Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клишов Юрий Сергеевич
Должность: Ректор
Дата подписания: 15.10.2026 14:58:07
Уникальный программный ключ:
3beb265d5d589e7ff4c954946f3ad99a1e70ac12

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт сервиса и отраслевого управления
Кафедра «Техносферная безопасность»

ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭРГАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Методические указания
по выполнению курсовой работы
по дисциплине «Производственная безопасность»
для бакалавров направления 20.03.01 – Техносферная безопасность,
профиль «Безопасность технологических процессов и производств»
всех форм обучения

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

Сертификат: 008E624DF98BC2E90078B97FC72BE94C3F
Владелец: Ефремова Вероника Васильевна
Действителен: с 11.08.2023 до 03.11.2024

г.Тюмень
2021 г.

Аннотация

В методическом указании даны разделы по изучению теоретических основ оценки безопасности систем «человек-машина-среда» логико-вероятностным методом, даны задание, варианты и план курсовой работы. Для наилучшего понимания материала, приведен пример количественного расчета надежности технического устройства.

Методическое указание предназначено для студентов высших учебных заведений всех форм обучения по дисциплине «Производственная безопасность», бакалавров направления 20.03.01 – Техносферная безопасность, профиль «Безопасность технологических процессов и производств».

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Введение	4
1.	План курсовой работы	5
1.1.	Содержание пояснительной записки	5
1.2.	Содержание графической части	6
1.3.	Критерии оценки	6
2.	Классификация эргатических систем	7
2.1.	Процедура построения «дерева отказов»	8
3.	Количественный анализ затрат с помощью «дерева причин»	13
3.1.	Уровень затрат и потерь при аварии и несчастном случае	14
3.2.	Пример расчета затрат при несчастном случае	15
3.3.	Необходимые данные при углубленном анализе несчастного случая	21
4.	Качественная оценка экологической безопасности сложной системы логико-вероятностным методом «дерево отказов»	22
4.1.	Пример оценки экологической безопасности МГТ	23
4.2.	Ранжирование исходных событий по числу МКК	30
5.	Количественные аспекты анализа	32
5.1.	Определение вероятностных параметров для системы в целом	32
5.2.	Вычисление коэффициентов готовности *A(t)* и простоя *R(t)* на основе структурной схемы надежности	33
5.3.	Использование метода «Монте-Карло» для количественной оценки системы	36
6.	Количественный расчет надежности технического устройства для загибания тяг анкеров	37
6.1.	Моделирование внезапных отказов	40
6.2.	Моделирование постепенных отказов	42
7.	Выбор правильных управленческих решений	46
7.1.	Методика оценки уровня организации работы по охране труда	46
7.2.	Управленческие решения при оценке ситуаций с помощью модели «дерева решений»	47
	Приложение – 1 (задание)	50
	Приложение – 2 (перечень нормативных правил по технике безопасности при погрузочно-разгрузочных работах)	52
	Приложение – 3 (выбор вариантов)	54
	Приложение – 4 (статистические данные наработки на отказ)	87
	Список литературы	88

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания составлены на основе «Методических указаний к курсовой работе «Оценка безопасности систем «человек-машина-среда» логико-вероятностным методом» части I, II» Старикова В.А.

Определяющим критерием безопасности является надежность – один из, основных показателей качества любой системы (конструкции), заключающаяся в способности выполнять заданные функции. Основной целью анализа безопасности и надежности является уменьшение вероятности аварий и связанных с ними несчастных случаев, человеческих жертв, экономических потерь и нарушений в окружающей среде.

Никакая другая отрасль науки и техники не получила за последние десятилетия такого широкого применения, как методы анализа безопасности, риска и надежности. В начале 60-х годов анализ основывался на эмпирических методах. Начиная с 70-х годов проблемы, связанные с безопасностью, экологией, качеством продукции и вмешательством правительственных органов в проектирование, строительство и эксплуатацию предприятий (в основном в западноевропейских странах) привели к широкому внедрению принципиально новой технологии расчетов.

Одним из перспективных методов анализа безопасности и надежности систем является метод «дерева отказов». Ценность метода «дерева событий», «дерева отказов» заключается в том, что он позволяет специалисту:

- глубоко проанализировать количественные и качественные аспекты безопасности, надёжности;
- провести анализ несчастных случаев;
- провести оценку опасности технологических процессов;
- провести оценку экологического влияния различных процессов;
- выбрать правильные управленческие решения при оценке ситуаций с помощью модели «дерева решений»;
- получить графический наглядный материал для практического руководства ведения безопасных работ и т.д.

Деревья отказов и событий являются сложными логическими структурами, их построение и количественный анализ требует твердых знаний многих разделов современной математики. Для количественного анализа «дерева отказов» наряду с другими методами широко используется метод Монте-Карло.

Этот метод состоит в построении вероятностной модели исследуемой системы. Пробное испытание этой модели проводится неоднократно и каждый раз регистрируется работа построенной системы. Например: пусть нас интересует надежность многоэлементной системы за период ее работы 5000 часов. Разработаем модель системы и испытаем ее 100 раз. Каждый прогон системы независим. Если 75 прогонов дали наработку до первого отказа свыше 5000 часов, а 35 прогонов - зарегистрировали отказ раньше этого срока, можно сделать

вывод, что показатель надежности системы в течение 5000 часов равен 0,75. Обычно моделирование по методу Монте-Карло проводить просто и он применяется для систем, которые слишком сложны и громоздки для того, чтобы применять для их анализа другие методы.

Логико-вероятностные методы наиболее применимы в курсе «Производственная безопасность» для анализа сложных технологических, управленческих, технических, экологических, экономических и других систем с точки зрения безопасности их функционирования.

1. ПЛАН КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1.1. Содержание пояснительной записки.

Выбор темы курсовой работы выбирается по списку группы.

В состав пояснительной записки к курсовой работе входят следующие разделы:

Введение

1. Исходные данные
   1.1. Описание технической системы
   1.2. Выбор основных элементов технической системы
2. Расчет надежности технической системы
   2.1. Определение средней наработки на отказ выделенных элементов
   2.2. Построение структурных схем
   2.3. Моделирование внезапных отказов
   2.4. Моделирование постепенных отказов
3. Качественная и количественная оценка безопасности функционирования эргатической системы
   3.1. Обстоятельства несчастного случая эргатической системы
   3.2. Перечень нормативных правил по технике безопасности при погрузочно-разгрузочных работах
   3.3. Разбивка нормативных данных на сферы функционирования
   3.4. Построение фрагментов «дерева причин» по сферам функционирования
   3.5. Определение функции алгебры логики (ФАЛ) по сферам функционирования на основе построенных фрагментов «дерева причин»
   3.6. Ранжирование событий по сферам функционирования эргатической системы на основе ФАЛ
   3.7. Построение общего «дерева причин»
   3.8. Количественное определение вероятности верхнего нежелательного события на основе априорных вероятностей «дерева причин» эргатической системы
4. Оценка экономической эффективности функционирования эргатической системы
   4.1. Распределение серьезности затрат в зависимости от класса последствий
   4.2. Расчет ущерба от верхнего нежелательного события эргатической системы

Заключение

Литература

Объем курсовой работы:

1. Записка оформляется по ГОСТу согласно методических указаний;

2. Объем пояснительной записки 30-45 листов.

По согласованию с преподавателем в состав курсовой работы могут быть включены материалы научно-исследоватвяьской работы студента.

1.2. Содержание графической части.

Графическая часть курсовой работы включает следующее:

1) структурную схему «дерева отказов», с таблицей ранжирования и количественной оценкой корневого события;

2) структурную схему «дерева причин» с количественной характеристикой корневого события.

1.3. Критерии оценки

Защита курсовой работы проводится в установленные кафедрой сроки (или 17 неделя семестра) и в соответствии с положением о защите курсовых работ. Она может проводиться в присутствии студенческой группы, т.е. открыто, или индивидуально.

Защита должна продемонстрировать знание основных вопросов темы, литературных источников, которые студент использовал при написании курсовой работы.

Студент должен показать умение увязать теоретические положения темы с практикой в сфере производственной безопасности.

По итогам проделанной работы и защиты студенту выставляется окончательная оценка: «отлично» - 91-100 баллов, «хорошо» - 76-90 баллов, «удовлетворительно» - 61-75 баллов, «неудовлетворительно» - 0-60 баллов.

Критерии оценки курсовой работы представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Критерии оценки курсовой работы

Критерии оценки	Максимальное количество баллов
Оценка выполнения 2 раздела	30
Оценка выполнения 3 раздела	10
Оценка выполнения 4 раздела	10
Оформление курсовой работы	10
Защита курсовой работы	40
Итого:	100

Если студент получил неудовлетворительную оценку, кафедра назначает повторную защиту или поручает написать новую курсовую работы по другой теме.

Защищенная курсовая работа остается на кафедре. Лучшие работы могут быть представлены на выставку курсовых работ, а наиболее интересные из них рекомендуются для докладов на научных студенческих конференциях.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭРГАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Исчерпывающая классификация эргатических систем – дело, вероятно, будущего. На сегодняшний момент классифицировать эргатические системы можно по нескольким основным признакам. При этом следует помнить, что эргатическая система должна рассматриваться в каждом конкретном случае в строго определенном контексте взаимосвязей своих частей, подчиненном задаче данного анализа. Естественно, что в другом контексте взаимосвязей система может классифицироваться по другим признакам.

Представим классификацию эргатических систем по следующим признакам:

- по числу операторов в цепи непосредственного воздействия на орудие труда (объект) различают моно- и полиэргатические системы при одном и более одного оператора в системе соответственно;

- по степени участия оператора в выполнении системой своей основной задачи: эргатическая система 1-го рода, в которой оператор не принимает участия в работе системы до момента отказа в ней, осуществляя функции контроля, поиска неисправности, и восстановления; эргатическая система 2-го рода, в которой оператор непосредственно воздействует на объект; здесь оператор может осуществлять функции компенсации рассогласования, преследования и других операций слежения;

- по виду связи оператора с объектом – эргатическая система с непосредственной связью (оператор находится на объекте) и эргатическая система с дистанционной связью (оператор связан с объектом системой связи и передачи команд);

- по степени иерархии различают операторные (оператор управляет неэргатической системой или объектом; такие эргатические системы часто называют-система «человек-машина-среда») и оперативные (оператор управляет другими операторами) эргатические системы.

Рассмотрим в качестве примера *эргатическую систему «человек-машина-среда»* - возможность попадания частиц в глаз при заточке инструмента.

Чтобы отыскать и наглядно представить причинную взаимосвязь с помощью «дерева отказов», необходимы элементарные блоки, подразделяющие и связывающие большое число событий. Имеется два типа блоков: символы событий и логические символы представленные, в таблице 2.1, 2.2.

Существует два подхода при анализе причинных связей: прямой анализ и анализ с обратным порядком. Для построения «дерева отказов» используется обратный подход. Данное опасное состояние является одним из многих опасных состояний системы и становится конечным событием «дерева». Конечное событие называют еще «состоянием системы». Сразу несколько элементов или даже отдельные подсистемы определяют событие «состоянием системы». Для построения «дерева отказов» надо принимать во внимание, что процессы во

времени не рассматриваются и «дерево отказов» является «мгновенным снимком» системы в момент *t*. Первичный отказ является исходным событием и помещается в круг. Вторичный отказ является событием, полностью не разработанным, и помещается в ромб. Событие с очень большой вероятностью не должно включаться в «дерево отказов».

2.1. Процедура построения дерева отказов

Процедура построения «дерева отказов» сводится к ряду последовательных действий:

1) анализ начинается с четкого определения конечного события;

2) «состояние системы», или конечное событие, детализируется с точным определением причин и использованием логических знаков до событий, которые классифицируются как «состояния элементов»;

3) события «состояния элемента» разрабатываются по схеме на рис. 2.1;

4) если первичные и вторичные события не разрабатываются более детально, их превращают в элементарные события при построении «дерева отказов»;

5) «ошибочные команды» являются обычно событиями типа «состояние системы», которые следует разрабатывать детальнее, пока не будут найдены соответствующие им события типа «состояние элемента»;

6) последние, в свою очередь, детализируются по схеме п. 3.

7) разработку завершают, когда нет возможности отыскать новые «ошибочные команды».

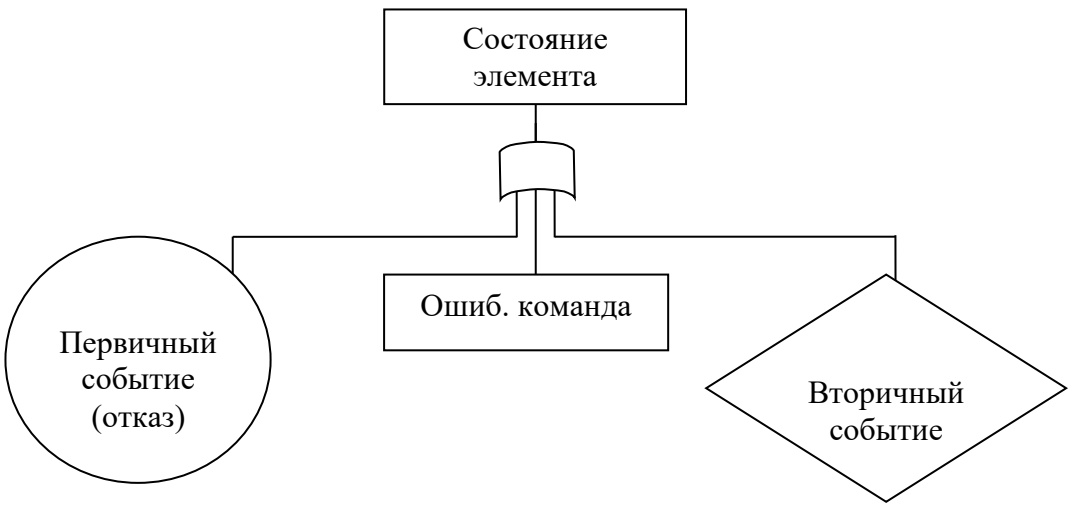


Рис. 2.1. Схема к построению «дерева отказов»

Таблица 2.1 – Символы, используемые для построения «дерева событий», «дерева отказов»

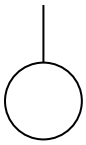
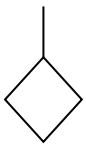
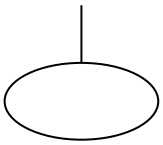
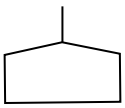
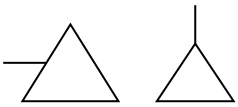
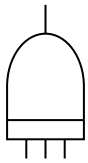
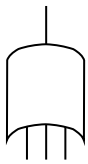
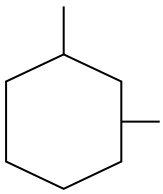
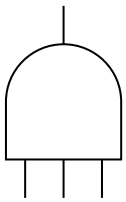
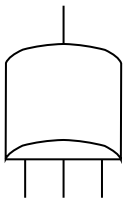
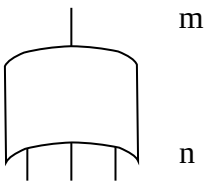
№	Символы событий	Содержание
1.		Исходное событие, обеспечиваемое достаточными данными
2.		Событие, недостаточно разработанное и не разложенное на элементы, анализ не доведен до исходных типов событий (отказов)
3.		Событие, вводимое логическим элементом
4.		Условное событие, используемое с логическим знаком «запрет»
5.		Событие, которое может случаться или не случаться
6.		Символы переноса «из» и «в» соответственно

Таблица 2.2 – Логические символы

№	Символ логического знака	Название логического знака	Причинная взаимосвязь
1.		Знак «И»	Выходное событие происходит, если все входные события случаются одновременно
2.		Знак «ИЛИ»	Выходное событие происходит, если случается любое из входных событий
3.		Знак «ЗАПРЕТ»	Наличие входа вызывает появление выхода, когда происходит условное событие
4.		Знак «Приоритетное И»	Выходное событие имеет место, если все входные события происходят в нужном порядке
5.		Знак «Исключающее ИЛИ»	Выходное событие происходит, если случается одно (но не оба) из входных событий
6.		Знак «m из n»	Выходное событие происходит, если случается m из n входных событий

«Дерево» строят от уровня первичных событий используя логические символы. При анализе событий и построения дерева отказов можно воспользоваться следующими понятиями формальной логики.

Правило формирования событий логической операции «И».

Правило: События, входные логической «И» должны формироваться так, чтобы второе было условным к первому, третье условным к первому и второму

и последнее условным ко всем предыдущим. Кроме того, по крайне мере одно из событий должно быть связано с появлением выходного события.

Операция «И» – должна отвечать на вопрос: что необходимо для появления выходного события?

Правило формирования логической операции «ИЛИ».

Правило: Выходное событие для операции «ИЛИ» должны формулироваться так, чтобы они вместе исчерпывали все возможные пути появления выходного события.

Операция «ИЛИ» – должна отвечать на вопрос: какие события достаточны для появления выходного события?

Общие черты применения операции «И», «ИЛИ».

Исследуются причины, приводящие к появлению событий. Если имеется несколько причин, которые должны появиться одновременно, то обычно используется операция «И».

С другой стороны, если любая из причин – приводит к появлению выходного события - следует использовать операцию «ИЛИ».

Построим «дерево причин» для примера попадания частиц в глаз при заточке инструмента (рис. 2.2).

Вероятность при независимых исходных событиях можно рассчитать по формулам:

для логической связи «И»

$$P = \prod_{i=1}^{n} q_i \qquad (2.1)$$

для логической связи «ИЛИ»

$$P = 1 - \prod_{i=1}^{n} \left(1 - q_i\right), \qquad (2.2)$$

где n – число событий;

q_i – вероятность i-го первичного события.

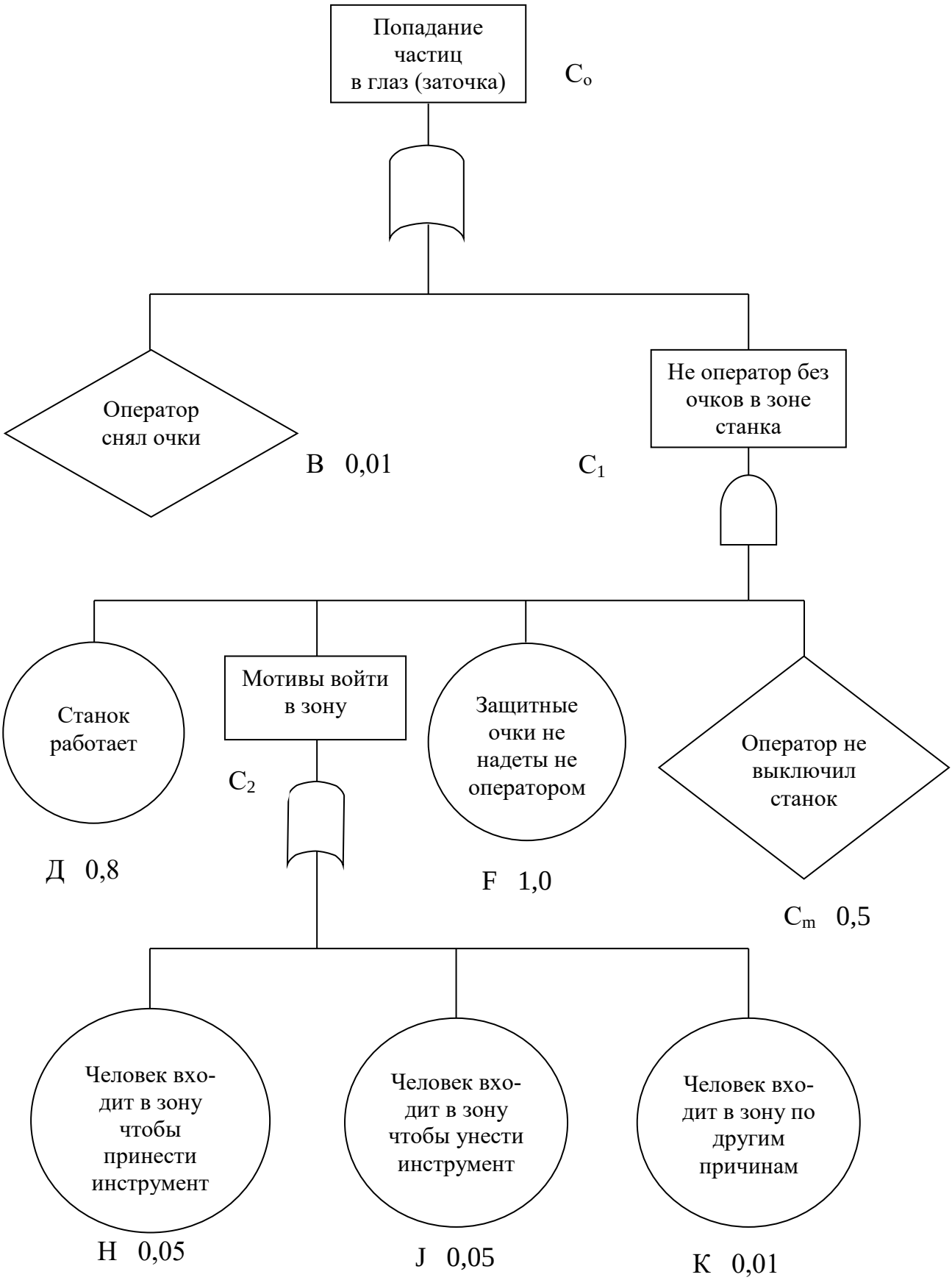


Рис.2.2. Логическая схема дерева причин

где *В* – оператор не носил защитных очков;
C_1 – посторонний человек вошел в опасную зону без защитных очков;
Д – наличие источника опасности;
C_2 – цель входа в опасную зону;
F – посторонние лица не носят защитных очков;
Cm – оператор не смог прекратить работу;
H – необходимость что- то принести в опасную зону;
J – необходимость что-то забрать из опасной зоны;
K – цель входа в опасную зону неизвестна.

Воспользовавшись вышеуказанными формулами (2.1, 2.2) вычислим вероятность наступления верхнего события – Со (ВНС). События обозначенные буквами (*Со, В,* C_1*, Д,* C_2*, F,* C_m*, H, J, K)*, рядом с которыми стоят цифры, показывающие вероятность наступления данного события на один миллион проработанных часов (см. рис. 2.2).

«Дерево причин» позволяет получить и интерпретировать качественные и количественные результаты в зависимости от целей анализа, например проверку достижения необходимо уровня безопасности всей системы. В случае несоответствия системы заданному уровню безопасности определяют элемент системы, имеющий наибольшее влияние на вероятность наступления ВНС.

3. КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ЗАТРАТ С ПОМОЩЬЮ «ДЕРЕВА ПРИЧИН»

Построение дерева причин позволяет вникнуть в задачу так, как это не удается сделать другими средствами, но полностью возможности этого метода не реализуются без количественного анализа. Цель количественного анализа состоит в эффективном распределении бюджета, отведенного на безопасность. Для этого рассматривается влияние различных альтернатив на дерево причин и его головное события. Отношение затраты/прибыль является критерием для выбора варианта системы.

Если учесть широкую применимость термина затраты – прибыль, то его значение изложено не совсем ясно. В данном контексте он означает деньги, затраченные на снижение бесполезных затрат. Это станет понятнее, если отделить на время меру - затрат от меры - прибылей. Затраты определяются как деньги, уплачиваемые за внедрение устройств, методов, процедур и т.д., называемых контрмерами, в промышленную систему в течение заданного интервала времени. Это значит, что затраты на устройства, которые должны периодически обновляться или заменяться, приводятся к средним затратам за заданный интервал времени, например, 1000000 чел.-ч. Незаменяемые и не обновляемые аг-

регаты, такие как защитные устройства машин, учитываются в терминах срока службы машины. Затраты на обучение определяются в зависимости от частоты проведения занятий. Для сопоставимости все контрмеры должны приводиться к общему знаменателю.

3.1. Уровень затрат и потерь при аварии и несчастном случае

Меры прибыли, трактуемые как ожидаемое сокращение убытков или потерь, требуют более подробного разъяснения. Аварии и несчастные случаи вызывают бесполезные затраты в деньгах или потери трудоемкости. Уровень этих затрат и потерь непосредственно связан с серьезностью аварий. Каждое головное событие анализируемого дерева представляет собой аварию или несчастный случай, серьезность которых может быть непостоянной. С помощью регистрационных записей можно определить частость, с которой головное событие приводит к необходимости оказать первую помощь, временной нетрудоспособности, частичной или полной инвалидности и к смертельному исходу. В каждом из этих исходов будут свои убытки, указанные в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Пример распределения убытков

Номер класса Серьезности последствий	Серьезность аварий	Убыток U_i (руб.)
1	Первая помощь	20
2	Временная нетрудоспособность	345
3	Частичная инвалидность	2500
4	Полная инвалидность (смертельный исход не учитывается)	21000

Ожидаемые потери при появлении головного события могут быть рассчитаны по формуле:

$$E = \sum_{i=1}^{N} P_i U_i \qquad (3.1)$$

где P_i – вероятность появления последствий i-го класса при появлении головного события;
N – число классов последствий различной серьезности;
U_i – потери, связанные с *i-м* классом последствий.

Приведенное выражение не определяет абсолютную меру потерь и справедливо только при появлении головного события. Следовательно, величина E может рассматриваться как ожидаемые затраты при аварии или несчастном случае. Значения U_i могут выражаться в деньгах, потерянных рабочих днях и т.д.

Другим способом определения величины *E* мог бы быть учет реальных потерь в прошлом. Пусть, например, потери выражаются в потерянных рабочих днях. Предположим, что в *n* прошедших появлениях головного события потери составляли U_1, U_2, …, U_n. Ожидаемые потери можно оценить по среднему арифметическому известных потерь:

$$E = \frac{\sum_{i=1}^{n} U_i}{n} \qquad (3.2)$$

Можно показать, что фактически выражения (3.1) и (3.2) эквивалентны, если считать, что *n* равно числу классов последствий *N,* а вероятности появления последствий различных классов равны между собой (P_i=1/n). Это происходит, когда мы рассматриваем каждую аварию или несчастный случай как отдельную ситуацию.

Величина *E,* задаваемая формулами (3.1) и (3.2), показывает каких потерь можно ожидать при аварии или несчастном случае, но она никак не связана с затратами на обеспечение безопасности. Чтобы их учесть, надо рассмотреть еще несколько важных факторов. Один из них – частота, с которой происходят аварии. При использовании дерева причин она выражается в терминах вероятностей. До обсуждения способов расчета вероятности *P* появления головного события рассмотрим, как используется эта вероятность.

Величины *E и P* являются абсолютными мерами «критичности» данного головного события, выражаемой в виде:

$$C = PE, \qquad (3.3)$$

где C – ожидаемые потери, связанные с появлением головного события в течение данного интервала времени или данной единицы трудоемкости. Покажем это на примере.

3.2. Пример расчета затрат при несчастном случае

Пример. Предположим, что некоторое головное событие произошло пять раз за последние 100 млн. чел.-ч. Тогда вероятность P равна 0,05 или 5% за любые миллион чел.-ч. Предположим также, что средняя серьезность этого события согласно измерениям и соотношениям (3.2) и (3.3) составляет 8 потерянных человеко-дней. Абсолютная критичность такого головного события C = (0,05 событий/млн. чел.-ч.) • (8 потерянных рабочих дней/число событий) = 0,4 рабочих дня/млн. чел.-ч. Эта мера формируется независимыми частотой и убытками, и поэтому может применяться для сравнения различных головных событий.

В качестве единиц времени или продукции и убытков можно использовать любые единицы, а не только млн. чел.-ч и потерянные рабочие дни.

С единицами надо разобраться до начала расчетов. Можно использовать любые единицы, но надо помнить, что количество появлений события в течение выбранной единицы времени трактуется впоследствии как вероятность. Следовательно, вероятностные законы должны быть приложены к единицам измерения. Это влияет на масштаб единиц, но не на их физический смысл.

В приведенном примере время было выражено в миллионах чел.-ч. Возможно в качестве единиц брать 1000 или 100 чел.-ч. При определении вероятности *P* (см. 3.3) в приведенном примере единица времени рассматривается как одно испытание. Следовательно, поскольку событие появляется пять раз за 100 испытаний, то вероятность его появления равно 0,05. Если за единицу принять 1000 чел.-ч, то число испытаний равно 100000, а вероятность – 0,00005. С другой стороны, если в качестве единицы принять 100 млн. чел.-ч., то число испытаний равно одному, а вероятность – пяти.

Это не должно смущать, если правильно понимать смысл одного испытания. Испытание должно определяться так, чтобы событие могло лишь появиться или не появиться. Повторные появления события в одном испытании противоречат предположению о двоичном характере события (см. определение термина «событие»). Это значит, что размер одного испытания должен устанавливаться так, чтобы вероятность более одного появления события была пренебрежимо мала.

Масштаб времени в единицах времени или объема продукции следует выбирать так, чтобы вероятность корневого события (КС), как правило, лежала между нулем и 0,1.

В то же время нецелесообразно выбирать единицу времени слишком малой, так как ничего, кроме усложнения расчетов, это не дает.

Рассмотрим дерево причин, приведенное на рис.2.2 с указанными вероятностями событий для интервала длительностью в млн. чел.-ч.

Предположим из записей следует, что в прошлом произошло 10 несчастных случаев (НС) подобного типа. При этом:

– в семи случаях оказывалась только первая помощь (0,7);

– в двух имела место временная нетрудоспособность (0,2) (человек не мог продолжать работу);

– в одном случае наступила частичная инвалидность (повреждение глаза 0,1).

Согласно данным в табл.3.1 и соотношению 3.1 можно рассчитать ожидаемые потери от НС случая рассматриваемого типа:

$$E = PU_1 + PU_2 + PU_3 = 0{,}7 \cdot 20 + 0.2 \cdot 345 + 0{,}1 \cdot 2500 = 333 \qquad (3.4)$$

Для определения вероятности корневого события воспользуемся рис.2.1 и формулой (2.2):

$$PC_2 = 1-(1-0{,}05)(1-0{,}05)(1-0{,}01) = 0{,}1065 \qquad (3.5)$$

Таким образом, мы приходим к вероятностному эквиваленту, изображенному на рис.3.1.

