродвигатель – рабочая жидкость конструкция раскреплена на различных горизонтах специальными цилиндрическими обечайками, которые закреплены на боковых поверхностях трюма. Для нормальной работы насосной установки входной патрубок насоса имеет клиренс 30 ± 5 мм над выемкой – сборником груза трюма. Один из трубопроводов служит для выгрузки жидкого груза из трюма. Другой, сложной составной коаксиальной конструкции служит для подвода РЖ к гидродвигателю и отвода от него. Для контроля за тепловым режимом в зоне работы насосного агрегата установлен автономный дистанционный датчик температуры.

На рисунке 8.7 представлено сечение трубных элементов в месте фланцевого соединения секций труб. Рабочая жидкость поступает к гидродвигателю по внутреннему каналу составного трубопровода 8. от гидродвигателя РЖ отводится по кольцевому каналу 5, образованному внутренней поверхностью трубопровода 4 и наружной поверхностью трубопровода 8. В месте соединения труб для прохода масла имеются специальные каналы 6. Для отвода возможных перетечек между топливом (грузом) и маслом (рабочей жидкостью) сформирован кольцевой канал 3, через который отводятся возможные утечки. Канал образован внутренней поверхностью трубопровода 1 и наружной поверхностью трубопровода 4. Канал является также регулятором температуры на границе жидкостей. Канал подачи дренажной жидкости на рисунке не указан. В месте соединения труб для прохода дренажной жидкости имеются специальные каналы 2.



Рисунок 8.6 – Общий вид трюмной части ГСФ

Через напорный трубопровод 9 осуществляется выгрузка жидкого груза из трюма. Для предотвращения перетечки жидкостей из канала в канал фланцевые соединения оснащены проточками с уложенными в них резиновыми кольцевыми уплотнениями 7.

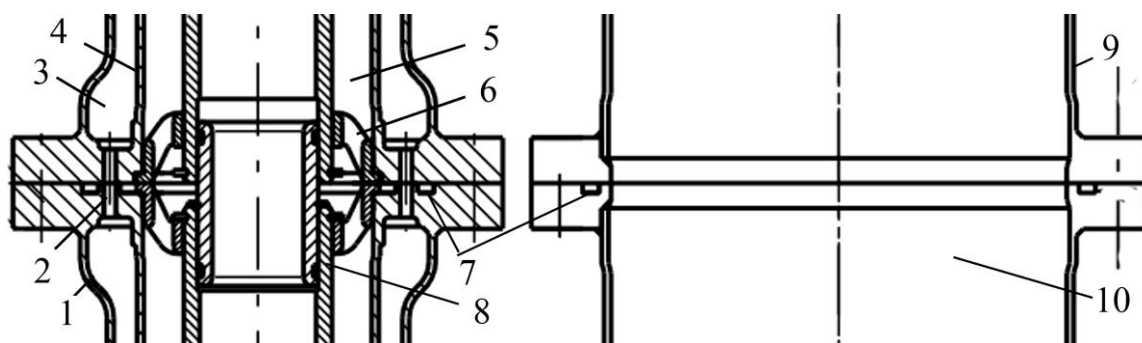


Рисунок 8.7 – Конструктивное исполнение канализации жидких сред в соединении трубных элементов:

1, 4, 8, 9 – трубы; 2, 3, 5, 6, 10 – каналы; 7 – уплотнения

На рисунке 8.8 представлен продольный разрез насосного агрегата типа SD200. Рабочее колесо 1 центробежного насоса приводится посредством вала 14 гидродвигателем аксиально-поршневого типа 10. Утечки между рабочим колесом и корпусом снижены сальниковыми уплотнениями 17 и 18. Гидродвигатель 10 установлен в герметичном корпусе 7 на силовом фланцевом стакане 13. Выходной вал гидромотора посредством шлицевого соединения связан с промежуточным валом 14. Промежуточный вал установлен на двух подшипниках качения: роликовом 5 и двухрядном шариковом 11. Для предотвращения обратного вращения насоса и при отказе гидромотора за счет давления столба жидкости в напорном трубопроводе, промежуточный вал в своей срединной части оснащен роликовым клиновым тормозом 15. Внутренняя обойма тормоза установлена на шпонке 12. Через штуцер 8 РЖ подается на гидродвигатель. Отвод РЖ осуществляется через открытый канал в корпусе гидродвигателя непосредственно в объем 6, ограниченный корпусом 10 и герметичным кожухом 16. Через каналы в опорном стакане 13 РЖ поступает к опорам и сальникам промежуточного вала. Отвод РЖ из объема 6 осуществляется через кольцевой канал 9. Дренажная жидкость проходит через каналы 4 и межкожуховое пространство силового корпуса 16.

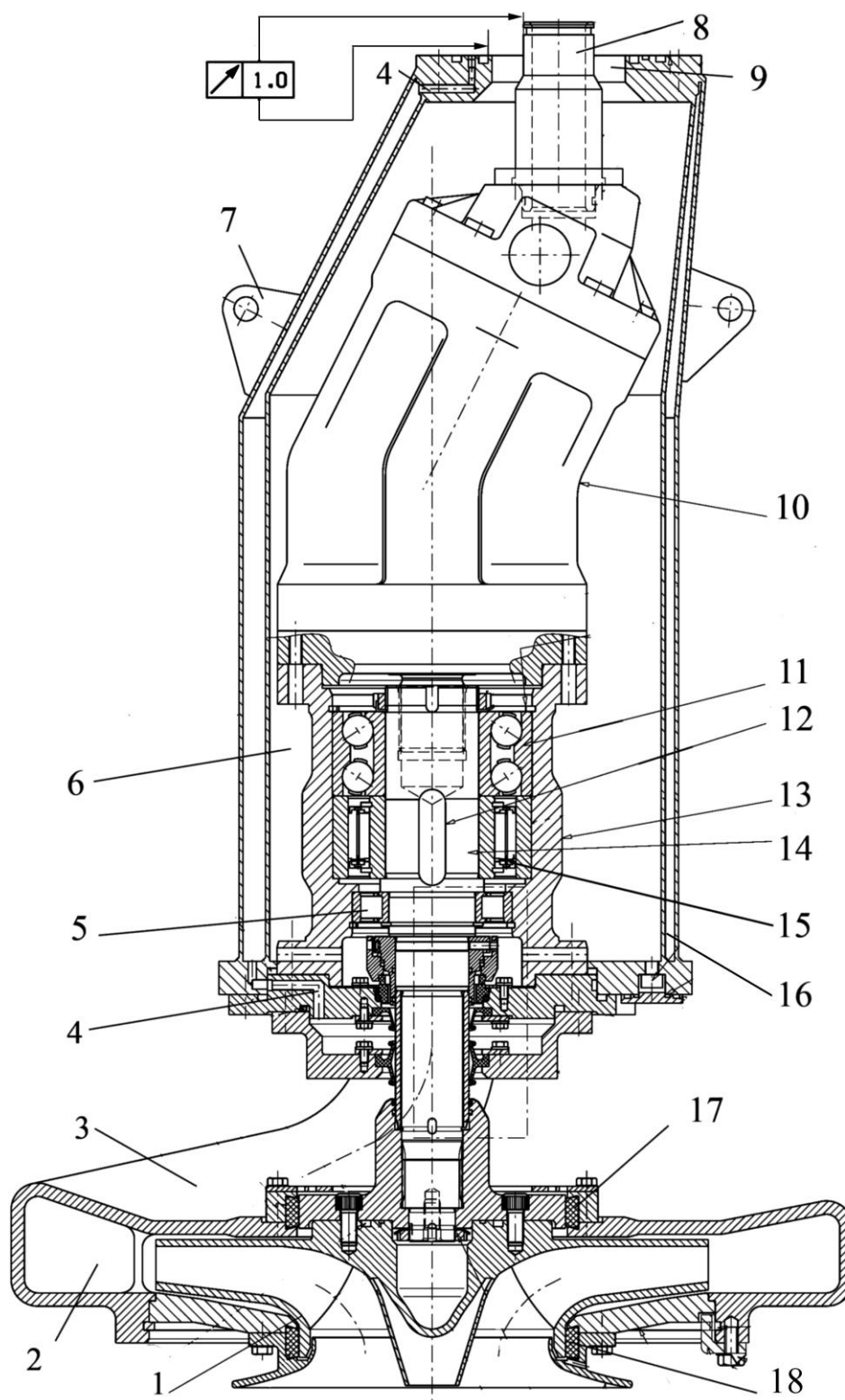


Рисунок 8.8 – Устройство насосного агрегата:

- 1 – лопастное колесо; 2 – спиральный отвод; 3 – корпус насоса; 4, 16 – дренажные каналы; 5, 11 – подшипники; 6 – канализация отработавшей РЖ к опорам; 7 – двойной герметичный силовой корпус агрегата; 8 – штуцер подвода РЖ; 9 – канал отвода РЖ от гидродвигателя; 10 – гидродвигатель; 12 – шпонка; 13 – опорный стакан; 14 – промежуточный вал; 15 – роликовый тормоз; 17, 18 – сальниковое уплотнение

Элементы эксплуатации ГСФ рассмотрим в соответствии с рисунком 8.9.

Для правильной эксплуатации насоса необходимо:

Запускать насос следует при закрытом грузовом клапане 1

Перед остановкой насоса сбросить скорость выгрузки насосом и закрыть грузовой клапан 1 до остановки насоса.

Пускать насос или насосы следует на небольшой скорости, после чего равномерно поднимать давление на всех насосах одновременно до необходимых параметров.

Основной режим работы (уровень Н) насосной установки – одновременная работа двух насосов при 100 % загрузке. Остальные два находятся в горячем резерве. При работе всех четырех насосов насосной установки каждый должен развивать мощность 50 % от номинальной.

Работа и устройство грузовых насосов погружного типа других компаний мало отличается от представленного типа.

По мере выгрузки в танке остается все меньше и меньше груза, пока насос не начинает подхватывать воздух (уровень H_1), при этом вместо равномерного звука от насоса исходит подергивание, стрелка датчика давления насоса так же подергивается. Можно продолжать выгрузку таким насосом, предварительно сбросив скорость выгрузки насоса, но в случае в системе большого противодавления, то груз просто передавит напор насоса и сольется в танк.

Посредством использования зачистной тубы можно еще выгрузить часть груза, но когда остается совсем мало – только в колодце под насосом, получается, что грузовая магистраль до клапана 1 полная, и если остановить выгрузку, то вся эта масса жидкости попадет обратно в танк. Для полной зачистки танка (от уровня H_2) к воздушному клапану 3 подсоединяют сжатый воздух или азот при работающем насосе. Насос подает жидкость на с меньшей мощностью по двум направлениям – грузовой и зачистной магистралям. Воздух передавливает груз из грузовой в зачистную магистраль до срыва насоса на высокие обороты, после чего закрывают подачу воздуха в зачистной клапан, затем снова набивают грузовую магистраль с помощью насоса жидкостью. Такую операцию по-

вторяют несколько раз, пока насос не сможет набить жидкость в грузовую магистраль [9, 10].

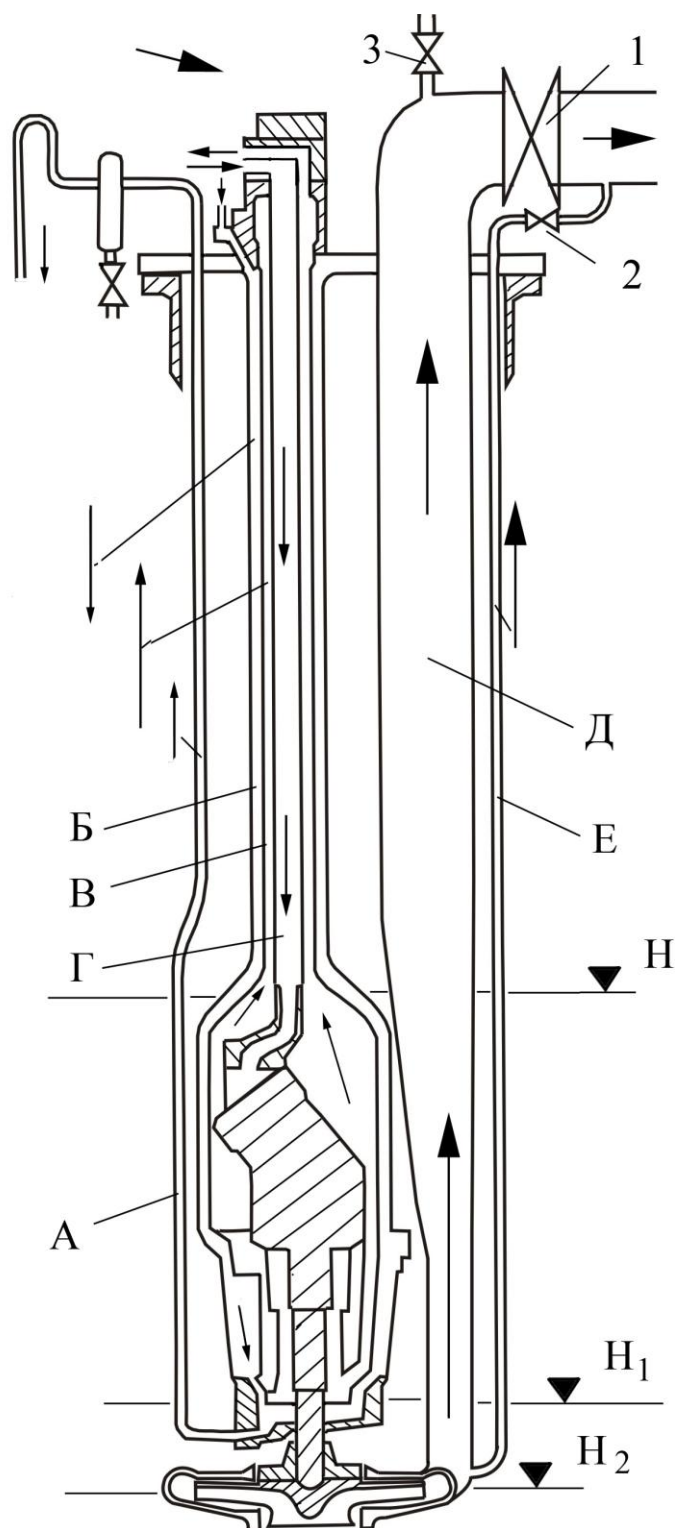


Рисунок 8.9 – Схема работы ГСФ:

А – отвод протечек от агрегата; Б – подвод дренажа к агрегату; В – от вод РЖ от гидродвигателя; Г – подвод РЖ к гидродвигателю; Д – отвод груза из трюма при основном режиме работы; Е – отвод груза через малый трубопровод при зачистном режиме работы; 1 – главный грузовой запорный орган; 2 – запорный кран на зачистном трубопроводе; 3 – кран подачи воздуха при дозачистке

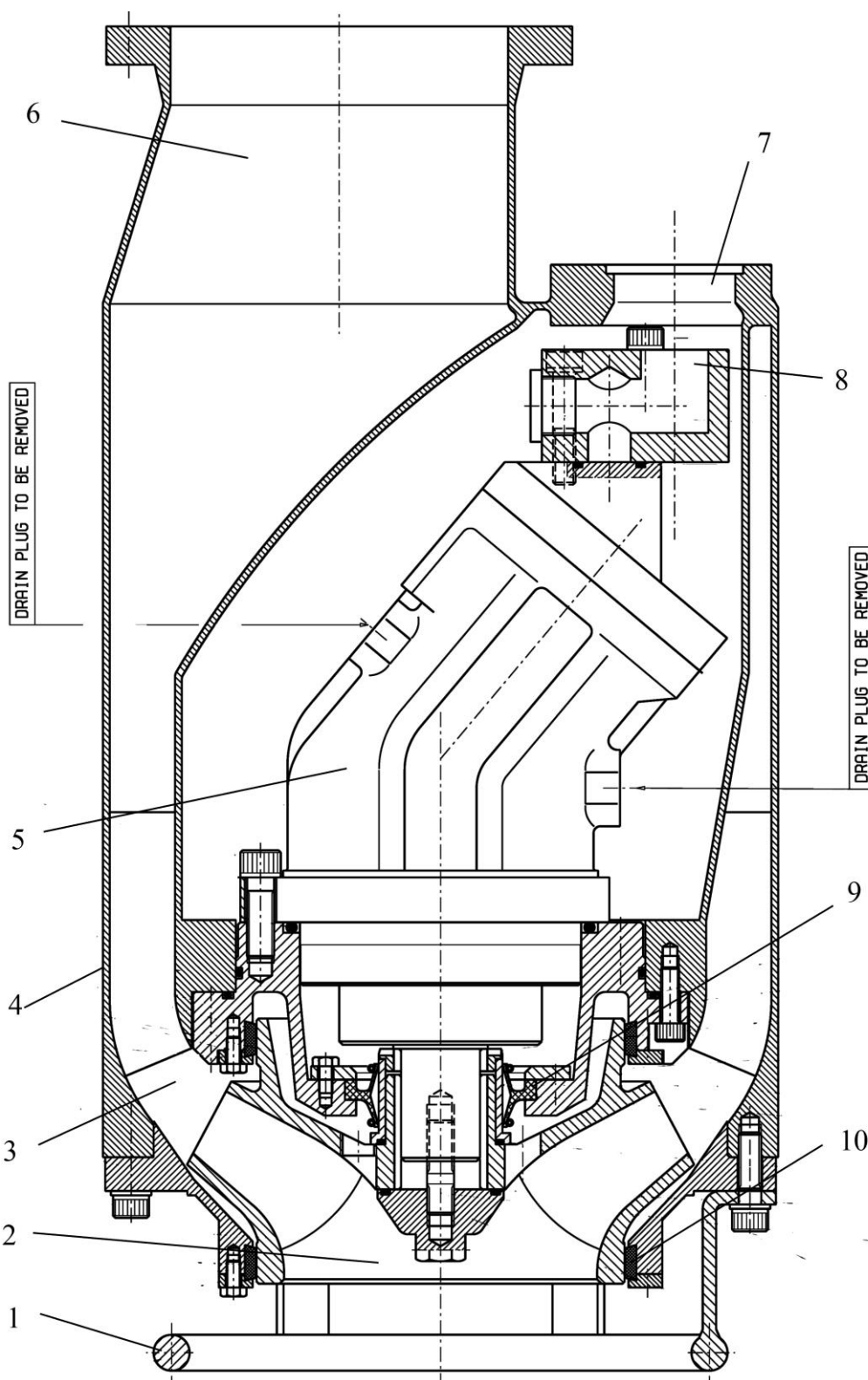


Рисунок 8.10 – Общий вид переносного насосного агрегата:

1 – опорное кольцо; 2 – лопастное колесо; 3 – отводной грузовой канал; 4 – корпус насосного агрегата; 5 – аксиально-поршневой гидромотор; 6 – выходное отверстие груза; 7 – входное и выходное отверстие РЖ; 8 – штуцер входа РЖ в гидродвигатель; 9, 10 – уплотнение

Для продолжения выгрузки рекомендуется закрыть грузовой клапан 1, уменьшить скорость выгрузки и открыть зачистной клапан 2. В этом случае груз пойдет по зачистной магистрали Е через трубопровод малого диаметра.

Остатки груза после зачистки колеблются в пределах 20 – 200 литров, в зависимости от характеристик насоса.

На рисунке 8.10 представлен переносной грузовой насос ТК150 производительностью 150 м³/ч. Насосный агрегат посредством такелажной скобы крепится к стальному канату. Лебедка закреплена на переносной треноге, которая устанавливается в требуемом месте на люковом отверстии трюма. На фланце выгрузки нефти насосного агрегата закрепляется гибкий грузовой трубопровод, на фланце подвода РЖ к гидродвигателю закрепляется коаксиальный гибкий грузовой шланг типа труба в трубе. Опорным кольцом 1 насосный агрегат устанавливается на днище трюма.

Аксиально-поршневой гидродвигатель 5 приводит в действие лопастное колесо 2 центробежного насоса. Нефть отводится по каналу 3 к выводному отверстию насосного агрегата 6. Рабочая жидкость подводится к гидродвигателю через центральный канал шланга. Выходит рабочая жидкость из корпуса насоса через 3 отверстия, заполняя внутренний герметичный корпус насосного агрегата, откуда через кольцевой канал поступает в кольцевой канал коаксиального гибкого шланга.

8.4 Расчет характеристик грузовой системы

Одной из важных рабочих характеристик грузовой системы являются скоростные режимы рабочих сред, в частности рабочей жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах в зависимости от элемента системы и режима работы и груза за насосом.

Исходными параметрами для расчета являются расходные характеристики насоса и гидродвигателя, геометрические характеристики трубопроводов, частотные характеристики гидродвигателя или насоса.

Исходные данные подбираются по последним двум цифрам зачетки (таблица 8.2), где указывается тип насосного агрегата, его расходные характеристики.

Необходимо, используя знания, полученные при изучении высшей математики, физики, гидромеханики, рассчитать скорость движения сред перед гидродвигателем, за гидродвигателем и на выходе грузового насоса.

Таблица 8.2 – Подбор исследуемого насосного агрегата

Последняя цифра зачетки	Агрегат
0	Балластный насос
1	Грузовой насос
2	Вспомогательный переносной насос
3	Балластный насос
4	Зачистной насос
5	Балластный насос
6	Грузовой насос
7	Вспомогательный переносной насос
8	Балластный насос
9	Зачистной насос

Порядок выполнения практического занятия.

Изучить настоящие указания.

Изучить схему расположения элементов ГСФ.

Изучить функциональную схему насосной станции ГСФ.

Изучить функциональную схему приводных элементов ГСФ.

Изучить функциональную схему трубного блока грузового насоса.

Изучить конструкцию насосного агрегата.

Изучить элементы эксплуатации ГСФ.