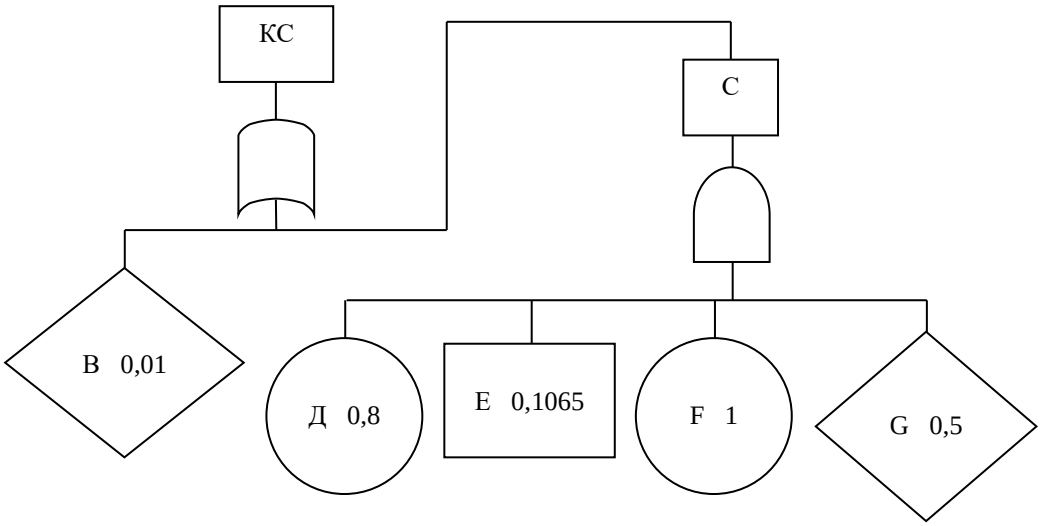


Рис. 3.1. Часть логической схемы «дерева причин» изображенной на рис.2.2

Аналогично, используя (2.1), представим дерево причин без событий *H. J, K,* тогда:

$$PC_1 = 0{,}8 \cdot 0{,}1065 \cdot I \cdot 0{,}5 = 0{,}0426, \qquad (3.6)$$

«Дерево причин», приведенное на рис.3.1 редуцируется к виду, показанному на рис.3.2.

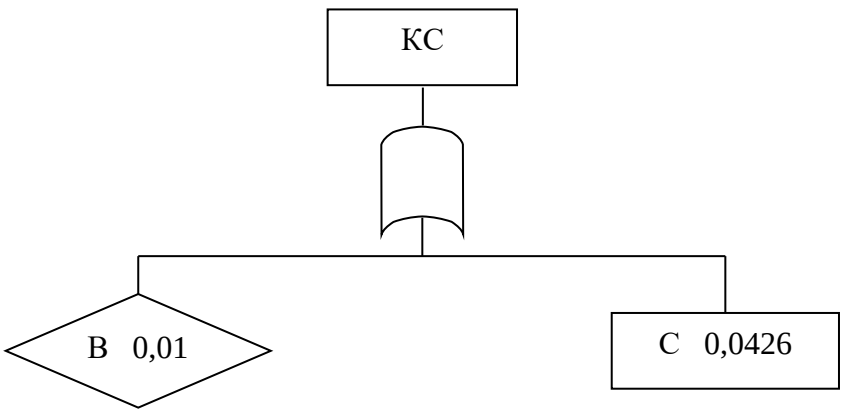


Рис. 3.2. Фрагмент «дерево причин» изображенное на рис. 2.2

Наконец, с помощью уравнения (2.2) окончательно получим вероятность ВНС (КС)

$$PC_o = 1-(1-0{,}01)(1.0{,}0426) = 0{,}0522 \qquad (3.7)$$

Следовательно, при имеющихся данных о наступлении базисных событий (В, Д, F, C_m, fi, J, К) вероятность травмирования (попадание в глаз частицы металлов) для этой операции на один миллион проработанных часов равняется

0,0522. Значение 0,0522 – это вероятность появления корневого события на интервал в млн.чел.-ч.

Мера критичности данного корневого события может быть рассчитана по формуле (3.3):

$$C = PE = 0{,}0522 \cdot 333 = 17{,}38 \text{ руб.}$$

Этот пример приближает нас к определению влияния модификаций системы на дерево причин. Если на повышение безопасности системы затрачиваются деньги, то это должно приводить или к снижению вероятностей основных событий или снижению серьезности последствий. Если это не отражается на «дереве причин», то: **либо затраты не надо делать, либо дерево построено неправильно.** Снижение вероятностей основных событий всегда приводит к снижению вероятности (*P)* головного события, а значит и к снижению критичности (C) этого события. Изменение критичности (C) служит мерой прибылей от вносимых в систему изменений. Значит мера прибыли может быть оценена по затратам на безопасность.

Проиллюстрируем теперь эту процедуру на прежнем примере. Рассмотрим три контрмеры, предлагаемые для снижения вероятности головного события «Попадание в глаз частиц», первоначально представленного на рис.2.2 и в редуцированной форме на рис.3.1, и 3.2. Эти три альтернативы описаны в табл.3.2 в терминах затрат, приходящихся на один млн. чел.-ч операции и влияния (оцененного или измеренного) на дерево причин (см. рис.2.2). Можно предложить много альтернатив. Указанные в таблице 3.2, выбраны для простоты.

Таблица 3.2. Альтернативы для примера

Альтернатива	Описание	Предполагаемое отношение затраты/ (млн. чел.-ч) (руб.).	Эффект
1	Гарантия выключения станка оператором при появлении постороннего лица в зоне станка	25	Снижение вероятности события G до 0,05
2	Вынесение стеллажа из зоны станка	15	Снижение вероятностей событий *H* и J до нуля Такие же эффекты как в случае 1 и 2
3	Одновременная реализация альтернатив 1 и 2	30	

Первая альтернатива состоит в том, что оператора вынуждают остановить работу при появлении поблизости постороннего лица. Замечено по прошлому опыту, что он так и делал в 50 % случаев без инструкции. Следовательно, если так и продолжать, то оцениваемая частость выключения станка равна 0,5. Считается, что даже, если оператора соответственно проинструктировать,

то в 5 % случаев он не станет выключать станок отчасти из-за того, что нельзя прервать в данный момент операцию, а отчасти из-за того, что он не заметит подошедшего. Остановка работы позволяет определить затраты, связанные с этой альтернативой.

Вторая альтернатива заключается в упразднении основной причины нахождения посторонних в зоне станка. Для этого предлагается удалить из зоны инструментальный стеллаж. Затраты в этом случае определяются удалением объекта заточки от станка и начальными затратами на перестановку.

Третья альтернатива состоит в комбинации первой и второй. Затраты в этом случае не равны сумме затрат этих альтернатив. Теперь меньше людей будет попадать в зону станка и реже придется выключать станок. Можно оценить и другие альтернативы например, одевание очков всем рабочим, входящим в зону станка, или приобретение резервного комплекта инструментов.

Как только затраты и прибыли выражены количественно, сравнение альтернатив может быть избавлено от субъективности, часто вызываемой пространными описаниями.

Процесс оценивания *альтернативы 1* представленная на рис. 3.4 где уменьшение вероятности события *G* от 0,5 до 0,05 уменьшает вероятность головного события с 0,0522 до 0,0142. Вероятность рассчитывается описанным выше методом редукции дерева причин. Вместе с вероятностью снизилась и критичность головного события C = PE. Новое значение критичности равно 4,73, что дает экономию 12,65 (в том случае потерянных рабочих дней). Таким образом, прибыль составляет 12,65 рабочих дней при затратах 25 руб., откуда отношение **затраты/прибыль** равно 1,98 руб. на потерянный рабочий день.

Аналогичные оценки для *альтернатив 2 и 3* выполнены на рис.3.5 и 3.6. Для облегчения принятия решения результаты расчетов сведены в табл. 3.3. С этого момента опять необходимо субъективное решение для того, чтобы выбрать альтернативу. Однако теперь информация кристаллизована в обозримой форме. Напомним, что затраты приведены к выбранному интервалу времени, в данном случае к млн. чел.-ч. Из данных табл.3.3. следует, что с точки зрения критерия **затраты/прибыль,** лучшей является вторая альтернатива.

Однако, вопрос о выборе альтернативы для внедрения будет решаться в зависимости от дополнительных условий, в частности, от средств, которые предполагается на это истратить. Например, предположим, что максимально допустимые затраты составляют 25 руб./млн. чел.-ч. Тогда альтернатива 3 сразу выпадает из дальнейшего рассмотрения. Альтернатива 2 дает наибольшую прибыль и дешевле других обходится, что обеспечивает наименьшее значение отношения затраты/прибыль. Если не учитывать другие неизученные обстоятельства, такие как трудоемкость внедрения альтернативы и т. п., альтернатива 2 имеет очевидные преимущества.

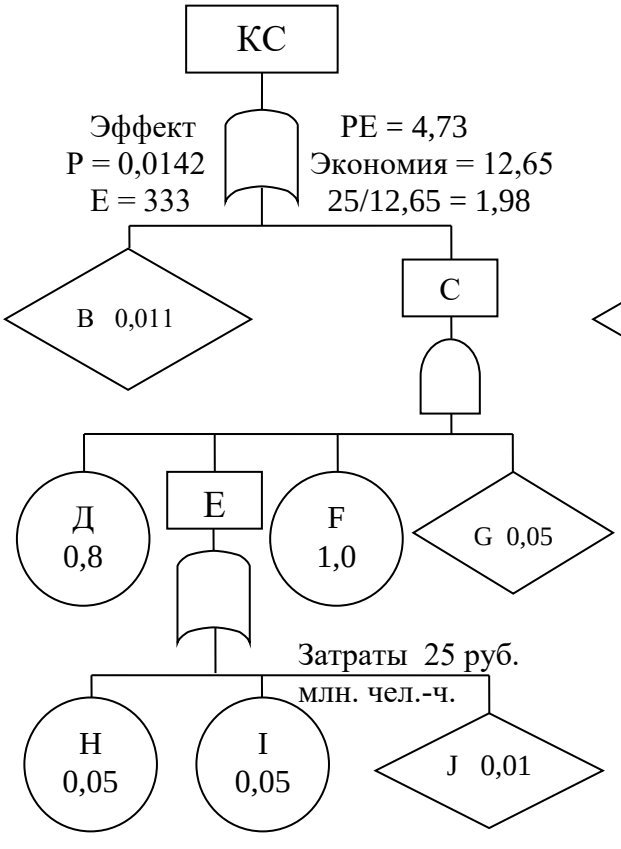


Рис.3.4 Дерево причин для альтернативы 1

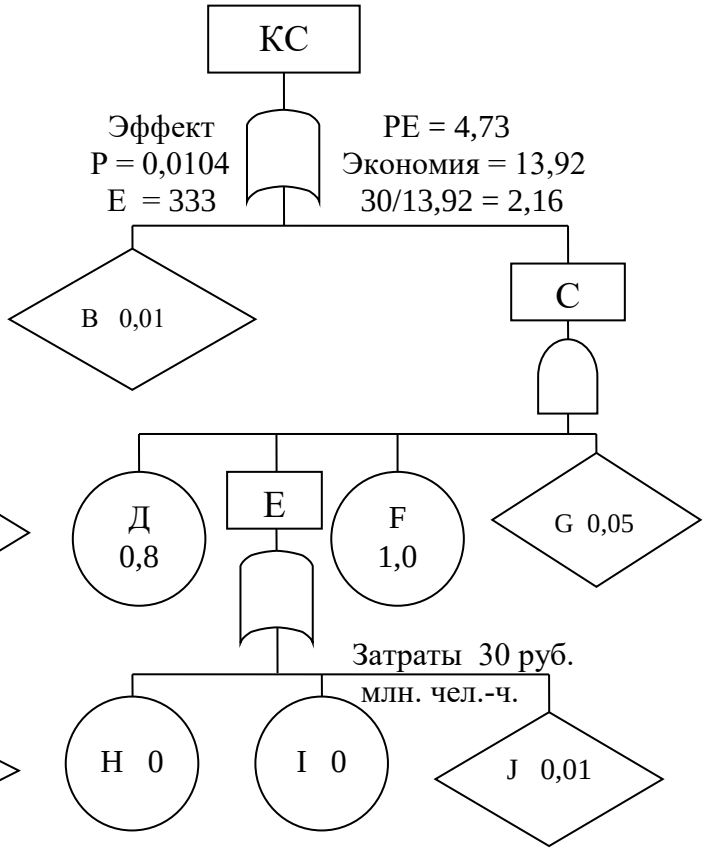


Рис.3.5 Дерево причин для альтернативы 2

Рассмотрим теперь предел допустимых затрат, равный 30 руб./млн.чел.-ч. Альтернативу 1 сразу отвергаем, так как она требует больших затрат, не давая выигрыша. Сравним альтернативы 2 и 3, где альтернатива 2, требуя затрат, меньших на 15 руб./млн. чел.-ч, уступает в прибыли всего на 1,19. Условное значение отношения затраты/прибыли равно 15/1,10 = 12,60, что не слишком выгодно. Но опять выбирать следует с учетом всех требований к альтернативам. Если необходимо во чтобы то ни стало увеличить безопасность, то все отведенные средства надо вложить в альтернативу 3.

Таблица 3.3 – Итоги расчетов для альтернатив для данного примера

Альтернатива	Затраты руб./млн. чел.-ч.	Исходная критичность	Новое значение критичности	Прибыль	Затраты / прибыль
1	25	17,38	4,73	12,65	1,98
2	15	17,38	4,65	12,73	1,18
3	30	17,38	3,46	13,92	2,16

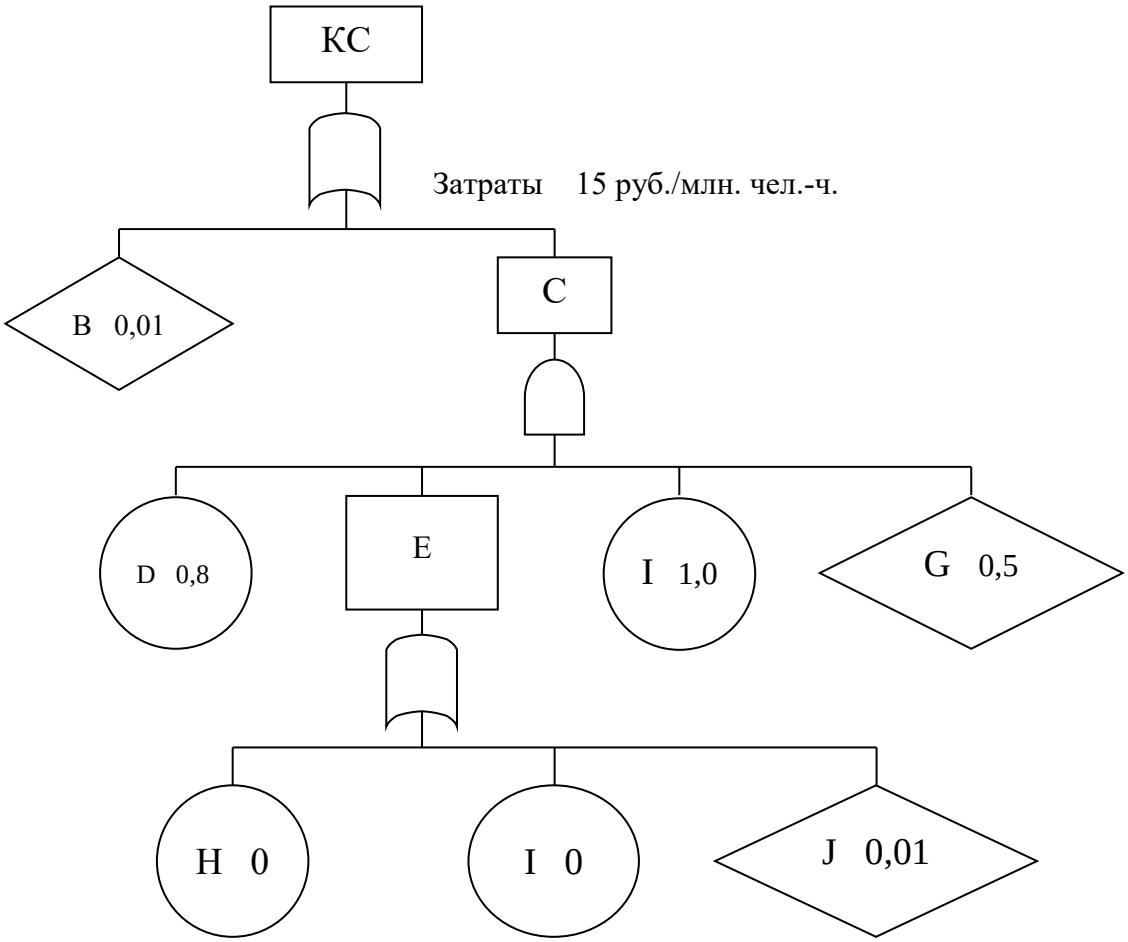


Рис.3.6 Дерево причин для альтернативы 3

Предположим, с другой стороны, что можно более эффективно истратить 15 руб./млн. чел.-ч. Например, имеется еще один станок, аналогичный первому. Тогда можно реализовать альтернативу 2 т.е. наименьшее отношение затрат/прибыль равной 1,18, это говорит о том, что это самый выгодный вариант и затраты составляют всего 15 руб.

Приведенный пример показывает применимость логико-вероятностных методов углубленной оценки несчастных случаев.

3.3. Необходимые данные при углубленном анализе несчастного случая

При выполнении курсовой работы студент должен дать описание несчастного случая (см. Приложение 1) или выданного преподавателем и подобрать нормативные правила по технике безопасности того технологического процесса или видов работ при котором произошел несчастный случай. Перечень нормативных правил по ТБ при соответствующих видах работ. После сбора всех необходимые данных составляется «дерево причин».

Перечень нормативных правил по технике безопасности при погрузочно-разгрузочных работах приведены в Приложении 2.

4. КАЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СЛОЖНОЙ СИСТЕМЫ ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ «ДЕРЕВО ОТКАЗОВ»

Рассмотрим применимость данного метода для анализа экологической безопасности. Метод «дерево отказов» имеет следующие преимущества:

– проведение анализа для поиска нежелательного события дедуктивным методом;

– поиск важнейших аспектов системы, влияющих на осуществление нежелательного события;

– возможность графической интерпретации, дающей наглядно представление об изменениях в системе;

– выбор качественного или количественного метода анализа;

– концентрацию усилий на анализе определенного вида событий (отказа);

– проведение анализа в соответствии с реальными изменениями в системе.

Полученный при построении «дерева» графический материал может быть использован неоднократно, например, в качестве схемы для определения возможного нежелательного события. При исследовании «дерева отказов» можно выявить события, не определяемые обычным путем.

«Дерево отказов» позволяет получить и интерпретировать качественные результаты в зависимости от целей анализа, например, проверку достижения необходимого уровня экологической безопасности всей системы, т.е. проверку возможности уменьшения вероятности появления верхнего нежелательного события (ВНС). В случае несоответствия системы данному уровню экологической безопасности определяют элемент системы, имеющий наибольшее влияние на вероятность наступления ВНС. И «дерево отказов» можно вводить ограничения, требования к конструкции, экономические параметры и т. п.

Система состоит из таких элементов, как единицы оборудования, материалы, персонал, которые находятся в определенной окружающей и социальной среде и подвержены старению.

Опасные состояния вызываются одним или несколькими элементами и приводят к отказам в системе. Окружающая среда, персонал и старение могут влиять на систему только через ее элементы. Каждый элемент может быть связан с другими элементами специфическим образом, поэтому надо уточнить взаимосвязи и топологию системы. Эти связи можно представить наилучшим образом в виде принципиальной схемы системы.

Отказы элементов являются основополагающими данными при анализе причинных связей. Они классифицируются на первичные отказы, вторичные и ошибочные команды.

«Первичный отказ» – нерабочее состояние элемента, вызванное естественным старением.

«Вторичный отказ» – определяется воздействием избыточных напряжений на элементы. Избыточные напряжения вызываются окружающей средой, людьми, различными источниками энергии.

Примерами вторичных отказов могут служить:

– разрыв трубопровода при землетрясении;
– срабатывание предохранителя от повышения электрического тока;
– переработка (например, переключатель остался включенным после предыдущей работы, что вызвало перегрев обмотки электродвигателя, приведший, в свою очередь, к короткому замыканию);
– выход условий работы за установленные пределы;
– неправильное обслуживание (некондиционная смазка подшипников в электродвигателе);
– и так далее.

«Ошибочные команды» представляются в виде элемента, находящегося в нерабочем состоянии из-за неправильного сигнала управления или помехи.

Примерами ошибочных команд могут служить:

– отсутствие напряжения на электродвигателе;
– нет команды на размыкание контактов;
– повышение давления в баке;
– и так далее.

4.1. Пример оценки экологической безопасности МГТ

В качестве примера рассмотрим оценку экологической безопасности прокладки подводных переходов *магистральных трубопроводов (МГТ)*. Ежегодно сооружается большое количество переходов магистральных трубопроводов через крупные водные преграды. В данном примере рассматривается качественный анализ сравнения переходов магистральных трубопроводов через водные преграды (с точки зрения экологической безопасности и надежности) способом «труба в трубе» и традиционным.

Построение «дерева отказов» производят, учитывая все события, его вызывающие, вниз от корневого события (КС), представляющего собой нежелательное событие в системе. Построение заканчивается показом «первичных событий». Таким образом, наступление КС возможно при логическом взаимодействии «первичных событий» устанавливают с помощью логических связок «и», «или» (см. табл. 2.2) и представлены на рис.4.1, 4.2.

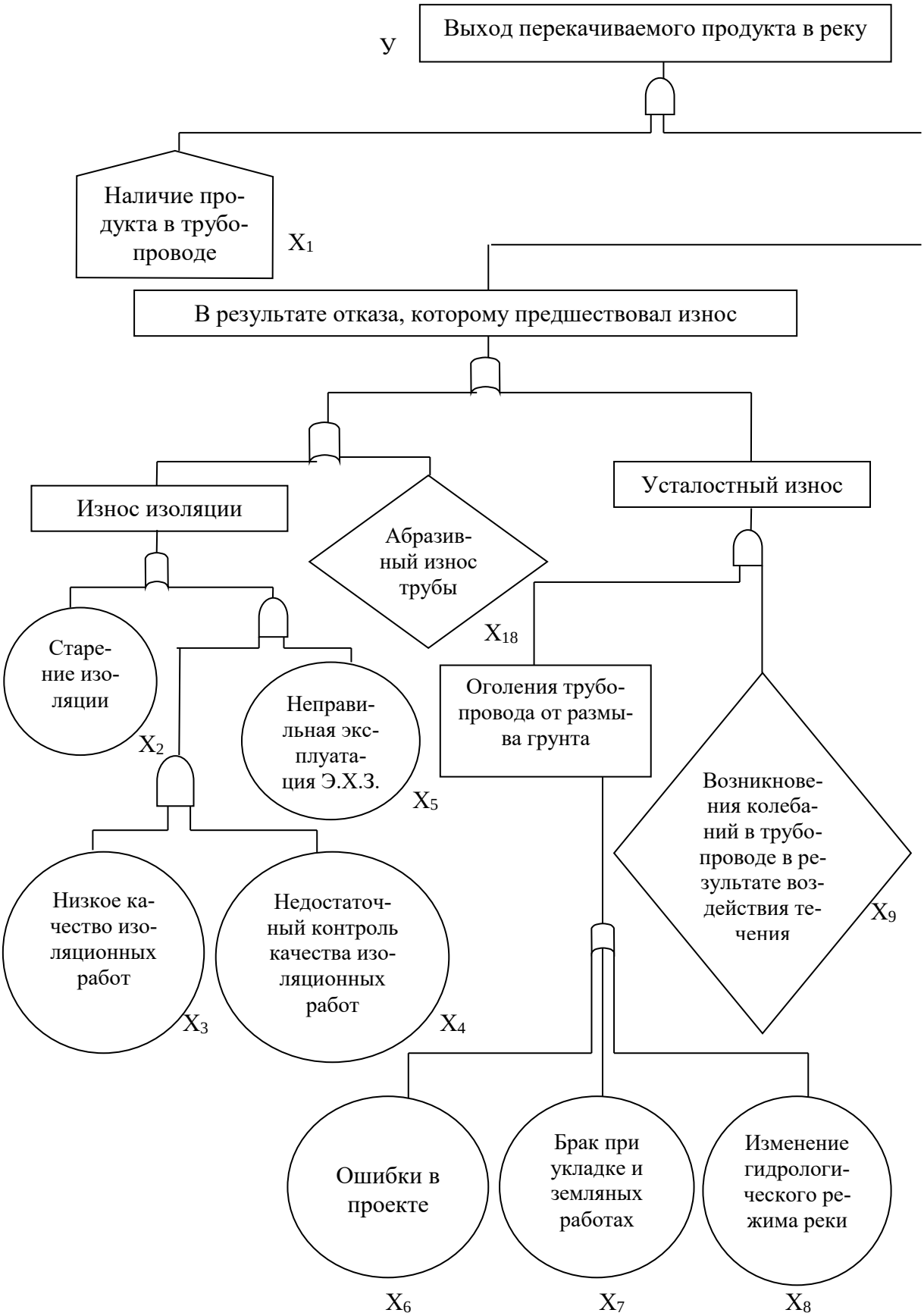
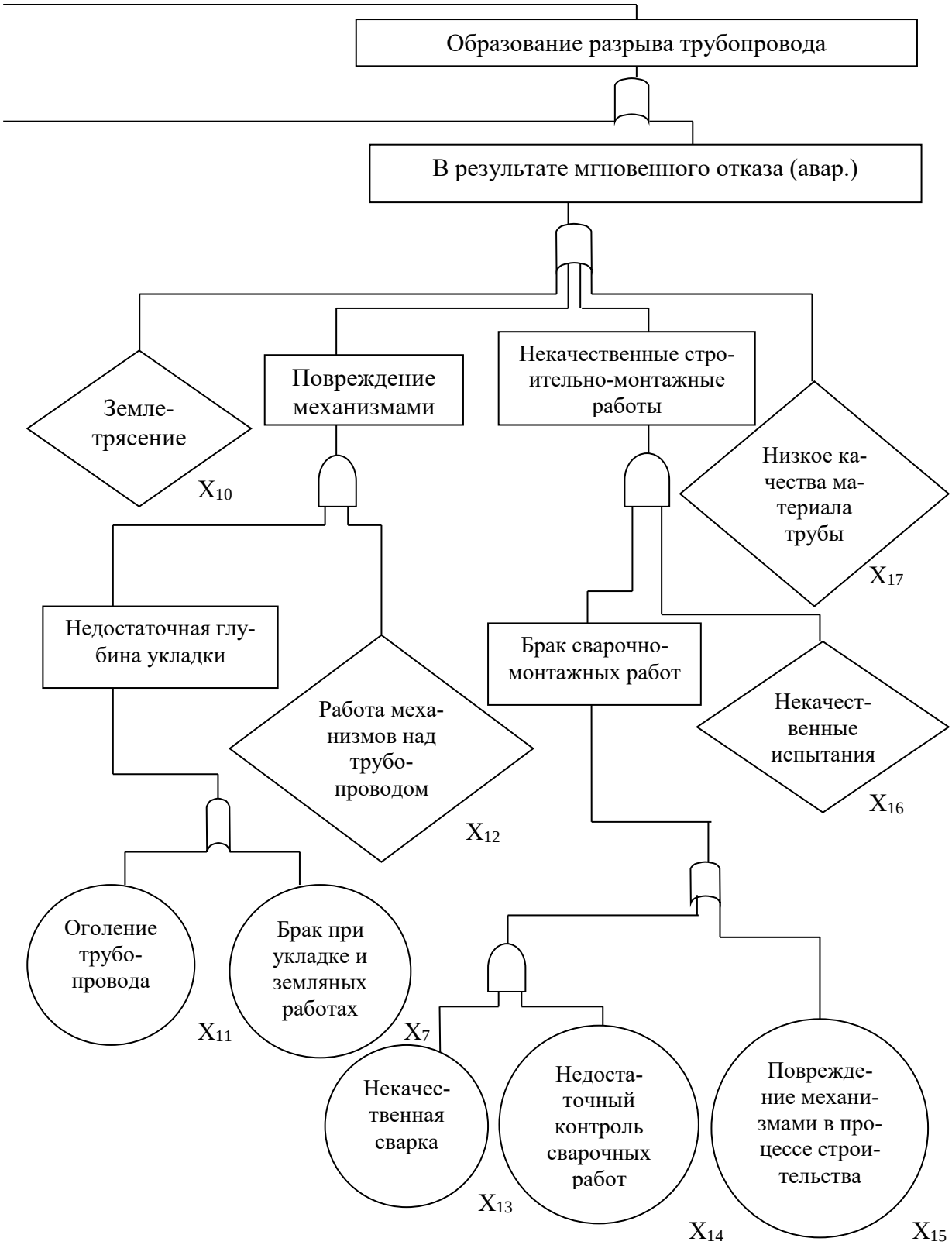


Рис. 4.1. «Дерево отказов» для традиционного



способа сооружения подводных переходов (способ А)

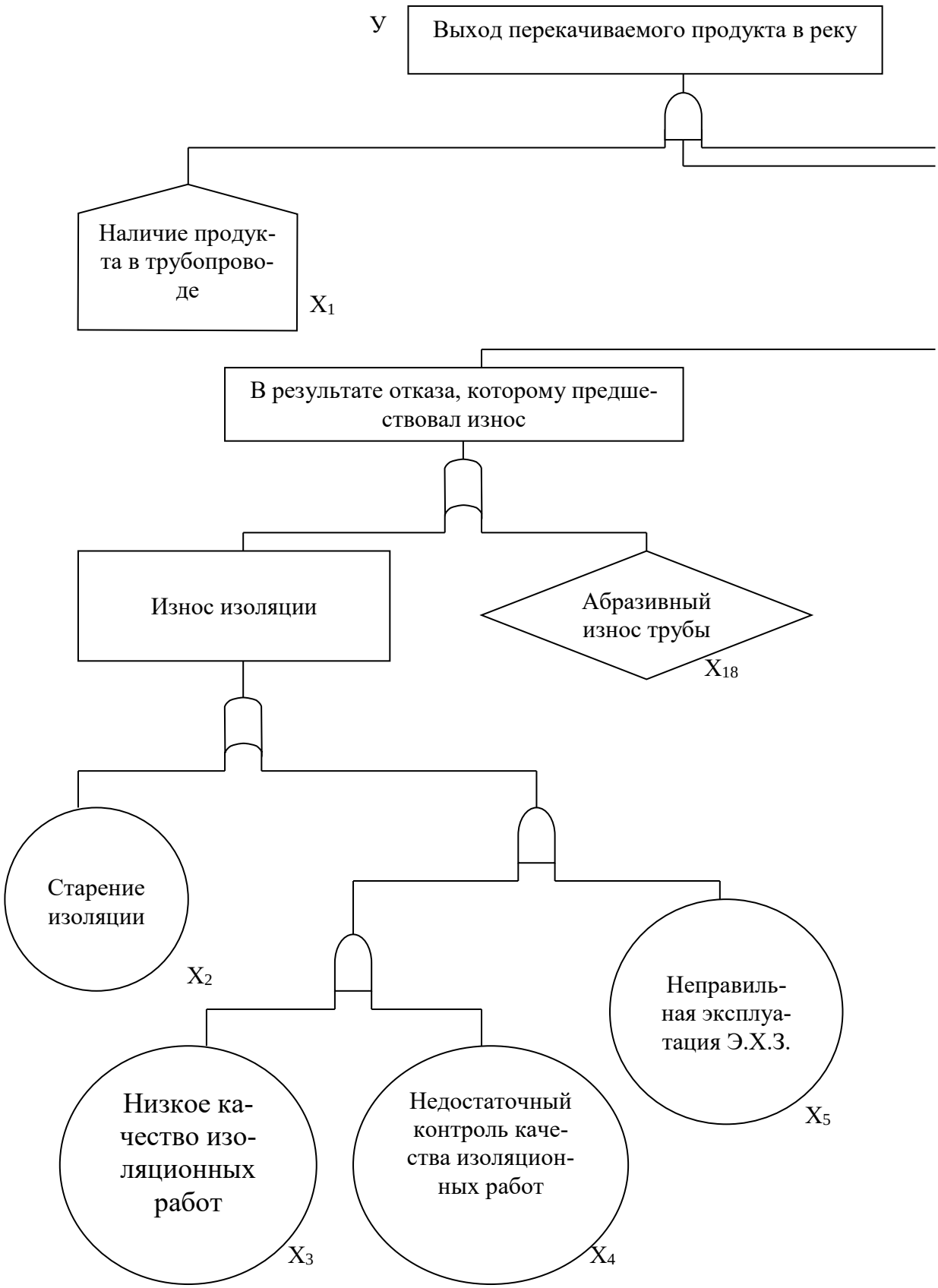
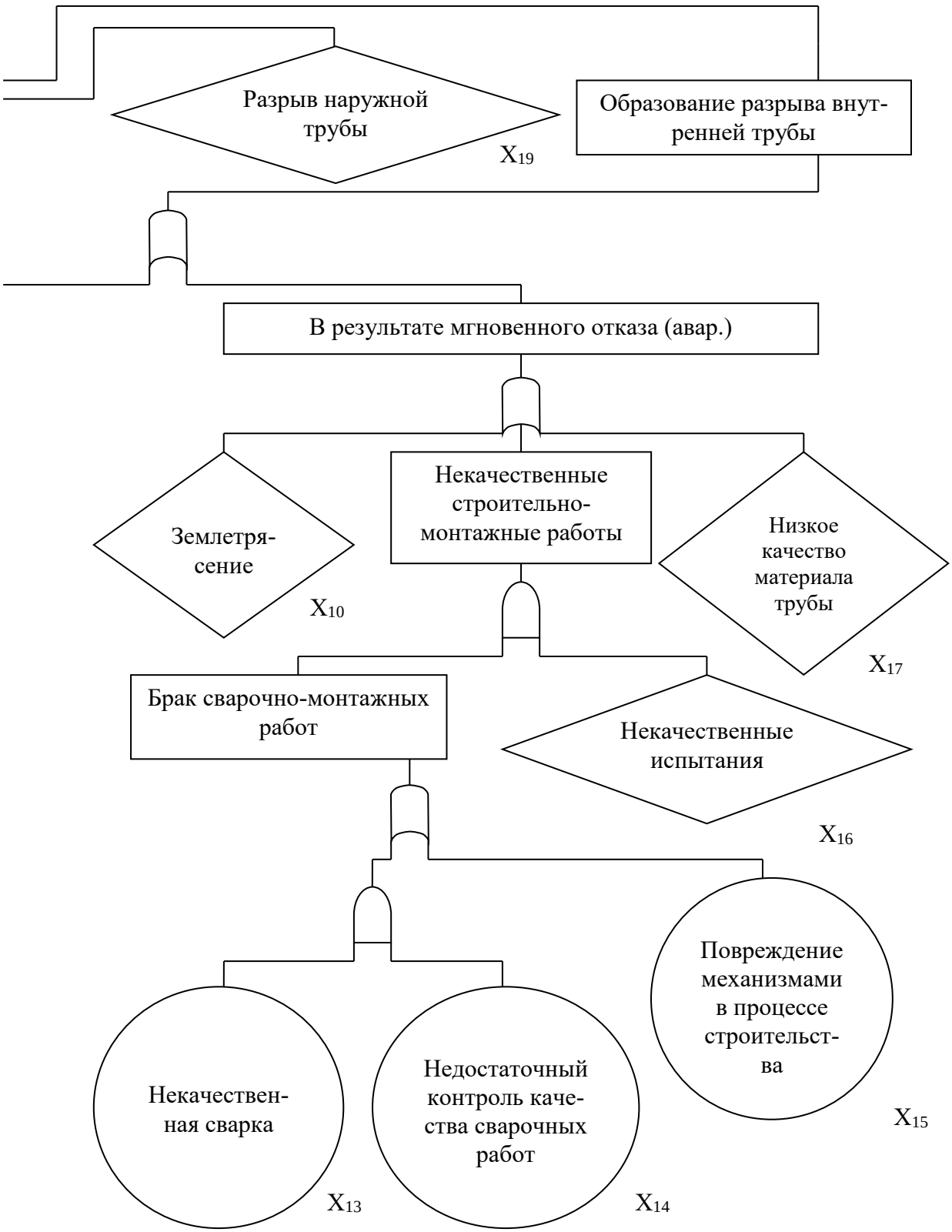


Рис. 4.2. «Дерево отказов» для предлагаемого



способа сооружения подводных переходов (способ В)

При сооружении переходов приходится выполнять значительный объем земляных работ. Используют также новые технологические способы прокладки переходов – типа «труба в трубе», – что снижает объем земляных работ. Данный способ предусматривает заглубление трубопровода не менее чем на 5 м от нижней точки дна водоема. При этом заглубление производится методом бестраншейной подземной проходки из одной точки суши, удаленной не менее, чем на 50 м от берега.

Большой интерес представляют минимальные критические комбинации (МКК) базисных событий, набор которых не может быть сокращен без гарантии наступления КС. Выявление МКК является весьма полезным при определении слабых мест в системе. Полный набор всех МКК является необходимым и достаточным условием наступления КС. Большой интерес представляет также нахождение минимальных не совершающихся критических комбинаций событий (МНКК). Полный набор МНКК – это набор базисных элементов, не наступление которых гарантирует не наступление КС.

Таким образом, качественный анализ системы представляет собой последовательность следующих операций:

– определение корневого события (КС);
– изучение элементов системы и их взаимосвязи;
– построение «дерева отказов»;
– запись соответствующей функции алгебры логики (ФАЛ) на основании построенного «дерева»;
– преобразование ФАЛ к виду дизъюнктивной нормальной формы, т.е. к логической сумме логических произведений;
– минимизация ФАЛ (т. е. упрощение с целью получения возможно меньшего числа членов, возможно меньшей длины).

Конъюнкции минимизированной ФАЛ и являются МКК, т.е. наиболее простым вариантом реализации корневого события «дерева». Затем, при необходимости, определяют МНКК, последовательно исследуя влияние каждого из первичных событий и их конъюнкции на значения ФАЛ. В том случае, если при значении базисного события или его конъюнкции, равном нулю, значение ФАЛ тоже равно нулю, то это первичное событие, или минимальная конъюнкция, и является МНКК.

Для представления логических связей в математической форме применяются основные законы алгебры логики (также называют Булевой алгеброй).

Схема «ИЛИ» изображается символом U или «+». Любой из этих символов показывает объединение событий, связанных со схемой «ИЛИ». Математическое описание схем ИЛИ с двумя событиями на входе дано на рисунке 4.3.

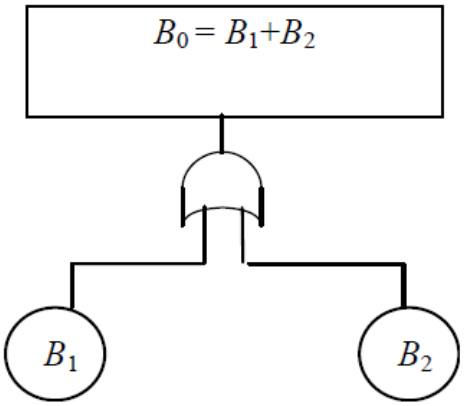


Рисунок 4.3 – Схема «ИЛИ» с двумя входами

Событие B_0 на выходе схемы «ИЛИ» записывается в алгебре логики как:

$$B_0 = B_1 + B_2, \quad (4.1)$$

где B_1 и B_2 – события на входе.

Схема «И» изображается символом ∩ или «·». Этот символ обозначает пересечение событий. Схема «И» с двумя входами показана на рисунке 4.4.

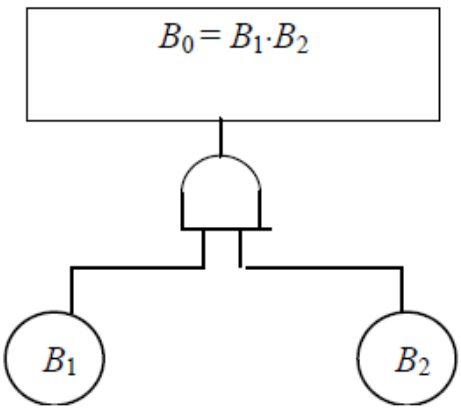


Рисунок 4.4 – Схема «И» с двумя входами

Событие B_0 на выходе схемы «И» записывается в алгебре логики как:

$$B_0 = B_1 \cdot B_2 \quad (4.2)$$

Определим в качестве КС «дерева отказов» такое событие, как выход перекачиваемого продукта в реку. Построим два «дерева отказов»: А – для традиционной технологии (рис. 4.1) и В – для способа «труба в трубе» (рис. 4.2). Для построения «дерева» используем логические символы и знаки событий, которые даны в таблицах.

Запишем ФАЛ для «дерева отказов» А:

$$y=X_3X_4X_5+X_2+X_{18}+X_9X_6+X_9X_7+X_9X_8+X_{11}X_{12}+X_7X_{12}+ \\ +X_{13}X_{14}X_{16}+X_{15}X_{16}+X_{17}\,. \qquad (4.3)$$

Для «дерева отказов» В (см. рис. 4.2) ФАЛ будет иметь следующий вид:

$$y=X_3X_4X_5+X_2+X_{18}+X_{13}X_{14}X_{16}+X_{15}X_{16}+X_{17}. \qquad (4.4)$$

4.2. Ранжирование исходных событий по числу МКК

Проранжируем исходные события «дерева» по числу МКК, в которые входят эти исходные события. Отметим, что чем чаще встречается данное исходное событие, тем больше его вклад в вероятность отказа системы.

Сами события тоже имеют свои обозначения, представленные в табл. 4.1 и 4.2

Таблица 4.1 – Ранжирование исходных событий «дерева» для способа А

Ранг события	**Число МКК, в которое входит событие**	**№ события**	**Описание события**
1	3	9	Колебания трубопровода в результате действия течения
	2	16	Некачественные испытания
2	2	7	Брак при укладке и земляных работах
	2	12	Работа механизмов над трубопроводом
	1	2	Старение изоляции
3	1	3	Низкое качество изоляционных работ
	1	4	Недостаточный контроль качества
	1	5	Неправильная эксплуатация Э.Х.З.
	1	6	Ошибки в проекте
	1	8	Изменение гидрогеологического режима
	1	11	Оголение трубопровода
	1	13	Некачественная сварка
	1	14	Недостаточный контроль сварочных работ
	1	15	Повреждение изоляции механизмами в процессе строительства
	1	17	Низкое качество материала трубы
	1	18	Абразивный износ тела трубы

Таблица 4.2 – Ранжирование исходных событий «дерева» для способа В

Ранг события	**Число МКК, в которое входит событие**	**№ события**	**Описание события**
1	2	16	Некачественные испытания
	1	2	Старение изоляции
2	1	3	Низкое качество изоляционных работ
	1	4	Недостаточный контроль качества работ
3	1	5	Неправильная эксплуатация Э.Х.З.
	1	13	Некачественная сварка
	1	14	Недостаточный контроль сварочных работ
	1	15	Повреждение механизмами в процессе строительства
	1	17	Низкое качество материала трубы
	1	18	Абразивный износ трубы

Изучим, таким образом, влияние каждого первичного события на экологическую безопасность системы.

Сведем минимальные критические комбинации, содержащие исходные события для вариантов А и В, в таблицы 4.1 и 4.2 и проранжируем исходные события для этих вариантов.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что по экологической безопасности и надежности способ В превосходит А, поскольку:

– число возможных реализаций событий (количество МКК) при способе А значительно больше, чем при способе В – соответственно 11 и 6 (см. рис. 4.1 и 4.2);

– многие исходные события варианта А (6-9, 11, 12) отсутствуют в способе В (см. рис. 4.1 и 4.2).

Анализ МНКК для этих деревьев также показал большую надежность способа В (в примере не приводится из-за большого объема). Необходимо отметить, что еще больший интерес представляет количественный анализ «дерева отказов», который мог бы обеспечить:

– прогнозирование вероятности исходного события «дерева»;

– определение тех факторов (первичных событий), которые в наибольшей степени способствуют сбою системы (по МКК) и тех факторов, которые в наибольшей степени способствуют ее надежности (по МНКК).

5. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ АСПЕКТЫ АНАЛИЗА

5.1. Определение вероятностных параметров для системы в целом.

1. Коэффициент готовности системы $A(t)$ – вероятность того, что конечное опасное событие не происходит в момент t.

2. Коэффициент простоя системы $R(t)$ – вероятность того, что конечное опасное состояние осуществляется в момент t или просто вероятность опасного состояния системы.

$$A(t)+R(t)=1 \tag{5.1}$$

3. *P(t)* – вероятность безотказной работы системы в течение времени t.

4. *Q(t)* – вероятность того, что отказ системы наступит в течение времени t.

$$P(t)+Q(t)=1 \tag{5.2}$$

5. *f(t)* – плотность распределения времени безотказной работы.

$$f(t)=dp/dt \tag{5.3}$$

6. Q – среднее время безотказной работы, численно равное математическому ожиданию времени.

$$Q = M(t)\int_0^\infty tp(t)dt. \tag{5.4}$$

7. Интенсивность отказов – условная плотность распределения времени безотказной работы для момента времени t, при условии, что до этого времени отказа не было.

Интенсивность отказов обозначается $\lambda(t)$ и выражается через вероятность безотказной работы системы следующим образом:

$$\lambda(t)=\frac{1}{p(t)}\times\frac{dp}{dt}. \tag{5.5}$$

Выразим вероятность безотказной работы через $\lambda(t)$ и проинтегрируем это выражение:

$$\int_0^\infty \lambda(t)dt=-\int_0^\infty \frac{dp}{p}=-\ln\, p(t) \tag{5.6}$$

отсюда

$$p(t)=e^{-\lambda t}. \tag{5.7}$$

5.2. Вычисление коэффициентов готовности *A(t)* и простоя *R(t)* на основе структурной схемы надежности

Для построения «дерева отказов» необходимо уяснить, что вероятность исходного события *B* определяется коэффициентами готовности и простоя, когда событие *B* – суть состояние отказа элемента.

Вероятность становится априорной, если исходное событие характеризует воздействие со стороны окружающей среды или ошибку человека.

Пример 1.

В данном «дереве» рис. 5.1 события S_1 и S_2 являются состояниями отказов элементов, а событие *D* характеризуется априорной вероятностью.

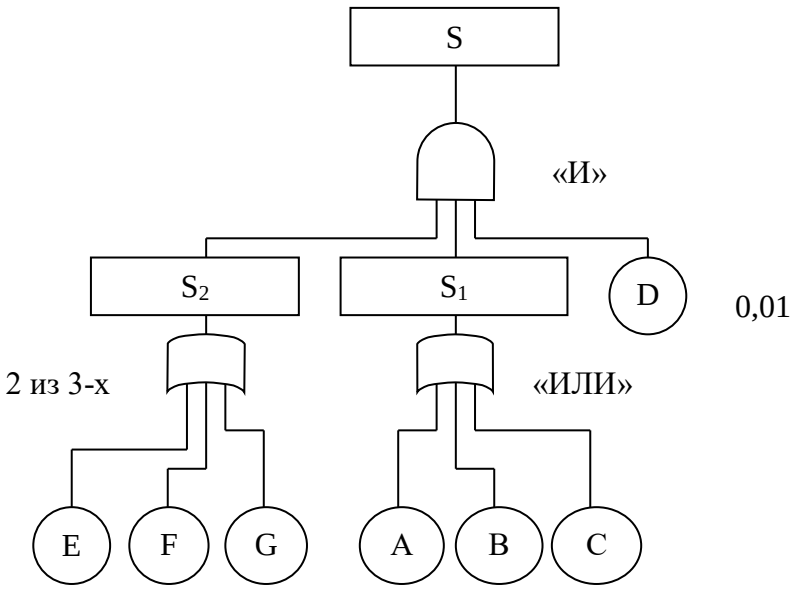


Рис. 5.1. «Дерево отказов» к примеру 1.

Структурная схема надежности является альтернативным путем представления событий и логических знаков наряду с «деревьями успешной работы». Последние являются вариантами «деревьев отказов», а отдельные события также являются состояниями «успешной работы», а не состояниями отказа. Соотношения между этими тремя формами и последовательность расчета рассмотрим на примере:

Система состоит из:

- *A* – нагнетательный вентилятор;
- *B* и *C* – охладительные насосы, которые могут заменить друг друга;
- *D* – водяной насос;
- *E* и *F* – циркуляционные насосы, также взаимозаменяемые;
- *G* – фильтрующая система.

Все эти устройства должны функционировать, чтобы вся система работала.

Для того, чтобы построить «дерево отказов», необходимо учитывать правило Моргана:

1. Если события *A, B, C, D, E, F, G* означают состояния функционирования исходных элементов, то вводятся дополнительные события $\overline{A}$, $\overline{B}$, $\overline{C}$, $\overline{D}$, $\overline{E}$, $\overline{F}$, $\overline{G}$, означающие состояния отказа исходных элементов; именно они составляют «дерево отказов».

2. Структурная схема параллельного типа соответствует «дереву отказов», образованному логическим знаком «И».

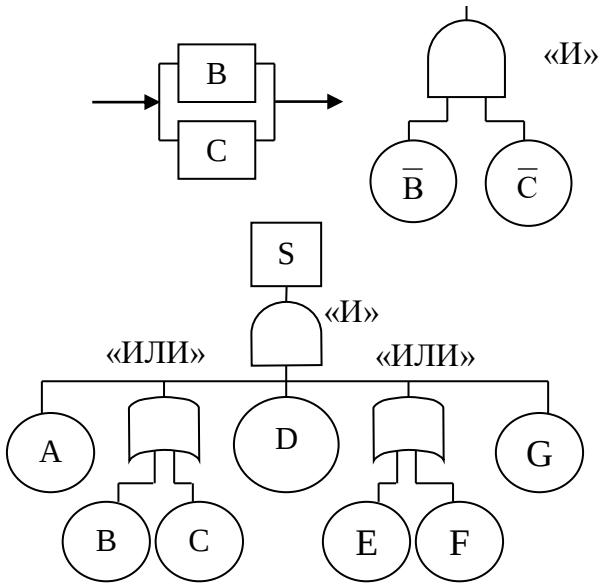


Рис. 5.2. «Дерево успеха» си-

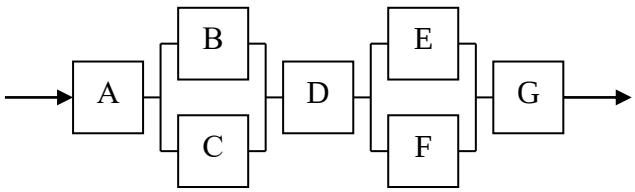
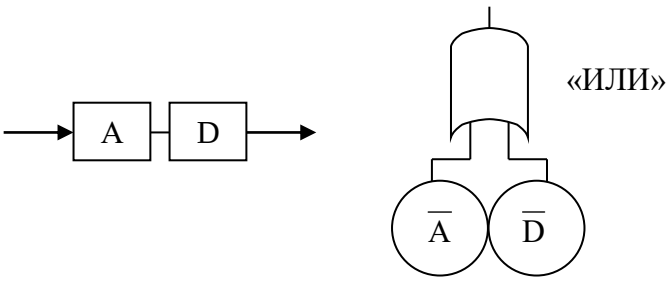


Рис. 5.3. Структурная схема системы

Действительно, чтобы отказала параллельная схема, необходимо, чтобы оба элемента отказали одновременно.

3. Структурная схема последовательного типа соответствует «дереву отказов», образованному логическим знаком «ИЛИ».



Действительно, чтобы отказала последовательная схема, необходим отказ хотя бы одного из элементов *A* и *D*.

4. Коэффициент простоя для параллельной структурной схемы

$$R(t) = p(\overline{B}) \times p(\overline{C}). \quad (5.8)$$

5. Коэффициент простоя для последовательной структурной схемы

$$R(t) = p(\overline{A}) + p(\overline{D}) - p(\overline{A}) \times p(\overline{D}). \quad (5.9)$$

6. Для расчета коэффициентами готовности и простоя сложной системы, состоящей из нескольких логических знаков, составляется логическая формула системы на основе структурной схемы

$$S = A \wedge (C \vee B) \wedge D \wedge (E \vee F) \wedge G. \quad (5.10)$$

Пример 2. Расчет системы и построение «дерева отказов».

Знак $\wedge$ эквивалентен алгебраическому знаку *:

$$S = A*(C \vee B)*D*(E \vee F)*G.$$

Событие *S* характеризует надежную работу системы. Для его осуществления важна одновременная надежная работа всех элементов системы. Отсюда вероятность наступления события *S* равна произведению вероятностей этих событий

$$p(S) = p(A)*p(C \vee B)*p(D)*p(E \vee F)*p(G). \quad (5.11)$$

Знак $\vee$ эквивалентен сумме зависимых событий. Вероятность суммы зависимых событий равна сумме вероятностей этих событий без вероятности их одновременного наступления:

$$p(B \text{ и } C) = p(B) + p(C) - p(B)*p(C),$$
$$p(E \text{ и } F) = p(E) + p(F) - p(E)*p(F),$$

отсюда

$$p(S)=p(A)*[p(B)+p(C)-p(B)p(C)]*p(D)*[p(E)+p(F)-p(E)p(F)]. \quad (5.12)$$

Вероятность наступления события *S* совпадает с коэффициентом готовности *A(t)* для «дерева успеха» (рис. 5.2)

Теперь покажем, как от «дерева успеха» можно перейти к расчету «дерева отказов» и его характеристики коэффициента простоя *R(t)*.

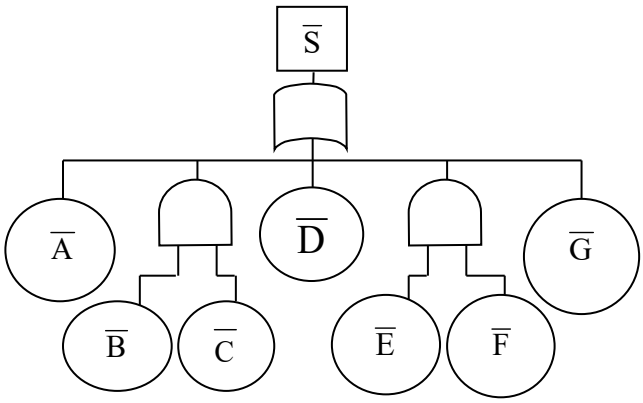


Рис. 5.4. Дерево отказов

Переходим к дополнительным событиям $\overline{A}, \overline{B}, \overline{C}, \overline{D}, \overline{E}, \overline{F}, \overline{G}$. Между вероятностью события А и вероятностью дополнительного события $\overline{A}$ существует связь

$$P(A) = 1 - P(\overline{A}); \; P(B) = 1 - P(\overline{B}) \qquad \text{и так далее.}$$

$$A(t) = [1 - P(\overline{A})]*[1 - P(\overline{C}) + 1 - P(\overline{B}) - (1 - P(\overline{C}))*(1 - P(\overline{B}))]*[1 - P(\overline{D})]* \\ *[1 - P(\overline{E}) + 1 - P(\overline{F}) - (1 - P(\overline{E}))*(1 - P(\overline{F}))]*P(\overline{G}). \qquad (5.13)$$

Затем рассчитываем коэффициент простоя $R(t) = 1 - A(t)$.

5.3. Использование метода «Монте-Карло» для количественной оценки системы

5.3.1. Количественная оценка системы с помощью параметров *A(t)* и *R(t)*

Для количественного анализа «дерева отказов» и структурных схем широко используются метод «Монте-Карло». При значительной сложности системы данный метод позволяет наиболее быстро получить искомый результат.

Коэффициент простоя системы *R(t)* и коэффициент готовности *A(t)* относятся к априорной вероятности отказа системы; их используют для прогнозирования некатастрофических повреждений, например, требующих приостановки производства или обслуживания. Этот вид отказа системы не приводит к полному разрушению системы и может возникнуть неоднократно в процессе эксплуатации системы.

Постановка задачи:

«Дерево отказов» имеет X_1, X_2 ... X_V исходных узлов.

Время отказа каждого узла – случайная величина, распределенная по закону *F(t)*, которая моделируется методом «Монте-Карло».

Схема моделирования.

Чтобы рассчитать коэффициент отказа R_V узла *V*, необходимо:

– построить графики распределения вероятности появления отказа в момент времени *t*. Значения случайной переменной *t* на оси абсцисс, а значения вероятности на оси ординат;

– с помощью генератора случайных чисел выбирают случайное число в интервале (0;1);

– проводят горизонтальную прямую от точки на оси ординат, соответствующей выбранному случайному числу, до пересечения с кривой распределения вероятности;

– опускают из этой точки перпендикуляр на ось абсцисс;

– записывают полученное значение *t*, соответствующее времени наступления отказа данного узла;

– дальнейшая последовательность расчета R_V регламентирована в п. 6.1.

Расчет коэффициента простоя системы *R(t)*, промоделированной «деревом отказов», проводится по правилу Моргана (см. 5.2).

6. КОЛИЧЕСТВЕННЫЙ РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАГИБАНИЯ ТЯГ АНКЕРОВ

Количественной мерой надежности деталей и машин является величина вероятности безотказной работы, определяемая на основе статистических закономерностей.

Характеристики прочности по соответствующим критериям и напряженности деталей машин подвержены рассеянию и, являясь случайными величинами, могут быть отображены различными законами распределений. Отказы делятся на внезапные и постепенные. Внезапные отказы технических элементов подчиняются экспоненциальному закону распределения, а постепенные – нормальному. Примером внезапных (В) отказов являются поломка, обрыв, излом, а постепенных (П) – износ, старение, усталостный износ.

Для количественной оценки надежности приведем схему устройства для загибания тяг анкеров (рис. 6.1) и основные элементы устройства (рис. 6.2). Варианты выполнения заданий даны в Приложении 3.

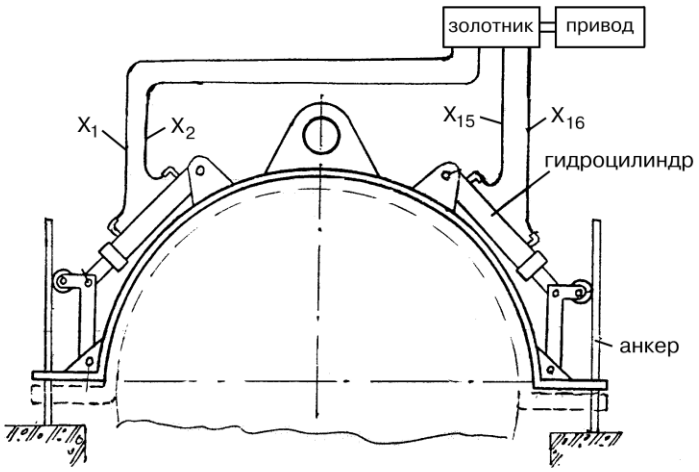


Рис. 6.1. Устройство для загибания тяг анкеров

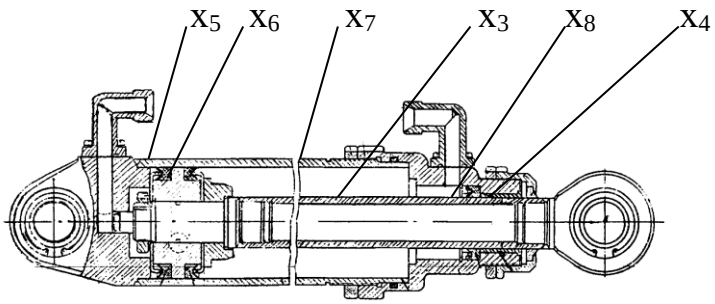


Рис. 6.2. Продольный разрез гидроцилиндра

Условимся все устройства называть системой, а составные части – ее элементами. Определим, какие элементы подвержены внезапному отказу, какие – постепенному. Обозначим отказы элементов устройства через X_1, X_2, X_3, …, X_n и определим тип отказа.