В соответствии с таблицами 1 выбрать тип насосного агрегата и рассчитать скоростные характеристики системы в трех вышеуказанных сечениях.

Сделать выводы.

8.5 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.

2. Отчет должен содержать:

- название; цель работы;

- структурную схему структуры ГСФ;
- функциональную гидравлические схему насосной станции;
- функциональную гидравлические схему приводных элементов;
- структурную схему канализации рабочих сред через насосный агрегат и трубопроводы; результаты расчета скоростных характеристик трубопроводов;
- выводы.

8.6 Вопросы к практическому занятию

1. Перечислить специальные системы танкера.
2. Перечислить состав насосной станции ГСФ.
3. Описать (по функциональной схеме) работу насосной установки.
4. Указать рабочие параметры элементов гидропривода.
5. Описать (по функциональной схеме) работу исполнительных механизмов ГСФ.
6. Описать структуру трубного элемента ГСФ и назначение его составных элементов.
8. Указать назначение грузовой системы наливного судна.
9. Описать способ канализации рабочих сред в ГСФ.
10. Описать работу насосного агрегата.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 9

ИЗУЧЕНИЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИННО-КОТЕЛЬНЫХ ОТДЕЛЕНИЙ

9.1 Цель практического занятия

Целью занятия является знакомство с простейшими подъемно-транспортными механизмами, широко используемых в судовых машинных отделениях.

9.2 Введение. Общая характеристика подъемно-транспортных механизмов машинно-котельных отделений

Подъемно-транспортные устройства (тали) представляют собой простые по устройству и небольшие по размерам грузоподъемные машины.

Используют их при ремонте и монтаже оборудования. В зависимости от привода тали выполняют ручными и электрическими.

Машинно-котельные отделения современных судов оснащены талями с электрическим приводом, однако часто они также оборудуются ручными талями [1].

Электрическая таль – это малогабаритная лебедка (рисунок 9.1), все элементы которой (электродвигатель, редуктор, тормоз, канатный барабан с нарезкой для укладки каната, шкаф с пусковой аппаратурой и др.) смонтированы в одном корпусе или прикреплены к корпусу. Таль включает, также ходовую часть для перемещения по монорельсовому пути и крюковую подвеску. Электрические и ручные тали являются наиболее распространенными грузоподъемными машинами в мире (за исключением домкратов) [53-59].

Питание талей осуществляется посредством гибкого кабеля (троллейное питание). Управление осуществляется с помощью подвесного обычно четырехкнопочного пульта. Тали оборудуются электромагнитными колодочными или дисковыми тормозами. На электроталих применяются стандартные магнитные

пускатели. Управление пускателями осуществляется через кнопочный пульт. Обычно кнопочный пульт имеет блокировочный электрический замок. Включение тали возможно при вставлении ключа в скважину замка. Работа механизмов тали происходит только при нажатой кнопке. Схемой коммутации контактов кнопок предусмотрена электрическая блокировка, обеспечивающая защиту схемы при одновременном нажатии кнопок. Возможно одновременное включение механизмов подъема и передвижения (совмещение движений).

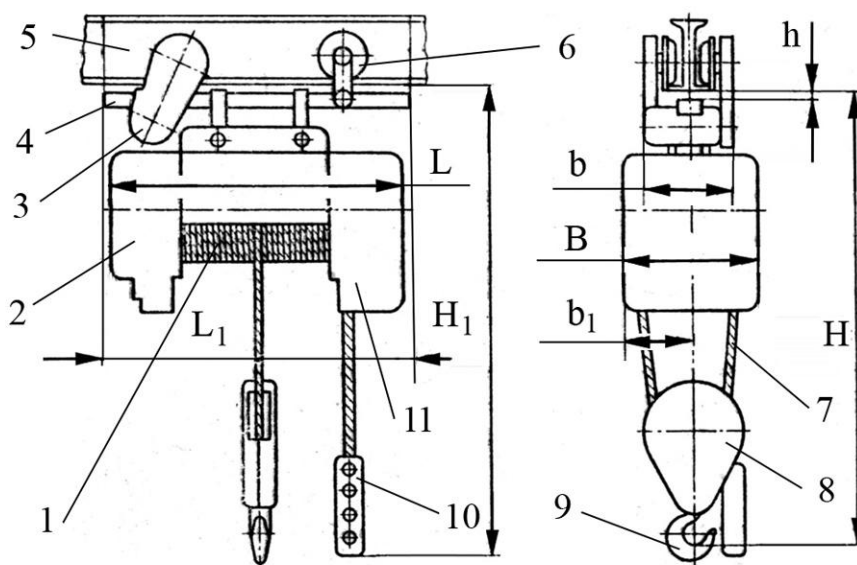


Рисунок 9.1 – Тельфер:

1 – грузовой барабан; 2 – привод механизма подъема; 3 – привод механизма передвижения; 4 – опорная рама (тележка); 5 – монорельс; 6 – катки; 7 – грузовой канат; 8 – крюковая подвеска; 9 – крюк; 10 – пульт управления; 11 – шкаф с пусковой аппаратурой

Основная масса талей используется для оснащения однобалочных и консольных кранов.

Наиболее распространены тали, выпускаемые ООО «Севзапканат», (Санкт-Петербург); PODEM (Болгария); Demag, Stahl, SWF (Германия); Kone (Финляндия); Donati, Prim, Ronchi (Италия); Verlinde (Франция), Brun (Швейцария); Hitachi, Nippon (Япония); ООО «УРАЛКРАНТАЛЬ», (Екатеринбург).

На рисунке 9.2 представлены вид и план МКО, содержащие ВДГ и оснащенные ручными цепными таями.

9.3 Электрические тали

Электрические тали выполняются в различных исполнениях. Корпус подъемного механизма тали относительно оси пути может иметь продольное и поперечное расположение. Механизм передвижения тали и подъема груза могут быть одно и двух скоростными. Грузоподъемность выпускаемых талей от 2,5 кН до 100 кН и выше (0,25 ... 10 т) [1].

Основные характеристики: грузоподъемность; высота подъема (3-18 м); скорость подъема (0,5...8 м/с); мощность электродвигателя (0,5...8 кВт); масса тали, габариты и др.

Например, таль ТЭ320-511 имеет грузоподъемность 32 кН (3,2 т), высоту подъема 6 м, габариты (мм) – В – 440; b – 390, b₁ – 220; Н – 1310; Н₁ – 6300; L – 915; L₁ – 955.

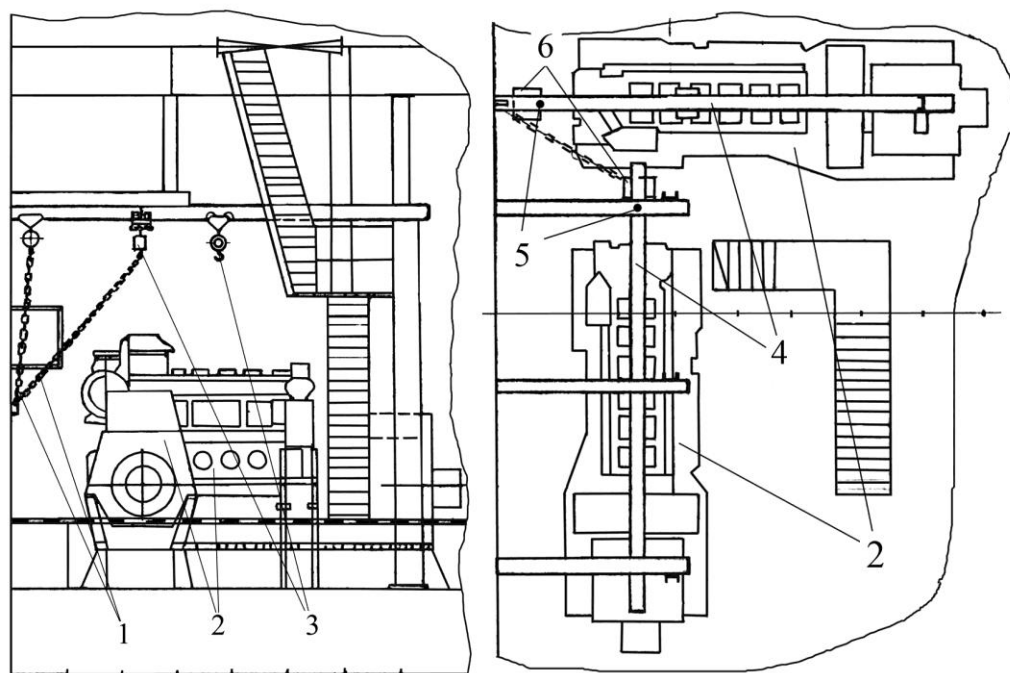


Рисунок 9.2 – Элемент МКО, содержащий СГПМ:

- 1 – закрепление приводных цепей в положении по-походному; 2 – ВДГ; 3 – тали; 4 – направляющие монорельсы; 5 – места отгрузки-загрузки талей; 6 – штатное положение талей по-походному

Механизмы подъема груза и перемещения обычно выполняют в виде соосного цилиндрического, червячного или планетарного редуктора.

Канатные электрические тали изготавливают с одним механизмом подъема содержащие двукратные, четырехкратные и сдвоенные двукратные полиспасты, а также тали с двумя механизмами подъема со сдвоенными однократным и двукратным полиспастом (рисунок 9.3).

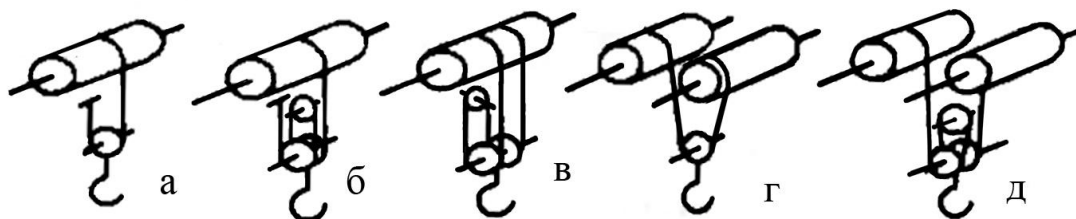


Рисунок 9.3 – Полиспасты, применяемые в таях

На рисунок 9.4 изображен механизм подъема тали серии М фирмы PODEM. Он состоит из электродвигателя с коническим ротором и коническим тормозом или с цилиндрическим ротором и пристроенным дисковым электромагнитным тормозом; канатоукладчика; планетарного трехступенчатого редуктора, расположенного внутри канатного барабана; корпуса и блока управления.

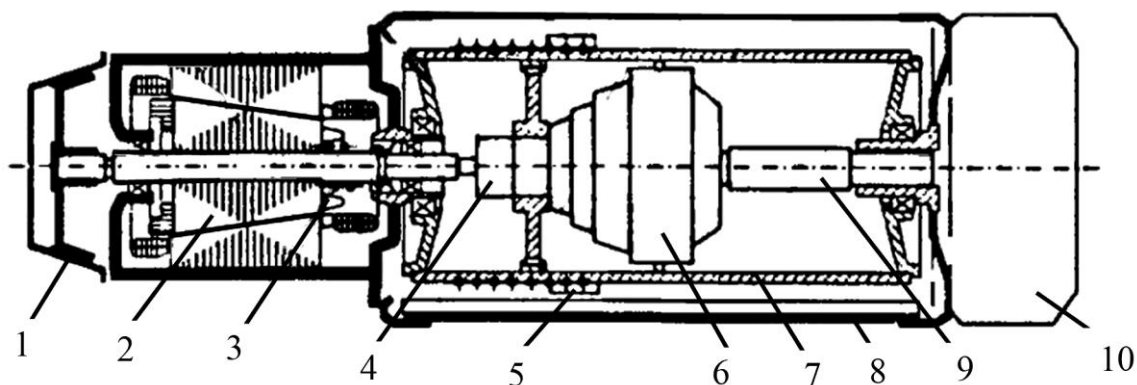


Рисунок 9.4 – Механизм подъема тали серии М фирмы PODEM:

- 1 – конический тормоз; 2 – конический ротор; 3 – тормозная пружина; 4 – муфта;
5 – канатоукладчик; 6 – трехступенчатый планетарный редуктор; 7 – канатный барабан;
8 – корпус; 9 – заторможенный вал; 10 – блок управления

Если двигатель с коническим ротором обесточен, ротор с закрепленным на конце вала тормозным шкивом под действием пружины перемещается в осевом направлении. Тормозной шкив прижимается к фрикционным накладкам задней крышки и двигатель затормаживается. Муфта, соединяющая вал двигателя с входным валом редуктора, обеспечивает возможность необходимого для работы тормоза, осевого перемещения.

Двигатель с цилиндрическим ротором снабжен дисковым электромагнитным тормозом.

Инструкция по монтажу и эксплуатации содержит указания по проверке и регулировке тормозов.

Планетарный редуктор размещен внутри барабана. Корпус редуктора вращается совместно с барабаном. Реактивный момент от редуктора передается на корпус с помощью невращающегося вала. Планетарный редуктор заливается маслом на предприятии-изготовителе.

Винтовая нарезка на барабане служит для укладки каната, а также является ведущим элементом для канатоукладчика (рисунок 9.5). Канатоукладчик представляет собой охватывающее барабан устройство с гайкой, навинченной на барабан и перемещающейся вдоль него при работе. По периферии гайки закреплены секторы. В канавки секторов вставлена замкнутая кольцевая пружина, прижимающая канат к барабану. Вращению канатоукладчика вместе с барабаном препятствует подхват, прикрепленный к планке гайки одним концом и скользящий по верхней стяжке другим. Ниже распорки, между планкой и гайкой, проходит штанга ограничителя высоты подъема и опускания груза, в ее сухари (флажки) канатоукладчик упирается в крайних положениях. Через продольное отверстие планки пропускается грузовой канат. При вращении барабана канатоукладчик, перемещаясь вдоль барабана, взаимодействует с упорами, находящимися на штанге.

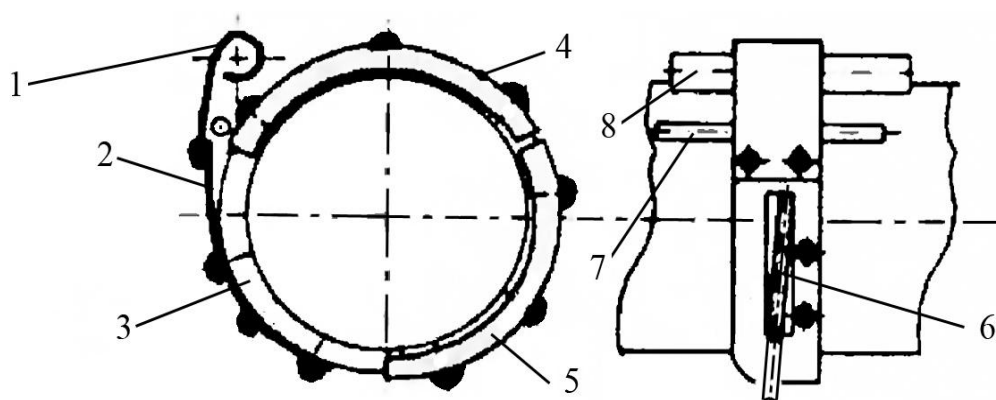


Рисунок 9.5 – Канатоукладчик:

: 1 – подхват; 2 – планка; 3 – гайка; 4, 5 – секторы; 6 – канат; 7 – штанга; 8 – верхняя стяжка

Тали могут быть снабжены «элементами защиты» в различных комбинациях. Это ключ марка; тепловая защита; ограничитель грузоподъемности; концевые выключатели.

«Ключ марка» обеспечивает защиту от использования тали посторонними людьми.

Тепловая защита. В каждую фазу обмотки электродвигателя подъема встроены биметаллические, изготовленные от обмоток, термодатчики. При достижении предельной температуры срабатывает хотя бы один из включено последовательно датчиков, запрещая работу на подъем, но разрешая спуск груза. Включение на подъем возможно только после охлаждения двигателя.

Ограничитель грузоподъемности (рисунок 9.6) блокирует команду «подъем», если груз превышает номинальный на 10%. Ограничитель защищает таль от перегрузки при работе на малых скоростях.

Концевые выключатели (рисунок 9.7) служат для ограничения перемещения крюковой подвески вверх и вниз. Ограничение тали в нижнем положении крюковой подвески обеспечивается взаимодействием канатоукладчика с флажком 2, закрепленным на штоке (штанге) 7. При этом на барабане должно оставаться три полных витка каната. При дальнейшем перемещении флажка отключается главный контактор (воздействием штанги на конечный выключатель). Отключение тали в верхнем положении подвески обеспечивается взаимодействием канатоукладчика с флажком 4, закрепленным на штоке 5. При этом расстояние между верхней точкой подвески и соответствующей ей нижней точкой тали не должно быть меньше 100 мм. Регулировка концевых выключателей обеспечивается установкой размеров L_1 и L_2 .

Тали предназначены для перемещения с помощью ребордных колес по монорельсовым путям по ГОСТ 19425-74.

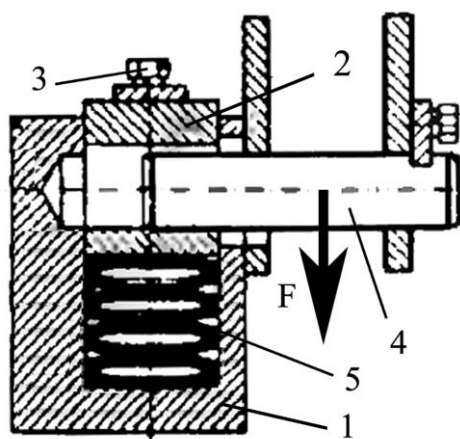


Рисунок 9.6 – Ограничитель грузоподъемности:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – винт, взаимодействующий с концевым выключателем; 4 – ось; 5 – пакет тарельчатых пружин

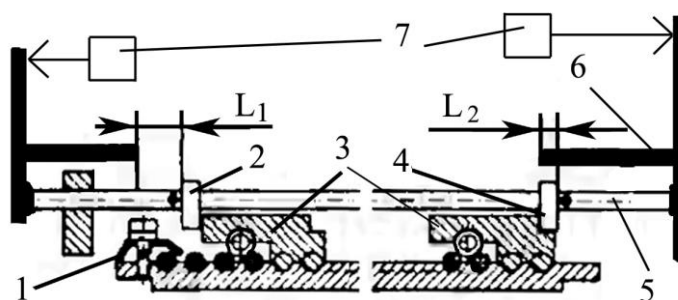


Рисунок 9.7 – Концевые выключатели:

1 – закрепление каната на барабане; 2, 4 – флажки; 3 – канатоукладчик в крайних положениях; 5 – шток; 6 – рычаг концевого выключателя; 7 – концевые выключатели

9.4 Ручные тали

Ручные тали бывают подвесные (рисунок 9.8) и передвижные с шестеренным или с червячным подъемным механизмом (рисунок 9.9).

Основные характеристики ручных талей: грузоподъемность, тяговое усилие на приводной цепи механизма подъема, масса. Ручные тали выпускаются грузоподъемностью 2,5...80 кН (0,25...8 т), тяговым усилием от 250 до 500 Н, массой от 15 до 170 кг и более.

В механизмах подъема различают звездочки: для привода механизма передвижения, для привода механизма подъема (тяговая звездочка) и грузовую.

Усилие на приводных цепях с ручным приводом не должно превышать 160 Н. Ручные тяговые цепи необходимо предохранять от падения их с тягового колеса.

Механизмы подъема ручных талей оснащают остановами и тормозами. Останов служит для удержания груза в подвешенном состоянии и может быть храповым или фрикционным. Храповой механизм показан на рис. 10. Он состоит из храпового колеса и собачки.

Тормоз в составе тали служит для остановки механизма (стопорный тормоз). На рисунке 9.11 представлен винтовой тормоз. Приводное колесо 8 навинчено на нарезанную втулку 2, насаженную на конец вала 1. При вращении

колеса в сторону, соответствующую подъему груза, колесо перемещается по резьбе втулки и прижимает храповик к упорному диску втулки 2 посредством диск-гайки 5. Между храповиком и диском 2 может быть установлен фрикционный диск.