X_1, X_2, X_{15}, X_{16} – обрыв шлангов (В);

X_3, X_{10} – износ штоков (П);

X_4, X_{11} – износ втулки (П);

X_5, X_6, X_{12}, X_{13} – износ манжет (П);

X_7, X_{14} – износ внутренних поверхностей цилиндров (П);

X_8, X_9 – износ манжет (П).

Элементы, имеющие высокую степень надежности и отказы, имеющие малую вероятность появления, не учитываются логико-вероятностным методом и не включаются в структурную схему надежности.

Построим структурную схему надежности механической системы в виде последовательных и параллельных соединений рис. 6.3.

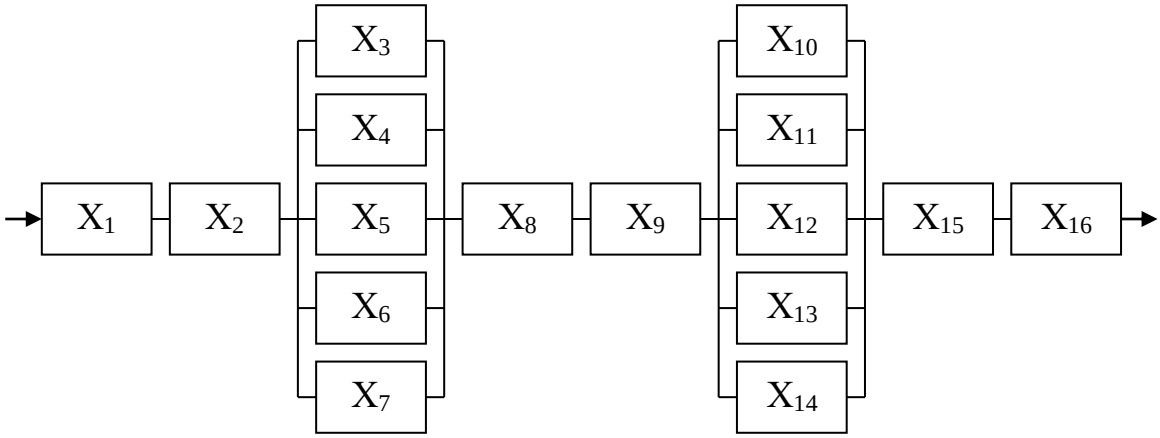


Рис. 6.3. Структурная схема надежности механической системы

Составим на основе структурной схемы «дерево отказов» рис.6.4, используя правило Моргана, когда последовательное соединение элементов в логической структуре «дерева» соединяется логическим знаком «ИЛИ», параллельные соединения – знаком «И».

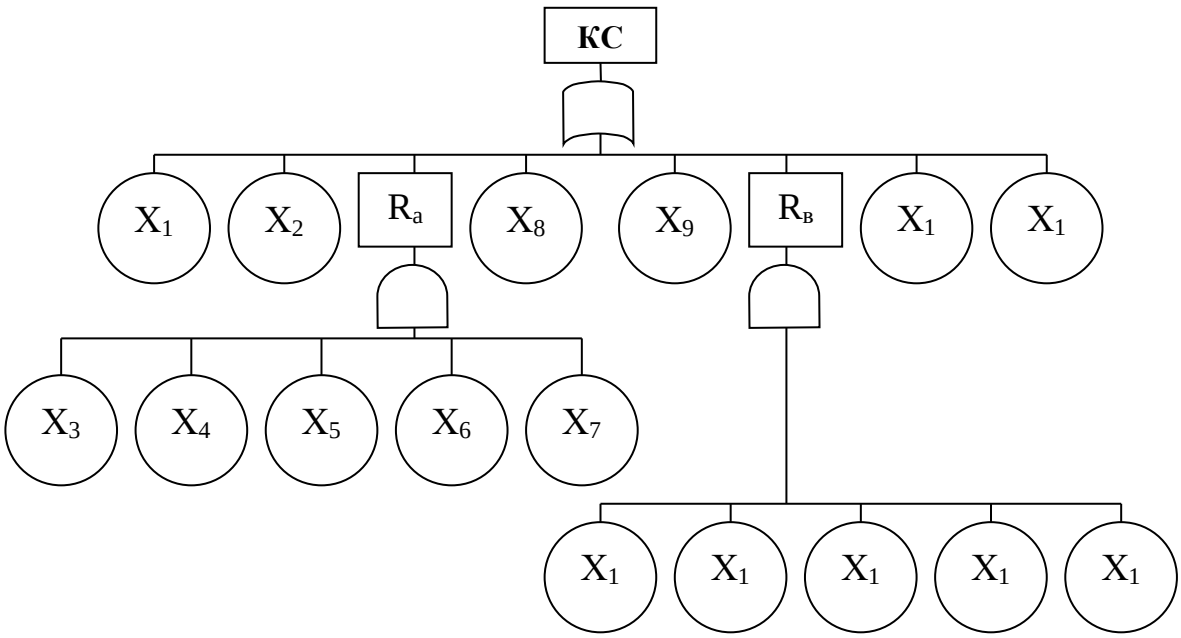


Рис. 6.4. «Дерево отказов»

6.1. Моделирование внезапных отказов

Построим интегральную функцию экспоненциального распределения:

$$F(t)=1-e^{-\lambda t}, \tag{6.1}$$

где λ – интенсивность отказов.

Интенсивность отказов рассчитывается по формуле:

$$\lambda=\frac{1}{T_{ср}}, \tag{6.2}$$

где $T_{ср}$ – среднее время наработки на отказ.

Примем среднюю наработку на отказ устройства при обрыве шланга $T_{ср}$=80000 часов.

F(20000)=0,22	F(140000)=0,83
F(40000)=0,39	F(200000)=0,92
F(60000)=0,53	F(300000)=0,98
F(100000)=0,71	F(350000)=0,99

По расчетным данным построим интегральную функцию экспоненциального распределения. На оси абсцисс отложим время t в 3÷4 раза больше $T_{ср}$. На оси ординат – значение функции $F(t)$.

На основе метода «Монте-Карло» промоделируем вероятность случайных отказов. Выбрасываем с помощью генератора случайных чисел числовую последовательность R в диапазоне значений (0÷1).

Отложим каждое из чисел числовой последовательности R по оси ординат (например: 0,9), проведем прямую, параллельную оси абсцисс (см. рис. 6.5) до пересечения с графиком функции $F(t)$ и из точки пересечения опустим перпендикуляр на ось времени; таким образом, получаются значения времени, соответствующие каждому числу последовательности, приведенные в первой строчке табл. 6.1, которые называются реализацией времени функционирования устройства. Таких реализаций получим не менее 5 (1, 2, 3, 4, 5 строчки таблицы). Набор реализаций называется выборкой из 6×5 элементов.

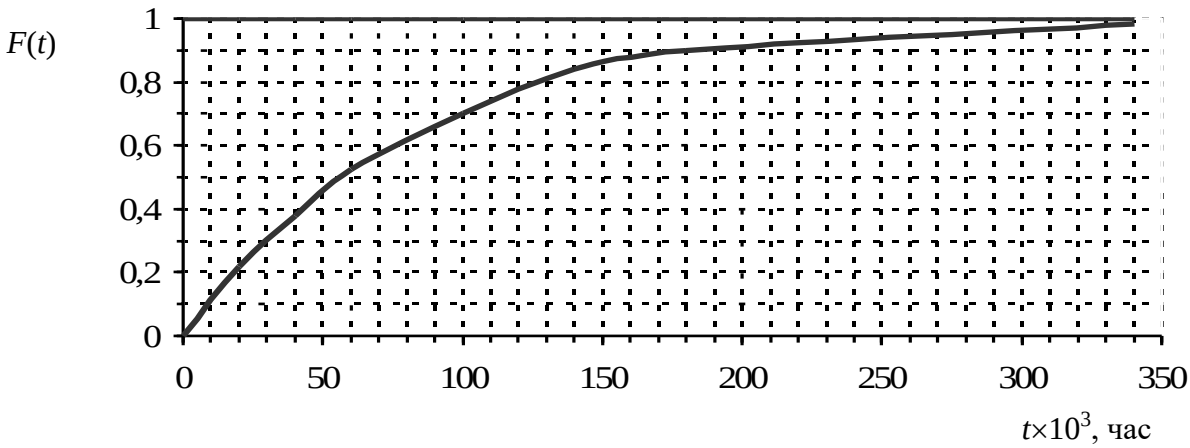


Рис. 6.5. Интегральная функция экспоненциального распределения, $\lambda=1{,}25\times10^{-5}$, 1/час.

Таблица 6.1 – Временная выборка из пяти реализаций для шести элементов $t\times10^3$ час

m / n		Количество элементов						Σt_0	$\Sigma t_{общ}$	$\Sigma t_0/\Sigma t_{общ}$
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**			
Количество реализаций	**1**	178	108	54	60	152	42	0	594	0
	2	54	28 (12)	48	134	28 (12)	120	24	412	0,058
	3	4 (36)	128	106	118	72	22 (18)	54	450	0,12
	4	10 (30)	100	38 (2)	208	368	90	32	814	0,039
	5	14 (26)	58	28 (12)	20 (20)	88	100	58	308	0,188

Итого: 0,405

Далее временные значения t_i, приведенные в табл. 6.1, сравниваем с $T_{ср}/2$, поскольку нас интересует поведение системы в первый полупериод эксплуатации. Затем получим время t_0 нерабочего состояния элемента системы X_1, выбирая лишь те случаи, когда $t_i<T_{ср}/2$. Расчет производится по формуле:

$$t_0=\frac{T_{ср}}{2}-t_i. \qquad (6.3)$$

Полученное значение t_0 заносим в табл. 6.1, указав его в скобках, затем суммируем нерабочее время в единичной реализации t_0 и берем отношение к сумме общего времени $t_{общ}$ работы элемента в этой реализации. На основе полученных значений определим вероятность отказа элемента системы X_1 для данной реализации по формуле 6.4 и так для каждой реализации.

$$R_i = \frac{\sum_{i=1}^{6} t_0}{\sum_{i=1}^{6} t_{i_{общ}}}, \qquad (6.4)$$

Вероятность отказа элемента системы X_1 является средним арифметическим этих значений:

$$R_{X_1} = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^{5} R_i, \qquad (6.5)$$

$$R_{X_1} = \frac{0{,}405}{5} = 0{,}081.$$

Аналогично определяем вероятности отказов элементов системы R_{X_2}, $R_{X_{15}}$, $R_{X_{16}}$. В данном примере $R_{X_2} = 0{,}073;\ R_{X_{15}} = 0{,}098;\ R_{X_{16}} = 0{,}138.$

6.2. Моделирование постепенных отказов

Постепенные отказы подчиняются нормальному закону распределения. Интегральная функция нормального закона имеет вид:

$$F(x) = \frac{1}{\delta\sqrt{2\pi}} \int_{\infty}^{x} e^{\frac{(x-a)^2}{2\delta^2}} \partial x, \qquad (6.6)$$

где δ – среднеквадратичное отклонение;

a – математическое ожидание.

Для того, чтобы не рассчитывать интеграл, воспользуемся половинной функцией Лапласа и с ее помощью рассчитаем нормальный закон распределения по формуле:

$$F(t) = 0{,}5 + \Phi(x), \qquad (6.7)$$

где $\Phi(x)$ – половинная функция Лапласа; $x=(t - T_{ср})/\delta$, где

x – аргумент функции Лапласа;

t – время функционирования;

$T_{ср}$ – средняя наработка на отказ;

δ – среднеквадратичное отклонение.

На рисунке 6.6 представлен график половинной функции Лапласа.

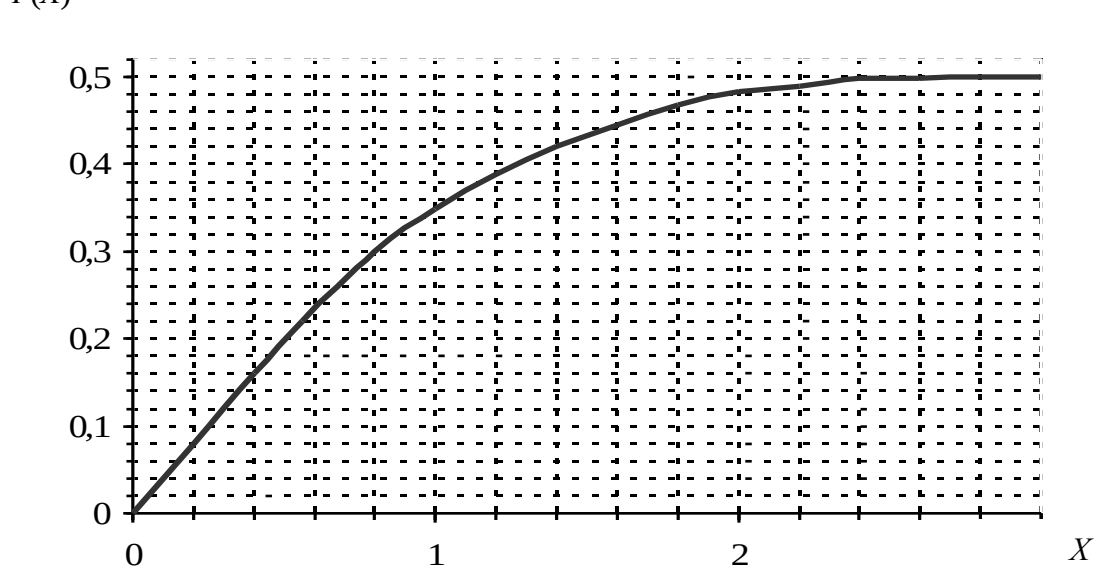


Рис. 6.6. Половинная функция Лапласа

Рассчитаем интегральную функцию $F(t)$ нормального распределения для X_5 (износ манжет), задавшись $T_{ср}$=20000 час., δ=500, определим аргумент функции Лапласа и занесем данные в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Сводная таблица расчета интегральной функции нормального распределения

t×10³, час.	18	18,5	19	19,5	20	20,5	21	21,5	22
X	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4
Ф(x)	-0,5	-0,5	-0,48	-0,34	0	0,34	0,48	0,5	0,5
F(t)	0	0	0,02	0,16	0,5	0,84	0,98	1	1

На основе расчетных данных табл. 6.2 построим график нормального распределения (рис. 6.7).

Процедура моделирования аналогична рассмотренной выше. Полученную выборку 6×5 заносим в табл. 6.3.

Полученные в табл. 6.3 значения сравниваем с $T_{ср}$, т. к. нас интересуют характеристики системы в первый период эксплуатации. В тех случаях, если $t_i<T_{ср}$, находим нерабочее время t_0 элемента системы X_5 по формуле $t_0 = T_{ср} - t_i$. Полученное время указано в скобках в табл.6.3. Затем, просуммировав время t_0 по реализации, берем отношение t_0 к суммарному времени функционирования

элемента системы X_5 в этой реализации $\sum_{i=1}^{6} t_{i_{общ}}$. Вероятность отказа элемента системы X_5 в данной реализации определяем по формуле (6.4):

$$R_i = \frac{\sum_{i=1}^{6} t_0}{\sum_{i=1}^{6} t_{i_{общ}}},$$

Таблица 6.3

Временная выборка из 6×5 элементов

n \ m		1	2	3	4	5	6	Σt_0	$\Sigma t_{общ}$	$\Sigma t_0/\Sigma t_{общ}$
Количество реализаций	1	18,81 (1,19)	19,62 (0,38)	19,94 (0,06)	20,25	21,92	19,13 (0,87)	1,63	119,67	0,0136
	2	19,06 (0,94)	21,46	21,22	20,50	21,42	19,75 (0,25)	1,19	123,41	0,0096
	3	21,42	19,08 (0,92)	19,82 (0,18)	20,20	20,35	19,66 (0,43)	1,44	120,53	0,0119
	4	18,75 (1,25)	18,90 (1,1)	19,95 (0,05)	20,87	21,20	21,5	2,40	121,17	0,0198
	5	21,31	20,5	20,2	20,55	19,63 (0,37)	19,4 (0,6)	0,97	121,59	0,0080

Итого: 0,0629

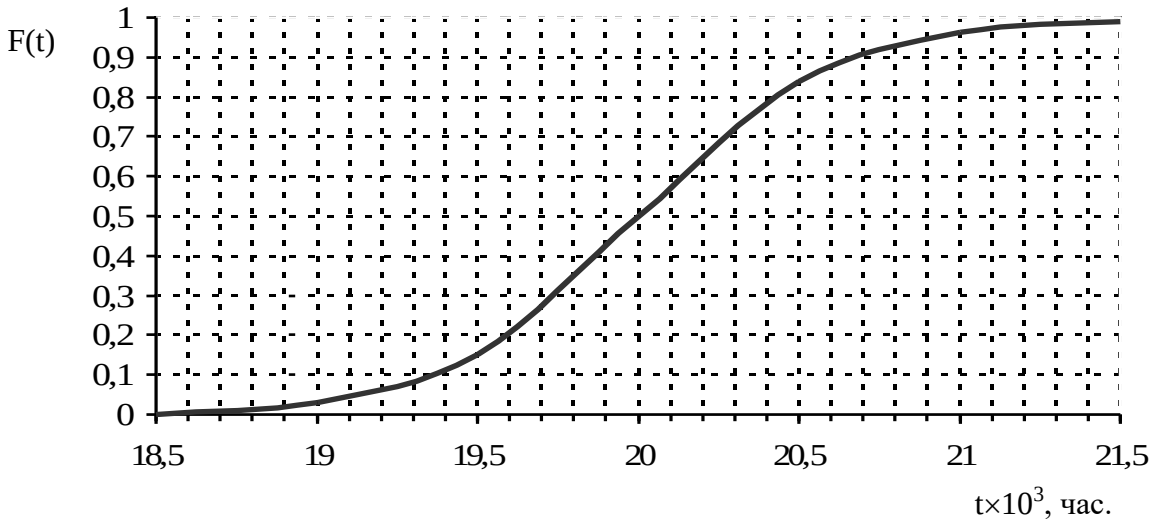


Рис. 6.7. Интегральная функция нормального распределения

Полный коэффициент отказа элемента системы R_{X_5} рассчитывается как:

$$R_{X_5} = \frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5} R_i.$$

Его численное значение $R_{X_5} = \frac{0{,}0629}{5} = 0{,}0126$.

Аналогично промоделируем для остальных манжет X_6, X_{12}, X_{13}, X_8, X_9. В данном примере получены такие значения: $R_{X_6} = 0{,}008$; $R_{X_{12}} = 0{,}0165$; $R_{X_{13}} = 0{,}009$; $R_{X_8} = 0{,}02$; $R_{X_9} = 0{,}00189$.

Элементы системы X_3, X_4, X_7, X_{10}, X_{11}, X_{14} имеют другое время наработки на отказ $T_{ср}$=40000 час., для них необходимо заново строить график функции $F(t) = 0{,}5 + \Phi(x)$, где $x = \frac{t - T_{ср}}{\delta}$ и повторить процесс моделирования уже по новому графику. Получим для каждого из элементов X_3, X_4, X_7, X_{10}, X_{11}, X_{14} выборку 6×5 и рассчитаем коэффициенты отказов $R_{X_3} = 0{,}012$; $R_{X_{10}} = 0{,}002$; $R_{X_4} = 0{,}0087$; $R_{X_{11}} = 0{,}0057$; $R_{X_7} = 0{,}027$; $R_{X_{14}} = 0{,}0073$.

В результате процедуры моделирования получим коэффициенты отказов каждого элемента системы. Рассчитаем коэффициент отказа всей системы, используя формулы для последовательного и параллельного соединения.

для «ИЛИ» $R = 1 - \prod_{i=1}^{n}(1 - R_{X_i})$,

для «И» $R = \prod_{i=1}^{n} R_{X_i}$.

Рассчитаем коэффициент отказа системы $R_{кс}$ по формуле:

$$\begin{aligned} \mathrm{R_{кс}} = 1 - (1 - \mathrm{R_{X_1}}) \times (1 - \mathrm{R_{X_2}}) \times (1 - \mathrm{R_a}) \times (1 - \mathrm{R_{X_8}}) \times \\ \times (1 - \mathrm{R_{X_9}}) \times (1 - \mathrm{R_b}) \times (1 - \mathrm{R_{X_{15}}}) \times (1 - \mathrm{R_{X_{16}}}), \end{aligned} \qquad (6.8)$$

где $R_a = R_{X_3} \times R_{X_4} \times R_{X_5} \times R_{X_6} \times R_{X_7}$,

$R_b = R_{X_{10}} \times R_{X_{11}} \times R_{X_{12}} \times R_{X_{13}} \times R_{X_{14}}$;

отсюда $R_{кс}$=0,35.

7. ВЫБОР ПРАВИЛЬНЫХ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

7.1. Методика оценки уровня организации работы по охране труда

Численная оценка уровня организации работы по охране труда производится для функциональных подразделений и служб II–V уровней управления, их руководителей, специалистов и других инженерно-технических работников.

Оценка уровня организации работы по охране труда определяется коэффициентом $K_{орг}^{от}$ и осуществляется комиссиями (группами) специалистов.

При проверках все службы (отделы), специалисты и руководители организаций представляют комиссиям данные для подсчета коэффициента $K_{орг}^{от}$.

По результатам проведенной оценки разрабатываются предложения по повышению эффективности работы в создании безопасных условий труда; дается оценка деятельности служб, руководителей и специалистов и принимаются меры по улучшению их работы и управленческой деятельности.

7.1.1. Определение показателей оценки уровня организации работы

Оценка уровня организации работы по охране труда определяется по сумме следующих коэффициентов:

K_1–коэффициента исполнительской дисциплины;

K_2–коэффициента соответствия профессиональной подготовки рабочих и специализации ИТР профилю выполняемой работы;

K_3 – коэффициента обученности персонала правилам безопасного ведения работ;

K_4–коэффициента аттестации рабочих мест.

Коэффициент K_1 характеризуется отношением количества выполненных мероприятий к общему числу мероприятий, предусмотренных планами по охране труда, приказами, предписаниями контролирующих органов, актами расследования несчастных случаев, ДТП и пожаров.

Коэффициент K_1 определяется как среднеарифметическая величина коэффициентов, характеризующих работу отдельных служб (подразделений): отдела главного механика (ОГМ), отдела главного энергетика (ОГЭ), отдела капитального строительства (ОКС), производственно-технического отдела (ПТО), геологического (геофизического) отдела (ГО), отдела кадров (ОК), отдела охраны труда (ОТ), службы (подразделения) обеспечения производства (технологи, ремонтники, строители, АСУ и др.).

При подсчете этих коэффициентов учитывается выполнение плановых мероприятий, распоряжений, приказов, предписаний контролирующих органов, организации, предприятия, выполнение обязанностей по участию в проверках в составе ПДК (или ее групп), а также по направлениям деятельности каждой службы (подразделения). Эти показатели одновременно служат для оценки деятельности руководителя службы (подразделения).

Коэффициент $К_2$ определяется как среднеарифметическая величина коэффициентов $К_{2\text{-}1}$ и $К_{2\text{-}2}$, где $К_{2\text{-}1}$ представляет собой отношение количества рабочих, прошедших требуемую профессиональную подготовку для данного вида работ в предусмотренные сроки, к числу рабочих, которые должны были пройти такую подготовку; а $К_{2\text{-}2}$ – отношение числа ИТР, включая руководителей, имеющих соответствующее профилю работы образование, к общему числу ИТР в организации, на предприятии.

Коэффициент $К_3$ определяется как среднеарифметическая величина коэффициентов $К_{3\text{-}1}$ и $К_{3\text{-}2}$, где $К_{3\text{-}1}$ определяется как отношение количества рабочих, прошедших проверку знаний по охране труда в предусмотренные сроки, к числу рабочих, которые должны были пройти такую проверку согласно плану; а $К_{3\text{-}2}$ – отношение количества ИТР, прошедших проверку знаний по охране труда, к числу ИТР, которые должны были пройти такую проверку в сроки, предусмотренные планом.

Коэффициент $К_4$ определяется как отношение количества аттестованных в предусмотренные планом сроки рабочих мест к числу рабочих мест, которые должны были быть аттестованы в сроки, предусмотренные планом.

Коэффициент $K_{орг}^{от}$ определяется по формуле:

$$К_{орг}^{от} = \frac{К_1 + К_2 + К_3 + К_4}{4}$$

Значение $K_{орг}^{от}$ лежит в пределах 0–1. Чем выше значение $K_{орг}^{от}$, тем выше оценка уровня организации работы по охране труда.

Результаты проверки уровня организации работы оформляются актом, используются для морального и материального воздействия на трудовые коллективы и руководителей организаций, предприятий, подразделений и служб, специалистов и инженерно-технических работников.

7.2. Управленческие решения при оценке ситуаций с помощью модели «дерева решений»

«Дерево решений» – еще один популярный метод науки управления, используемый для выбора наилучшего направления действий из имеющихся вариантов. «Дерево решений» – это схематичное представление проблемы принятия решений. Дерево решений дает руководителю возможность «учесть различные направления действий, соотнести их, скорректировать результаты в соответствии с приписанной им вероятностью, а затем сравнить альтернативы». Концепция ожидаемого значения является неотъемлемой частью метода дерева решений.

Дерево решений можно построить под более сложную ситуацию, когда результаты одного решения влияют на последующие решения. Таким образом,

дерево решений – это полезный инструмент для принятия последовательных решений.

Чтобы помочь руководителям оценить ситуацию, разработаны семь критериев, по которым оценивается ситуация «подчиненные – руководитель», а также модель дерева решений. Эти критерии даны в табл. 7.1.

Каждый критерий превращается в вопрос, который руководитель задает себе при оценке ситуации. Эти вопросы приведены в верхней части рис. 7.1. Первые три вопроса относятся к качеству решения, а последние четыре – к факторам, ограничивающим согласие подчиненных.

Таблица 7.1. Критерии проблемы

1	Значение качества решения.
2	Наличие достаточной информации или опыта у руководителя для принятия качественного решения.
3	Степень структурированности проблемы.
4	Значение согласия подчиненных с целями организации и их причастности для эффективного выполнения решения.
5	Определенная, на основании прошлого опыта, вероятность, что автократическое решение руководителя получит поддержку у подчиненных.
6	Степень мотивации подчиненных достигнуть целей организации, если они выполнят задачи, сформулированные при изложении проблемы.
7	Степень вероятности конфликта между подчиненными при выборе альтернативы.

Чтобы определить, который из этих пяти стилей подходит к конкретной ситуации, руководитель использует дерево решений (рис.7.1). Начиная с левой стороны модели, руководитель отвечает на каждый вопрос, находит таким образом критерий проблемы и, в конечном счете, подбирает соответствующий стиль руководства.

Лидерство, как и управление, является до некоторой степени искусством. Возможно, это и есть причина того, почему исследователям не удалось разработать и обосновать какую-либо теорию. Ситуационный подход к лидерству при соответствующей подготовке руководителя поможет научиться выбирать стиль, сообразный ситуации. В некоторых ситуациях руководители могут добиться эффективности своей работы структурируя задачи, планируя и организуя задачи, проявляя заботу и оказывая поддержку. В других ситуациях руководитель может посчитать более правильным оказывать влияние, разрешая подчиненным в какой-то степени участвовать в принятии решений, а не структурировать условия осуществления работы. Со временем те же самые руководители сочтут необходимы сменить стиль, сообразуясь с изменением характера задачи, с возникающими перед подчиненными проблемами, давлением со стороны высшего руководства и многим другими факторами, характерными для организации.

1	2	3	4	5	6	7
Имеются ли требования, предъявляемые к качеству решения и позволяющие определить степень предпочтительности одного решения по сравнению с другим?	Располагаю ли я достаточной информацией, чтобы принять качественное решение?	Структурирована ли проблема?	Является ли согласие подчиненных с выбранным решением существенным для его эффективного выполнения?	Если бы вам нужно было принимать решение самостоятельно, есть ли у вас достаточная уверенность в том, что оно будет поддержано вашими подчиненными?	Согласны ли подчиненные с целями организации, достижению которых они будут способствовать, решив эту проблему?	Не чревато ли выбранное решение конфликтом между подчиненными?
А	Б	В	Г	Д	Е	Ж

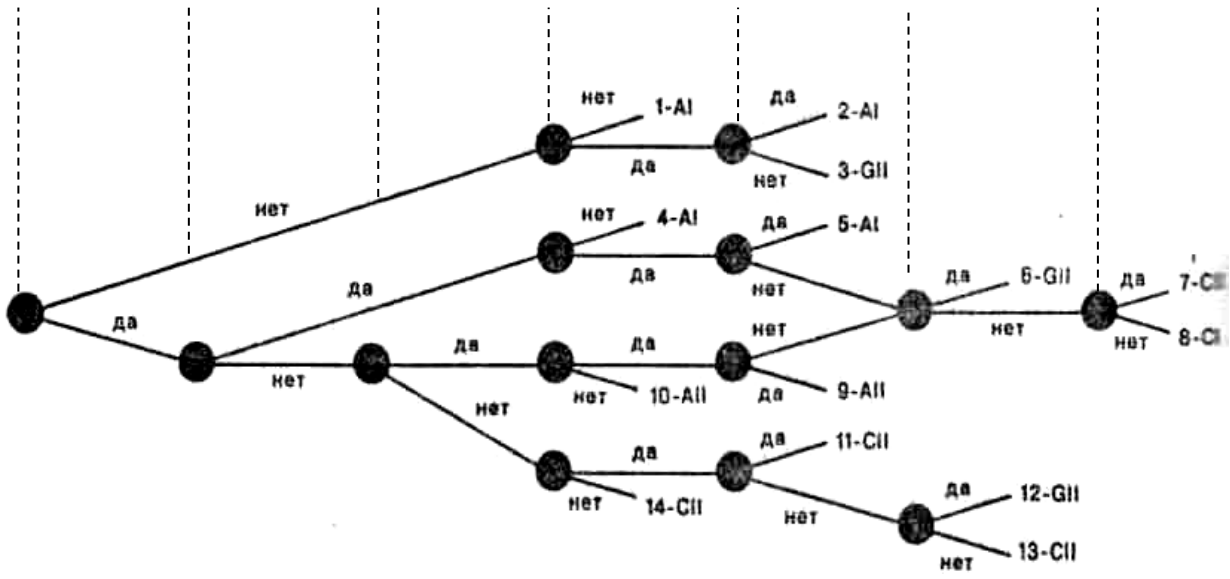


Рис. 7.1. Модель принятия решения руководителем.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ОБСТОЯТЕЛЬСТВА НЕСЧАСТНОГО СЛУЧАЯ

За период с 01 часа 00 мин. 17 октября по 04 часа 00 мин. московского времени 18 октября в речной порт баржами из районов Севера поступали и складировались в штабеля на открытой земляной площадке трубы большего диаметра, которые были в употреблении, различной длины, разного диаметра, изогнутые, при этом складирование труб в штабеля производилось с нарушениями технологических карт №1-И и №1-И(а), выразившимися в том, что в нижних слоях штабеля находились трубы меньшего диаметра, что запрещено п.2 «Особых требований» технологических карт.