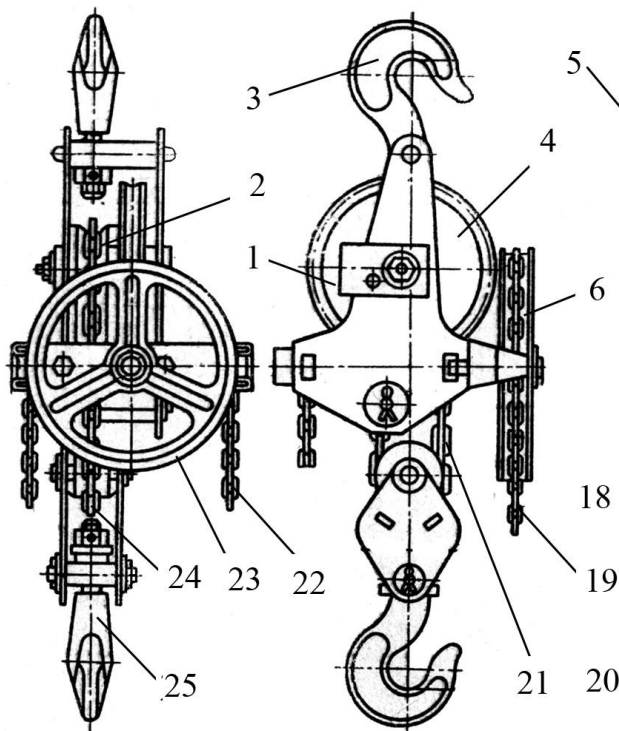


Рисунок 9.8 – Подвесная таль с червячным механизмом подъема

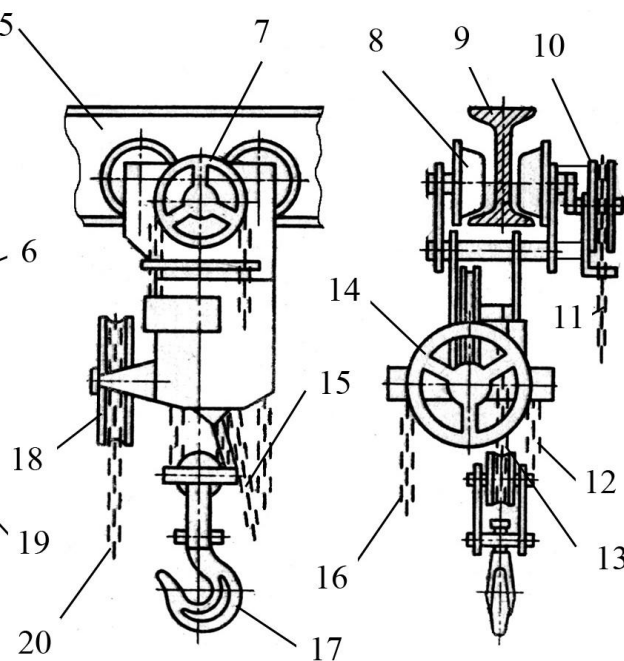


Рисунок 9.9 – Передвижная таль с червячным механизмом подъема и шестеренным механизмом передвижения

Сила трения, возникающая между диском и храповиком, заставляет последний вращаться вместе с валом. Собачка, установленная на корпусе тали, не препятствует этому движению. При снятии с приводной цепи тяги собачка останавливает храповик и не допускает самопроизвольного опускания груза. При необходимости опустить груз приводное колесо 8 приводится во вращение, обратное той, которое имело при подъеме, вследствие чего ступица колеса несколько отходит от храповика, сила трения уменьшается и диск вместе с валом начинает проворачиваться в сторону спуска. Если под действием опускающегося груза скорость вращения вала достигнет большой величины (превышающей скорость вращения приводного колеса), то это заставит ступицу колеса переместиться по втулке и вновь посредством диска-гайки 5 прижать храповик к диску 2, вследствие чего произойдет притормаживание груза [2, 3].

Шайба 6 и гайка 7 ограничивают ход диска-гайки 5 при спуске груза.

Таль, выполненную совместно с тележкой, иногда называют кошкой.

9.5 Обслуживание талей

Одним из элементов правильной эксплуатации талей является своевременная смазка сопряженных узлов.

На рисунке 9.12 представлена схема смазки типовой электрической тали.

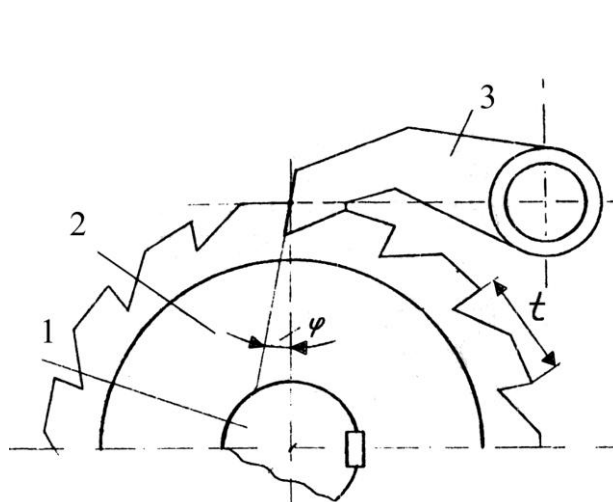


Рисунок 9.10 – Останов:
1 – вал; 2 – храповое колесо (храповик); 3 – собачка

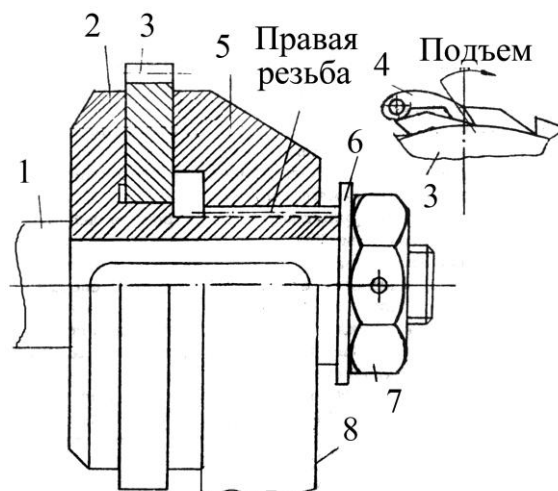


Рисунок 9.11 – Винтовой тормоз:
1 – вал; 2 – упорный диск; 3 – храповик; 4 – собачка;
5 – диск-гайка (ступица приводной звездочки);
6 – шайба; 7 – гайка; 8 – приводная звездочка

В редуктор механизма подъема 1 и при наличии в редуктор микропривода заливается профильтрованное масло. Смазываются поверхности шарниров 2, 5, 6, 10, 12. Закладывается смазка в элементы 3, 4, 7, 8, 9, 13, 17, 18. Шприцуются элементы 11, 16.

Для заполнения масляных ванн редукторов могут быть использованы:

а) трансмиссионные масла по ГОСТ 23653-78: Тэп-15 – всесезонное до -23°C; ТСп-10 – зимнее до -40°C; ТАД-17и всесезонное до -10°C;

б) масло компрессионное К-12 по ГОСТ 1861-73 – при положительных температурах.

Для заполнения полостей подшипников, шарниров и т.п. используются консистентные смазки.

а) для смазки шприцеванием через прессмасленки: пресс солидол жировой ГОСТ 1033-79; пресс солидол синтетический ГОСТ 4366-76;

б) для покрытия трущихся поверхностей: Литол 24 ГОСТ 21150-87; ВНИ-ИНП-257 ГОСТ 16105-70; ЦИАТИМ 203 ГОСТ 8773-73; Графитная (УС_сА) ГОСТ 3333-80.

Для смазки канатов: Торсиол 55 (ГОСТ 20458-75); ВНИИНП-278 (ТУ 38-101630-76).

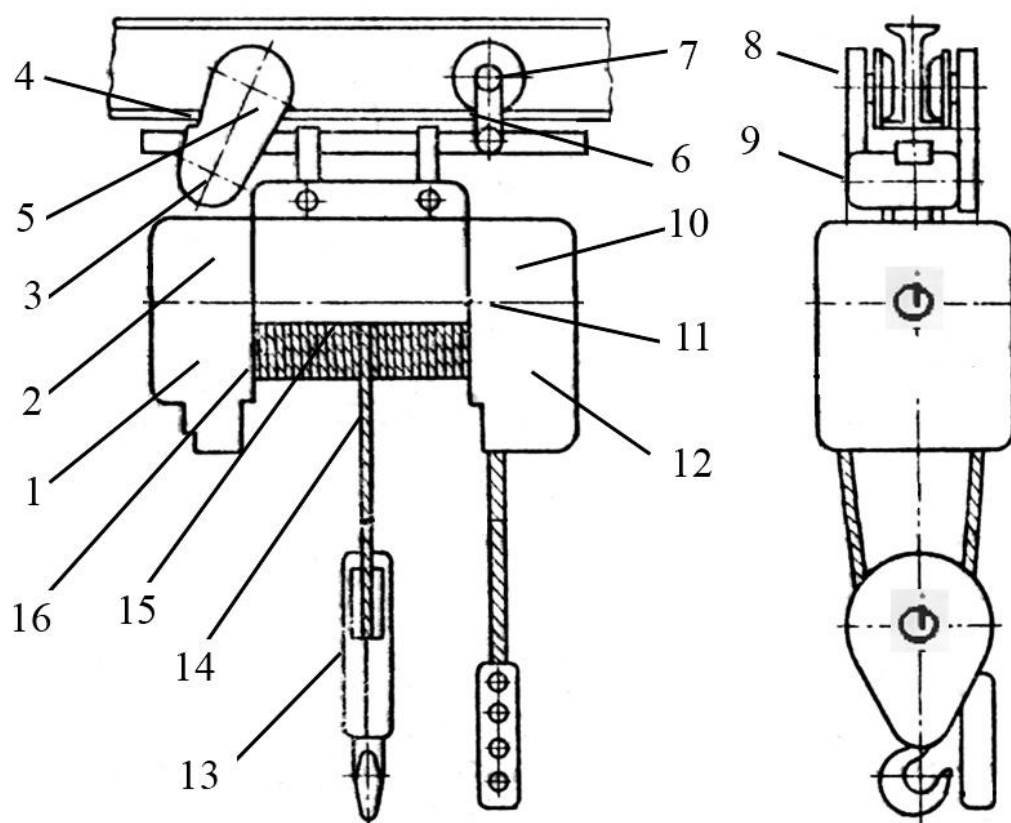


Рисунок 9.12 – Схема смазки типовой тали:

- 1 – редуктор механизма подъема; 2 – шарниры колодочного тормоза; 3 – правый редуктор приводной тележки механизма передвижения; 4 – направляющие ролики тележек механизма передвижения; 5 – шарнир поворота приводной тележки механизма передвижения; 6 – шарнир поворота не приводной тележки; 7 – подшипники катков не приводной тележки; 8 – левый редуктор приводной тележки механизма передвижения; 9 – подшипник вала электродвигателя приводной тележки; 10 – шарниры шкафа электроаппаратуры; 11 – подшипник вала электродвигателя механизма подъема и барабана; 12 – шарниры ограничителя подъема и спуска; 13 – подшипники крюка и блока подвески; 14 – грузовой канат и поверхность барабана; 15 – отбортовка сварного корпуса у талей с канатом укладчиком; 16 – зубчатая муфта и подшипник электродвигателя подъема

Среди некоторых мер безопасности следует отметить следующие:

К управлению талей допускаются лица, ознакомившиеся с инструкцией по эксплуатации, прошедшие инструктаж и получившее разрешение администрации.

При работе с талью приступать к подъему только тех грузов, масса которых не превышает грузоподъемности тали, а груз не связан с опорой или другими предметами. Поднимая груз, масса которого близка к номинальной грузоподъемности, оторвать его от земли, убедиться в надежности тормозов и затем продолжать подъем.

Не разрешается работать с талью, не прошедшей очередного технического освидетельствования; работать на тали с неисправными приборами безопасности; оставлять груз в поднятом состоянии (за исключением случаев, когда из-за неисправности тали опустить груз невозможно); проводить любые профилактические работы при включенном рубильнике; перемещать груз в горизонтальном направлении только в том случае, когда расстояние от нижней точки груза до верхних точек, находящихся на пути груза, оборудования и предметов не менее 0,5 м.

9.6 Анализ энерго-кинематических характеристик тали

Как и любой механизм, тали характеризуются стандартными энерго-кинематическими характеристиками, на основании которых они назначаются для МКО конкретного судна. Наиболее важными параметрами является грузоподъемность, масса и габариты, простота обслуживания.

Для механизмов с ручным приводом также важны параметры скорость подъема груза, скорость перемещения тележки и как следствие временные затраты на такие перемещения. При этом скорость выборки приводной цепи и усилие на ней ограничивается нормативными документами.

Анализ энерго-кинематических характеристик тали (рисунок 9.13) выполняется посредством разборки и сборки механизма, выполнения необходимых замеров и расчетов.

9.7 Порядок выполнения работы.

1. Изучить конструкцию тали (рисунок 9.13).

2. Выполнить разборку тали в следующем порядке:

Произвести фотосъемку объекта изучения.

а) снять шплинты вала механизма перемещения тали;

б) демонтировать приводную звездочку механизма перемещения тали со шпонкой и проводником цепи;

в) снять винты крепления опоры вала механизма перемещения;

г) демонтировать вал механизма перемещения со шпонкой;

д) отдать стопорную гайку и шайбу приводной звездочки механизма подъема груза;

е) демонтировать приводную звездочку механизма подъема груза в сборе с винтовым тормозом и храповым колесом со шпонкой и проводником цепи;

ж) отдать гайки с двух несущих шпилек;

з) снять несущие щеки с приводными и не приводными катками;

и) отдать гайки нижних шпилек;

к) снять пластины;

л) демонтировать и разобрать двухступенчатый редуктор;

м) демонтировать несущие и нижние шпильки;

н) выполнить наружный осмотр состояния шестерен и цепных звездочек опор скольжения, произвести их дефектацию;

о) выполнить замеры характерных размеров цепных звездочек и чисел зубьев шестерен.

3. Выполнить сборку тали, в обратном разборке, порядке.

4. Составить кинематические схемы механизмов перемещения и механизма подъема.

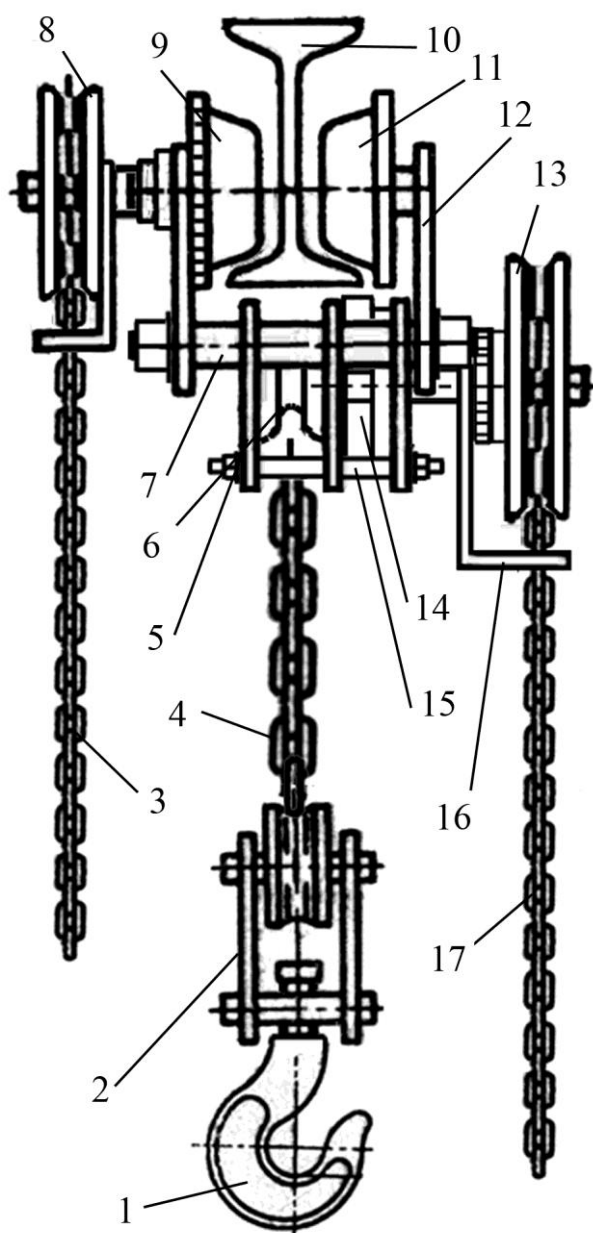


Рисунок 9.13 – Устройство тали передвижной:

1 – крюк; 2 – крюковая подвеска; 3 – приводная цепь механизма перемещения; 4 – грузовая цепь; 5 – пластина; 6 – грузовая звездочка; 7 – несущая шпилька с распорными втулками; 8 – приводная звездочка механизма перемещения; 9 – приводной каток; 10 – монорельс; 11 – не приводной каток; 12 – несущая щека; 13 – приводная звездочка механизма подъема груза; 14 – двухступенчатая зубчатая передача; 15 – нижняя шпилька в распорными втулками; 16 – проводник цепи; 17 – приводная цепь механизма подъема груза

5. Определить суммарное передаточное число механизма подъема груза.

6. Определить грузоподъемность тали (принять усилие на приводной звездочке 150 Н).

7. Определить скорость подъема груза (назначить скорость выборки приводной цепи 0,5 м/с).

8. Определить скорость перемещения тележки (скорость выборки приводной цепи 0,75 м/с).

9. Определить мощность подъема груза.

9.8 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать название, цель работы, составленные кинематические схемы тали и расчеты энерго-кинематических характеристик, выводы.

9.9 Вопросы к практическому занятию

1. Устройство механизма подъема груза.
2. Устройство механизма перемещения тали.
3. Назначение винтового тормоза.
4. Указать и обосновать параметры резьбы винтового тормоза.
5. Особенности резьбы винтового тормоза.
6. Назначение храпового механизма.
7. Указать причины изменения модуля зубчатых ступеней механизма подъема груза.
8. Назначение проводников цепи.
9. Почему рабочая поверхность катков несущих щек имеет криволинейный профиль?
10. Почему несущие щеки тали и пластины редуктора имеют различную толщину?
11. Указать пути снижения мощности привода ручной тали.
12. Способы определения суммарного передаточного числа механизма подъема груза.
13. Указать элементы тали, подлежащие консистентной смазке.
14. Указать элементы тали, подверженные быстрому износу.
15. Дать сравнительную характеристику талей, содержащих червячный и цилиндрический редуктор.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 10

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ СУДОВОЙ КРАН. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

10.1 Цель практического занятия

Цель занятия – ознакомление с используемыми на морских судах вспомогательными кранами, приобретение знаний и навыков по обслуживанию палубных механизмов.

10.2 Введение. Крановое оборудование судна

Современные транспортные суда широко оснащаются кранами, различающимися грузоподъемностью, вылетом стрелы, типом привода [1, 4, 5]. Необходимым подъемно-транспортным механизмом судна являются вспомогательные краны, предназначенными для приема провизии, снабжения и т.п. Вспомогательные краны отличаются простотой конструкции, небольшой стоимостью. На рисунке 10.1 изображена кормовая часть современного универсального балкера водоизмещением 55000 т (длина 182 м, ширина 32 м, высота борта 16 м, осадка 11 м). На рисунке видны три крана: главный 1, кран машинно-котельного отделения (МКО) 2 и вспомогательный кран 3. Главный кран с электрогидравлическим приводом имеет грузоподъемность 30 т, вылет стрелы 26 м; судно оснащено 4 такими кранами, обрабатывающими 5 трюмов. Кран МКО грузоподъемностью 5 т электрогидравлического типа расположен над шахтой МКО. Вспомогательный кран грузоподъемностью 1 т имеет пневматический привод.

10.3 Пневматический привод судового механизма

В пневматических приводах в качестве рабочей среды используется сжатый воздух или газ. Сжатый воздух может быть использован в качестве энергоносителя. Его энергия преобразуется в механическую энергию.

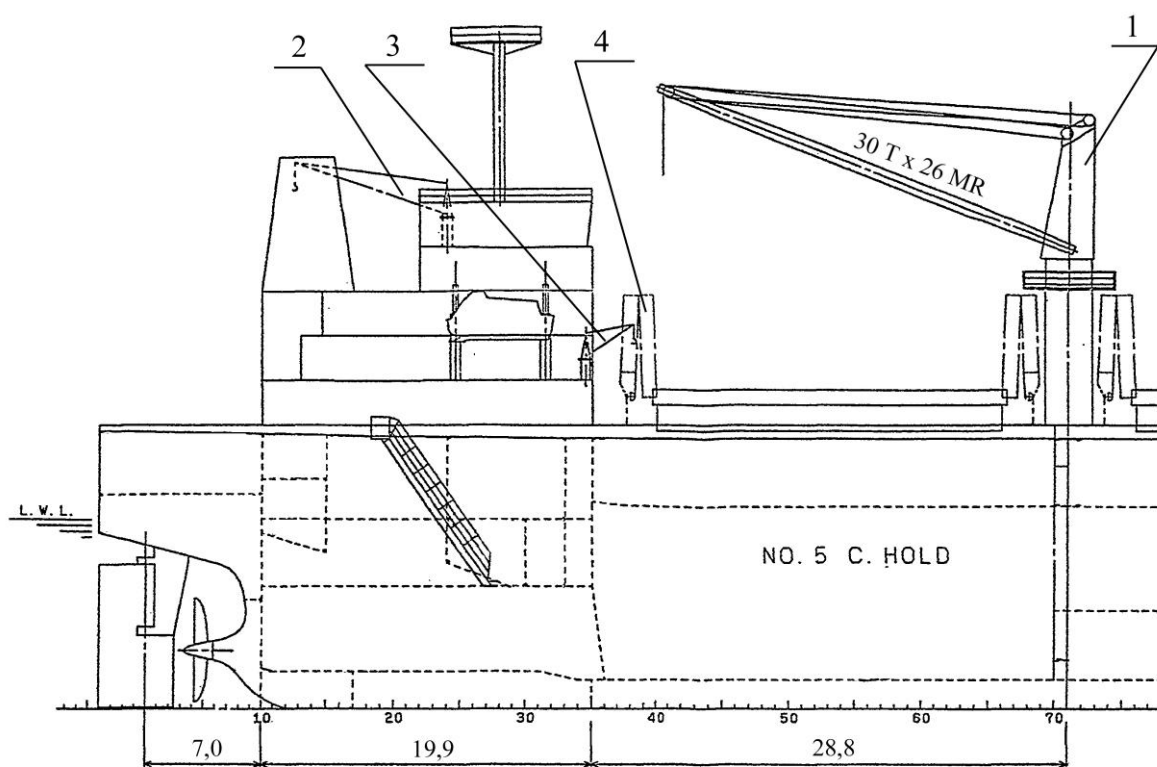


Рисунок 10.1 – Схема расположения кранового оборудования на судне:

1 – главный кран; 2 – кран МКО; 3 – вспомогательный кран;
4 – люковое закрытие

Достоинствами пневмопривода являются: высокая экономичность, обусловленная дешевизной рабочей среды и однопроводностью системы, благодаря чему отработавший воздух выпускается в окружающую среду, поэтому не требуется обратная пневмолиния; быстродействие пневмопривода связано с быстрым нарастанием давления и малым временем разгона пневмодвигателей; пожаробезопасность рабочей среды дает возможность использовать пневмопривод в помещениях с высокой температурой или взрывоопасной средой; пневмопривод надежен и прост в управлении [3, 4, 56-61].

Вместе с тем пневмопривод имеет ряд недостатков, обусловленных свойствами рабочей среды. К числу недостатков пневматических двигателей в первую очередь относится их низкий КПД (20...30%). Способность воздуха сжиматься под давлением приводит к быстрому преобразованию потенциальной энергии в кинетическую, разгону поршня с ускорением и остановке с ударом при достижении конечного положения. С этим свойством связаны отсутствие плавности и точности хода. При расширении воздуха его температура может понизить-

ся ниже точки росы, а выпавшая влага замерзнуть. Лед, оседающий на поверхностях исполнительного механизма, может его повредить. Поэтому у большинства пневмоприводов рабочее давление не превышает 0,7 - 0,8 МПа. Невозможность использовать высокие давления обуславливает увеличение размеров конструктивных элементов. Поскольку рабочая среда пневмоприводов не является самосмазывающей, они снабжаются смазывающими устройствами. Другими недостатками пневмодвигателей являются загрязнение воздушной среды масляными аэрозолями, а также шум при работе, уровень которого доходит до 120 дБ. Для борьбы с шумом применяют глушители, которые, в свою очередь, снижают КПД.

Пневматические двигатели изготавливаются в широком диапазоне мощностей (от 0,05 до 50 кВт) с частотой вращения выходного вала от нескольких десятков до 50000 мин⁻¹ и применяются как в стационарных, так и в передвижных установках.

Классифицируются пневмодвигатели на две группы: с использованием потенциальной энергии сжатого воздуха (поршневые, шестеренчатые, ротационные и роторно-шестеренные) и с использованием кинетической энергии сжатого воздуха (турбинные) [62, 63].

Ротационные двигатели являются самым распространенным типом пневматического двигателя. Их производство достигает 90% от общего выпуска пневмодвигателей.

Основным преимуществом ротационных двигателей является их малая относительная масса и меньшие габариты. Уплотнение рабочей камеры менее совершенно, чем в поршневых двигателях, но за счет большего коэффициента расширения сжатого воздуха их КПД выше.

В таблице 10.1 приведены сравнительные характеристики различных типов пневмодвигателей [8]. Из таблицы видно, что показатели, характеризующие использование энергии сжатого воздуха, металлоемкость и эксплуатационные качества, у ротационных двигателей лучше, чем у других.

Таблица 10.1 – Характеристика пневмодвигателей

№	Параметр двигателя	Размерность	Тип двигателя			
			шестеренный	поршневой	ротационный	турбинный
1	Мощность	кВт	3...40	5...15	0,05...5	0,03...3
2	Частота вращения	$10^3 \cdot \text{мин}^{-1}$	2...3	0,4...2	2...25	20...75
3	Расход воздуха	$\text{нм}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$	66...78	66	66	72
4	Коэффициент расширения воздуха	-	1,1	1,1	1,3...2,0	-
5	Относительная масса	кг/кВт	8...12	5...9	1...2	2...5
6	Отношение пускового момента к номинальному	-	1,3...1,6	1,8	1,6	1,5

На рисунке 10.2, показаны кривые расхода воздуха на 1 кВт·ч в зависимости от числа оборотов для двигателей различных типов при давлении воздуха 0,45 МПа, по которым можно судить об областях эффективного их применения. Из этих графиков видно, что поршневые двигатели имеют наименьший расход воздуха при небольших числах оборотов.

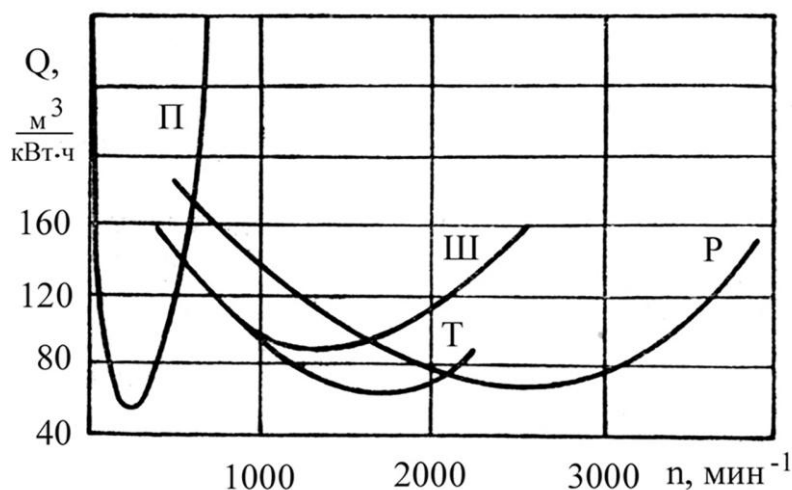


Рисунок 10.2 – Расход воздуха пневматическими двигателями:
Ш - шестеренный; Р - ротационный; Т - турбинный; П - поршневой

На рисунке 10.3 представлена конструкция ротационного пневмодвигателя. Основными элементами пневматического ротационного нереверсивного двигателя являются: ротор 1, статор 3, лопатки 2 и крышки 4, прикрывающие торцы статора с обеих сторон. Ротор обычно монтируется на шариковых подшипниках, устанавливаемых в крышках. Сжатый воздух по каналам 5 направляется в камеру 6 между лопатками. Последняя образуется за счет эксцентричного расположения ротора относительно внутренней цилиндрической поверхности ста-

тора. Эксцентриситет создается в статоре путем смещения оси внутренней расточки отверстия его относительно наружной поверхности. Гнезда под подшипники в крышках и наружной посадочной поверхности выполняются концентрическими. Давление воздуха на лопатки в процессе наполнения камеры и при расширении его после отсечки заставляет вращаться ротор. Лопатки свободно перемещаются радиально в пазах ротора. При его вращении кромки лопаток действием центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности статора. Отработанный воздух выходит в атмосферу через выхлопные отверстия или щели 7.

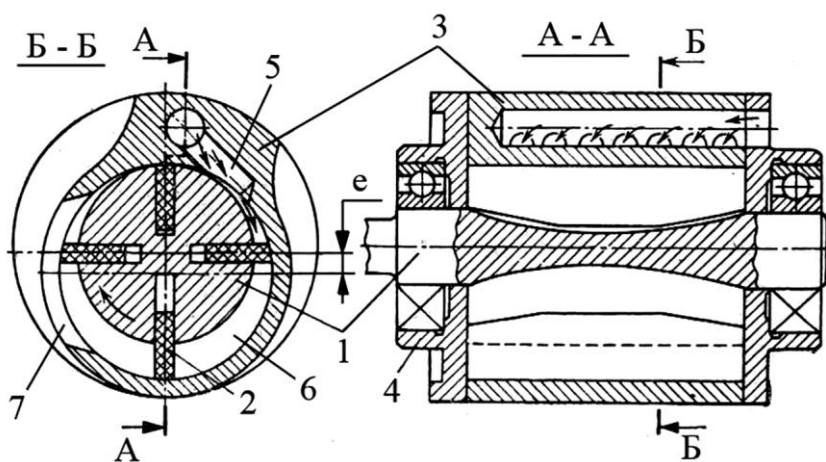


Рисунок 10.3 – Общий вид ротационного пневмодвигателя

Одним из основных недостатков большинства ротационных двигателей можно считать, что контакт между лопатками и статором возникает вследствие центробежных сил, а не кинематических связей, результатом чего является отсутствие гарантированного запуска двигателя и невозможность работы на малых оборотах.

Теоретическая мощность пневмодвигателя определяется выражением, кВт:

$$N = 1,634 \cdot 10^{-6} \cdot \eta_m \cdot A \cdot z \cdot n, \quad (10.1)$$

где A – теоретическая работа, совершаемая лопаткой за один оборот ротора, Н·м; η_m – механический КПД, $\eta_m = 0,9 \dots 0,95$; n – частота вращения ротора, мин⁻¹; z – число лопаток.

Теоретическая работа лопатки A , определяется суммой положительных и отрицательных работ, совершаемых лопаткой за один оборот ротора:

$$A = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5 + A_6), \quad (10.2)$$

где A_1 – работа, совершаемая лопаткой при повороте ротора на угол φ_0 (рисунок 4) при наполнении междулопаточной камеры воздухом постоянного давления p_1 ; A_2 – работа, производимая при расширении воздуха в междулопаточной камере при повороте ротора от угла φ_0 до φ_1 , т. е. до начала выхлопа. Учитывая, что выделяющееся от трения лопаток тепло поглощается воздухом, процесс расширения принимают изотермическим; A_3 – отрицательная работа, совершаемая лопаткой при повороте ротора на угол φ_0' до начала наполнения, расходуемая на преодоление давления p_1 поступающего воздуха;

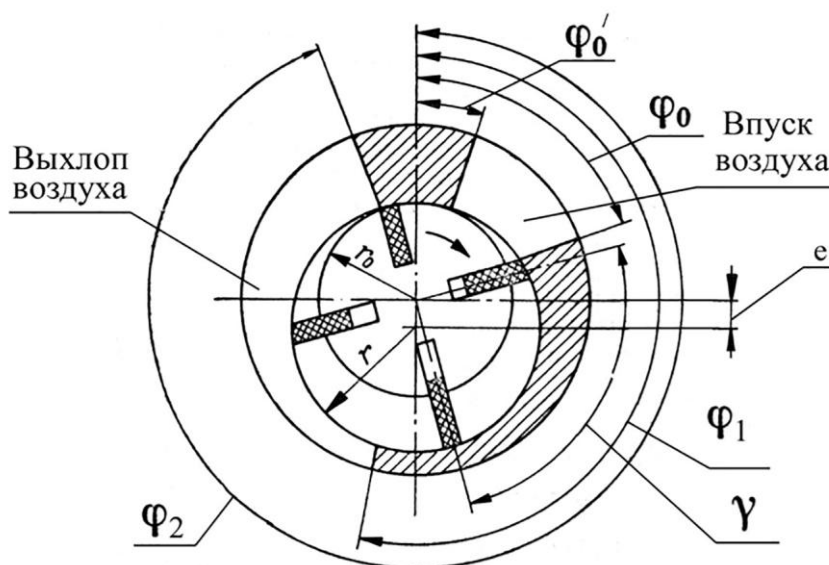


Рисунок 10.4 – Схема работы пневматического ротационного нереверсивного двигателя

A_4 – отрицательная работа, совершаемая лопаткой на выталкивание отработанного воздуха с давлением p_0 на выхлопе с момента открытия передней лопаткой выхлопного отверстия; A_5 – отрицательная работа, совершаемая лопаткой на сжатие воздуха с давлением p_1 после перекрытия лопаткой последнего выхлопного отверстия; так как образующаяся при этом камера соединена с камерой впуска через зазор между ротором и статором и объем ее весьма незначителен, то давление сжимаемого воздуха принимается равным p_1 ; A_6 – отрицательная работа трения, создаваемая центробежной силой, прижимающей лопатку к

внутренней поверхности статора; работой трения лопадки в пазах ротора ввиду ее незначительности пренебрегают.

После преобразований мощность двигателя определяется следующим образом, кВт [8]:

$$N = 1,634 \cdot 10^{-6} \cdot \eta_m \cdot K \cdot z \cdot n \cdot l \cdot r_0^2 (K_1 \cdot p_1 - K_2 \cdot p_0 - K_3 \cdot r_0^2 \cdot n^2) , \quad (10.3)$$

где K ; K_1 ; K_2 ; K_3 – коэффициенты, учитывающие геометрию поверхностей ротора и статора; r_0 – радиус ротора; p_1 – давление воздуха на входе в двигатель; p_0 – давление на выхлопе, l – длина лопадки.

Крутящий момент, развиваемый двигателем, определяется по следующей формуле:

$$M = N / \omega . \quad (10.4)$$

Пусковой момент двигателя будет выше номинального за счет того, что при снижении частоты вращения ротора силы трения лопаток о статор будут уменьшаться, а давление p_1 , действующее на лопадки, будет повышаться.

Величина расхода воздуха складывается из теоретического расхода и расхода на утечки и определяется следующим образом:

$$Q = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot K_1 \cdot K_3 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot p_1 \cdot z \cdot n \cdot \left(1 - \frac{1 - K_y}{1 + n_{ном} / n}\right) , \quad (10.5)$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения; n – фактическая частота вращения; K_y – коэффициент утечек, меняется в интервале 0,3...0,6 при отношении $n_{ном} / n$ – от 1,0 до 2,0.

Удельный расход воздуха правильно сконструированного и качественно выполненного двигателя в зависимости от величин z и n колеблется от 64 до 86 м³/(кВт·ч).

Пусковые потери давления Δp ориентировочно составляют 10...30% от давления в сети.

Противодавление на выхлопе p_0 в зависимости от конфигурации корпуса машины и глушителя шума колеблется в пределах 0,11...0,14 МПа. Максимальная мощность, развиваемая ротационным пневмодвигателем, не всегда со-

ответствует максимальному КПД. Число оборотов n зависит главным образом от диаметра ротора, а также от числа лопаток и от потерь давления при впуске и выхлопе. Число оборотов на холостом ходу примерно вдвое выше, чем под нагрузкой. Вследствие этого во избежание перегрева и износа лопаток, а также для обеспечения безопасности в некоторых случаях в конструкцию двигателя вводятся центробежные регуляторы чисел оборотов.

При оценке потерь давления во впускных каналах Δp задаются скоростью воздуха ω , поступающего в двигатель, которая выбирается в пределах 50...70 м/с, и значением коэффициента местных сопротивлений ξ , которое меняется в широких пределах и определяется экспериментально. Для нормального условия потери определяются т.о.:

$$\Delta p = 6,58 \cdot 10^{-5} \cdot p_1 \cdot \omega^2 \cdot \xi. \quad (10.6).$$

При неизменных размерах двигателя его мощность является функцией частоты вращения ротора n .

Степень использования габаритов двигателя определяется величиной отношения $a = r_0 / e$ (рисунок 10.5). Чем меньше это отношение, тем больше объем камеры наполнения, а следовательно, и мощность двигателя. При радиальном расположении лопаток величина «а» зависит от высоты лопаток и почти не зависит от их числа. Теоретически величина а не может быть меньше двух, т.к. при $r_0 = 2 \cdot e$ лопатка, находясь в точке А (рисунок 5,а) выйдет из пара ротора. При равенстве выступающей и находящейся в пазу ротора частей лопаток величина $a=5$ (рисунок 10.5, б). Величина «а» выбирается из назначения двигателя. Когда требуется максимальная мощность, минимальные габариты и не требуется бесперебойная работа, принимается $a=5$. При дальнейшем уменьшении «а» возникают значительные силы трения на поверхности лопатки, что приводит к быстрому ее износу. Когда требуется длительная бесперебойная работа двигателя, и значительный запас на износ лопатки по ее высоте, величина «а» берется в пределах $a=6...6,5$ (вентиляторные установки).

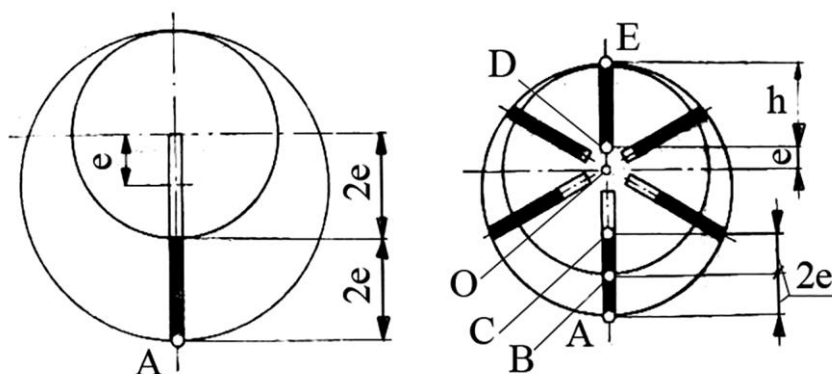


Рисунок 10.5 – К определению высоты лопаток

Площадь сечения F впускной щели определяется т.о.:

$$F = \frac{N \cdot Q \cdot p_a}{3,6 \cdot \omega \cdot p_1}$$

Расположение впускных отверстий определяется выбором угла φ_0 (рисунок 10.8). С целью снижения величины отрицательной работы A_3 угол φ_0 следует брать возможно меньшим. Но при чрезмерном уменьшении сечение щели между статором и ротором уменьшается настолько, что оно может оказаться недостаточным для пропуска воздуха внутрь двигателя.

Сечение щели должно быть не меньше расчетного сечения впускных каналов в статоре при скорости движения воздуха в пределах 40...60 м/с. Следует иметь в виду, что с увеличением угла φ_0 мощность двигателя и расход воздуха увеличиваются, а КПД уменьшается. Практически угол φ_0 выполняют равным 60...90°.

Расположение выхлопных отверстий определяется выбором угла φ_1 (см. рисунок 10.7). Теоретически первое выхлопное отверстие должно быть расположено под углом φ_1 равным $180^\circ + \varphi_1/2$, так как в этом случае в момент начала выхлопа лопатки симметричны относительно оси статора и равны по высоте. Практически для обеспечения необходимого предварения выхлопа угол φ_1 выбирают меньшим.

Величина угла предварения выхлопа от 5 до 20°. При этом следует иметь в виду, что с увеличением числа оборотов двигателя и при уменьшении сечения выхлопных отверстий угол предварения выхлопа должен увеличиваться. При расчетах угол первого выхлопного отверстия принимается равным $180^\circ + \varphi_1/2$

и уменьшение этого угла за счет предварения выхлопа не принимается во внимание, так как работа, совершаемая ротором на участке, соответствующем предварению выхлопа, настолько мала (вследствие малой разности в высоте лопаток), что ею можно пренебречь.

Число рядов дополнительных выхлопных отверстий и их сечения выбираются из конструктивных соображений. Необходимо только следить за тем, чтобы угол между двумя соседними выхлопными рядами был меньше, чем угол γ , так как в противном случае произойдет сжатие оставшегося между лопатками воздуха.

Последний ряд выхлопных отверстий должен быть расположен так, чтобы между ним и впускными отверстиями всегда находилась хотя бы одна лопатка. Это необходимо, потому что воздух, находящийся в рабочей камере, может просачиваться через щель между ротором и статором и выходить через выхлопные отверстия в атмосферу.

Очень часто выхлопные отверстия в статоре заменяются общей щелью. В этом случае началу выхлопа соответствует угол φ_1 , а концу - угол φ_2 .

Суммарная площадь выхлопных отверстий должна быть в 1,5...2 раза больше, чем площадь впускных отверстий.

Эксцентриситет e влияет на величину вращающего момента M и мощность N двигателя: чем больше e и чем меньше $a = r_0/e$, тем выше величины N и M . Теоретически величина « a » не может быть меньше 2, так как при $r_0 = 2e$ лопатка при угле $\varphi = 180^\circ$ полностью выйдет из пазов ротора. Для обеспечения достаточного направления в пазе и устойчивого положения необходимо, чтобы $a > 5$. Кроме того, что выполнение двигателей с $a < 5$ затруднительно, ресурс работы лопаток при этом уменьшается. Обычно величину « a » выбирают равной 5...6. При выборе числа лопаток z необходимо принимать во внимание, что с уменьшением z увеличиваются степень наполнения и величина работы за один оборот ротора, но снижаются степень расширения и к. п. д. двигателя. Анализ показывает, что при $z < 4$ мощность не повышается, а утечки воздуха увеличиваются. У двигателей, служащих приводом ручных пневматических машин, в

которых превалирующее значение имеет масса, число лопаток z чаще всего равно 4. Для двигателей стационарных пневмомашин мощностью выше 4 кВт, у которых большую роль играет КПД, число лопаток увеличивают до 8. При выборе числа лопаток можно пользоваться следующими ориентировочными данными: при мощности до 0,5 кВт – 4 лопатки; при $N=0,5 \dots 2,5$ кВт – $z=4 \dots 6$; при $N=3 \dots 5$ кВт $z=6 \dots 8$.

Для реверсивных двигателей число лопаток всегда берется равным 4, так как в этом случае потери на сжатие воздуха между лопатками на стороне выхлопа будут минимальными.

Лопатки изготавливают обычно из текстолита. Высота лопаток равна $h = (4 \dots 6) \cdot e$. Срок службы лопаток зависит от их высоты; с уменьшением ее увеличивается износ лопаток. Ориентировочно толщины лопаток можно принять следующими: при диаметре ротора до 25 мм – толщина 1,2...2 мм; при диаметре ротора 25...40 мм – толщина 2...3 мм; при диаметре ротора 40...60 мм – толщина 3...4 мм;

Лопатки в роторе располагают обычно радиально.

Большое значение имеет очистка воздуха от влаги и загрязнений. Влага вызывает коррозию, продукты которой загрязняют аппаратуру и приводят к ее преждевременному износу. Проведение периодических осмотров, чистка фильтров, трубопроводов и аппаратуры предотвращают отказы в работе пневмоприводов.

Для осушения и очистки сжатого воздуха применяются специальные блоки адсорбционной сушки. Используемые в них адсорбенты - силикагель, алюмогель и цеолиты - обладают свойством впитывать влагу, не вступая с ней в химическую реакцию. Влагоемкость силикагелей различных марок составляет 10-25 % их массы. Более стойкими и влагоемкими являются цеолиты.

Блоки очистки и осушки включают водомаслоотделители для удаления капельной влаги, от контакта с которой сорбенты разрушаются и переходят в пылеобразное состояние. В адсорбере воздух осушается, проходит через фильтр, где очищается от пылеобразного сорбента, и через редукционный клапан поступает к потребителям. В блоках обычно предусматривается два адсорбера, в одном из ко-

торых сорбент подвергается регенерации путем осушки чистым воздухом, нагретым до 150... 250 °С в течение нескольких часов. Судовые блоки осушки и очистки сжатого воздуха обеспечивают очистку от масла до содержания не более 0,08 мг/л, от механических примесей с размером частиц более 5 мкм и осушку от влаги до влагосодержания, соответствующего точке росы не выше -55 °С.