Ответственность за надлежащее складирование труб в штабеля была возложена, согласно должностной инструкции, на сменных помощников начальника Осетина, Бараева и Дюкина, в чьи смены поступали и складировались трубы.

19 октября в 3-ем часу ночи звено в составе крановщика Желякина и стропальщиков Рыбалко и Ловко по указанию сменного помощника Бараева начали отгрузку труб из штабеля на автомашины. Перед началом работы штабель труб с одной стороны был огражден двумя стационарными упорами из труб, а с другой – двумя переносными упорами из ЖБИ. Со стороны упоров из ЖБИ штабель состоял из 4-х ярусов труб, а дальше к стационарным упорам из 2-х и 3-х ярусов.

При производстве работ по погрузке труб из-за отсутствия в наличии автоматического грузозахватного устройства, звено Желякина работало с помощью ручной трубной подвески. За период с 2-х часов до 7 час. 00 мин. (время окончания работ) звеном Желякина было отгружено 68 труб, при этом разборка штабеля производилась со стороны стационарных упоров с верхнего слоя до земли.

По окончании работ одна третья часть штабеля со стороны переносных упоров из ЖБИ осталась нетронутой, при этом в нарушение п.1 «Особых требований» технологической карты № 1-И, обязывающего ограничивать штабель с двух сторон двумя парами упоров, звено Желякина, уходя в 7 часов утра с места работы, не ограничило оставшийся 4-х слойный штабель труб упорами со стороны разборки. Сменный помощник Бараев не проконтролировал состояние штабеля после окончания работ.

В 7 час. 40 мин. 19 октября сменный помощник Османов, следуя на работу, проходил мимо штабеля труб и видел, что погрузка труб в ночную смену была проведена с нарушениями технологии, штабель со стороны разборки не имеет упоров, однако никаких мер к устранению обнаруженных нарушений технологии Османов не принял. Принимая в 8 час. утра смену от Бараева, Османов в общих чертах проинструктировал рабочих о правилах техники без-

опасности и сказал, что возможно придется грузить трубы если придут машины, при этом с технологической картой № 1-И рабочих не знакомил.

В 9 час. 00 мин., увидев подошедшую к штабелю автомашину, Османов отправил крановщика Сидорова и стропальщика Иванова и Ракова, на погрузку труб, сам же к штабелю не подходил.

Прибыв на место, звено Сидорова увидело, что трубы со стороны разборки не имеют упоров, сам штабель, в особенности трубы верхнего – 4 яруса, лежат неплотно и могут раскатиться, поэтому рабочие начали грузить на автомашины трубы, лежащие на земле отдельно от штабеля.

В 9 час. 30 мин. к штабелю для осмотра маркировки труб подошла приемосдатчик Катаева. В момент работы крана по укладке трубы на прицеп автомобиля, произошел раскат труб из штабеля и Катаева была летально травмирована см. рис.1.

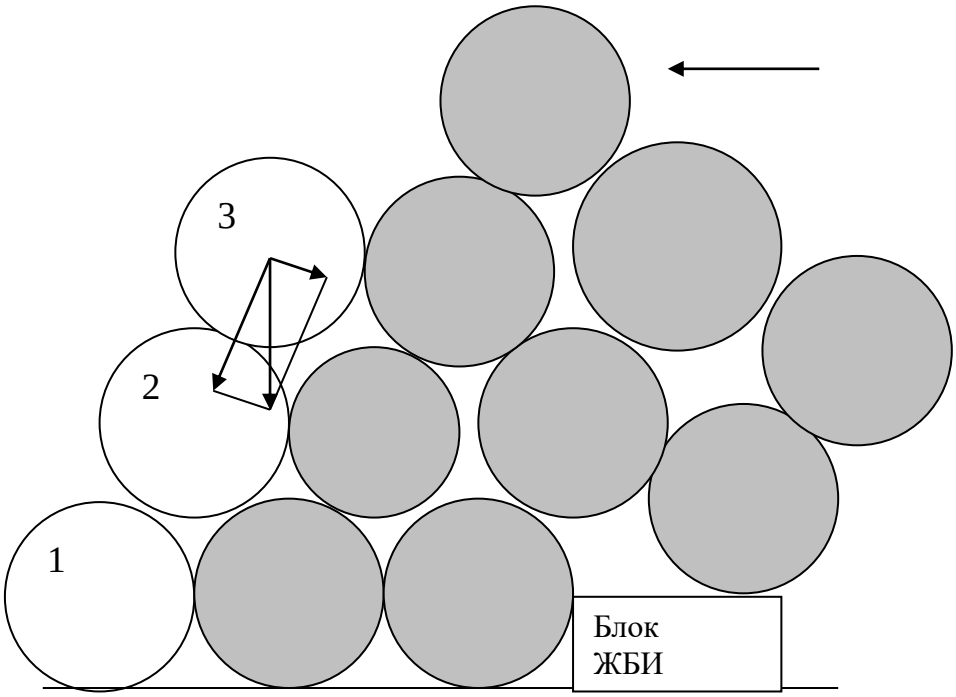


Рис.1 Положение труб до раскатки
1 - короткая труба; 2 - труба ударившая учетчицу; 3 - труба, приведшая к летальному исходу.

- положение труб до раскатки из штабеля;

- положение труб в штабеле после раскатки;

- направление ветра

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПЕРЕЧЕНЬ НОРМАТИВНЫХ ПРАВИЛ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТАХ

1) погрузочно-разгрузочные работы (ГОСТ 12.3.009-76);

2) начальник участка должен ознакомить и проинструктировать рабочих при погрузке опасных грузов;

3) провести инструктаж и сделать отметку в нарядах-допусках;

4) расставить механизмы, оборудование и бригады, звенья в соответствии с технологическими картами;

5) обеспечить подготовку рабочего места (установка ограждений, знаков);

6) установить с учетом технологической карты высоту укладки грузов, порядок укладки и разборки штабелей, а так же ширину проездов и проходов;

7) назначить сигнальщика и стропальщика с отметкой в наряд задании;

8) начальник участка обязан контролировать выполнение рабочими правил и инструкций по безопасному выполнению работ;

9) начальник участка и рабочие обязаны контролировать, чтоб на месте проведения работ не находились посторонние лица;

10) проследить, чтобы после окончания работ бригада (звено) убрала рабочее место;

11) запрещается нахождение рабочих между перегородкой (стеной, штабелем и т.д.) и грузом при его подъеме и наводке на место укладки;

12) сигнальщик дает команду крановщику на подъем, убедившись в правильности строповки и отсутствии людей;

13) способ формирования штабелей должен быть отражен в технологической карте, а также применяемые машины и вспомогательные средства;

14) формировать штабель при нахождении рабочих на штабеле следует послойно по всей его площади;

15) высота слоя штабеля при ручной укладке груза не должна превышать 1,5 м;

16) запрещается разбирать штабель путем выборки грузовых мест нижнего яруса;

17) при нахождении рабочих на штабеле, трубы необходимо укладывать следующим образом: трубы диаметром от 200 до 1000 мм – в штабель высотой до 4 м, а трубы диаметром более 1000 мм до 6 м;

18) трубы укладывают в седло, при этом в нижнем ярусе штабеля крайние трубы необходимо укладывать плотно к надежным упорам и по три трубы с обеих сторон (концов) штабеля скреплять между собой (струбцинами или канатом), способ скрепления труб должен исключать возможность их перекатывания;

19) при формировании штабеля, когда на нем нет рабочих, высота штабеля ограничивается техническими возможностями механизмов. В этом случае ограждающие устройства и упоры, а также число скрепляемых труб в нижнем ряду должны быть рассчитаны;

20) трубы разного диаметра разрешается складировать в один штабель только при укладке штабеля между ограждающими устройствами и не выше их габаритной высоты;

21) выше ограждающих устройств могут укладываться трубы одного диаметра;

22) запрещается находится в местах погрузочно-разгрузочных работ лицам, не имеющим прямого отношения к этим работам;

23) не допускается нахождение людей и передвижение транспортных средств в зоне возможного падения грузов при погрузке и разгрузке с подвижного состава, а также при перемещении грузов подъемно-транспортным оборудованием;

24) образование штабеля из труб без опорных стоек производят на подкладках, к концам которых крепят упорные клинья сечением 200×300 мм;

25) трубы нижнего ряда в количестве 5-6 с каждой стороны штабеля увязывают проволокой диаметром 6 мм в две нити, на укрепленный нижний ряд укладывают последующие. Трубы второго и последующих рядов укладываются в «седло» образуемое двумя трубами нижнего ряда;

26) допускается укладка в штабель труб различных диаметров. Трубы меньшей длины размешают в верхних рядах. Смещение верхнего ряда по отношению к нижнему не должно превышать 0,3 м;

27) территория предприятия должна быть благоустроена, ограждена, постоянно содержаться в частоте и порядке, оборудована знаками безопасности в соответствии с ГОСТ 12.4026-76;

28) территория предприятия должна быть ровной, ямы и другие углубления, устраиваемые для технических целей следует плотно закрывать или надежно защищать;

29) погрузочно-разгрузочные работы следует выполнять в соответствии с разработанными на предприятии технологическими картами производства работ и они должны содержать требования безопасности при работе данного вида;

30) площадка для складирования труб должна быть очищена от мусора и снивилирована;

31) запрещается разборка штабеля, имеющего несколько ярусов складирования труб разного диаметра и длины, ручным способом, а только производится автоматически грузозахватным устройством;

32) при разборке штабеля запрещается брать зажатый груз из нижних рядов штабеля, пока не разобран верхний ряд.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ВЫБОР ВАРИАНТОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

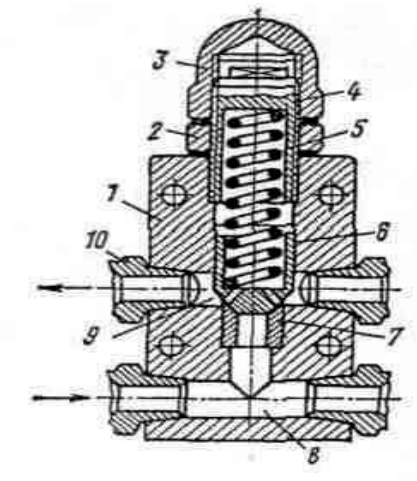


Рис.1. Предохранительный клапан: 1 – корпус, 2 – контргайка, 3 – колпак, 4 – винт, 5–пружина, 6 – клапан, 7– седло, 8, 9 – нагнетательный и сливной каналы, 10 – штуцер.

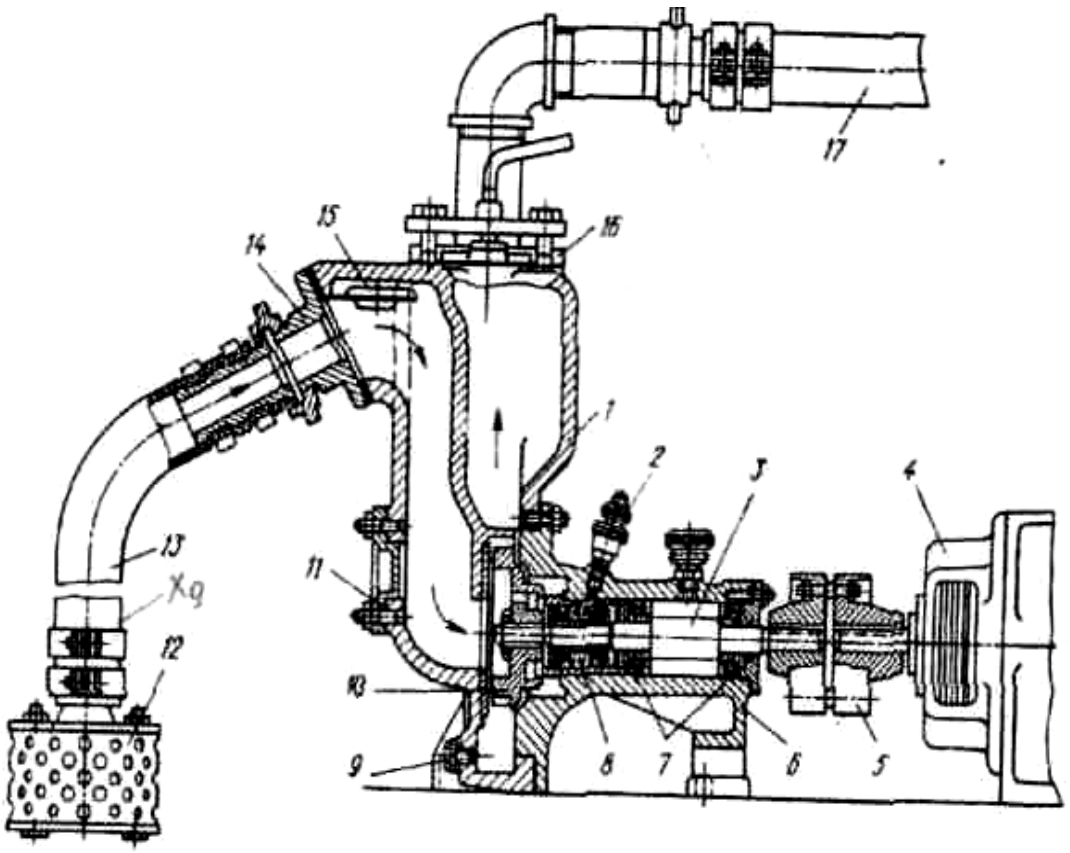


Рис.2. Самовсасывающий центробежный насос:
1 – корпус, 2 – масленка, 3 – вал, 4 – электродвигатель, 5 – муфте, 6 – промежуточная опора, 7 – роликоподшипники, 8 – масляный затвор, 9 – пробка, 10 – рабочее колесо, 11 – люк, 12 – фильтр, 13, 17 – всасывающий и напорный шланги, 14–фланец, 15–обратный клапан, 16 – крышка.

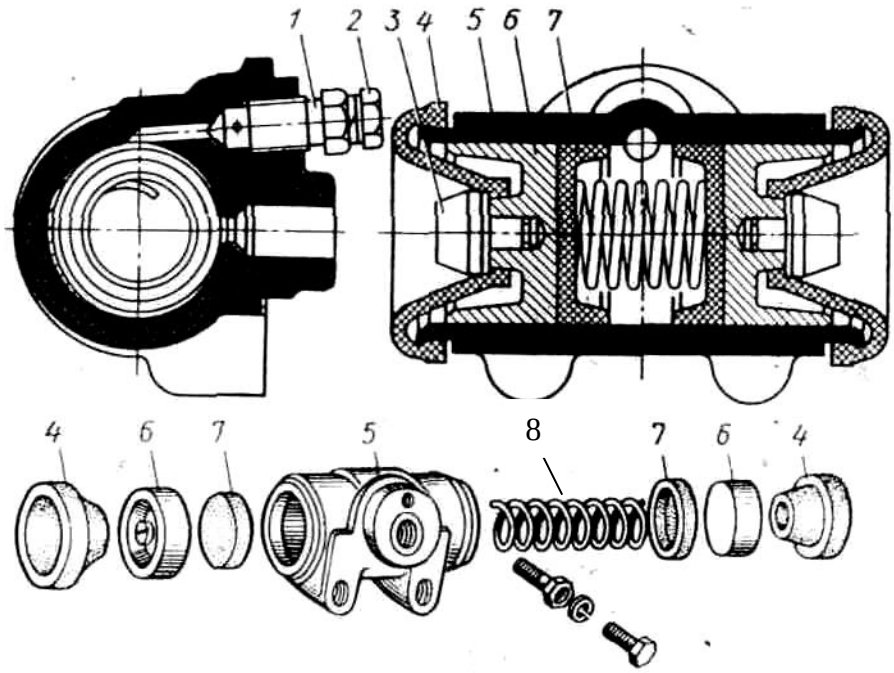


Рис.3. Тормозной цилиндр гидропривода (двухпоршневой):
1 – перепускной клапан; 2 – пробка; 3 – толкатель; 4 – резиновый чехол; 5 – корпус цилиндра; 6 – поршень; 7 – резиновая манжета; 8 – пружина.

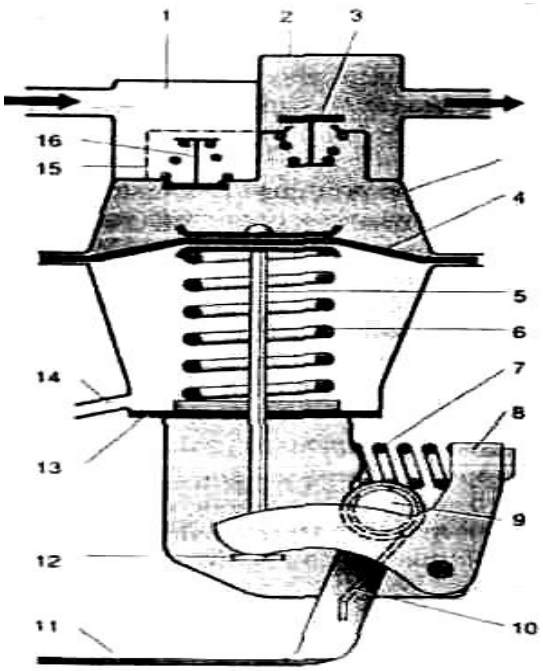


Рис.4. Топливный насос:
1 – всасывающая полость: 2 – нагнетательная полость; 3 – нагнетательный клапан; 4 –мембрана; 5 – шток мембраны; 6 – пружина; 7 – возвратная пружина приводного рычага; 8 – приводной рычаг; 9 – ось рычага ручной подкачки; 10 – возвратная пружина рычага ручной подкачки; 11 – рычаг ручной подкачки; 12 – головка штока; 13 – уплотнитель штока; 14 – дренажное отверстие; 15 – сетчатый фильтр; 16 – всасывающий клапан.

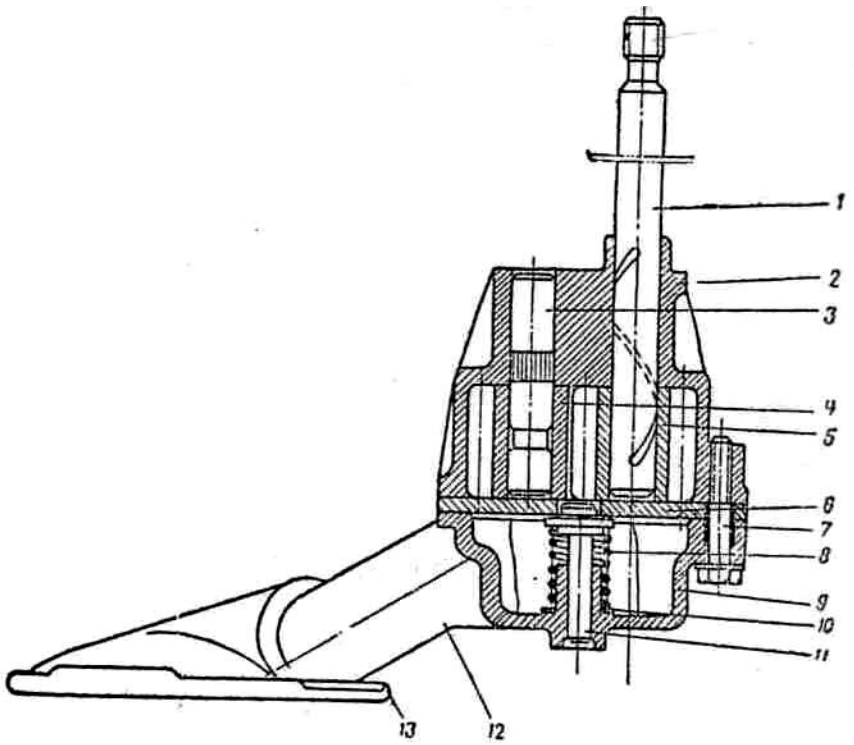


Рис.5. Масляный насос:
7 – валик ведущий; 2 – корпус; 3 – ось; 4 – ведомая шестерня насоса; 5 – ведущая шестерня насоса; 6 – крышка; 7 – болт; 8 – пружина клапана; 9, 12 – патрубок маслоприемника; 10 – шайба; 11 – клапан; 13 – сетка фильтрующая

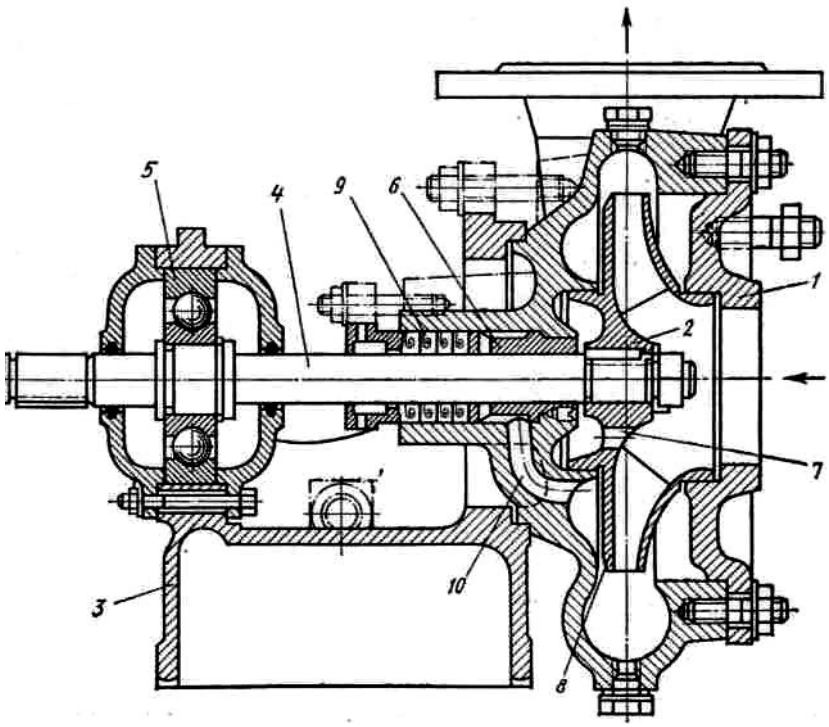


Рис.6. Центробежный насос ЦНШ одностороннего всасывания:
1 – корпус; 2 – колесо; 3 – станина; 4 – вал; 5 – шарикоподшипник; 6 – подшипник скольжения; 7 – отверстие; 8 – лопатки; 9 – сальник; 10 – отводной канал.

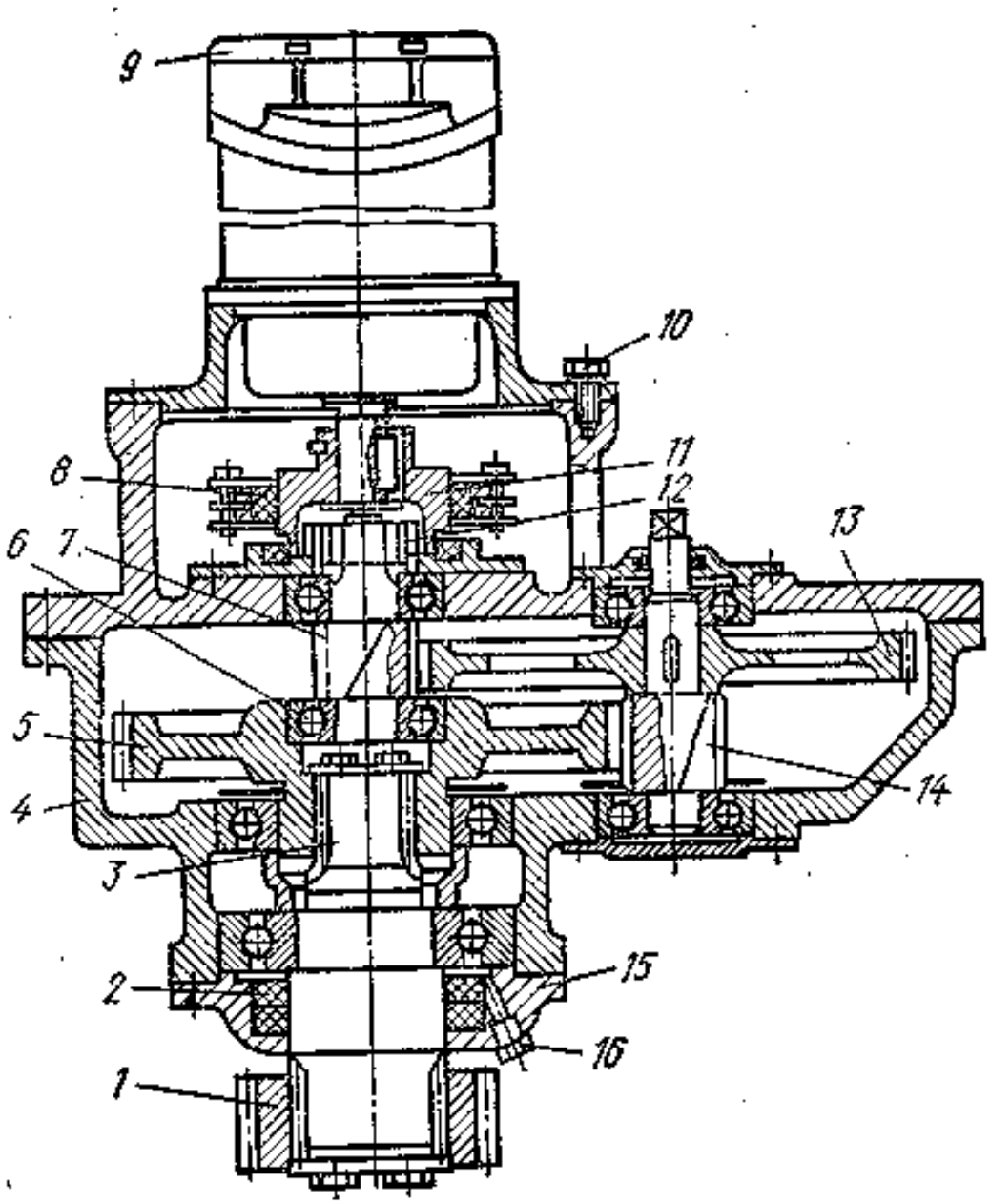


Рис. 7. Редуктор механизма поворота:
1, 5 и 13 – шестерни, 2 – сальник, 3 – выходной вал, 4 – редуктор, 6 – подшипник, 7 к 14 – валы-шестерни, 8 – тормоз, 9 – гидродвигатель, 10 – болты, 11 –тормозной шкив, 12 – зубчатая муфта, 15 – крышка, 16 – сливная пробка.

Механизм поворота с *двухступенчатыми цилиндрическими редукторами* **(рис. 7).** Они состоят из электродвигателя (кран К-67) или гидродвигателя *9,* двухступенчатого редуктора *4* и тормоза *8.*

Двигатель крепится к верхнему торцу редуктора *4* четырьмя болтами *10* с пружинными шайбами. На выходном валу двигателя установлен на шпонке тормозной шкив *11* с зубчатой полумуфтой, являющейся частью зубчатой муфты *12,* соединяющей вал двигателя с входным валом-шестерней *7* редуктора механизма поворота. Входной вал-шестерня 7 опирается на сферические под-

шипники *6,* один из которых установлен в корпусе редуктора *4,* а второй вмонтирован в шестерню *5.* Выходной вал *3* получает вращение через вал-шестерню 7, шестерню *13,* вал-шестерню *14* и шестерню *5.*

На выходном валу *3* установлена на шлицах шестерня *1,* находящаяся в постоянном зацеплении с зубчатым венцом опорно-поворотного устройства. От осевого перемещения шестерню 1 предохраняет торцовая шайба, привернутая к валу *3* болтами, которые стопорятся пластинками. Для предотвращения течи масла в крышку *15* редуктора вмонтированы два каркасных сальника *2.*

Механизм поворота устанавливают на строганые платики поворотной платформы и центрируют по втулке, вваренной в поворотную платформу. Крепят редуктор болтами *с* пружинными шайбами. Масло в корпус механизма вращения заливают через пробку *22,* а сливают через пробку *16.* Уровень масла проверяют по маслоуказателю (щупу).

На механизме поворота установлен колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем (кран К-67)

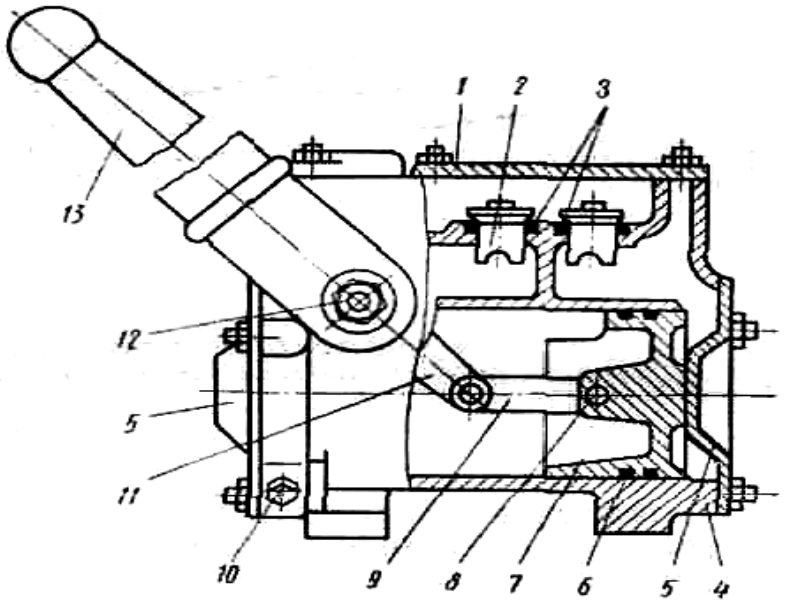


Рис. 8. Ручной одноцилиндровый поршневой насос двойного действия: 1 – верхняя крышка; 2 – всасывающий и нагнетательный клапан; 3 – седло; 4 – корпус; 5 – боковые крышки; 6 – поршневые кольца; 7 – поршень; 8 – пальцы; 9 – стяжки; 10 – пробки; 11 – кривошип; 12 – вал насоса; 13 – рукоятка.