При подготовке к работе переносных пневматических машинок необходимо проверить наличие масла в смазочных устройствах. Перед присоединением машинки воздушный шланг следует продуть воздухом. После работы шланг отсоединить, во входное отверстие машинки заправить немного масла и, подсоединив шланг, кратковременно продуть масло воздухом. Это предотвратит коррозию в период до следующего включения. После длительного перерыва в работе во входное отверстие для промывки заливают керосин, продувают воздухом, затем повторяют операцию с продувкой маслом. На входе в пневмомашинку устанавливается сетчатый фильтр, состояние которого следует периодически проверять.

Перед выполнением ремонтно-профилактических работ в системе пневмопривода необходимо отключить питание магистрального трубопровода и пневмопривода, спустить воздух из магистрали и системы управления и вывесить табличку: "Не включать! Работают люди".

У реверсивных двигателей (рисунок 10.6, б) выпускные каналы и отверстия в статоре расположены симметрично относительно линии соприкосновения ротора со статором. Правое или левое вращение осуществляется направлением воздуха в один из двух подводящих каналов. Второй канал в это время сообщается с атмосферой. Выхлопные отверстия в статоре располагаются симметрично. Вследствие уменьшения работы расширения и сжатия воздуха между лопатками при выхлопе КПД реверсивных двигателей значительно ниже; при тех же габаритных размерах их мощность в зависимости от конструкции составляет 0,6 - 0,8 мощности нереверсивного двигателя.

Регулирование частоты вращения производится также регулируемым дроссельным клапаном, устанавливаемым на входе в пневмомотор. Частота вращения пневмомотора может превышать 10^4 об/мин. Крутящий момент ре-

гулируется изменением давления воздуха с помощью редукционного клапана. При увеличении нагрузки частота вращения ротора снижается, а крутящий момент возрастает. Пневмомотор может работать с перегрузкой, приводящей к полной остановке ротора без ограничения по времени. При этом не требуется установка предохранительного клапана.

Индикаторный изотермический коэффициент полезного действия для ротационных двигателей в зависимости от конструкции, числа оборотов и числа лопаток колеблется в пределах 0,35 - 0,55.

Тип пневматического двигателя выбирается из условий производственного процесса: необходимой скорости вращения, размеров, массы, возможности перегрузки двигателя, необходимой и достаточной величины пускового момента, частоты и способа реверсирования хода машины, простоты и удобства обслуживания и ремонта, экономичности работы и т. д.

Двигатели имеют хорошую плавность вращения, но требуют установки регулятора чисел оборотов и эффективного устройства для глушения шума. У этих двигателей наблюдается интенсивный износ лопаток.

Ротационные двигатели выполняются обычно с 4 - 6 и 8 лопатками. Для получения увеличенной мощности при небольших габаритах эти двигатели выполняются с двумя камерами наполнения. При этом статор имеет форму овала.

Турбинные двигатели отличаются высоким адиабатным КПД, рабочая зона двигателя довольно широкая (рисунок 10.5). Они допускают высокие окружные скорости. К недостаткам их относится резкое уменьшение КПД при переменных нагрузках и малых числах оборотов.

Указанные двигатели применяются на шлифовальных машинах небольшой мощности и с малыми диаметрами шлифовальных камней. Число оборотов вала у таких машин достигает $75\,000\text{ в мин}^{-1}$ и более. Применение их в машинах большей мощности требует использования редуктора с большим передаточным числом, что снижает эффективность и повышает массу машины.

Механизм поворота крана состоит из редуктора 10, трансмиссии 9 и открытой зубчатой передачи 7. Угол поворота крана 210° . Для выполнения технического обслуживания крана платформа 5 оснащена площадкой 12. Грузовая лебедка управляется с места расположения механизма поворота крана 10. Скорость подъема груза до 10 м в минуту, скорость вращения крана – 0,5 оборота в минуту.

Устройство крепления поворотной платформы крана представлено на рисунке 10. Баллер поворотной платформы 6 установлен на насыпных подшипниках 7 и 8. Вращение осуществляется от пневматического привода 5 через червячный редуктор 4, на выходном конце которого закреплена шестерня 3.

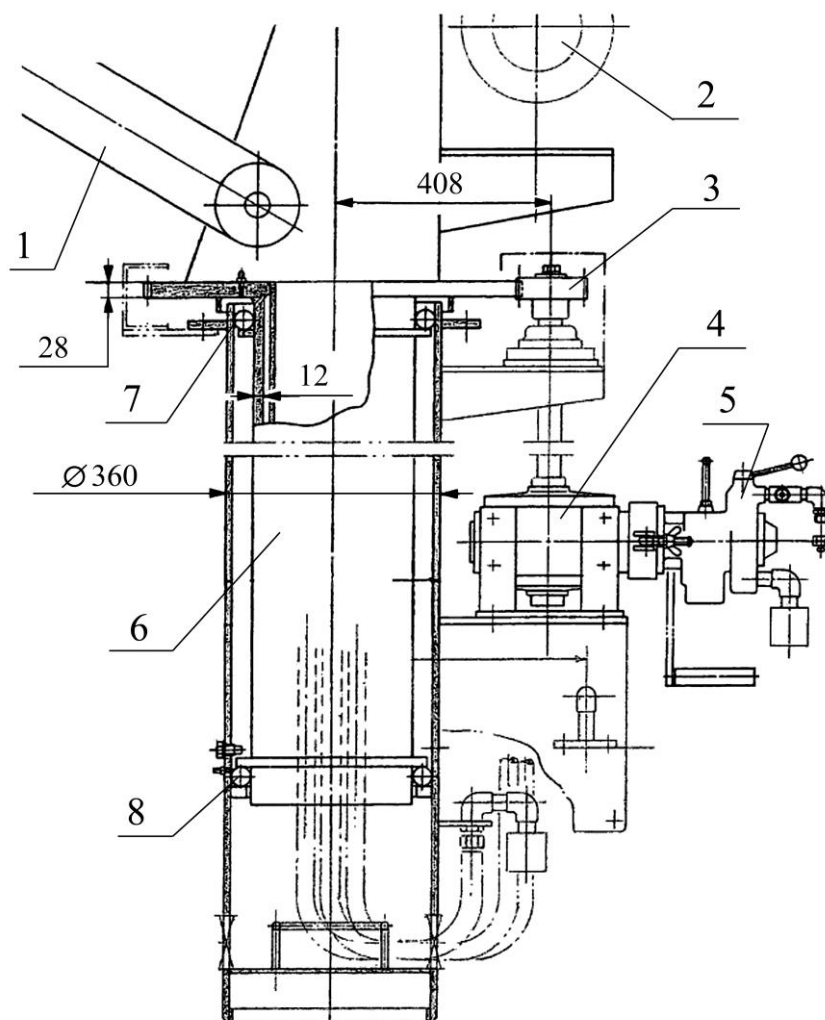


Рисунок 10.10 – Механизма поворота крана:
1 – стрела; 2 – грузовая лебедка; 3 – шестерня; 4 – редуктор; 5 – привод;
6 – баллер; 7, 8 – подшипники

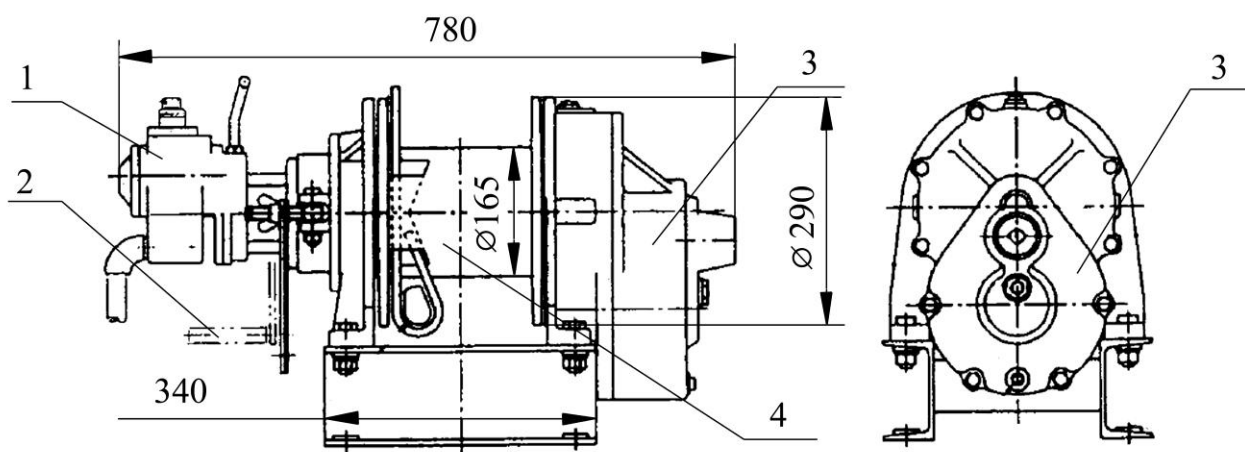


Рисунок 10.12 – Общий вид грузовой лебедки:
1 – пневмодвигатель; 2 – ручной привод; 3 – редуктор; 4 – барабан

На одной опоре крепится пневмодвигатель (на рисунке не показан) и левая цапфа барабана 3. Правая опора 8 является частью закрытого редуктора с крышкой 25 и также на ней крепится правая цапфа 6 барабана 3. Барабан 3 установлен на подшипниках качения 1 и 9. Вдоль оси полого барабана посредством подшипника качения 7 установлен ведущий вал редуктора 5. Крутящий момент на этот вал передается от пневмодвигателя посредством жесткой муфты 4.

Правая опора вала представляет пару скольжения. С ведущего вала 4 вращение посредством шестерни 13 передается на промежуточный валик-шестерню 12. Правый конец этого валика имеет выходной квадратный конец под рукоятку ручного привода. С вала-шестерни 12 вращение через шестерню 18 передается на тормозной вал 23. Шестерня 18 и вал 23 образуют винтовую пару. Слева перемещение шестерни 18 по резьбе ограничено храповым колесом 20 и тормозным диском 22, справа – водилом 17. С вала-шестерни 23 вращение передается на ось грузового барабана 3 (с помощью шестерни 11, установленной на цапфе 6 барабана).

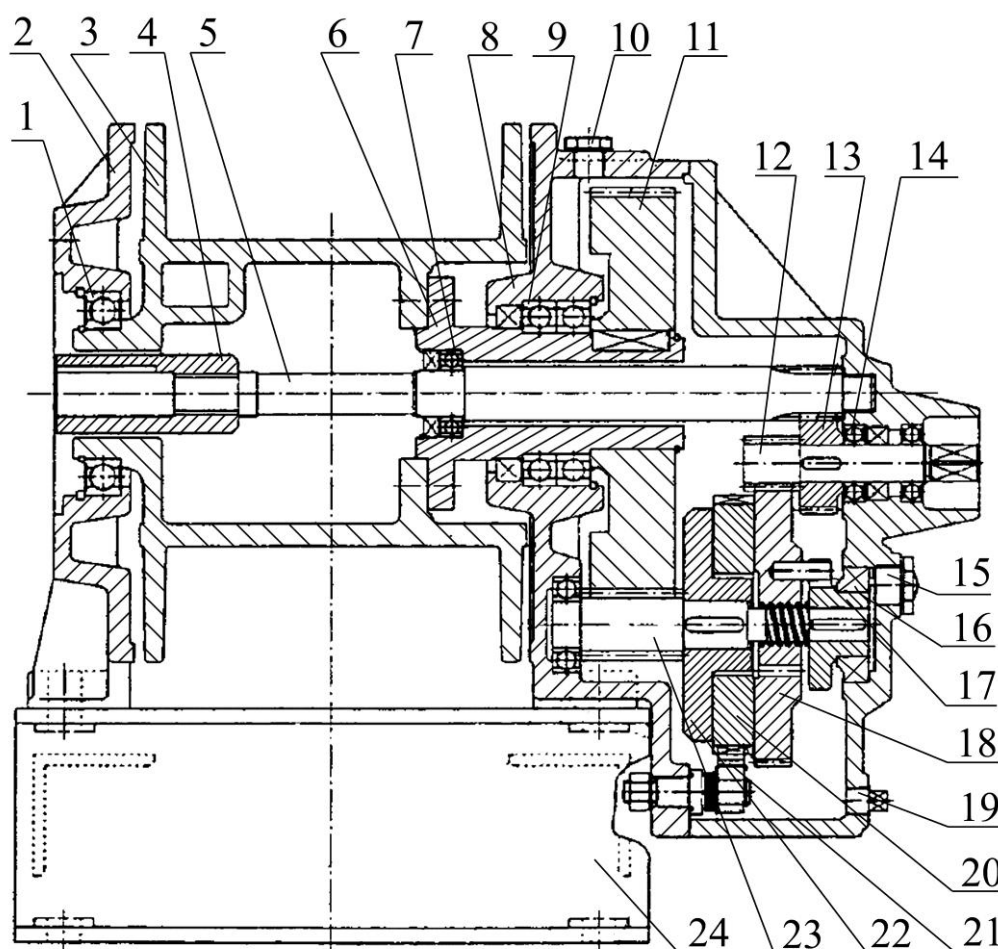


Рисунок 10.13 – Грузовая лебедка (без пневмодвигателя):

1, 7, 9, 14, 16 – подшипник; 2, 8 – опора; 3 – барабан; 4 – муфта; 5, 12, 23 – вал; 6 – цапфа; 10 – пробка залива масла; 11 – 11, 13, 18 – шестерня; 15 – смотровая пробка; 17 – водило; 19 – сливная пробка; 20 – храповое колесо; 21 – собачка; 22 – тормозной диск; 25 – крышка

Устройство пневмодвигателя представлено на рисунке 10.14. На общей плите 8 закреплены корпус пневмодвигателя 4 и корпус редуктора 7. Пневмодвигатель образован статором 2 с эксцентрично установленным в нем ротором 1 с лопатками 3. Ротор установлен в опорах 5 и 6 посредством подшипников качения 9 и 10. Статор 2 и опоры 5 и 6 установлены в корпусе 4. Опора 5 укрыта крышкой 12. Вращение с ротора 1 передается на выходной вал 14 посредством шестерни 13. Вал 14 установлен на двух шарикоподшипниках 15 и 16. Сжатый воздух поступает через крышку 18, выходит через выхлопной коллектор 19.

Мощность пневмодвигателя 2,6 кВт, частота вращения 1500 мин^{-1} . Крутящий момент 16,6 Н·м. Передаточное число зубчатой пары – 2,7. Межосевое расстояние зубчатой пары (ротор 1 – вал 14) – 29,6 мм.

Работа механического тормоза представлена на рисунке 15. На рисунке 10.15 показано взаимодействие элементов при подъеме груза.

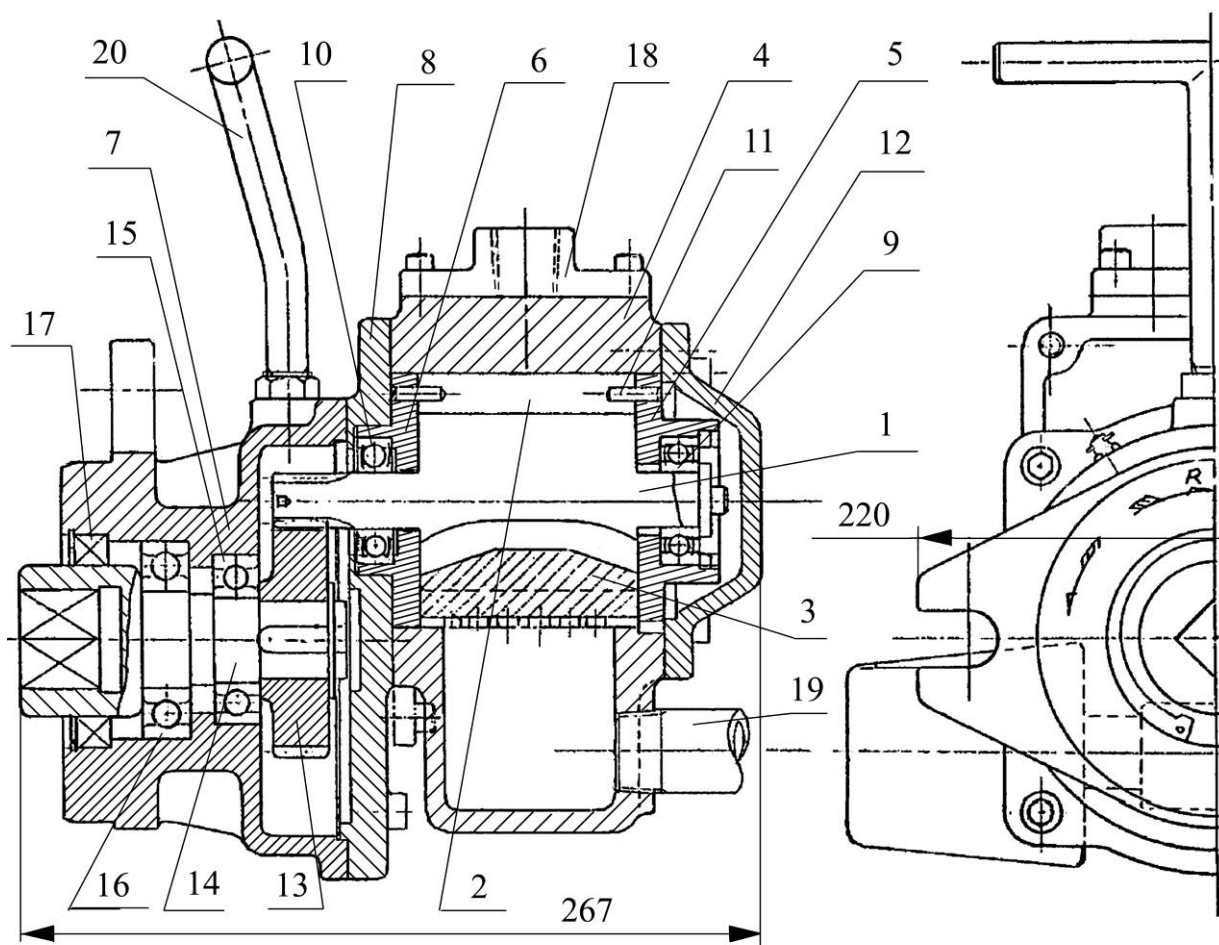


Рисунок 10.14 – Устройство пневмодвигателя:

1 – ротор; 2 – статор; 3 – лопатка; 4, 7 – корпус; 5, 6 – опора; 8 – плита;
9, 10, 15, 16 – подшипник; 11 – штифт; 12, 18 – крышка; 13 – шестерня; 14 – вал;
17 – уплотнение; 19 – выхлопной коллектор

При подъеме пневмодвигатель через ведущий 1 и промежуточный 3 валы передает вращение на шестерню 4.

Шестерня 4 установлена на валу-шестерне 8. Так как они образуют винтовую кинематическую пару, то при вращении груза шестерня перемещается в осевом направлении. При подъеме шестерня прижимается через фрикционную накладку 5 к храповому колесу 6, а то, в свою очередь, к тормозному диску 7, жестко установленному на валу 8. Таким образом, вращение с вала 8 передается на грузовой барабан посредством шестерни 9. При подъеме груза собачки 10 не препятствуют вращению храпового колеса.