На рис. 8 показан разрез ручного одноцилиндрового поршневого насоса двойного действия Р.1,6–2,0, предназначенного для перекачивания пресной и морской воды светлых и темных нефтепродуктов с температурой до 70°С и кинематической вязкостью до 10 см^2/с. Маркировка насоса означает: Р – ручной, 1,6–теоретическая подача за один двойной ход, л; 20- напор, м.

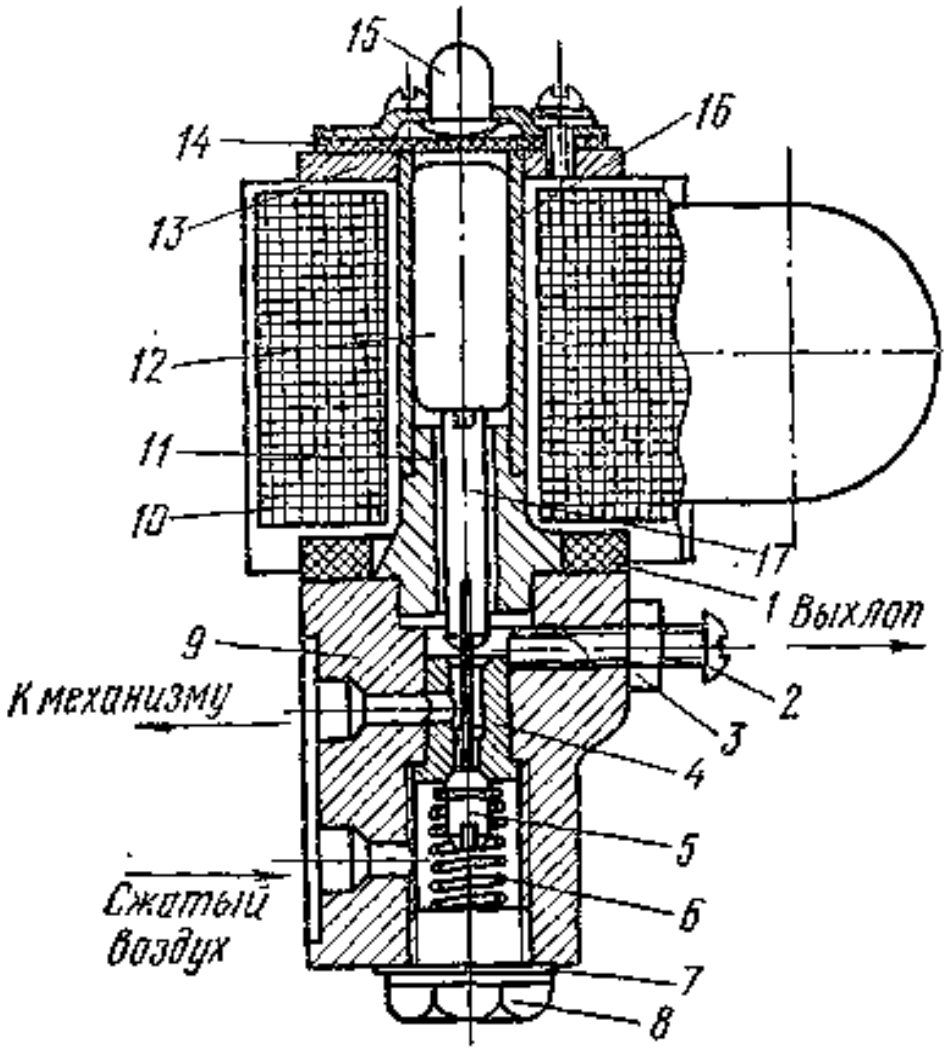


Рис. 9. Электропневматический вентиль ВВ-32Ш:
1 и 14 – резиновые прокладки, 2 – винт регулировки скорости выхлопа, 3 – стопорная гайка, 4 – втулка, 5 и 17 – нижний и верхний клапаны, 6 – пружина, 7 – уплотнительная шайба, 8 – заглушка, 9 – корпус, 10 – катушка, 11 – сердечник, 12 – якорь, 13 – ярмо, 15 – кнопка ручного управления, 16 – немагнитная гильза.

Электропневматический вентиль ВВ-32Ш – **(рис. 9)** служит для автоматического управления пневмокамерами фрикционных муфт и тормозов лебедок и механизма поворота при электропневматическом управлении. В корпусе *9* вентиля расположена клапанная система. Электромагнитный механизм состоит из ярма 13, катушки *10* и якоря *12,* который перемещается в немагнитной гильзе *16.* Сердечник *11* запрессован в корпусе *9.*

Вентиль работает следующим образом. При обесточенной катушке *10* пружина *6* и сжатый воздух прижимают нижний клапан 5 к втулке *4* и подача сжатого воздуха к исполнительной пневмокамере прекращается. Так как верхний клапан *17* открыт, то рабочая полость камеры соединяется с атмосферой и

крановые механизмы затормаживаются. После включения катушки *10* якорь *12* втягивается и давит на верхний клапан *17,* который закрывает в свою очередь верхнее отверстие втулки *4.*

Нижний клапан 5 при этом открывается, а сжатый воздух подается в пневмокамеру. Вентиль имеет винт *2* со скосом, регулирующий плавность срабатывания тормозов путем увеличения или уменьшения скорости выхлопа воздуха: при вывинчивании винта скорость выхлопа возрастает, при завинчивании убывает. Стопорят винт гайкой *3.*

Вентиль снабжен кнопкой *15* для ручного управления. Герметичность вентиля обеспечивается прокладками *1* и *14* и уплотнительной шайбой 7, притянутой к корпусу *9* заглушкой *8.*

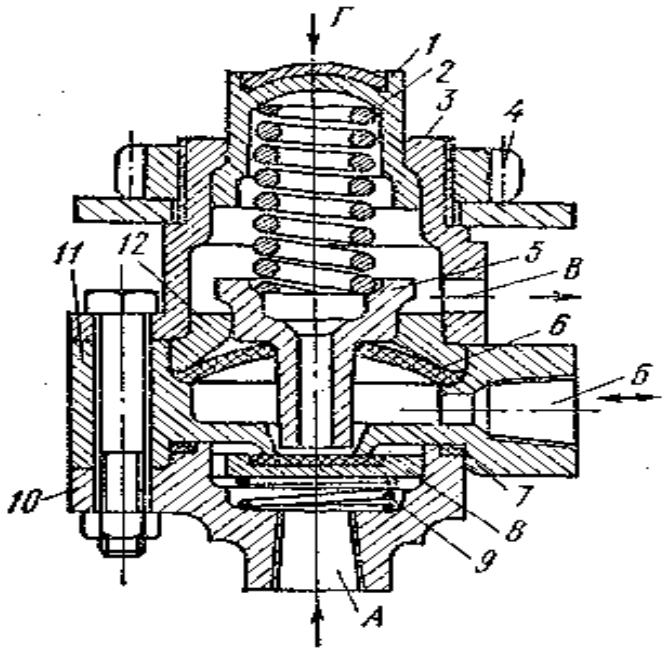


Рис. 10. Унифицированный пневмоклапан непрямого действия:
1 – чашка, 2 и 9 – пружины, 3 и 10 – крышки, 4 – гайка, 5 – стакан, 6 – диафрагма, 7 – уплотнение, 8 – клапан с уплотнителем, 11 – корпус, 12 – шайба.

Пневмоклапан непрямого действия применяют для управления фрикционами и тормозами рабочих механизмов крана, т. е. там, где машинист должен иметь возможность управлять величиной усилия, включающего механизм. На автомобильных кранах применяют унифицированные пневмоклапаны непрямого действия **(рис. 10).**

В свободном положении пружина *9* и подаваемый из ресивера через канал *А* воздух поднимает клапан *8* и прижимает его к торцу корпуса, закрывая таким образом дальнейший проход воздуха. Упругая диафрагма *6* поднимает стакан 5, пружину *2* и чашку *1* в крайнее верхнее положение, а исполнительная пневмокамера через канал *Б,* зазор между торцом стакана 5 и уплотнителем

клапана *8,* сверление в стакане *5* и канал *В* сообщается с атмосферой. В таком положении пневмоклапан показан на рисунке.

Для включения пневмокамеры нажимают (по направлению стрелки Г) на чашку *1.* Усилие нажатия передается через пружину *2* и стакан на диафрагму *6,* которая прогибается. Нижний торец стакана прижимается к уплотнителю клапана *8,* отсоединяя канал *Б* и пневмокамеру от атмосферы. Продолжая нажимать на чашку *1*, сжимают пружину *2* еще больше. Клапан *8* остается на месте до тех пор, пока усилие в пружине *2* не достигнет величины, превышающей действующее на него усилие от давления воздуха и пружины *9.* Затем клапан *8* опускается и воздух проходит под диафрагму *6* и через канал *Б* в пневмокамеру, заполняя ее.

По мере заполнения пневмокамеры воздухом увеличивается давление в ее полости и под диафрагмой *6.* На пружину 2 снизу действует большее усилие, чем до заполнения пневмокамеры воздухом, так как к действовавшему ранее давлению (только на нижний торец клапана) прибавляется давление на диафрагму *6.* Под действием этого усилия пружина 2 сжимается. Если чашка *1* остается неподвижной, то клапан *8* вместе со стаканом 5 поднимается и уплотнитель клапана *8* прижимается к заплечикам корпуса *11.* Впускной клапан закрывается.

Давление под диафрагмой бив полости пневмокамеры меньше, чем в распределителе и под клапаном. Величина давления зависит от усилия, с которым сжата в этот момент пружина *2.* Для увеличения давления в пневмокамере нужно дальше (вниз) продвинуть чашку *1.* Клапан *8* снова приоткроется, дополнительная порция воздуха пройдет под диафрагму, сожмет пружину *2* и снова закроет клапан.

Величина давления воздуха в пневмокамере зависит от степени сжатия рабочей пружины *2.* При включении того или иного механизма пружину сжимают рычагом управления, опускающим вниз чашку *1.* Если перестать нажимать сверху на чашку, то пружины *9* и *2* и диафрагма снова приведут все детали пневмоклапана в первоначальное положение, показанное на рисунке, и воздух из пневмокамеры выйдет в атмосферу.

Конечное давление в пневмокамере регулируют специальным винтом, ограничивающим ход чашки *1.* Для уменьшения конечного давления в пневмокамере увеличивают зазор между винтом и чашкой при нейтральном положении рычага управления. Если зазора нет, давление в пневмокамере при включении будет максимальным.

Необходимая величина хода чашки и первоначальный зазор между ней и винтом могут быть различными для пневмоклапанов управления разными механизмами крана и зависят от давления, необходимого для включения тех или иных механизмов. Подробно эти сведения приведены в инструкциях по эксплуатации.

Основной неисправностью пневмоклапана является заедание чашки *1* в нижнем положении в результате попадания грязи между цилиндрическими по-

верхностями чашки и корпуса *11* пневмоклапана. Эта неисправность очень опасна и может вызвать аварию, так как механизм остается включенным, несмотря на то что рычаг на пульте управления будет возвращен в положение «Выключено».

Частичное или полное падение давления во всей системе может быть вызвано износом уплотнения 7 пневмоклапанов. Если неисправен уплотнитель клапана *8,* воздух будет непрерывно выходить из отверстия *В* корпуса при выключенном или включенном положении рычага управления. При таких неисправностях необходимо заменить износившиеся прокладки клапанов.

Пневмоклапан служит для разделения двух потоков сжатого воздуха, подаваемых в одну и ту же пневмокамеру (или какой-либо из аппаратов управления).

Например, на кране КС-1562А такой пневмоклапан применяют для одновремеиного управления тормозом и одной из фрикционных муфт какого-либо из исполнительных механизмов. Внутри корпуса пневмоклапана свободно перемещается золотник. Воздух при подаче к одной из фрикционных муфт одновременно попадает и в отверстие *А* (или *В)* пневмоклапана,. Золотник перемещается к отверстию *В* (или А) и перекрывает его, а воздух проходит через отверстие *Б* к исполнительной пневмокамере тормоза. Между крышками и корпусом, стянутыми винтом, устанавливают резиновые прокладки, предотвращающие утечку воздуха.

Пружинный предохранительный клапан типа СППК4-200-16 (рис. 11) – закрытый, без рычага для контрольной продувки. Корпус клапана выполнен из углеродистой стали, угловой фланцевый. Конический проточный канал приемного патрубка обеспечивает плавный переход от проходного сечения фланца к соплу клапана. На выходе из конической части приемный патрубок имеет резьбовое гнездо с притертым пояском для герметичного крепления сопла. Стенка гнезда выступает над днищем камеры корпуса, предотвращая попадание сконденсировавшейся среды к уплотнительному пояску и резьбе гнезда и тем самым – возникновение коррозии в соединении.

Сопло клапана из стали 3Х13 имеет резьбу. Для герметизации соединения сопла с корпусом на его наружной цилиндрической поверхности предусмотрен фланец с уплотнительным пояском, обработанным до высокого класса чистоты поверхности. Проточный канал сопла – цилиндрический с конической входной кромкой, сделанной под углом приблизительно 7,5° для плавного перехода от конфузорной части приемного патрубка корпуса.

В отличие от ранее рассмотренных конструкций запорную тарелку клапана изготовляют с коническим отбойником по периферии. Для максимального приближения точки приложения нагружающего усилия к уплотнительным поверхностям направляющий выступ тарелки имеет внутреннюю полость, и опорный конус штока садится на подушку в самой нижней точке этой полости,

что способствует устойчивому положению тарелки при открытом клапане и облегчает ее перемещение при посадке на седло сопла.

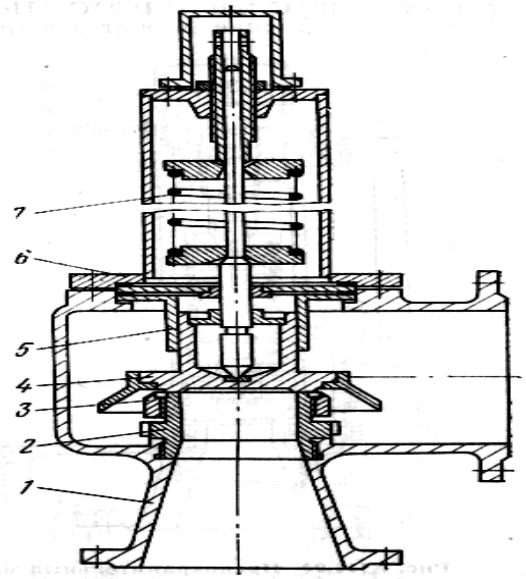


Рис. 11. Предохранительный клапан типа СППК4-200-16:
1 – корпус; 2 – сопло; 3 – нижняя регулировочная втулка; 4 – золотник; 5 – направляющая втулка; 6 – крышка; 7 – пружина.

Технологические параметры клапана регулируют кольцом, навинченным на сопло. На кольце сверху имеется узкий плоский поясок. При свинчивании кольцо приближается к торцовой плоскости тарелки. Регулируя зазор между плоскостями пояска кольца и торца тарелки, можно в широких пределах регулировать давление полного открывания клапана и давление его закрывания, т. е. величину продува. Нагружающая система клапана такая же, как и серийно выпускаемых. Набор пружин клапана обеспечивает плавное регулирование установочного давления в пределах 0,5– 16 кгс/см^2.

Регулирующие клапаны

При регулировании потоков полимеризирующихся или застывающих сред применяют **регулирующие клапаны** с обогревом (рис. 12.).

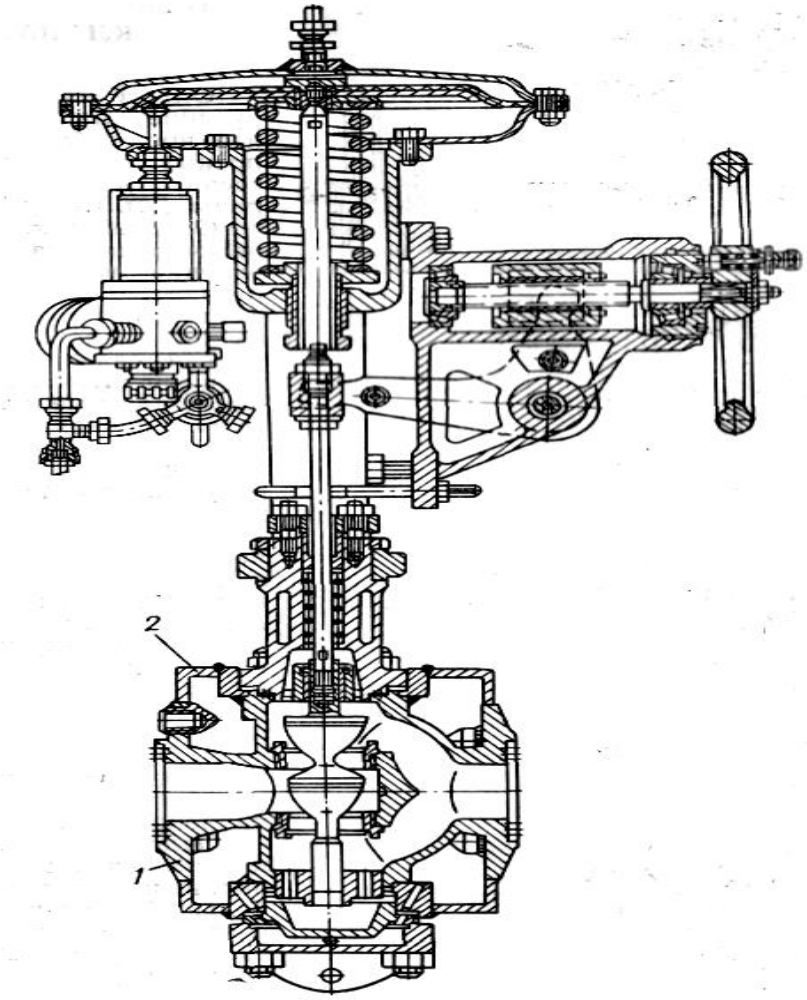


Рис. 12. Регулирующий двухседельный клапан с пневматическим мембранным исполнительным механизмом, рубашкой обогрева и сальниковым уплотнением штока

Регулирующие клапаны с сильфонным уплотнением штока сложнее и дороже сальниковых. Они предназначены для регулирования потоков сред, утечка которых в атмосферу не допускается (например, дорогостоящие продукты, а также ядовитые, взрывоопасные и пожароопасные вещества). Сильфонные клапаны (рис. 13) применяют для сред с температурой до 225 °С для застывающих и в основном для низкотемпературных сред (температурой до -225 °С).

Верхняя крышка *1* такого клапана сварной конструкции имеет удлиненную трубу *2,* на конце которой находится фланец *3* (см. рис. 13). К нему при помощи шпилек крепится стакан *4* с фланцем *5* для установки клапана на термоизоляционном кожухе. Шток *10* затвора заканчивается шарнирным соединением 7,: связывающим его с верхним штоком *6,* который проходит сквозь стакан *4* и уплотнен в нем при помощи сальника. Бессальниковое уплотнение штока *10* осуществляется при помощи сильфонного устройства *9.* Конструкция клапана содержит аварийное сальниковое уплотнение на случай прорыва сильфона.

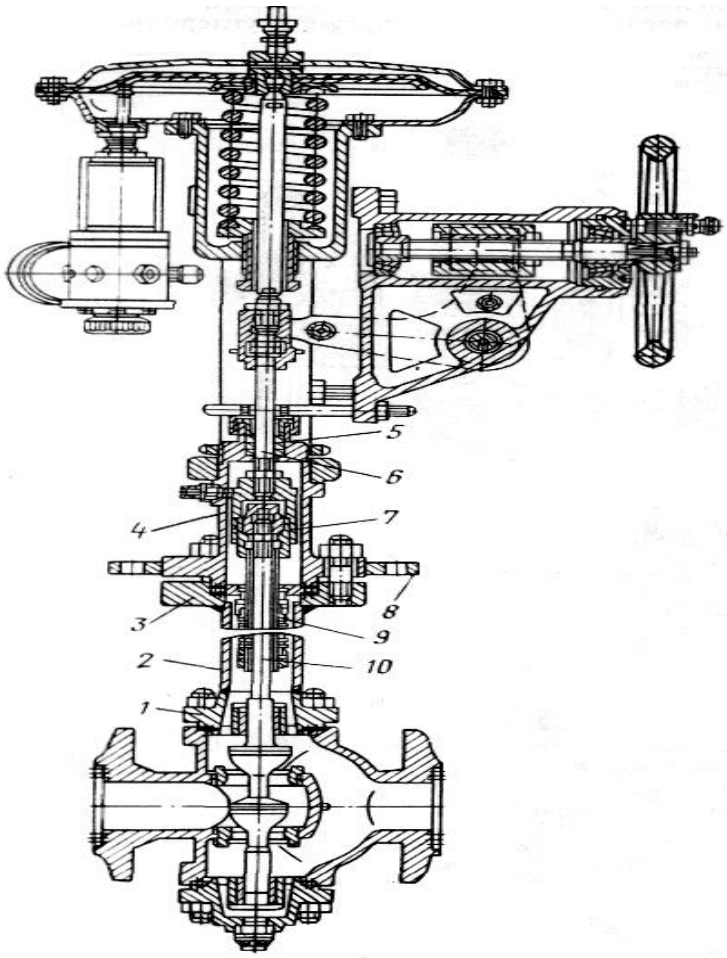


Рис. 13. Двухседельный сильфонный регулирующий клапан с пневматическим мембранным исполнительным механизмом:

1 – верхняя крышка; *2* – труба; 3 и 8 – фланцы; 4 – стакан; 5 – сальник; 6 – верхний шток; 7 – шарнирное соединение; 9 – сильфонное устройство; 10 – шток затвора.

Сильфоны, как правило, изготовляют из кислотостойких сталей, а по специальным заказам – из титана, хастеллоя или других специальных сплавов. Для особых условий эксплуатации осуществляют серебрение сильфона. В конструкциях клапанов с сильфонным уплотнением должно быть предусмотрено устройство для предохранения сильфона от скручивания.

Затвор и седла двухседельных клапанов изготавливают из нержавеющих сталей, а иногда наплавляют твердым сплавом. Для повышенной герметичности клапанов в некоторых конструкциях двухседельных клапанов уплотнительные поверхности затвора выполнены из полимерных материалов (например, фторопласта).

Корпусы и крышки двухссдельных клапанов в зависимости от давления, температуры и рабочей среды изготавливают из чугуна, углеродистой или нержавеющей стали, а по специальным заказам – и из других материалов (например, титана).

Затворы, седла, сальники, сильфоны, крышки, прокладки и другие детали и сборки современных двухседельных регулирующих клапанов выполняют с

учетом полной взаимозаменяемости. Это создает широкие возможности для унификации не только двухседельных клапанов, но и односедельных и других регулирующих клапанов. Следует отметить, что места сочленения двухседельных регулирующих клапанов (и других клапанов) также унифицированы, что позволяет комплектовать исполнительные устройства различными приводами.

Односедельные клапаны могут быть запорно-регулирующими. Они имеют на затворе уплотняющее фторопластовое кольцо, поэтому их можно применять для регулирования потоков сред с температурой до 120 °С. Конструкция односедельного регулирующего клапана показана на рис. 14.

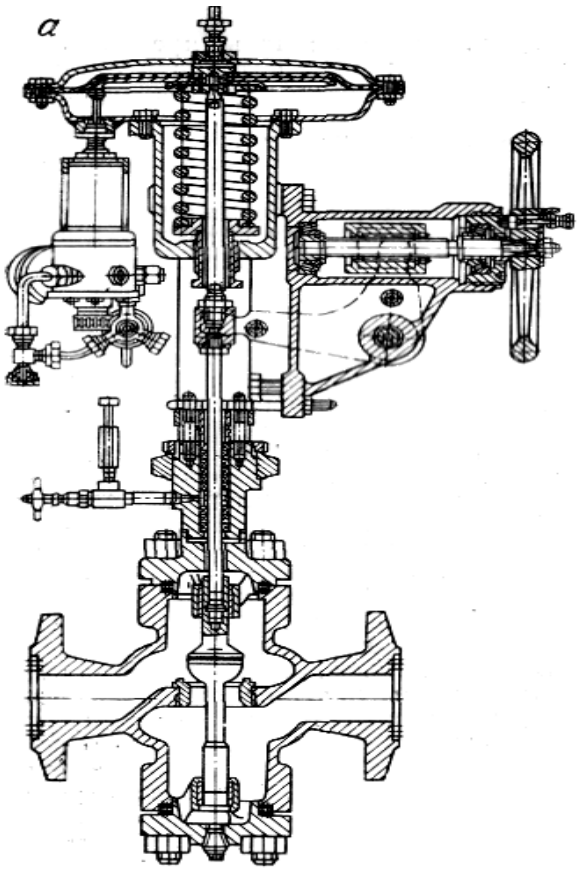


Рис. 14. Односедельный регулирующий клапан с мембранным исполнительным механизмом

В приведенных односедельных регулирующих клапанах – затвор неразгруженный, т. е. во всех этих конструкциях увеличение перепада давления на клапане влечет за собой увеличение неуравновешенного усилия, действующего на затвор. Потому такие клапаны могут успешно работать только при небольших перепадах давления регулируемой среды.

В последнее время созданы односедельные регулирующие клапаны с разгруженным затвором. Они могут успешно регулировать потоки сред при больших перепадах давления.

ДИАФРАГМОВЫЕ КЛАПАНЫ

Диафрагмовые регулирующие клапаны применяют, как правило, для регулирования потоков агрессивных сред. Корпус диафрагмового клапана изго-

тавливают из чугуна, а внутри покрывают кислотостойкими материалами.

Температурный предел применения диафрагмовых клапанов (рис.15) определяется температурной стойкостью материалов покрытия и диафрагмы и составляет: 60 °С – для клапанов, футерованных полиэтиленом; 80 °С – для клапанов футерованных резиной; 110 °С – для клапанов, футерованных фторопластом 42; 120 °С – для клапанов фаолитированных и эмалированных; 135 °С – для клапанов, футерованных фторопластом 30, и 150 °С для клапанов, футерованных фторопластом 40.

Основные преимущества диафрагмовых регулирующих клапанов – возможность применения дешевых антикоррозионных материалов взамен дорогостоящих нержавеющих сталей, а также бессальниковая конструкция.

К недостаткам диафрагмовых клапанов относятся: неразгруженность затвора и ограниченные величины давления и температуры регулируемых сред.

Проходной корпус *12* диафрагмового регулирующего клапана.

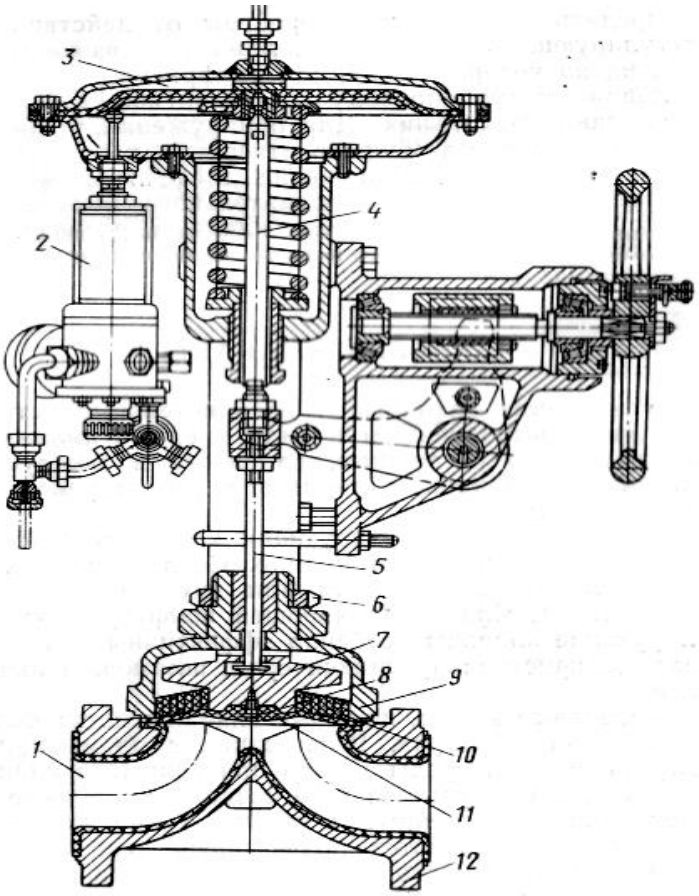


Рис. 15. Диафрагменный регулирующий клапан:
1 – регулирующий орган; 2 – позиционер; 3 – пневмопривод; 4 – шток привода; 5 – шток регулирующего органа; 6 – гайка; 7 – крестовина; 8 – винт; 9 – крышка; 10 – телескопическая опора; 11 – диафрагма; 12 – корпус

В шланговых регулирующих клапанах (рис. 16) минимальный регулируемый расход составляет 10–12 % максимального. Это объясняется тем, что при большом перепаде давления патрубок, ближе к полностью закрытому положению и начинает самопроизвольно закрываться и открываться, т. *е.* вступа-

ет в режим автоколебаний. Это объясняется следующим образом. При большом перепаде давления в узкой щели, равной 6–8% площади полного диаметра патрубка, в полости за дроссельной щелью давление резко понижается и образуется разрежение. Под атмосферным давлением патрубок сплющивается и перекрывает проход. Но как только движение среды прекращается, давление восстанавливается и патрубок раскрывается. Патрубок вступает в режим автоколебаний тем быстрее, чем больше величина перепада давления, чем уже дроссельная щель и чем меньше жесткость патрубка.