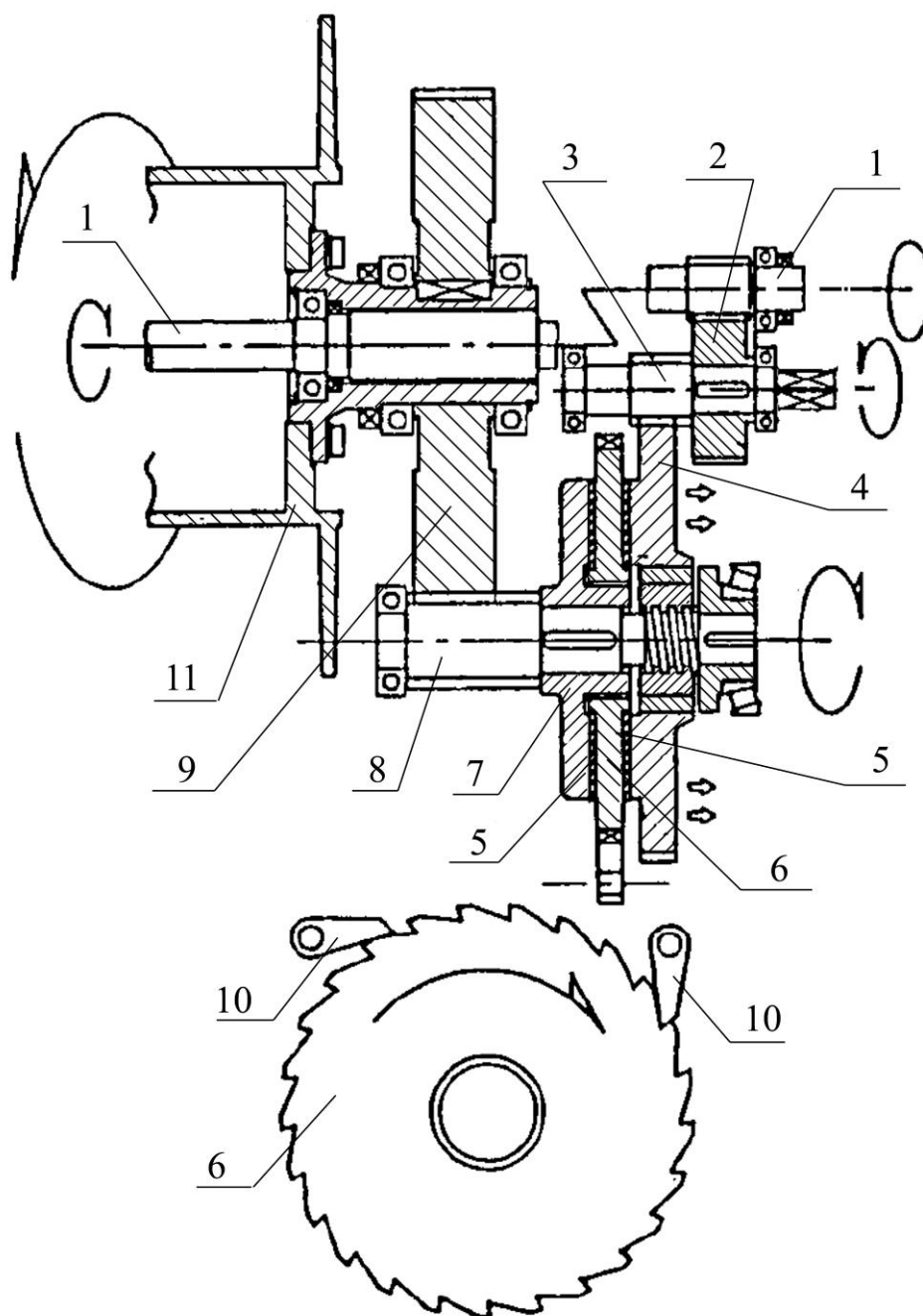


Рисунок 10.15 – Работа тормозного механизма:

1 – ведущий вал; 2, 3, 4, 6, 8, 9 – шестерня; 5 – тормозная накладка; 7 – тормозной диск;
10 – собачка; 11 – корпус

При опускании груза от пневмодвигателя вращение передается на шестерню 4. При вращении вала 8 в противоположную подъему груза, сторону, храповое колесо останавливается собачками. Вал 8 останавливается. При дальнейшем вращении вала 1 шестерня 4 перемещается по винтовой поверхности вала 8 в сторону от храпового колеса (на рисунке показано стрелками). Силы трения на тормозных поверхностях снижаются, тормозной диск 7 и вал 8 свободны и груз за счет собственной силы тяжести опускается. При достижении

скорости опускания груза таковой, что скорость вращения вала 8 будет больше скорости вращения шестерни 4, последняя будет перемещаться к храповому колесу и к тормозному диску, т.е. наступит торможение груза. Управлением манипулятором пневмодвигателем осуществляется равномерное травление груза.

При остановке пневмодвигателя вал 8 под действием силы тяжести груза вращается, и шестерня 4 прижимается к храповому колесу и тормозному диску через фрикционные накладки 5. Груз останавливается т.к. срабатывает храповой механизм.

10.5 Порядок выполнения работы

1. Изучить устройство судового вспомогательного крана с пневматическим приводом.
2. Составить кинематическую схему редуктора грузовой лебедки,
3. Отчет выполняется на листах формата А4.
4. Отчет должен содержать название, цель работы, составленную кинематическую схему редуктора, описание конструкции и работы крана.

10.6 Вопросы к практическому занятию

1. Перечислить типы крановых механизмов, применяемых на судах.
2. Указать достоинства и недостатки пневматического привода.
3. Оценить передаточное число крана в целом.
4. Перечислить технические характеристики судового пневмопривода.
5. Указать состав пневматической системы механизма с пневматическим приводом.
6. Охарактеризовать тормозные устройства пневмоприводного механизма.
7. Охарактеризовать такты работы пневматического ротационного нереверсивного двигателя
8. Какие параметры определяют расход пневмодвигателя.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 11

МОЕЧНЫЕ МАШИНКИ ТАНКОВ НАЛИВНЫХ СУДОВ. УСТРОЙСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОЙКИ

11.1 Цель практического занятия

Цель практического занятия - ознакомление с широко применяемыми для мойки танков наливных судов моечными машинок, являющимися неотъемлемой частью системы мойки танков, изучение основ эксплуатации и расчета основных технологических параметров работы моечных машин.

11.2 Введение

Мойка танков от нефтеостатков на танкерах, перевозящих нефть и продукты ее переработки, является обязательным условием нормального технологического процесса грузоперевозок. Такая необходимость возникает в связи с тем, что нефть по фракционному составу неоднородна, содержит тяжелые частицы, оседающие на днище и стенках емкостей с образованием вязких отложений. Отложения на днище и стенках танков выделяют газообразные углеводороды, создающие опасность взрыва или пожара. Отложения содержат твердые включения, пропитывают ржавчину, и поэтому мойка танков часто требует последующего удаления этих отложений и ржавчины. На каждом танкере эта работа производится механизированными способами, но в некоторых случаях при тщательной очистке танка требуется и ручной труд. Степень мойки и очистки танков может быть различной и зависит от назначения этой работы в каждом конкретном случае [1, 50, 51].

Мойка осуществляется с целью:

- подготовки танкера к балластному переходу;
- удаления из танков отложений остатков груза, ржавчины, в профилактических целях и для осмотров танков;

- подготовки судна к ремонту;
- под смену груза.

Система мойки состоит из следующих элементов: насосов, моечных машинок, подогревателей, трубопроводов с арматурой и КИП.

Мойка может производиться сырой нефтью, холодной забортной водой, горячей забортной водой, водным раствором химического препарата.

При мойке должны выполняться меры безопасности:

- мойка сырой нефтью может производиться только в инертизированной атмосфере;
- должна быть полная информация о концентрации углеводородов в танке или невозможности ее определения;
- все моечные шланги должны быть заземлены;
- должны быть известны температура и давление моющей воды;
- должна быть известна производительность моечных машинок, а также продолжительность их паспортного цикла;
- при мойке сырой нефтью должны быть приняты меры по снижению обводненности нефти.

Периодичность проведения моечных работ дана в таблице 11.1.

11.3 Технология механизированной мойки танков

Для мойки танков применяют следующее оборудование, которое в комплексе составляет моечную систему: моечный магистральный трубопровод, моечные машинки (ММ), отстойные танки, моечный насос, подогреватели воды, нефтеводяные сепараторы, цистерны для сбора отмытых нефтепродуктов, емкости для хранения химических препаратов, арматура моечной системы, система управления моечным процессом. Современные танкера оснащены стационарной системой мойки (рисунок 11.1). Она резервируется переносным оборудованием, куда входят переносные моечные машинки, шланги, кронштейны под шланги, вентиляторы, лебедки для удаления из танков твердых отложений.

Таблица 11.1 – Периодичность проведения моечных работ

№	Назначение мойки	Периодичность проведения моечных работ
1	На балластный переход: полная мойка; частичная мойка,	При рейсах более 10 суток – ежереисно, за исключением случаев, когда по условиям плавания проведение моечных работ невозможно; При продолжительности балластного рейса менее 10 суток – по усмотрению капитана
2	Для осмотра, профилактического удаления неоткачиваемых остатков	– при рейсах продолжительностью до 20 суток – через 4 – 5 рейсов, но не реже одного раза в 3 – 4 месяца; – при рейсах продолжительностью свыше 20 суток – не реже одного раза в 3 – 4 месяца; – вместо полной мойки в указанные сроки может производиться частичная мойка по несколько танков ежереисно
3	Под ремонт: – полная мойка; – частичная мойка,	– перед постановкой судна в заводской ремонт или док; – для выполнения неотложных ремонтных работ по устранению повреждений в отдельных танках
4	Под смену вида груза	– под светлые грузы – после перевозки темных нефтепродуктов; – под другой жидкий груз – после перевозки нефтепродуктов или другого вида жидкого груза

По технологии проведения различают способы механизированной мойки танков по разомкнутому циклу и по замкнутому циклу. Мойку танков по разомкнутому циклу, как правило, проводят с двухступенчатым отстоем промывочной воды. Мойка с одноступенчатым отстоем промывочной воды возможна только для грузовых танков, в которых перевозились лёгкие сорта груза [63-67].

При разомкнутом цикле мойки очистка промывочной жидкости осуществляется способом проточного отстоя. Проточная вода сливается за борт после одноразового использования и очистки нефти в отстойных танках до концентрации, допускающей слив её в море.

При мойке танков по разомкнутому циклу моечный насос 31, или используемый для этой цели один из грузовых насосов, через кингстон 19 и фильтр 20 принимает воду из – за борта и через подогреватель 33, либо минуя его, подаёт воду по трубопроводу 1 к моечным машинкам 12, находящимся в танках 10, 14. Зачистной насос 24 через арматуру 8, 25 и фильтр 35 откачивает промывочную воду из замываемого танка в первый отстойный танк 5 (первая ступень очистки), из нижней части которого отстоявшаяся промывочная вода перетекает по трубопроводу 4 во второй отстойный танк 3 (вторая ступень очистки), а затем

сливается за борт через систему САЗРИУС по трубопроводу 32 или выкачивается зачистным насосом 24 (на рисунке не показано).

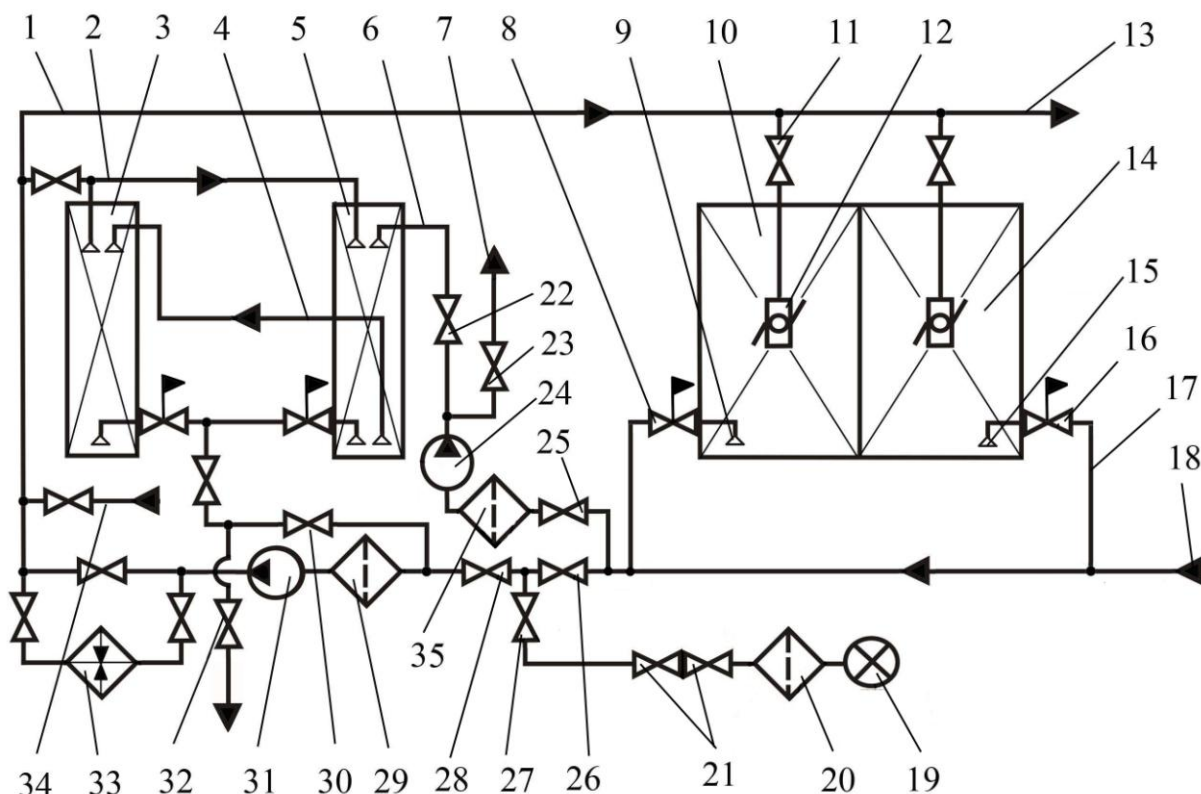


Рисунок 11.1 – Система мойки танков наливных судов:

1, 13 – подача моющей среды к ММ; 2 – вспомогательный трубопровод; 3, 5 – отстойные танки; 6 – подача отработавшей моечной среды к отстойному танку; 7 – отвод среды на палубу; 8, 11, 16, 21, 22, 23, 25, 26, 27, 28, 30, 32 – запорная арматура; 9, 15 – заборная воронка; 10, 14 – танки; 12 – моечная машинка; 17, 18 – подача среды к зачистному (моечному) насосу; 19 – кингстон; 20, 29, 35 – фильтр; 24 – зачистной насос; 31 – моечный насос; 33 – теплообменник; 34 – подвод химикатов в моющую жидкость

Через верхний заборный отливной клапан в процессе мойки по разомкнутому циклу непрерывно сливается за борт промывочная вода, очищенная от нефти в отстойных танках. На судах, где отсутствует верхний отливной клапан, слив производят через днищевой кингстон. Слив воды из отстойных танков должен быть контролируемым по нефтесодержанию.

С окончанием мойки всех танков отстоявшуюся промывочную воду из отстойных танков сливают за борт, а нефтепродукты собирают в первый отстойный танк и сдают в береговые очистительные сооружения или используют на судне.

Мойка грузовых танков по замкнутому циклу возможна как с двухступенчатым, так и с одноступенчатым отстоем промывочной жидкости.

При замкнутом цикле мойки очистка промывочной жидкости осуществляется способом проточного отстоя. Промывочная жидкость используется многократно при непрерывной очистке от нефти в отстойных танках.

При мойке танков по замкнутому циклу с двухступенчатым отстоем (рисунки 11.1) моечный насос 31 принимает моющую жидкость из второго отстойного танка 3, подаёт через подогреватель 33 (или минуя его) по трубопроводу 1, к моечным машинкам 12. Зачистной насос 24 откачивает промывочную жидкость из замываемого танка 10 в первый отстойный танк 5, из нижней части которого промывочная жидкость по перепускной трубе 4 протекает во второй отстойный танк 3. Большая часть отмытых нефтепродуктов собирается на поверхности промывочной жидкости в первом отстойном танке 5. С окончанием мойки всех танков промывочную жидкость из танка после отстаивания сливают за борт через систему САЗРИУС, либо сдают в береговые очистительные сооружения. Отмытую нефть отправляют на берег или сливают в груз.

Для мойки танков обычно используют забортную морскую воду. Для удаления со стенок танка загрязнений используется ударное действие струи воды. При ударе часть воды распыляется, а часть отражается (эффект отраженных брызг) и затем стекает по переборкам, очищая их, хотя и с меньшей эффективностью.

Это действие ударной струи воды изменяется в зависимости от места расположения остатков нефтепродуктов по отношению к стволу гидромонитора (машинки), скорости и давления струи, или от продолжительности подачи воды на участок с остатками нефтепродуктов.

В зависимости от того, под какой груз готовятся танки, мойка может производиться холодной или горячей водой, нагретой до температуры 70 - 80 °С. Если танки моют для приемки чистого балласта или нефтепродуктов, мало отличающихся по своим паспортным данным от ранее перевозившегося груза, мойку производят холодной водой или подогретой до температуры 50 - 60 °С. Качество мойки танков горячей водой улучшается при условии, что температура воды будет поддерживаться в пределах 70 - 80 °С.

Практика показывает, что после мойки танков горячей водой под большим давлением на металлической поверхности танков быстро образуется слой свежей ржавчины. Объясняется это тем, что при такой мойке оголяется поверхность металла танков и труб, так как сбивается старая ржавчина и снимается слой нефтепродуктов, являющийся защитной пленкой, предохраняющей металл от окисления. Однако, при мойке танков холодной водой, нефтяная плёнка на поверхности танков предохраняющая их от интенсивной коррозии сохраняется. При длительной эксплуатации танкера на перевозке светлых нефтепродуктов (бензин, керосин и пр.) корпус, переборки и набор грузовых танков подвергаются коррозии. В этом случае для мойки танков основное значение имеет не температура воды, а как можно более высокое давление, при котором струи воды сбивали бы ржавчину. При этом ржавчина настолько раздробляется струей воды, что почти вся удаляется вместе с моечной водой. Применение морской воды вносит нежелательные солевые добавки в смесь нефтепродуктов с водой, что затрудняет утилизацию отмытых нефтеостатков.

Мойка водным раствором моющего химического препарата может производиться только по замкнутому циклу. Применение химических препаратов позволяет многократно использовать одну порцию моющего раствора. Отработанный раствор должен сохраняться на судне и сдаваться на береговые очистительные сооружения или зачистную станцию без сброса в море загрязнённых нефтепродуктов, промывочных вод и отмываемого продукта. Тем самым обеспечиваются условия для выполнения международной конвенции по предотвращению загрязнения моря нефтью.

На судах, перевозящих сырую нефть, этим же грузом осуществляют мойку танков. Преимущества мойки нефтью состоят в следующем:

- более полно удаляются загустевшие остатки груза за счет использования свойств нефти растворять смолистые отложения;
- многократно уменьшается загрязнение моря нефтью даже в том случае, когда требуется домывка водой;

- увеличивается грузовместимость танкера за счет полного удаления не откачиваемых остатков груза;
- сокращаются потери груза при последующей водной мойке.

Мойка сырой нефтью допускается при следующих условиях: замываемый танк должен быть заполнен инертным газом; система мойки должна быть стационарной; мойка производится по разомкнутому циклу с последующей сдачей нефти на берег.

Мойка танков сырой нефтью производится одновременно с разгрузкой танкера. В моечной магистрали должно быть давление около 1 МПа. Чтобы его создать прикрывают перед манифольдом клинкет. При работе одновременно 4 - 8 машинок это уменьшит подачу груза на берег на 4 – 5 %.

Мойка выполняется одноэтапным или двухэтапным способом. При одноэтапном способе мойка каждого танка производится по окончании его выгрузки с отбором моющей нефти из других танков. При двухэтапном способе: первый этап (мойка переборок танка) совмещается с выгрузкой танка; второй (мойка днища) производится после полной выгрузки танка с отбором моющей нефти из других танков.

11.4 Моечные машинки

В водных системах мойки наиболее распространены односопловые, двухсопловые, трехсопловые, многоуровневые односопловые и двусопловые с нижним расположением привода ММ. ММ которые могут быть как стационарными, так и переносными [68-70].

Общий вид стационарных ММ представлен на рисунке 11.2.

Количество ММ зависит от вместимости танка. При давлении на ММ 1 МПа (10 кгс/см^2) и вместимости танка до 2000 м^3 расход должен быть не менее $25 \text{ м}^3/\text{ч}$; при вместимости от 2000 до 5000 м^3 – $40 \text{ м}^3/\text{ч}$; и далее соответственно $5000 \dots 10000 \text{ м}^3$ – $60 \text{ м}^3/\text{ч}$; $10000 \dots 15000 \text{ м}^3$ – $100 \text{ м}^3/\text{ч}$; $15000 \dots 20000 \text{ м}^3$ – $160 \text{ м}^3/\text{ч}$; свыше 20000 м^3 – $200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

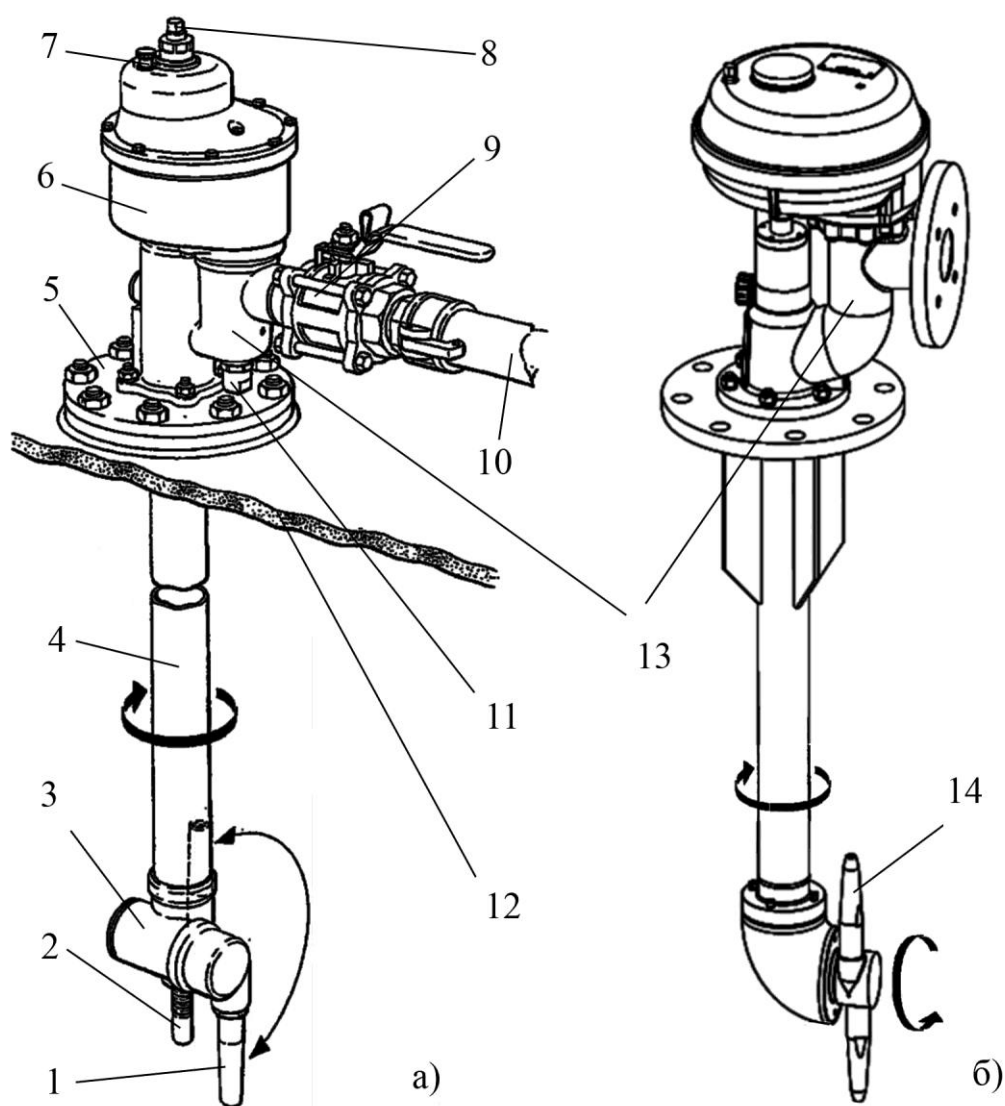


Рисунок 11.2 – Общий вид моечных машинок танков наливных судов:

1 – односопловая насадка; 2 – цилиндрическая зубчатая рейка; 3 – корпус поворотного устройства насадки с соплами; 4 – вращающийся ствол ММ; 5 – фланцевое крепление ММ к палубе; 6 – головка ММ с приводными механизмами; 7 – кнопки выбора режима работы ММ; 8 – винт управления угла разворота сопла; 9 – запорный орган; 10 – подача моющей жидкости на ММ; 11 – винт регулировки частот вращения ствола; 12 – палуба; 13 – зона расположения в ММ гидротурбины привода механизмов ММ; 14 – двусопловая насадка;
а) односопловая ММ; б) двусопловая ММ

Количество стационарных ММ и оптимальные места их расположения определяют путем нахождения методом графического построения или макетирования такой схемы обработки внутренних поверхностей танка прямыми струями эффективной длины, при которой затененная поверхность танка не превышает: для горизонтальной поверхности днища и верхних поверхностей шельфов и др. 10 % общей горизонтальной площади этих элементов танка; для вертикальных поверхностей стенок танка – 15 % общей площади стенок. При

этом под эффективной длиной струи принимают ту, при которой удельная ударная сила на перпендикулярную струе стенку, отнесенную к площади сечения сопла, составляет 1,0 – 1,1 МПа (10 – 11 кгс/см²).

В таблице 2 представлены основные характеристики ММ с различными диаметрами сопел, в зависимости от давления рабочей жидкости (РЖ): Q – расход сопла, м³/кг; L – эффективная длина струи, м. Диапазон диаметров соловых аппаратов современных ММ от 8 до 40 мм.

Таблица 11.2 – Характеристик сопловых аппаратов ММ

Давление РЖ, МПа	Сопло Ø10		Сопло Ø 14		Сопло Ø 18		Сопло Ø 22		Сопло Ø 26	
	Q, м ³ /кг	L, м	Q, м ³ /кг	L, м	Q, м ³ /кг	L, м	Q, м ³ /кг	L, м	Q, м ³ /кг	L, м
0,6	8,0	16	18,3	20	27,3	26	-	-	-	-
0,8	9,2	17	21,2	23	33,1	28	44,4	29	53,9	30
1,0	10,2	18	24,0	25	36,7	29	49,7	29	60,1	30
1,2	11,8	19	26,8	25,5	40,2	30	54,4	30	65,8	31

Одной из важных характеристик ММ является угол подъема сопла на один оборот машинки вокруг вертикальной оси. Для ММ различных конструкций реализуют 3 режима работы при основной мойке и один режим при омывании танка: 1,5 %оборот; 3,0 %оборот; 4,5 %оборот и 60 %оборот.

Частота вращения существующих ММ находятся в пределах 0,5 – 1,5 оборота в минуту.

ММ допускают мойку забортной водой и сырой нефтью и выполнены из материалов, стойких к коррозионному воздействию моющей среды.

Достоинством гидроприводных машинок является возможность использования одной рабочей среды одинакового давления как для управления ММ, так и для мойки танка. Односопловая технология реализует спиральную схему очистки, двусопловые ММ обеспечивают равномерный распыл моющих жидкостей по перекрестной схеме (рисунок 11.3).

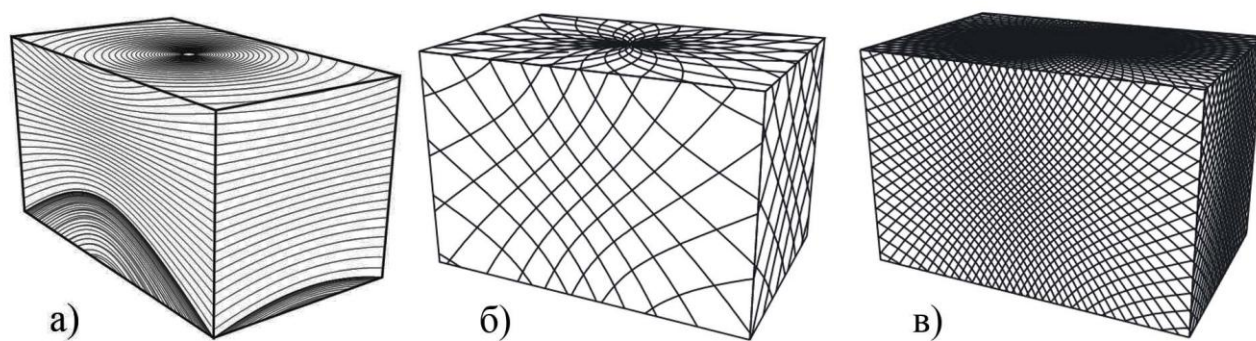


Рисунок 11.3 – Схема обработки танка одно и двусопловыми ММ:

а) – траектория струи ММ с одним соплом; б) – траектория струи ММ с двумя соплами после одного оборота ствола; в) – траектория струи ММ с двумя соплами в конце цикла

ММ крепятся к палубе при помощи фланца. В верхней части машинки расположена управляющая приводная головка 6 (рисунок 11.3), которая содержит приводные механизмы ММ. Наиболее широко применяемые механизмы: зубчатая коробка скоростей; планетарные и дифференциальные механизмы и др. На головке крепится патрубок с запорным органом 9 для подачи моющей среды от общей моечной магистрали, подающей воду на мойку танков. Обычно в нижней части патрубка в потоке среды располагается лопастное колесо (турбина), которое приводит в действие редуктор ММ. Для регулировки частоты вращения лопастного колеса, а значит и параметров работы ММ, на головке устанавливают винт 11. Для выбора необходимого передаточного числа редуктора (режима работы ММ) на верхней части головки устанавливают две или три механические кнопки 7. Ствол 4 ММ вращается с постоянной частотой, в зависимости от настройки машинки. Сопла ММ 2 качающиеся в пределах $\pm 90^\circ$ от горизонта или вращающиеся, и обычно имеют кинематическую связь с редуктором управляющей головки.

На рисунке 11.4 представлена структурная схема работы односопловой ММ.

Стационарная ММ посредством фланца 3 установлена на палубе. Моющая среда 12 после запорного органа входит в ММ. Жидкость проходит через гидравлическую турбину 13 и далее в ствол 1 к соплу 18. Гидравлическая турбина 13 приводит в действие ведущую шестерню 11. От шестерни 11 через коробку передач 10 вращение передается на ведомую шестерню 5, которая жестко

закреплена на стволе 1. Таким образом, осуществляется вращение соплового аппарата 17 вокруг вертикальной оси. Внутри ствола 1, коаксиально ему, установлена штанга 2, на нижнем участке которой закреплена цилиндрическая зубчатая рейка 16. В зацеплении с зубчатой рейкой находится шестерня 15. С осью шестерни 15 жестко связан качающийся корпус 17 соплового аппарата и собственно сопло 18. С помощью рейки 16 устанавливается начальное положение сопла 18 и регулируется его скорость разворота. Начальный угол атаки соплового аппарата устанавливается вручную посредством винта 8. Возвратно-качательное движение сопла осуществляется специальным винтом 4 с бесконечной нарезкой (подобное конструктивное решение реализовано в механических канатоукладчиках судовых лебедок с SWL более 10 т). Требуемое передаточное отношение коробки передач 10, а, следовательно, и частоту вращения ствола обеспечивают механические кнопки 7 и 8. Для коаксиального расположения штанги 1 зубчатой рейки 16, специального винта 4 вдоль штанги на ее поверхности установлены дистанционные штифты (на рисунке не показаны).

Конструкции ММ последних лет имеют ряд особенностей, соответствующих современному состоянию науки и техники: наличие безконтактной магнитной муфты между турбиной и приводом, что не допускает проскальзывания при гидравлических ударах или резких скачках давления; наличие керамических подшипников в узлах трения скольжения; возможность регулирования скорости во время работы; отсутствие проскальзывания, в т.ч. при пуске машинки; оптимизированная конструкция гидравлической турбины, обеспечивающая максимальную передачу мощности.

11.5 Определение технологических параметров мойки грузового танка

Среди важных технологических параметров мойки танков можно выделить объемы моечной среды и вместимость отстойных танков; длительность отстаивания откачанной из танков моющей среды; длительность непосредственно мойки танка моечными машинками и др.

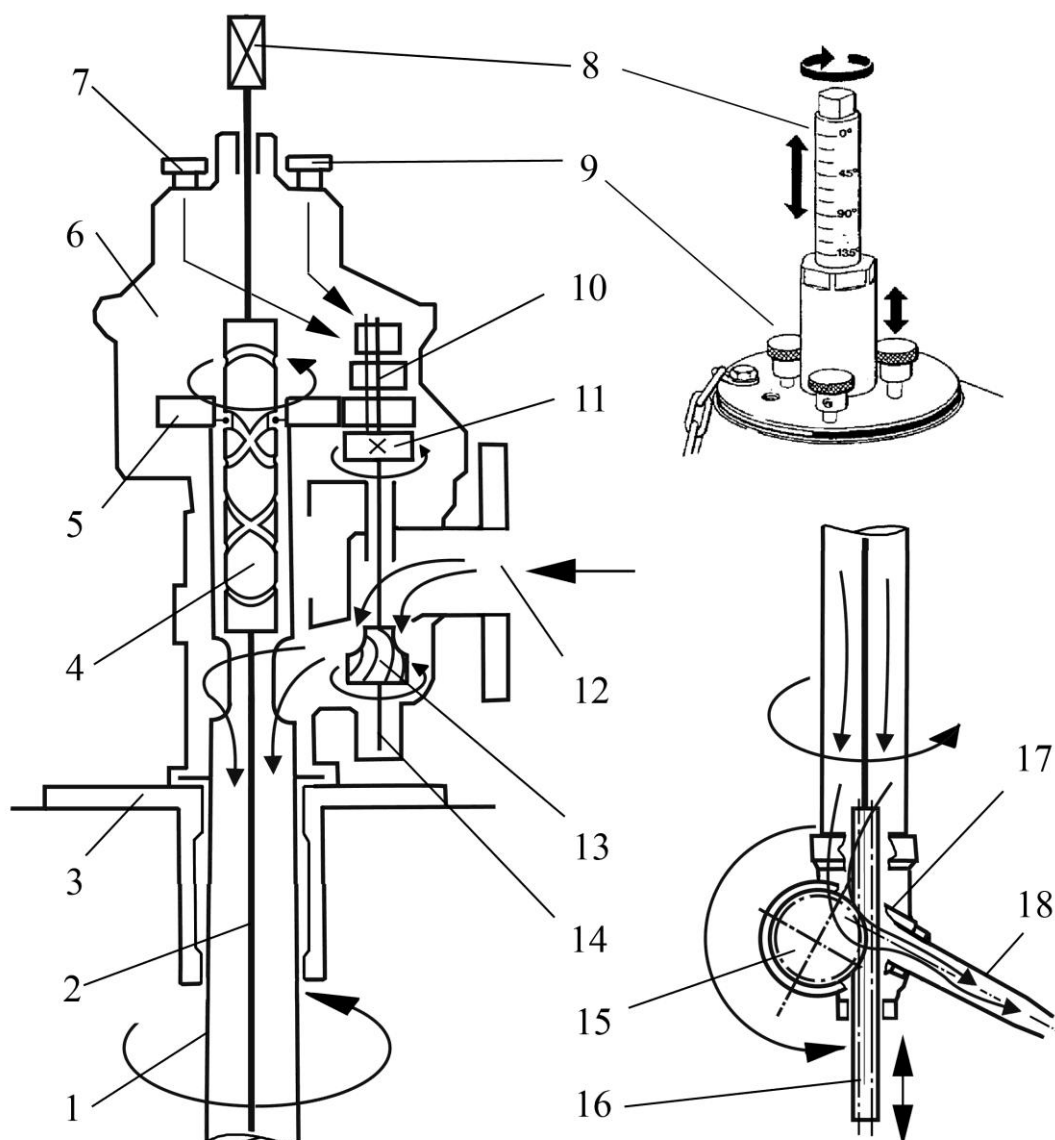


Рисунок 11.4 – Схема работы односопловой ММ:

1 – вращающийся ствол; 2 – штанга; 3 – упорный фланец; 4 – специальный винт; 5 – приводная шестерня; 6 – управляющая головка; 7, 9 – кнопки задания режима работы коробки передач; 8 – винт задания начального положения сопла; 10 – коробка передач; 11 – ведущая шестерня; 12 – подвод моющей среды к ММ; 13 – гидравлическая турбина; 14 – настройка частоты вращения турбины; 15 – приводная шестерня качающегося соплового аппарата; 16 – зубчатая рейка; 17 – сопловый аппарат; 18 – сопло

Рассмотрим рассчитываемые искомые характеристики на примере танкера грузоместимостью 72000 т. Судно имеет длину между перпендикулярами 218 м, ширину 32 м, высоту борта 20,2 м и среднюю осадку 12,5 м. Наливное судно имеет 12 грузовых (COT (P&S) – Cargo oil tank, правого и левого бортов) и 2 отстойных (SLOP TANK (P&S)) танков. Судно оснащено 3 паровыми турбинами, являющимися приводами грузовых насосов (каждый производително-

стью 2000 м³/ч); 2 балластных насоса с электроприводом производительность 1360 м³/ч.

Танки имеют следующие объемы (от носа в корму): COT1 (P&S) – 2×4823 м³; COT2 (P&S) – 2×6636 м³; COT3 (P&S) – 2×6795 м³; COT4 (P&S) – 2×6787 м³; COT5 (P&S) – 2×6795 м³; COT6 (P&S) – 2×6566 м³; SLOP TANK (P&S) – 2×1499 м³.

На рисунке 11.5 представлена форма танков на поперечном разрезе судна и схема размещения стационарных и переносных ММ на палубе.

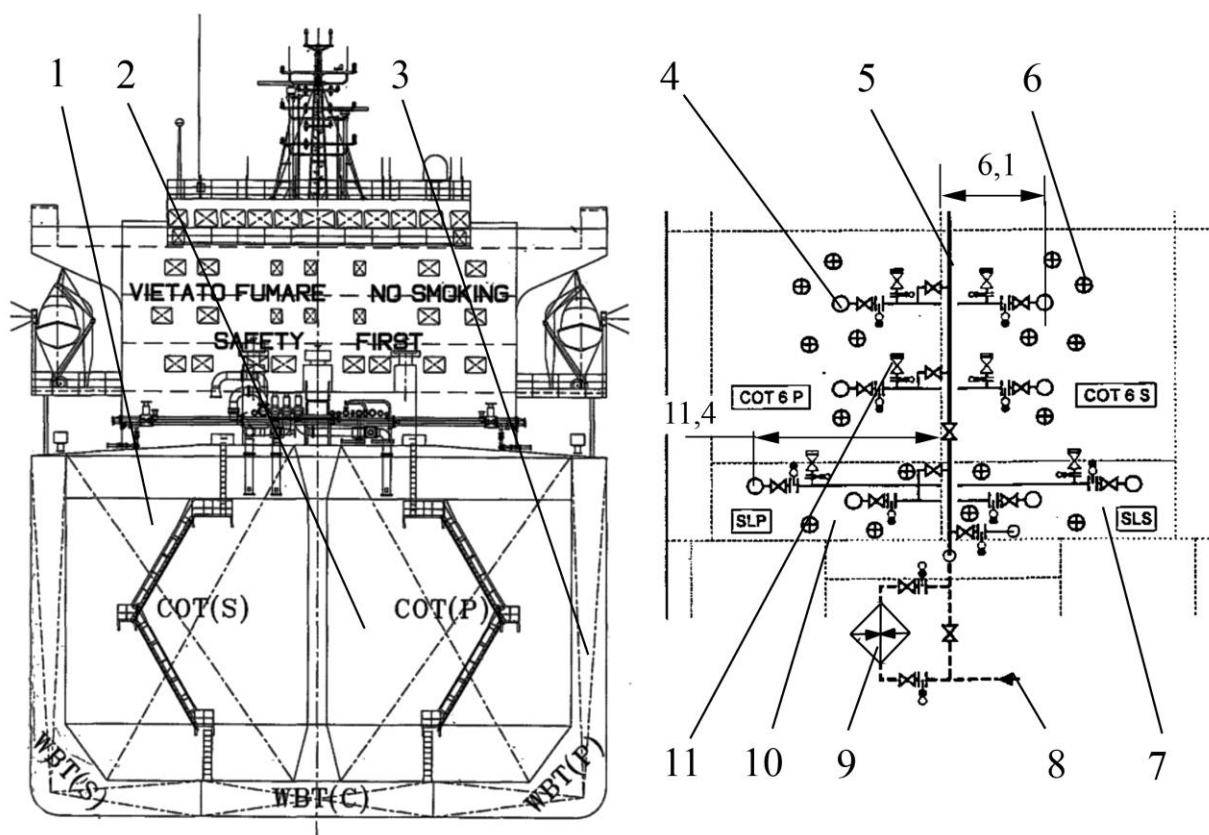


Рисунок 11.5 – Схема расположения стационарных и переносных ММ:

- 1, 2 – грузовые танки правого и левого борта; 3 – балластный танк; 4 – стационарная ММ;
- 5 – трубопровод подачи моющей среды Ø200; 6 – люк заводки переносной ММ;
- 7, 10 – очистные танки левого и правого борта; 8 – подача моющей жидкости от насоса;
- 9 – подогреватель моющей жидкости; 11 – запорный орган подключения шланга к переносной ММ

Моющая система состоит из 28 ММ, по две на каждый танк. ММ грузовых COT расположены симметрично в плане танков и относительно ДП на расстоянии 6,1 м относительно ДП. Вторые ММ SLOP танков отстоят от ДП на расстоянии 11,4 м.

Все ММ односопловые типа SC 30T производства Scanjet Clean AB (Швеция). Диаметр сопла – 20 мм. При давлении 0,9 МПа расход моющей жидкости около 40 м³/ч, эффективная длина струи 25,5 м. Средняя частота вращения ствола ММ 1,0 – 1,6 мин⁻¹. ММ могут настраиваться на шаг изменения угла наклона сопла: 1,5°/об; 3,0°/об; 4,5°/об; 60°/об.

Одновременно может осуществляться мойка одного танка.

На рисунке 11.6 графически представлены зоны чистых поверхностей и «затененных» в результате мойки судна для COT3.

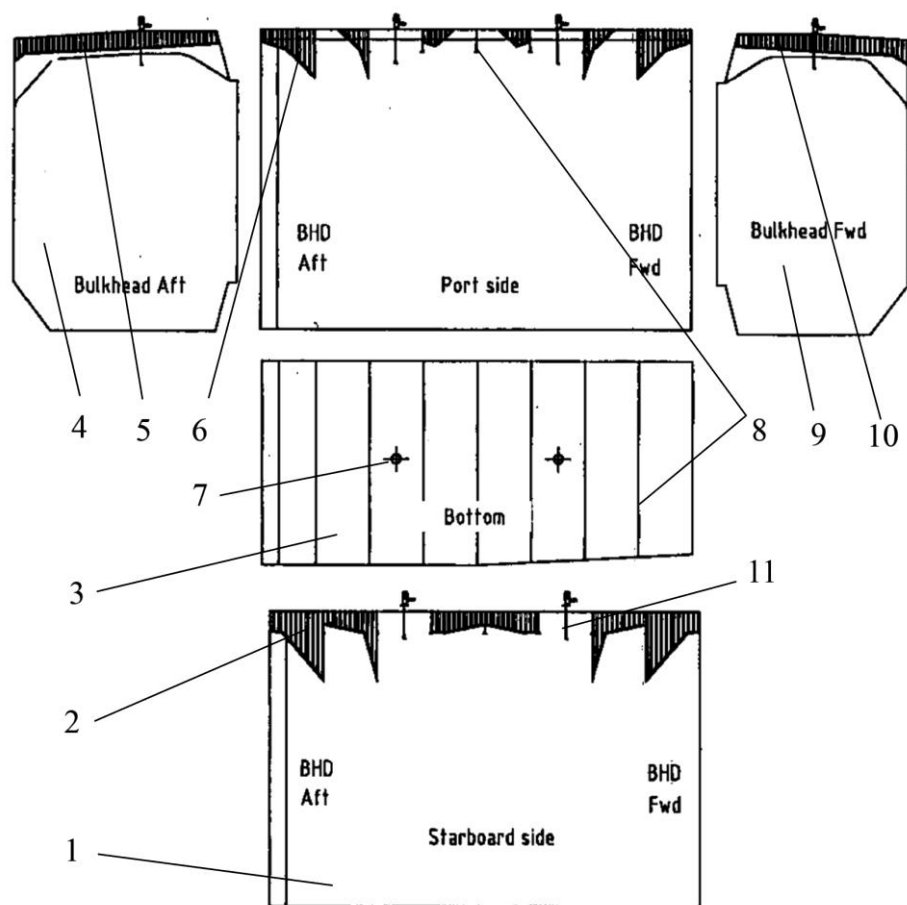


Рисунок 11.6 – Эпюры чистых поверхностей и «затененных» зон набора танка в процессе мойки:

1 – правая сторона; 2, 5, 6, 10 – «затененные» участки; 3 – потолок; 4 – кормовая переборка; 7, 11 – моющие машинки; 8 – элементы набора; 9 – носовая переборка

Стандартная процедура мойки сырой нефтью состоит из двух этапов: мойка переборок (около 30 мин.) при частоте вращения ствола ММ – 1,5 мин⁻¹ с шагом разворота сопла 3°/об и углом разворота от 180° до 40°; мойка днища

(около 20 мин.) при частоте вращения ствола ММ – $1,5 \text{ мин}^{-1}$ с шагом разворота сопла $3^\circ/\text{об}$ и углом разворота в соответствии с формулой $40^\circ - 0^\circ - 40^\circ$.