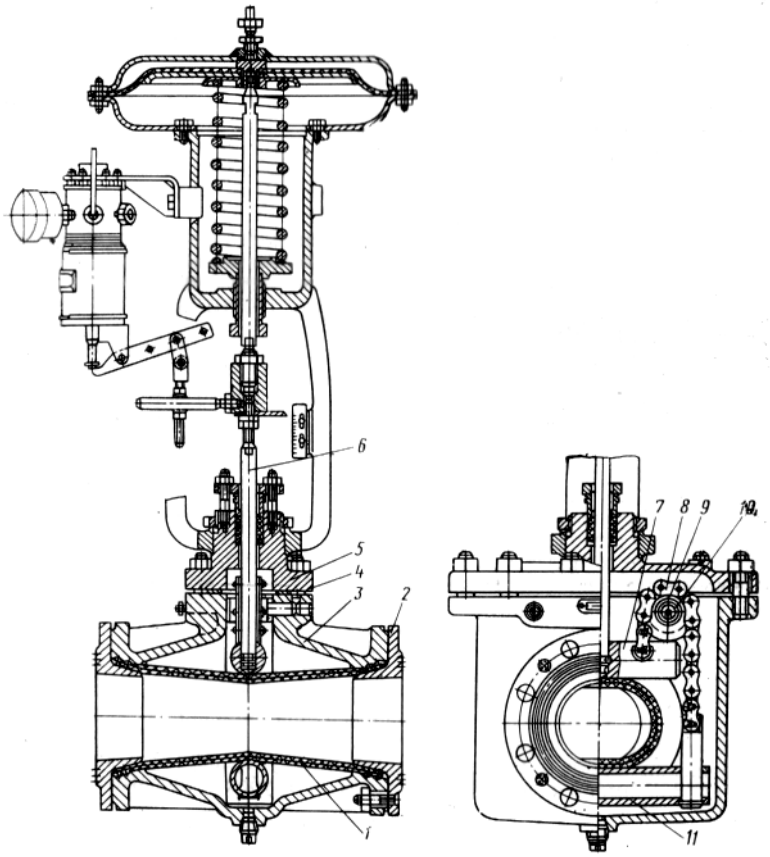


Рис. 16. Шланговый регулирующий клапан:
1 – эластичный патрубок; 2 – уплотнительный конус (фланец); 3 – корпус; 4 – крышка; 5 – прокладка; 6 – шток; 7 – верхняя траверса; 8 – роликовтулочная цепь; 9 – зубчатое колесо; 10 – ось; 11 – нижняя траверса.

Однодисковые задвижки (шиберные)

Однодисковая задвижка (рис. 17.) состоит из литого корпуса *3 с* патрубками *2*. В корпус ввинчены два седла 5, изготовленных из легированной стали и застопоренных шпильками *6.* Затвор (шибер) *1*, выполненный в виде щита со скругленным концом, имеет в нижней части отверстие, равное диаметру прохода, которое при закрытии задвижки смещается вниз; проход перекрывается глухой частью шибера. Затвор связан со шпинделем *12,* который приводится в движение маховиком. Сверху внутренняя полость задвижки ограничивается верхней крышкой *9*, на которой закреплены стойка *15* и выходной элемент привода *14.*

Для герметизации прохода на седлах укреплены уплотняющие кольца 7. Шпиндель связан с шибером *1* при помощи узла крепления *4.* Как и в обычных конструкциях задвижек с выдвижным шпинделем, верхний конец шпинделя защищен от загрязнения кожухом *13,* имеющим указатель положении. Крышка в верхней части имеет сальник *10.*

Оригинальна конструкция шиберной задвижки Вегипк. Литой бесфланцевый корпус, снабженный ребрами жесткости, имеет небольшую массу и малую строительную длину. В отличие от задвижки, описанной выше, шибер не имеет отверстия. Своим верхним концом он соединен со шпинделем. На шпинделе нарезана двухзаходная трапецеидальная резьба, что уменьшает износ и сокращает время, необходимое для открывания или закрывания задвижки. Ходовая гайка, изготавливаемая из антифрикционного материала, размещается в верхней части бугельной стойки. К ней жестко крепится маховик.

Проточная часть задвижки футеруется нержавеющей сталью. К этой футеровке привариваются, а затем механически обрабатываются направляющие шибера. В нижней части расположен фиксатор, который поджимает шибер к седлу. Поскольку сальник уплотняет весь шибер по периферии, а не шпиндель, как обычно, кольца сальниковой набивки покрыты пластиком. Это снижает потери на трение шибера о набивку.

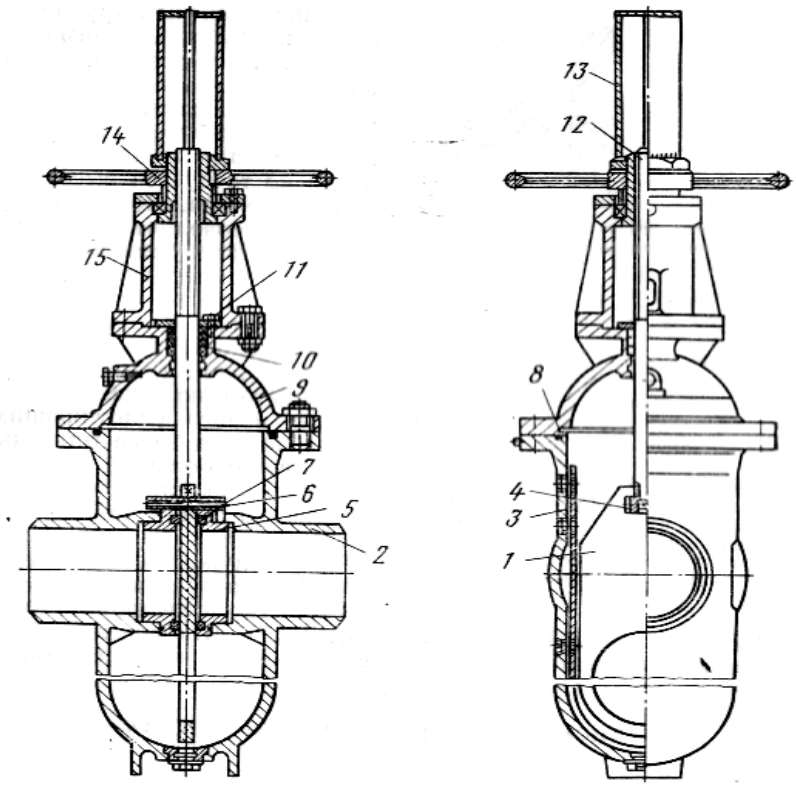


Рис. 17. Параллельная однодисковая задвижка:

1 – шибер; 2 – патрубок; 3 – корпус; 4 – узел крепления шпинделя н шибера; 5 – седло; 6 – шпилька; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – прокладка; 9 – верхняя крышка; 10 – набивка сальника; 11 – нажимная планка; 12 – шпиндель; 13 – кожух; 14 – выходной элемент привода; 15 – стойка

Клиновая задвижка с цельным клином

Примером конструкции задвижки этого типа может служить задвижка с выдвижным шпинделем (рис. 18.). Она состоит из литого корпуса *1,* в который ввинчены уплотнительные седла *2.* Как правило, их изготавливают из легированных, износостойких сортов стали. Вместе с корпусом отлиты, а затем механически обработаны направляющие *3* для фиксации направления перемещения затвора (клина).

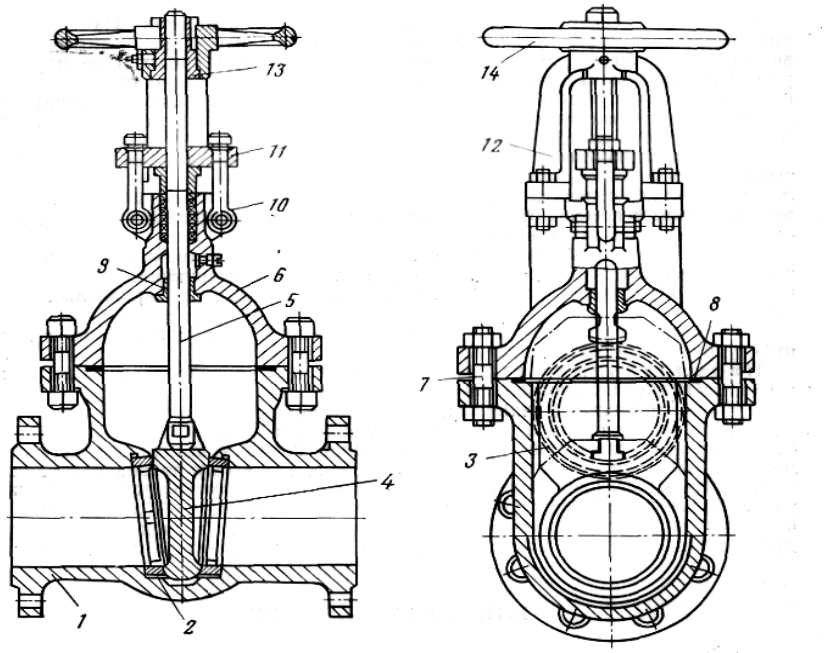


Рис. 18. Полнопроходная задвижка с цельным клином:

1 – корпус; 2 – седло; 3 – направляющая движения клина; 4 – клин; 5 – шпиндель; 6 – верхняя крышка; 7 – шпилька; 8 – уплотнительная прокладка; 9 – направляющая втулка; 10 – сальник; 11 – нажимной фланец; 12 – бугель; 13 – гайка; 14– маховик

Клин *4* имеет две кольцевые уплотнительные поверхности и шарнирно через сферическую опору подвешен к шпинделю 5. Верхняя крышка *6* соединяется с корпусом посредством болтов или шпилек *7*. Для центровки крышки по отношению к корпусу в последней имеется кольцевой выступ, который входит в проточку корпуса. Уплотнение между крышкой и корпусом обеспечивается прокладкой *5*, которая закладывается в проточку корпуса. Для предотвращения перекосов шпинделя в верхнюю часть крышки запрессовывается направляющая втулка *9.*

Сальниковое устройство состоит из проточки в корпусе, куда помещается набивка, кольцевой нажимной втулки и фланца *11.* Сальниковое устройство уплотняется нажимным фланцем *11.*

На крышке укреплен бугель *12,* на котором расположена ходовая гайка *13,* обычно изготавливаемая из антифрикционных сплавов. Маховик жестко соединен с ходовой гайкой.

При вращении маховика гайка заставляет шпиндель и связанный с ним клин подниматься или опускаться. В конструкции соединения затвора (клина) со шпинделем (см. рис. 18.) клин может перемещаться в направлении, перпендикулярном оси шпинделя. При этом в конечном положении клин свободно входит в пространство между седлами даже при несовпадении оси шпинделя с осью симметрии затвора. Применение подобного соединения несколько удешевляет изготовление задвижек и облегчает их монтаж после ремонта в условиях эксплуатации.

Задвижку с цельным клином широко применяют, так как ее конструкция проста и, следовательно, имеет небольшую стоимость в изготовлении. Цельный клин, представляющий собой весьма жесткую конструкцию, достаточно надежен в рабочих условиях и может быть применен для перекрытия потоков при довольно больших перепадах давления на затворе.

Однако нельзя не отметить ряд существенных недостатков этой конструкции, к которым относятся: повышенный износ уплотнительных поверхностей, потребность в индивидуальной пригонке седел и клина при сборке для обеспечения герметичности (это полностью исключает взаимозаменяемость клина и седел и усложняет ремонт), возможность заедания клипа в закрытом положении в результате износа, коррозии или под действием температуры (при этом открыть задвижку иногда бывает невозможно); потребность в приводах с большим пусковым моментом.

Чтобы избежать заедания, уплотнительные поверхности клина и седел изготавливают из разнородных материалов.

Задвижки с цельным клином выпускают как с выдвижным, так и с невыдвижным шпинделем.

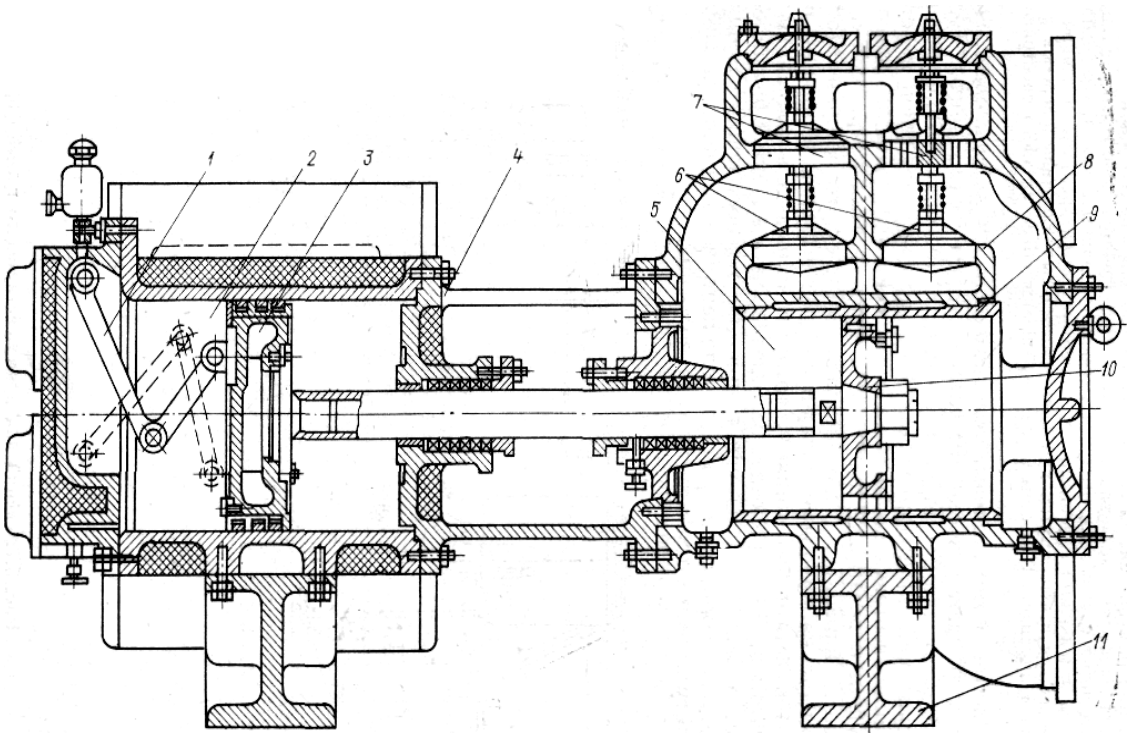


Рис. 19. Горизонтальный двухцилиндровый паровой прямодействующий насос

На рис.19 изображен грузовой горизонтальный двухцилиндровый паровой прямодействующий насос с подачей 500 м^3/ч, работающий с расширением пара. Он состоит из двух блоков цилиндров – паровых *2* и гидравлических *5*, – соединенных между собой промежуточной частью *4*. Опорами *11* насос установлен на фундамент. Паровые *3* и гидравлические *10* поршни выполнены составными. Гидравлические цилиндры, снабженные втулками *9*, имеют по четыре всасывающих *6* и нагнетательных 7 клапана с пружинной нагрузкой. Золотниковый привод *1* расположен внутри блока паровых цилиндров *2*, что позволяет уменьшить наружные размеры паровой части насоса. Смазка паровых цилиндров производится паровыми масленками. Всасывающие свойства поршневых цилиндров при зачистке улучшаются в случае уменьшения длины каналов, соединяющих клапаны с рабочими полостями гидравлических цилиндров, что в данной конструкции достигается путем применения отдельных клапанных коробок *8* для полостей цилиндра. При этом вдвое уменьшается объем вредного пространства.

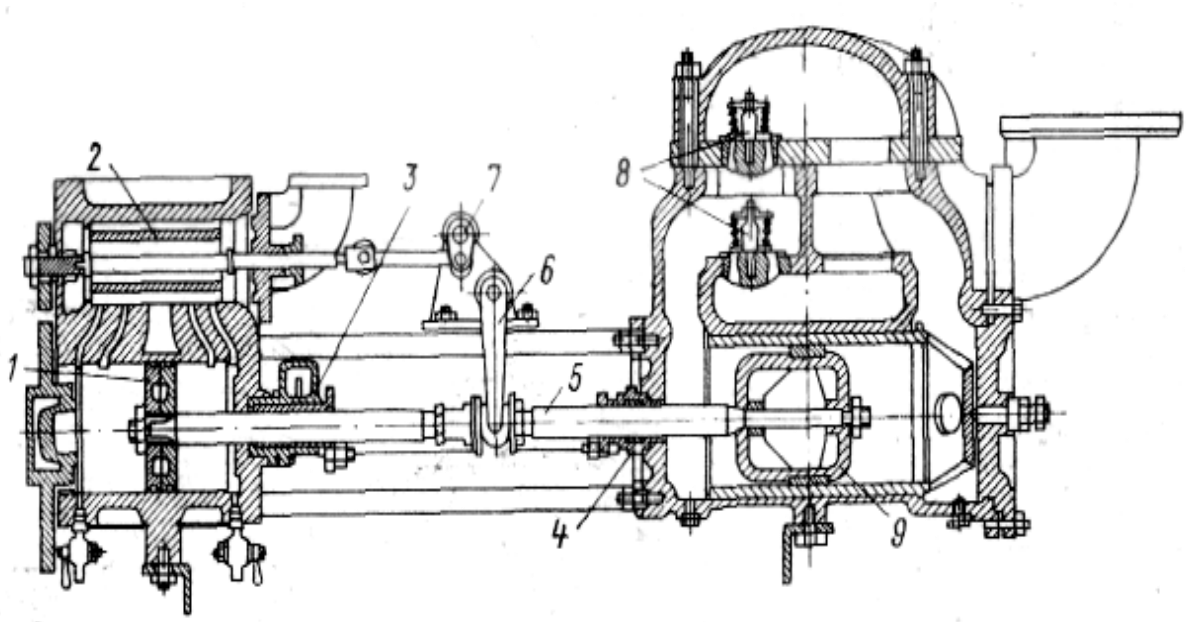


Рис. 20. Горизонтальный паровой насос:
1 – паропой цилиндр; 2 – паровой золотник; 3 – паровой сальник; 4 – водяной сальник; 5 – шток; 6, 7 – рычаги парораспределения; 8 – клапаны; 9 – водяной цилиндр.

На рис. 20. представлена конструкция горизонтального парового насоса. Поршень водяного цилиндра *9* приводится в движение непосредственно штоком *5* парового поршня *1*. Такие насосы обычно выполняют двухцилиндровыми для обеспечения равномерности подачи и удобства осуществления нужного паросодержания. Каждый из штоков пары цилиндров (парового и водяного) управляет парораспределением соседнего цилиндра.

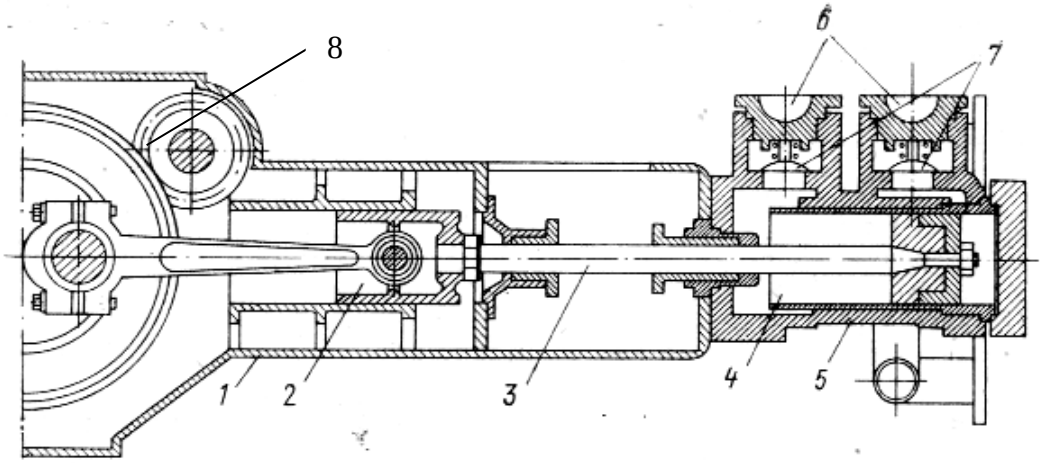


Рис. 21. Горизонтальный двухцилиндровый насос двухстороннего действия

На рис. 21 показан горизонтальный двухцилиндровый насос. Поршень *4* насоса приводится в движение штоком *3*, соединенным через крейцкопф *2* с кривошипно-шатунным механизмом. Цилиндр *5* представляет собой отдельную отливку, которую крепят к основной раме *1* насоса. Нагнетательные *7* и всасывающие клапаны расположены на цилиндрах и благодаря съемным крышкам *6* доступны для осмотра и ремонта. Вследствие ограниченного числа двойных ходов поршня двигатель передает мощность на вал насоса при помощи понижающей зубчатой передачи *8*.

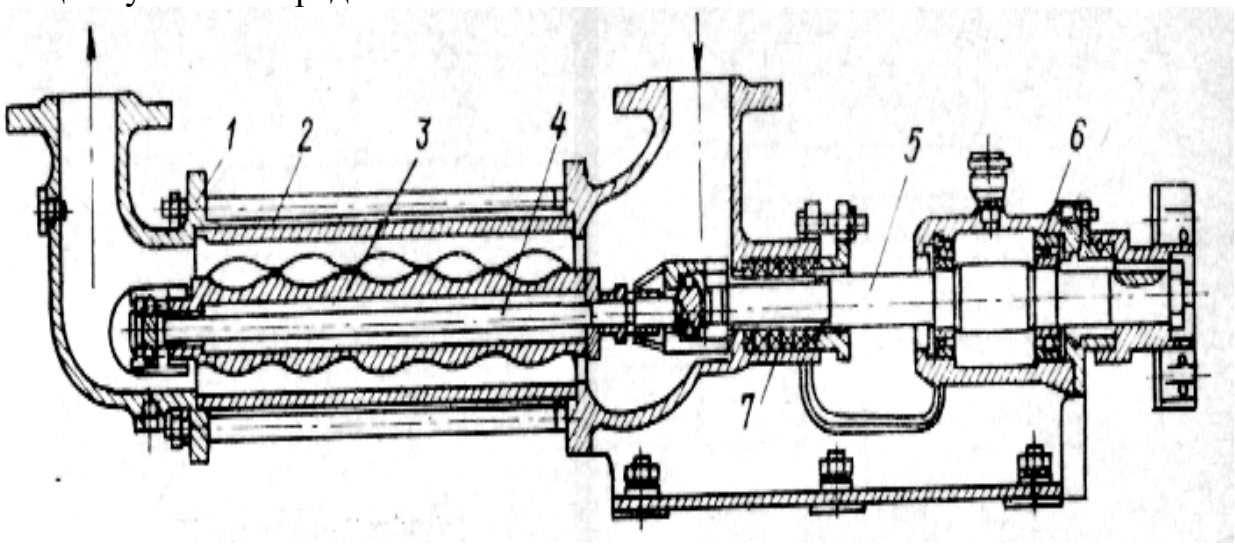


Рис. 22. Одновинтовой насос:
1 – корпус; 2 – обойма; 3 – винт; 4 – карданный вал; 5 – приводной вал; 6 – подшипник; 7 –сальниковое уплотнение.

На рис.22 показан одновинтовой насос. В процессе работы насоса перекачиваемая жидкость заполняет свободное пространство между винтом и обоймой, геометрически изолированными по причине непрерывного соприкосновения, и перемещается винтом вдоль его оси в камеру нагнетания. Обойма *2* выполняется упругой из резины, но может быть и жесткой.

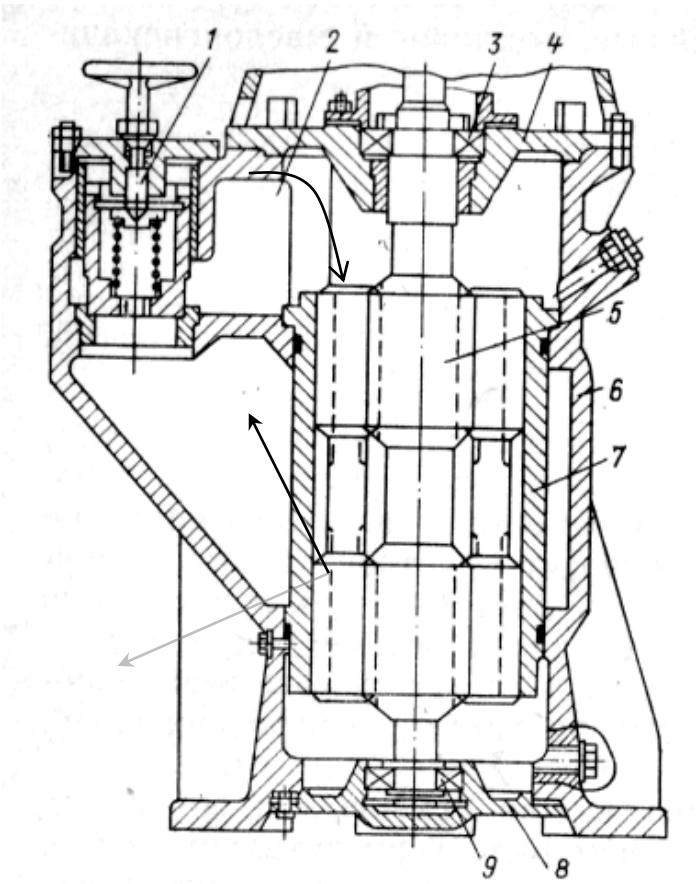


Рис. 23. Вертикальный трехвинтовой насос ЭМН 335/4,5

На рис.23 показано устройство вертикального трехвинтового герметичного насоса ЭМН 355/4,5, предназначенного для перекачивания масла, с подачей 355 м^3/ч и давлением нагнетания 0,45 МПа. Насос состоит из корпуса *6*, за одно целое с которым отлиты всасывающий и напорный патрубки, обоймы *7* для винтов *5*, верхней *4* и нижней *8* крышек, в которых размещены шариковые подшипники *3* и *9*, и торцового уплотнения (не показанного на чертеже). Для защиты при водного двигателя и насоса последний снабжен предохранительно-перепускным клапаном *1*, обеспечивающим полный перепуск жидкости из напорной полости во всасывающую *2*, если давление достигнет 0,6 МПа. Винты насоса имеют по две противоположно направленные нарезки с циклоидальным профилем. Подшипник воспринимает радиальную нагрузку от привода на ведущий винт *5* и остаточное осевое усилие, а также ограничивает осевое перемещение комплекта винтов. Нижний подшипник *9* служит только опорным. Охлаждение трущихся поверхностей уплотнения, а также смазка подшипников и рабочих винтов производятся перекачиваемой жидкостью.

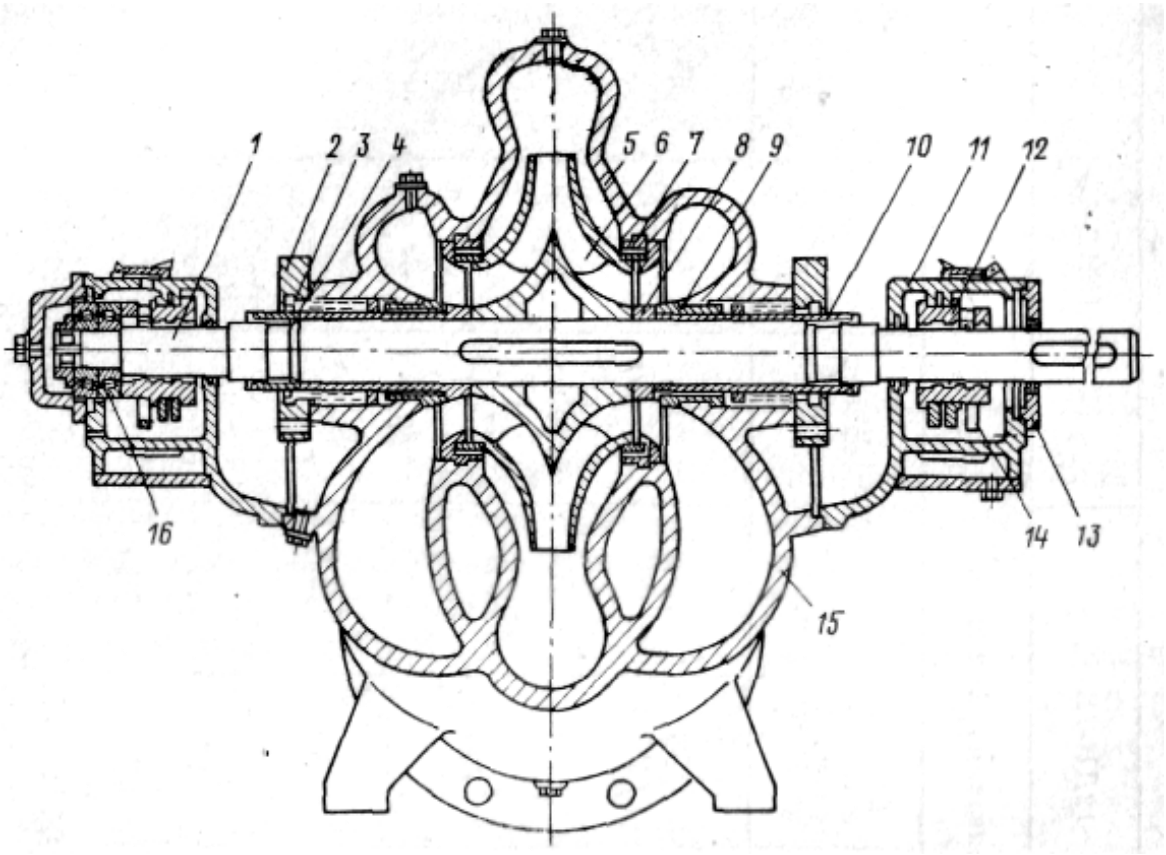


Рис. 24. Горизонтальный грузовой насос СН-56-30

На рис. 24 показан горизонтальный грузовой центробежный насос СН-56-30. Корпус насоса состоит из верхней *5* и нижней *15* частей. Последняя соединена с корпусами *11* подшипников. Ротор образован валом *1* и рабочим колесом *6* двухстороннего входа, которое установлено на валу посредством дистанционных втулок *8* (одновременно защищающих вал от контакта с перекачиваемой средой) и круглых гаек *10*. Между корпусом и колесом находятся уплотнительные кольца *7*.