Стандартная процедура мойки водой предусматривает мойку (около 80 мин.) при частоте вращения ствола ММ – $1,5 \text{ мин}^{-1}$ с шагом разворота сопла $3^\circ/\text{об}$ и углом разворота в соответствии с формулой $180^\circ - 0^\circ - 180^\circ$.

Для высоковязкого груза применяется шаг разворота сопла $1,5^\circ/\text{об}$.

По чистым и «затененным» зонам горизонтальных и вертикальных поверхностей танков получены следующие показатели (таблица 3):

Таблица 11.3 – Площади чистых и «затененных» зон в результате мойки

Танк	Горизонтальные поверхности			Вертикальные поверхности		
	Чистые	Затененные	%	Чистые	Затененные	%
COT1	30,8	0,0	0,0	673,1	2,4	0,4
COT2	266,0	0,0	0,0	1472,6	79,8	5,4
COT3	349,0	0,0	0,0	1497,0	79,8	5,3
COT4	344,1	0,0	0,0	1496,0	77,7	5,2
COT5	250,5	0,0	0,0	1333,3	87,1	6,5
COT6	250,5	0,0	0,0	1333,3	87,1	6,5

1. Количество промывочной воды, поступающей в отстойные танки определяется из выражения, $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$Q = \frac{V}{T}, \quad (11.1)$$

где V – суммарная емкость отстойных танков, м^3 ;

T – продолжительность проточного отстоя, ч.

2. Суммарная емкость отстойных танков (м^3) определяется из выражения:

$$V = k \cdot D, \quad (11.2)$$

где k – коэффициент, равный 0,02 для нефтеналивных судов, имеющих танки изолированного балласта или двойного дна; 0,03 – для остальных судов.

Продолжительность отстоя определяется в зависимости от дедвейта судна: если $D=5000$ т, то время отстоя не менее 3 часов, если D -от 5000 до 50000 т не менее 4 часов и если дедвейт свыше 50000 т – не менее 6 часов.

3. Вместимость первой ступени отстойных танков определяется по формуле:

$$V_1 = 2,5 \cdot q \cdot F \cdot 0,001, \quad (11.3)$$

где q – количество нефтеостатков, отмываемое с 1 м^2 площади поверхности танка, кг/м^2 ;

F – суммарная площадь внутренних поверхностей всех танков, м^2 .

4. Расчет времени работы моечной машины; t , с выполняется из выражения (рисунок 7):

$$t = \frac{C \cdot B}{60 \cdot A}, \quad (11.4)$$

где C – угол разворота сопла за цикл, град;

B – частота вращения ствола ММ, с/об;

A – шаг изменения угла разворота сопла, град/об.

Исходные данные для расчета принимают на основании таблицы 11.4 по последней цифре зачетки:

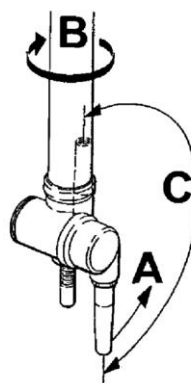


Рисунок 11.7 –
К назначению
парметров
мойки

Таблица 11.4. Исходные данные для расчета

Последняя цифра зачетки	Дедвейт судна	Количество нефтеостатков, отмываемое с 1 м^2 площади поверхности танка	Угол разворота сопла за цикл	Частота вращения ствола ММ	Шаг изменения угла разворота сопла
Обозначение	D	q	C	B	A
Размерность	т	кг/м^2	град;	с/об	град/об
0	7200	5	120	40	1,5
1	16800	6	150	50	3,0
2	24000	7	180	60	4,5
3	32000	8	120	40	1,5
4	42000	9	150	50	3,0
5	56000	10	180	60	4,5
6	64000	7	120	40	1,5
7	72000	8	150	50	3,0
8	86000	9	180	60	4,5
9	112000	10	120	40	1,5

Порядок выполнения практического занятия: изучить настоящие указания по системе мойки танков нефтеналивного судна; изучить схемы работы ММ в соответствии с таблицами 2, 4 назначить ММ и рассчитать технологические параметры мойки танка; сделать выводы.

11.6 Требования к отчету

1. Отчет выполняется на листах формата А4.
2. Отчет должен содержать: название; цель работы; схему системы мойки танков; схему устройства и работу ММ; результаты расчета технологических параметров мойки танков; выводы.

11.7 Вопросы к практическому занятию

1. Указать назначение системы мойки танков наливного судна.
2. Описать конструкцию и принцип работы ММ.
3. Описать (по функциональной схеме) работу моечной системы.
4. Указать рабочие параметры ММ.
5. Описать работу моечной системы при использовании в качестве моющей среды забортную воду.
6. Описать работу моечной системы при использовании в качестве моющей среды сырую нефть.
8. Охарактеризовать параметры настройки моечных машинок.
9. Охарактеризовать процесс мойки танков наливных судов ММ.
10. Охарактеризовать процесс формирования «затененных» зон в результате мойки танка.
11. Охарактеризовать взаимосвязь характеристик ММ между собой.
12. Охарактеризовать понятие – эффективная длина струи ММ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Правила классификации и постройки морских судов. Морской Регистр судоходства. – С-Пб.: Регистр России, 2011. – 843 с. Текст: непосредственный.
2. Очеретяный В.А. Судовой грузовой кран. Устройство и эксплуатация. Расчет энергетических характеристик крана. Методические указания к практическому занятию/ В.А. Очеретяный. – Севастополь.: СевГУ, 2016. – 23 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://lib.sevsu.ru:8080/xmlui/handle/123456789/8361> (дата обращения 27.10.2025).
3. Евдаев Н.М. Судовые гидравлические краны / Н.М. Евдаев, А.В. Круткин. – М.: Транспорт, 1989. – 204 с. – Текст: непосредственный.
4. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П.Александров. – М.: Высш.шк., 1985. –520с. Текст: непосредственный.
5. Александров М.Н. Судовые устройства / М.Н. Александров, Ю.Д. Жуков, А.С. Симоненко, Ю.А. Смирнов и др. – Л.: Судостроение, 1982. – 318 с. – Текст: непосредственный.
6. Deck crane. Operating instructions and spare parts lists. Type HS 35/30t–27/29,5 m.– Lubeck.: LMG Lubecker Maschinenbau Gesellschaft mbH, 2001. – 889 p. [Электронный ресурс]. KРАН 3003 Operating Instruction and Spare Parts List.pdf – Режим доступа : https://vk.com/doc636165461_684147798?hash=SoUXq2lCoSYGCKfwZUw7sO9Z3QUdKpXQkcgW1fj46BP (дата обращения 27.10.2025).
7. Operating instuctions/ Single deck crane KS 45/40 T – 27,5/30 m.: LMG Lubecker Maschinenbau Gesellschaft mbH, 2001. –840p. [Электронный ресурс]. KРАН 3000-02 Betriebsvorschrift und Ersatzteilkatalog english.pdf – Режим доступа : https://vk.com/doc636165461_684147798?hash=SoUXq2lCoSYGCKfwZUw7sO9Z3QUdKpXQkcgW1fj46BP (дата обращения 27.10.2025).
8. Очеретяный В.А. Элементная база судового гидропривода. Методические указания к практическому занятию / В.А. Очеретяный. – Севастополь.: СевГУ, 2016. – 23 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://lib.sevsu.ru:8080/xmlui/handle/123456789/8362> (дата обращения 27.10.2025).
9. Гидропривод. Основы и компоненты / Х. Экснер и др. – Эрбах.: Bosch Rexroth, 2003. – 324 с. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа <https://dwg.ru/dnl/6074> (дата обращения 28.10.2025).
10. Зарецкий В.М. Эксплуатация судовых устройств и корпуса / В.М. Зарецкий, В.А. Лесовой. – М.: Транспорт, 1990. – 260 с. – Текст: непосредственный.

11. Молчанов А.Г. Объемный гидропривод нефтепромысловых машин и механизмов / А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1989. – 212 с. – Текст: непосредственный.
12. Конюшенко С.И. Основы объемного гидропривода и его управление / С.И. Корнюшенко. – М. ИНФРА-М, 2025. – 338с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <https://znanium.ru/read?id=462333> (дата обращения 27.10.2025).
13. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с. – Текст: непосредственный.
14. Справочник промысловика. 233.04-3068-132. – Севастополь.: НПП «Югрыбтехцентр», 1991. – 522 с. – Текст: непосредственный.
15. Очеретяный В.А. Судовая грузовая лебедка. Устройство и эксплуатация. Расчет технических характеристик. Методические указания к практическому занятию / В.А. Очеретяный. – Севастополь.: СевГУ, 2016. – 23 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://lib.sevsu.ru:8080/xmlui/handle/123456789/8359> (дата обращения 28.10.2025).
16. Очеретяный В.А. Грузовое оборудование балкера. Грейфер с гидравлическим приводом. Расчет технических характеристик. Методические указания к практическому занятию / В.А. Очеретяный. – Севастополь.: СевНТУ, 2013. – 16с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://hdl.handle.net/123456789/6827> (дата обращения 28.10.2025)
17. Торский В.Г. Обеспечение безопасной эксплуатации балкеров/ В.Г. Торский. – Владивосток.: Астропринт, 2001 – 296 с. Текст: непосредственный
18. Чижиумов С. Д. Примеры конструкций судов/ С.Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре.: ГОУВПО «КнАГТУ», 2007. – 133 с. Текст: непосредственный
19. Грейферы канатные для навалочных грузов. РД 31.46.07-87 –М.: Мортехинформреклама, 1987. – 142. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/71e/4293807868.pdf> (дата обращения 28.10.2025).
20. PEINER Grabs for Marine Operation. SMAG Salzgitter Maschinenbau AG. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.peiner-smag.in/wp-content/uploads/2016/07/PSI-Brochure_WEB.pdf (дата обращения 28.10.2025)
21. Каракулин Г.Г. Эксплуатация и ремонт грейферов / Г.Г. Каракулин. – М.: Транспорт, 1973. – 104с. Текст: непосредственный.
22. Очеретяный В.А. Якорно-швартовные механизмы с гидравлическим приводом. Устройство и эксплуатация.: метод. указания к практическому занятию / В.А. Очеретяный. – Севастополь.: СевНТУ, 2013. – 16с. [Электронный ресурс]. Режим доступа <http://lib.sevsu.ru/xmlui/handle/123456789/8363> (дата обращения 28.10.2025)

23. Те А.М. Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства / А.М. Те. – Владивосток.: Мор. Гос. Ун-т, 2013. – 208 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.msun.ru/dir/sktu/files/svm.pdf> (дата обращения 28.10.2025)

24. ГОСТ 2.781-96. ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные. Введ. 23.03.98. - М.: Изд. стандартов, 2000. –24с.

25. SEC Ship's Equipment Centre Groningen B.V. Anchor mooring winch / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://sec-ships.equip4ship.com> (дата обращения 28.10.2025)

26. Очеретяный В.А. Судовые люковые закрытия: учеб.-метод. пособие/ В.А. Очеретяный.– Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 29с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://lib.sevsu.ru/xmlui/handle/123456789/8355> (дата обращения 28.10.2025)

27. Очеретяный В.А., Лепеха О.Г. Гидропривод судовых люковых закрытий. Расчет показателей надежности учеб.-метод. пособие/ В.А. Очеретяный, О.Г. Лепеха.– Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 29с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://lib.sevsu.ru/xmlui/handle/123456789/8352> (дата обращения 28.10.2025)

28. Люковые закрытия [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://mirmarine.net/svm/438-lyukovye-zakrytiya> (дата обращения 28.10.2025)

29. Прокладки на судовые люковые закрытия / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.sa3.ru/rti/sudovye-lyukovye-zakrytiya.html?ysclid=mha8rk7r79876443327> (дата обращения 28.10.2025)

30. Основные размеры уплотнительной резины для судовых люков / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://lyambda78.ru/magazin/rezino-texnicheskie-izdeliya/cudovaya-rezina/osnovnye-razmery-uplotnitelnoj-reziny-dlya-sudovyh-lyukov/?ysclid=mha8rry16k10661943> (дата обращения 28.10.2025)

31. Очеретяный В.А. Судовой грузовой кран-манипулятор. Устройство и эксплуатация. Методические указания к практическому занятию / В.А. Очеретяный. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011. – 23с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://hdl.handle.net/123456789/6841> (дата обращения 28.10.2025)

32. Pelagic trawler/purse seiner Strømegg. SP shipbase no.: 7382770. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://mship.no/stern-trawlers/953-614-meter-purse-seiner-pelagic-trawler-rsw.html> (дата обращения 28.10.2025)

33. Purse Seiner–Pelagic trawler [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://ships.is/vessels/2772-purse-seiner-pelagic-trawler> (дата обращения 28.10.2025)

34. Рось Я.В. Справочник по эксплуатации и ремонту консольных автокранов/ Я.В.Рось. – К.: Техника, 1982. –181 с. Текст: непосредственный
35. Fassi. [Электронный ресурс]– Режим доступа: <https://fassi.ru/?ysclid=mhasnppirpx12406293>. (дата обращения 28.10.2025)
36. Heila. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://heila.com/wp-content/uploads/2022/05/Catalogus-Italy-2022.pdf>. (дата обращения 28.10.2025).
37. Hiab marine cranes. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.hiab.com/en/product-finder/loader-cranes/hiab?page=1>. (дата обращения 28.10.2025).
38. Palfinger marine cranes. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.palfingermarine.com/en/deck-equipment/cranes/knuckle-boom-cranes>. (дата обращения 28.10.2025).
39. Конструкционные пластмассы фирмы Quadrant Engine-ering Plastic Products. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://sudoplast.spb.ru/plast2_eng.html, (дата обращения 28.10.2025).
40. Бохонский А.И. Расчет и проектирование телескопических исполнительных органов манипуляторов/ А.И. Бохонский, Г.Г. Макухина, Ю.А. Хашин. – К.: УМК ВО, 1989. – 132с. Текст: непосредственный
41. Очеретяный В.А. Расчет деформации грузовой телескопической стрелы судового крана манипулятора // Материалы V Всеукраинской СНТК «Совершенствование проектирования и эксплуатации морских судов и сооружений» (1–3 декабря 2010 г.)/В.А. Очеретяный, О.А. Дринко, Е.А. Очеретяная. – Севастополь. СевНТУ, 2010. – С.24—27. Текст: непосредственный
42. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов/ В.И. Феодосьев.– М.:Наука, 1979. – 560с. Текст: непосредственный
43. Пат. SU 1158484А, Россия, В66 С 23/66. Опорное устройство секций телескопической стрелы крана/ Шаповалов В.В., Дымов Н.В., Сеин Н.И. А.Н. - № 952721; заявл. 10.12.1982; опубл. 30.05.1985. – 4 с.
44. Пат. 2587221. Canada, В05 D 5/08. Anti-friction coating for telescopic crane parts/ Kein Christian (MANITOWOC CRANE Group France Sas) - заявл. 18.12.2006; опубл. 18.06.2008. – 11 с.
45. Пат. DE 295 11 528. Deutschland, В65 Н 75/36. Teleskopausleger mit einer Schlauchfuhrung/ P.Reinhard (Palfinger AG, Berghein, AT) - заявл. 17.07.1995; опубл. 09.11.1995. – 12 с.
46. Пат. US 005501346А. USA, В66 С 23/04. Multistage telescope boom/ Eckhard Wimmer (Palfinger AG, Berghein, Austria) - заявл. 09.01.1995; опубл. 26.03.1996. – 12 с.
47. Пат. US 20060249469А1. USA, В66 С 23/04. Multistage telescope boom/ Jose Maria Badia (KONE, SE) - заявл. 03.04.2005; опубл. 09.11.2006. – 13 с.

48. Пат. ЕР 1955975А1. ЕРО, В66 С 23/70. Dispositif telescopique de manutention/ Braud Marcel-Claude (MANITOU BF, FR) - заявл. 18.01.2008; опубл. 13.08.2008. – 11 с.

49. Баскаков, С. П. Основы безопасной эксплуатации танкера: учебник / Баскаков С П, Конаков А Г, Развозов С Ю. - СПб.: Издательство ГУМРФ им. адмирала С. О. Макарова, 2020. - 804 с. Текст: непосредственный

50. Общие и специальные правила перевозки наливных грузов. 7М. – М.: Мортехинформреклама, 1983, – 456с. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://ohranatruda.ru/upload/iblock/629/4293807125.pdf?ysclid=mhat2a12fe585597635> (дата обращения 28.10.2025).

51. Кутыркин В.А. Очистка танкеров от остатков нефтепродуктов/ В.А. Кутыркин, М.Х.Садеков. – М.:Транспорт, 1987. – 63 с.

52. Framo cargo pumping system. Режим доступа: <https://www.gkunicom.ru/upload/iblock/6e2/6e219293b9f9a7c7c083e8c3b7a8fa36.pdf>. (дата обращения 28.10.2025).

53. ГОСТ 22584-96. Тали электрические канатные. Общие технические условия

54. Зерцалов А.И. Тали электрические канатные и краны с талями/ А.И. Зерцалов, Л.Л. Боголюбов, А.С.Липатов. – М.: Подъемтранстехника, 2004. – 154с. Текст: непосредственный

55. Чернега В.И. Краткий справочник по грузоподъемным машинам/ В.И.Чернега, И.Я.Мазуренко. – К.: Техніка, 1981. – 360 с. Текст: непосредственный.

56. DMK series/ Electric chain hoist. Donati [Электронный ресурс] – Режим доступа: – https://www.k-technik.cz/soubory_zbozi/321_1-dmk-donati-2017-pdf.pdf (дата обращения 28.10.2025).

57. Verlinde. Lifting equipment. Eurochain VL. [Электронный ресурс] – Режим доступа: – <http://rudlifting.ru/katalog1/verlinde%20elektricheskie%20lebedki%20i%20tali-rl.pdf> (дата обращения 28.10.2025).

58. Podem/ Crane Components. Technical Catalogue [Электронный ресурс] – Режим доступа: – <https://www.podem-rus.ru/katalogi/Podem-main-eng.pdf?ysclid=mhaujmexwe872551865> (дата обращения 28.10.2025).

59. JDN Air winches profi lifter 500/J.D.Neuhaus GmbH & Co. [Электронный ресурс] – Режим доступа: – <http://www.zycon.com/Literature/224470/65017/w602gb.pdf> (дата обращения 28.10.2025).

60. Air Winch Series. BRADEN PACCAR winch division/ [Электронный ресурс] – Режим доступа: – <https://www.easymanuals/paccar-winch/braden-ba3a/manual> (дата обращения 29.10.2025).

61. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с. – Текст: непосредственный.

62. Пашков Е.В. Промышленные механотронные системы на основе пневмопривода / Е.В.Пашков, Е.В.Осинский. – Севастополь.: СевНТУ, 2007. – 401 с. – Текст: непосредственный.

63. Геец В.М. Специальные системы наливных судов / В.М. Геец. – Владивосток.: Мор.гос.ун-т, 2012. – 185 с. – Текст: непосредственный.

64. Вахтанин Н.А. Организация безаварийной эксплуатации нефтяного танкера/ Н.А. Вахтанин. – Севастополь.: Рибэст, 2013. – 200 с. – Текст: непосредственный

65. Крыштын Л.К. Техническая эксплуатация танкера/ Л.К. Крыштын, О.И.Тимченко. – М.: Морской транспорт, 1980. – 208 с. – Текст: непосредственный.

66. Плявин Н.И. Морские перевозки наливных грузов / Н.И. Плявин, М.А.Шаповал, Ю.В. Васильев, А.Г. Казимиров. – Одесса.: Транспорт, 2000. – 297 с. Текст: непосредственный.

67. РД 31.28.05-89 Инструкция по мойке и дегазации грузовых танков нефтеналивных судов с помощью моющих антистатических препаратов [Электронный ресурс] – Режим доступа: – https://gostassistant.ru/doc/e89721bf-3890-4524-b34a-45f33131b006?utm_source=yandex.ru&utm_medium=organic&utm_campaign=yandex.ru&utm_referrer=yandex.ru (дата обращения 28.10.2025).

68. Alfa Laval Tank Cleaning Equipment [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://shop.alfalaval.com/en-us/service-kits-tank-cleaning--3163564> (дата обращения 28.10.2025).

69. Pat. 1329507 United States of America, МПК⁷ В 08 В 9/08 Tank cleaning mashine/ заявитель и патентообладатель Syrbon Corporation. – № 20207/71; заяв. 19.04.71; опубл. 12.09.73

70. Pat. 1546915 UK, МПК⁷ В 08 В 9/08; F 16 Н 1/46 Improvements relating to a tank cleaning mashine/ Bernard Charles Egbert Pazzard, William Artur Smith / заявитель и патентообладатель Gamlen Chemical Company (UK) . – № 31101/76; заяв. 26.07.76; опубл. 31.05.79.

Учебное издание

Очеретяный Владимир Анатольевич

**ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ**

*Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям*

В авторской редакции

Изд. № 15/2026. Объем 15,75 п. л. Усл. печ. л. 14,65. Уч.-изд. л. 15,435.
Издательский центр ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»