Выход вала из корпуса уплотнен торцовым механическим уплотнением с подвижными *4* и неподвижными *3* кольцами, а также пружиной, создающей контакт на поверхности трения. Графитовое неподвижное кольцо закреплено на крышке *2* и уплотняется резиновым кольцом. Торцовое уплотнение охлаждается и смазывается перекачиваемой жидкостью, которая подается из напорной полости в уплотнение и затем через аксиальный зазор между дистанционной втулкой *8* и защитной гильзой *9* корпуса попадает на всасывание в рабочее колесо. Опорами ротора служат подшипники скольжения *12* с крышками *13*. Смазка подшипников обеспечивается маслоподающими кольцами *14*. На свободном конце вала установлены два радиально-упорных роликоподшипника *16*.

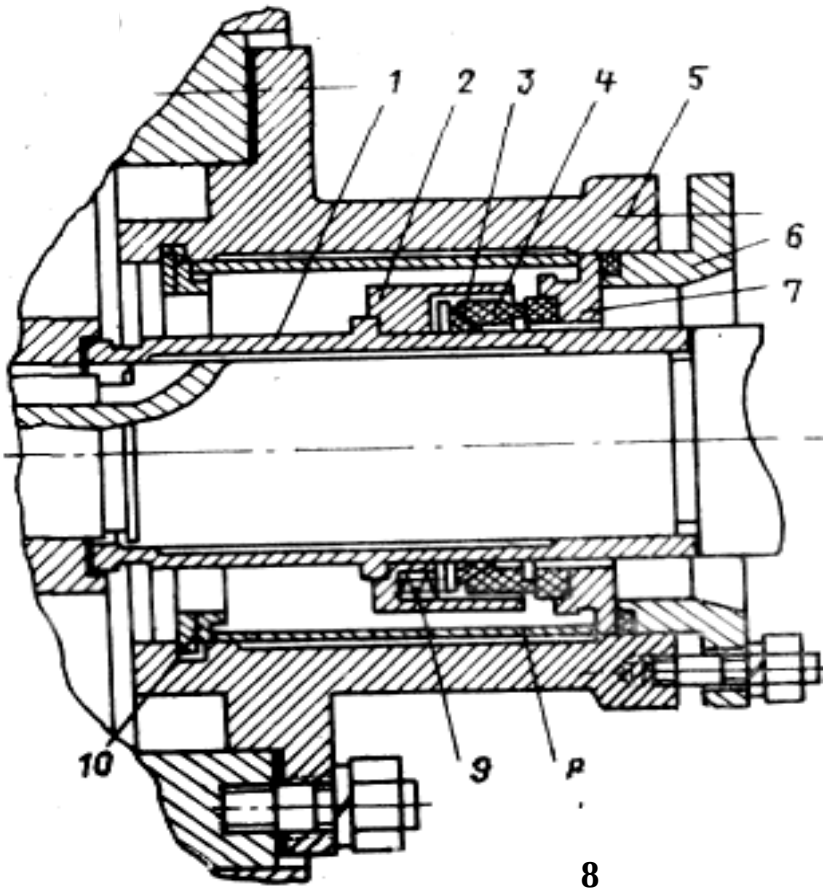


Рис. 25. Торцовое одинарное уплотнение

На рис. 25 торцовое уплотнение вала насоса – нормализованное одинарное. На защитной втулке *1* вала установлены вращающиеся детали уплотнения: обойма *2,* в которой размещены несколько пружин *9,* коническое кольцо *3* из фторопласта, вращающееся кольцо *4* пары трения. Неподвижные детали расположены в корпусе *5* уплотнения. Неподвижное кольцо *7* пары трения закреплено нажимной крышкой *6,* гильзой *8* и стопорным кольцом *10.* Двойное торцовое уплотнение состоит как бы из двух одинарных. Унифицированы корпус уплотнения, защитная втулка, пакет вращающихся деталей, неподвижные и стопорные кольца, нажимная крышка; не унифицирована только гильза, длина которой в двойном уплотнении короче.

На рис. 26 изображено двойное торцовое уплотнение, номера позиции деталей не показаны, поскольку они точно такие как и в одинарном торцевом уплотнении. Двойное торцевое уплотнение применяют в том случае, когда недопустима утечка перекачиваемой жидкости наружу, или твердые включения в ней превышают 0,2 % по массе, а также при вакууме перед узлом уплотнения. В двойное торцовое уплотнение следует подавать затворную жидкость под давлением, большим (на 0,05–0,1 МПа), чем на входе в насос, которая образует гидрозатвор, препятствующий утечке перекачиваемой жидкости. Затворная жидкость, протекающая через детали пары трения, должна быть без твердых вклю-

чений и с температурой не более 40 °С. Поэтому надежность и долговечность узла уплотнения значительно повышается.

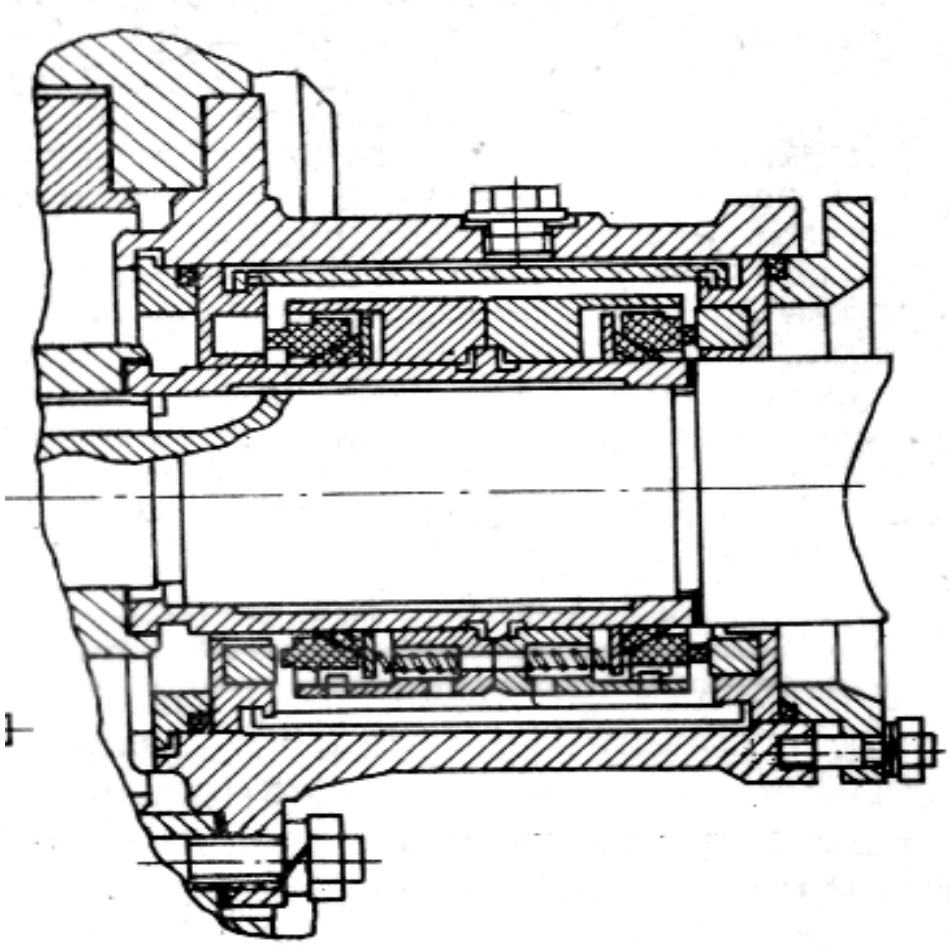


Рис.26. Торцовое двойное уплотнение

На рис.27 изображен насос двухроторный с внешним зацеплением. Такой насос прост по конструкции, компактен и надежен в эксплуатации.

Он состоит из двух находящихся в зацеплении цилиндрических шестерен одного диаметра. В корпусе *8* насоса расположены две шестерни: ведущая *11*, насаженная на приводном валу *1* и зафиксированная шпонкой, и ведомая *10*, свободно сидящая на валу *9*. Оба вала вращаются в шарикоподшипниках *2* и *3*, расположенных в торцовой части корпуса и в торцовой крышке *4*. Вал ведущей шестерни на выходе из корпуса насоса уплотнен набивочным сальником *12*. На корпусе насоса установлен предохранительный клапан *5*, нагруженный пружиной *6*. Затяжка пружины регулируется винтом *7*. Клапан служит для перепуска жидкости из нагнетания во всасывание, если давление нагнетания превысит допустимое.

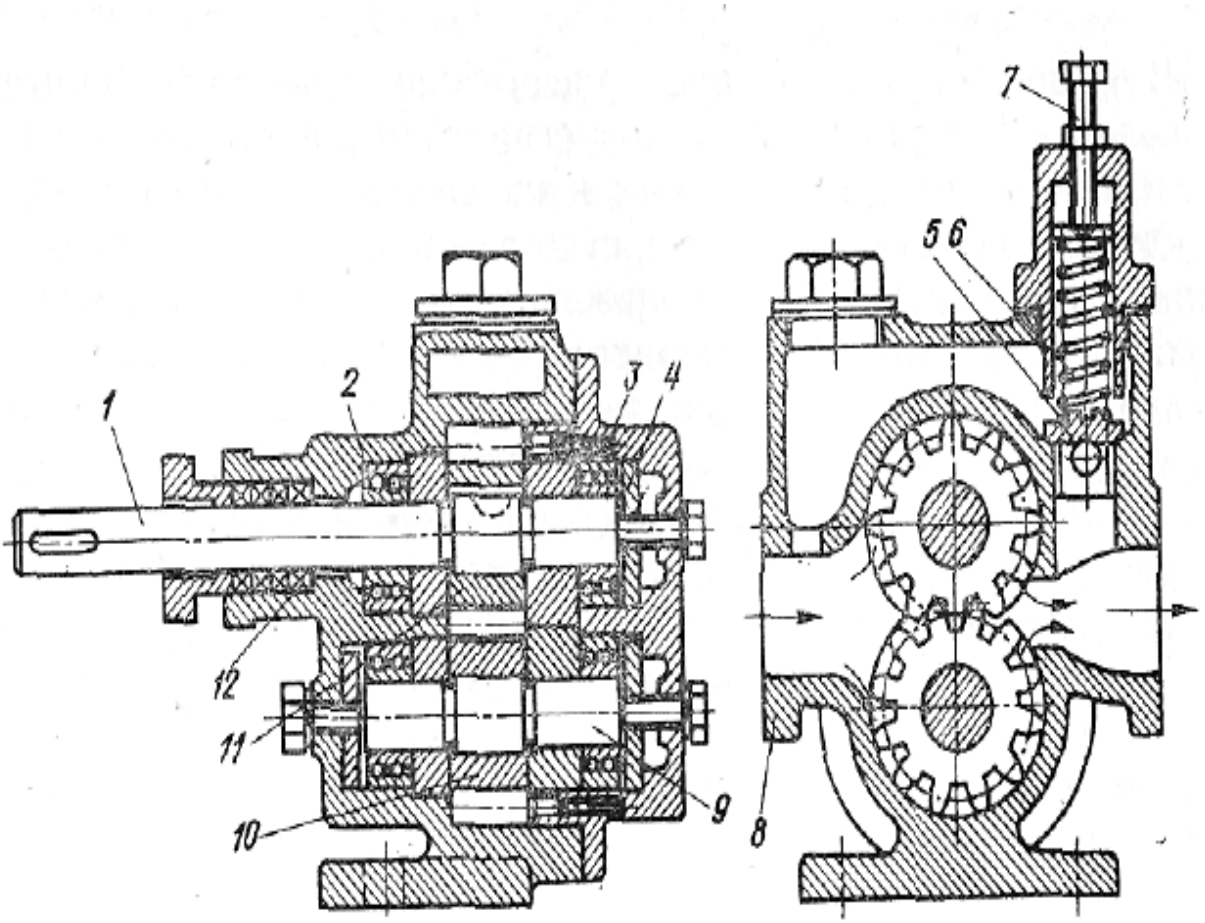


Рис. 27. Двухроторный насос с внешним зацеплением

На рис. 28. Изображен шаровой кран СВМ. Шаровой кран имеет верхнюю и нижнюю цапфы, в которых на подшипниках устанавливаются штока шара. Низкофрикционные подшипники помогают обеспечить низкий крутящий момент. Для управления краном (открыть, закрыть) не требуются байпасные линии.

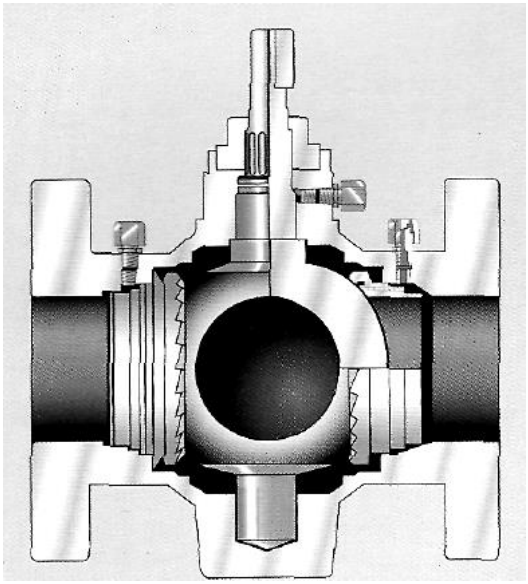
Применение не залипающих полимерных уплотнений позволяет открывать кран при полном перепаде давлений в трубопроводе.

Сверху на шаровом кране имеется механический указатель открытого и закрытого положения. Полный средний срок - не менее 30 лет.

Полный средний ресурс - не менее 4000 циклов для шаровых кранов от Ду 50 до Ду 250, и не менее 2000 циклов для кранов от Ду 300 до Ду 700.

Шаровой кран СВМ революционно прост по своей конструкции. Он целенаправленно сконструирован для длительной эксплуатации.

Открытие и закрытие достигаются поворотом запорного элемента (шара) с проходным сечением. Наличие упоров в конструкции крана ограничивает поворот шара до оборота вокруг своей оси. Конструкция шарового крана СВМ является полнопроходной, что позволяет использовать средства диагностики и очистные устройства.



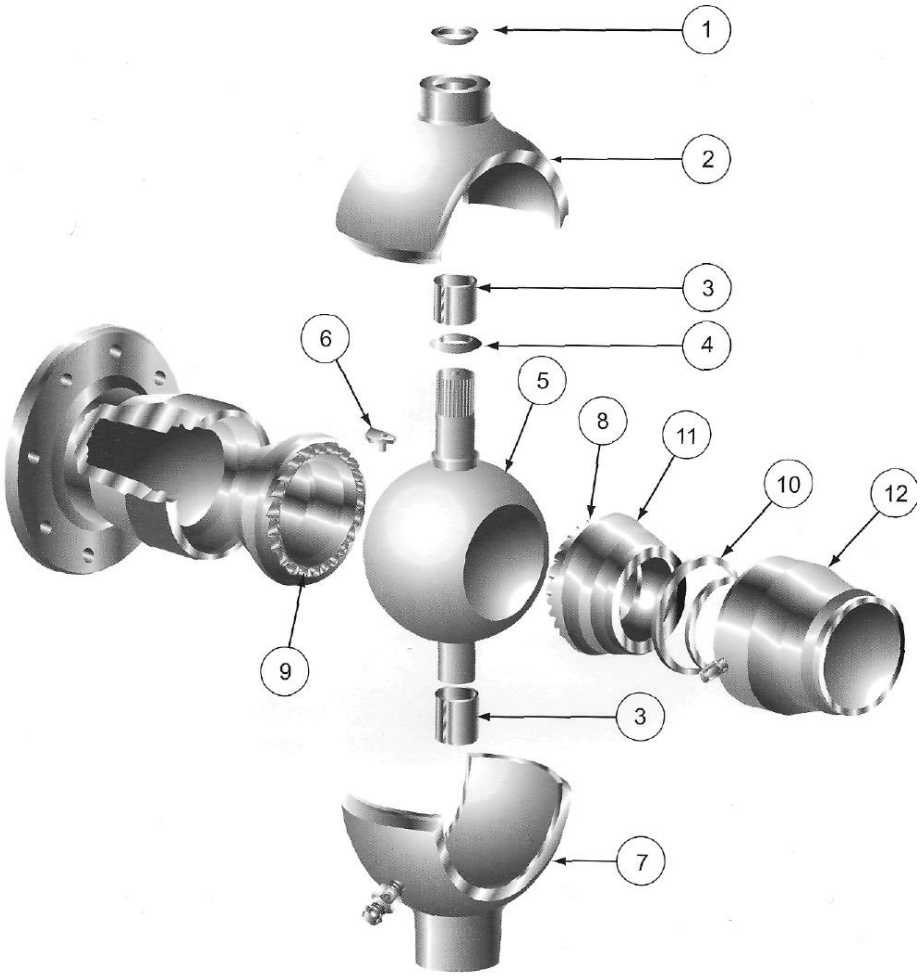


Рис. 28. Шаровой кран СВМ:
1 – верхнее уплотнение штока; 2 – верхняя полусфера; 3 – подшипник штока; 4 – нижнее уплотнение штока; 5 – шар; 6 – собачка; 7 – нижняя полусфера; 8 – кольцо седла; 9 – вкладыш седла; 10 – уплотнение; 11 – пружина седла; 12 – концевое соединение.

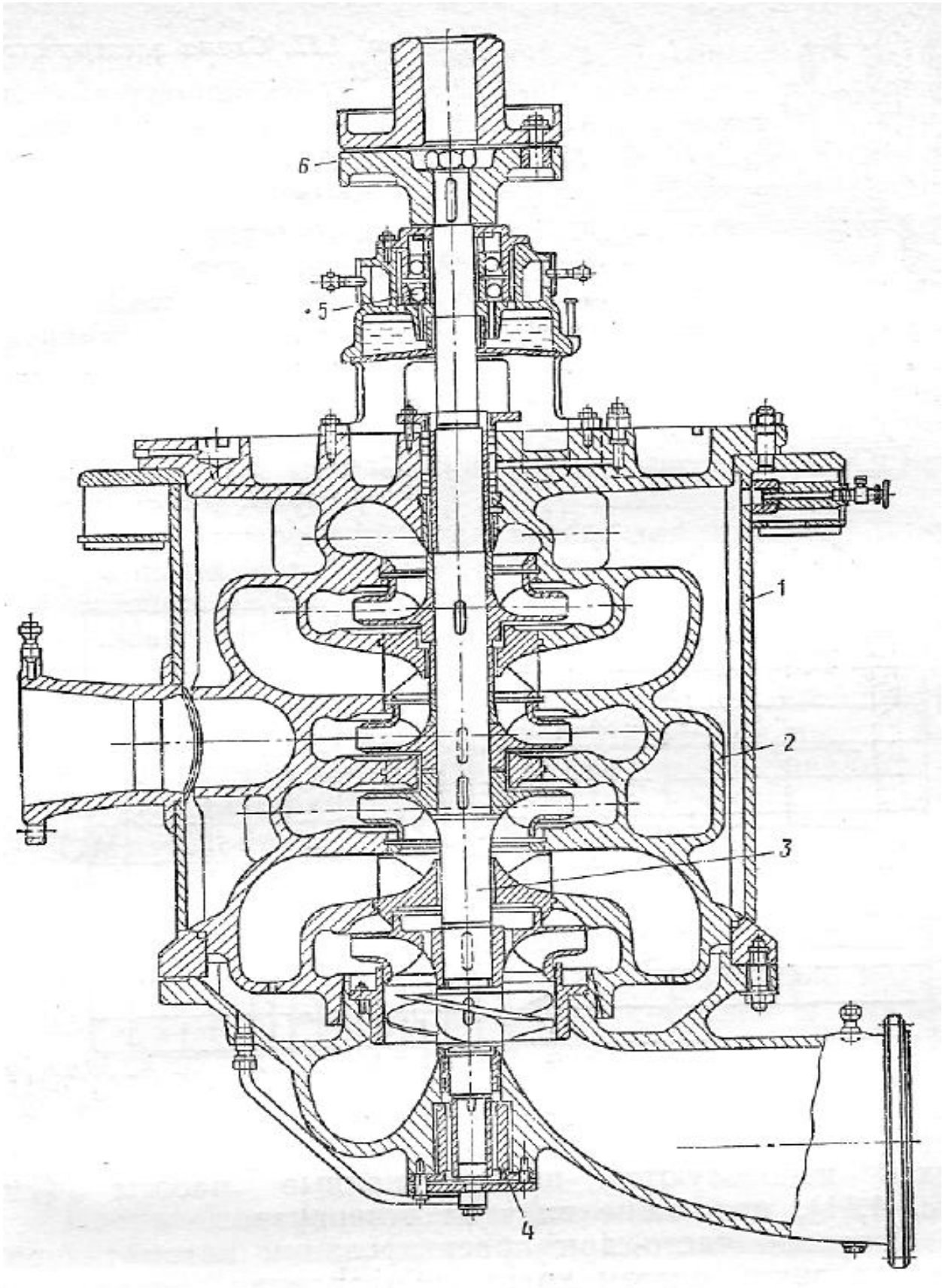
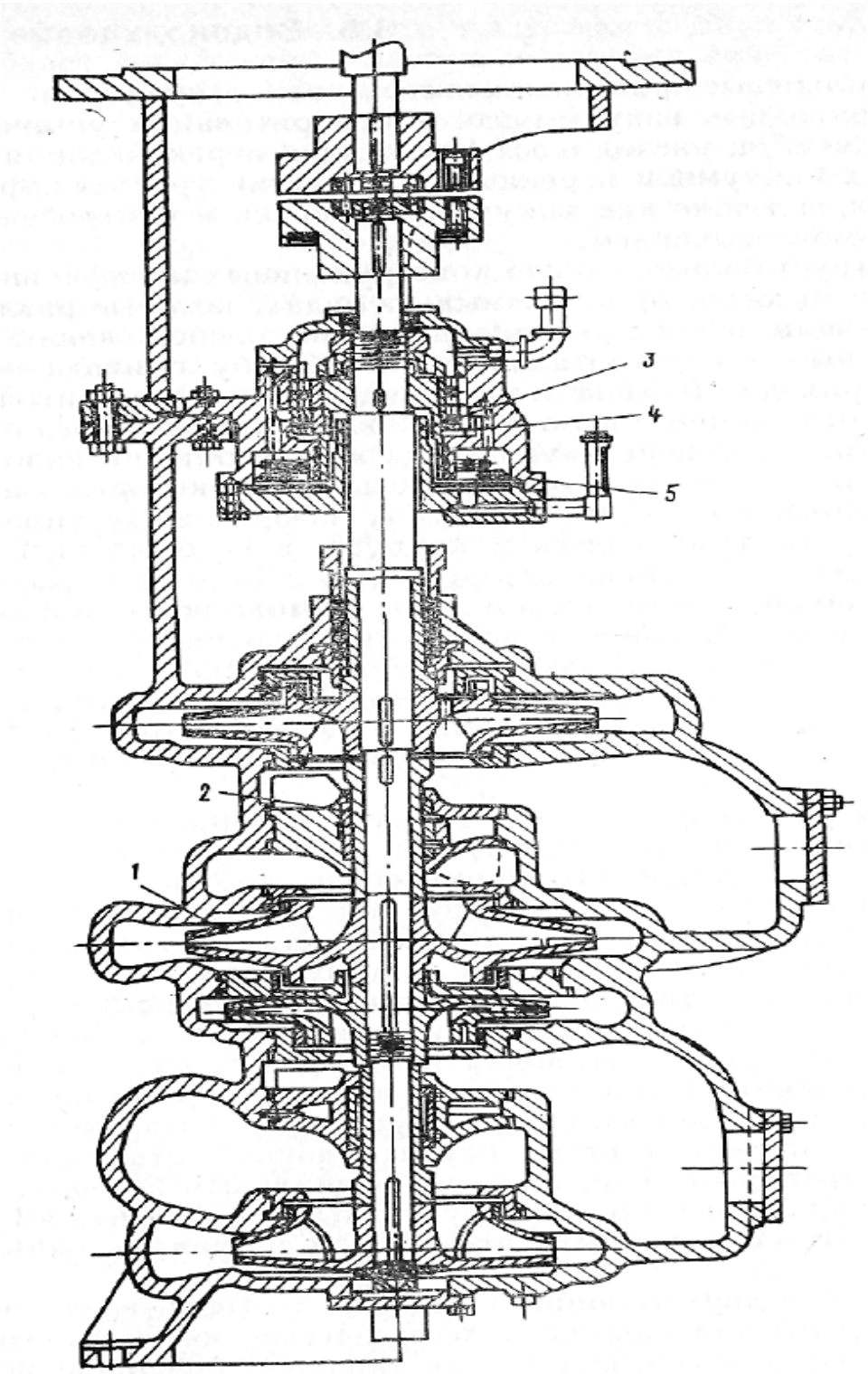


Рис. 29. Конденсатный насос:
1 – наружный корпус; 2 – внутренний корпус; 3 – ротор; 4 и 5 – подшипник соответственно верхний и нижний; 6 –-упругая пальцевая муфта

К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные. На рис. 29 представлен конденсатный насос. Это центробежные двухкорпусные вертикальные насосы спирального типа. Для охлаждения оборудования и других технических устройств.



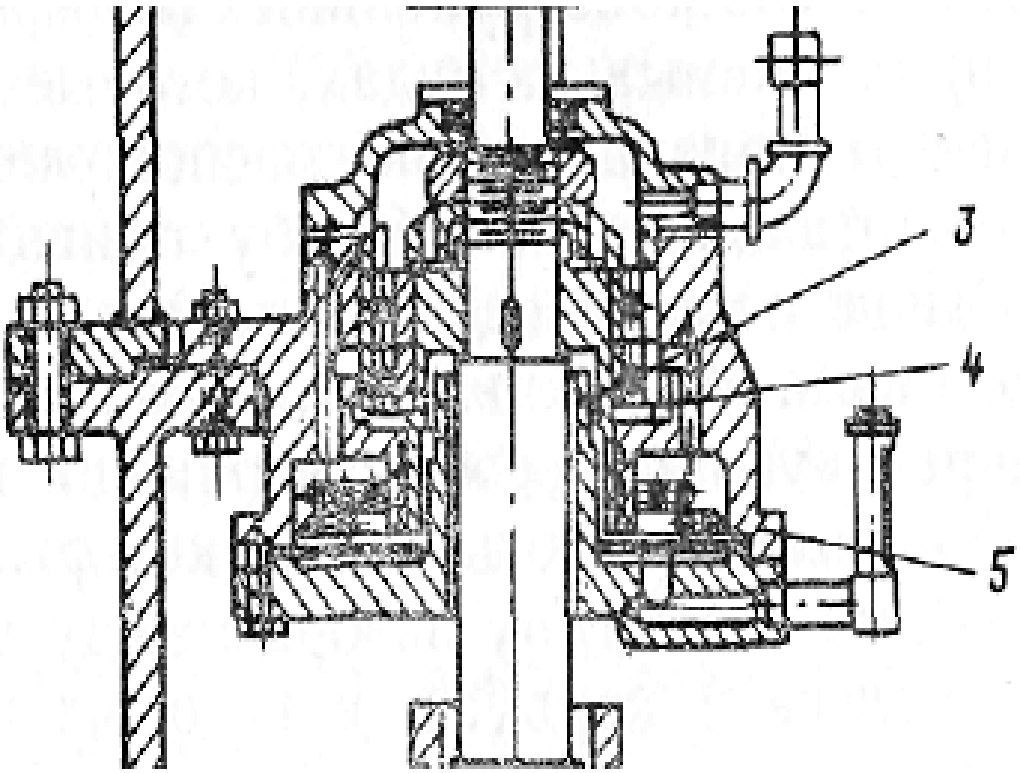


Рис. 30. Конденсатно-бустерный насос:
1 – рабочее колесо первой ступени; 2 – подшипник; 3 – опорно-упорный шарикоподшипник; 6 – втулка; 5 – маслоохладитель

Бустерные насосы применяются в системах питания с деаэраторными установками в тех случаях, когда габаритные ограничения не позволяют установить деаэратор на такой высоте, чтобы геометрический подпор обеспечивал бескавитационную работу быстроходных питательных насосов. Таким образом, назначение бустерного насоса, устанавливаемого перед питательным, – прием воды из деаэратора и подача ее в приемную часть питательного насоса с подпором, большим, чем подпор, получаемый в случае расположения деаэратора на максимально возможной высоте.

Напор бустерного насоса находится в пределах 20–60 мм. вод. ст. в зависимости от конструкции и быстроходности питательного насоса, взаимного расположения бустерного и питательного насосов, а также от дополнительного назначения насоса: например, при наличии байпасной линии напор насоса не должен быть большим. Частоту вращения бустерного насоса выбирают исходя из располагаемого подпора.

В основу проектирования бустерных насосов положены те же принципы, что и для конденсатных, ввиду одинаковых для них условий всасывания. Оба насоса забирают воду из закрытых резервуаров, находящихся под давлением, равным давлению парообразования. В конструктивном отношении бустерный насос представляет собой одно- или двухступенчатый насос с колесом первой ступени одно- или двухстороннего всасывания в зависимости от подачи и напора.

Бустерные насосы чаще всего изготовляют одноступенчатыми, так как для питательных насосов, даже высокооборотных, но с умеренной подачей, требуемый подпор на всасывании не очень велик и может быть обеспечен одноступенчатым насосом. В отдельных случаях (очень большая подача при высокой частоте вращения питательного насоса) бустерные насосы выполняют двухступенчатыми, поскольку требуемый подпор приобретает большое значение.

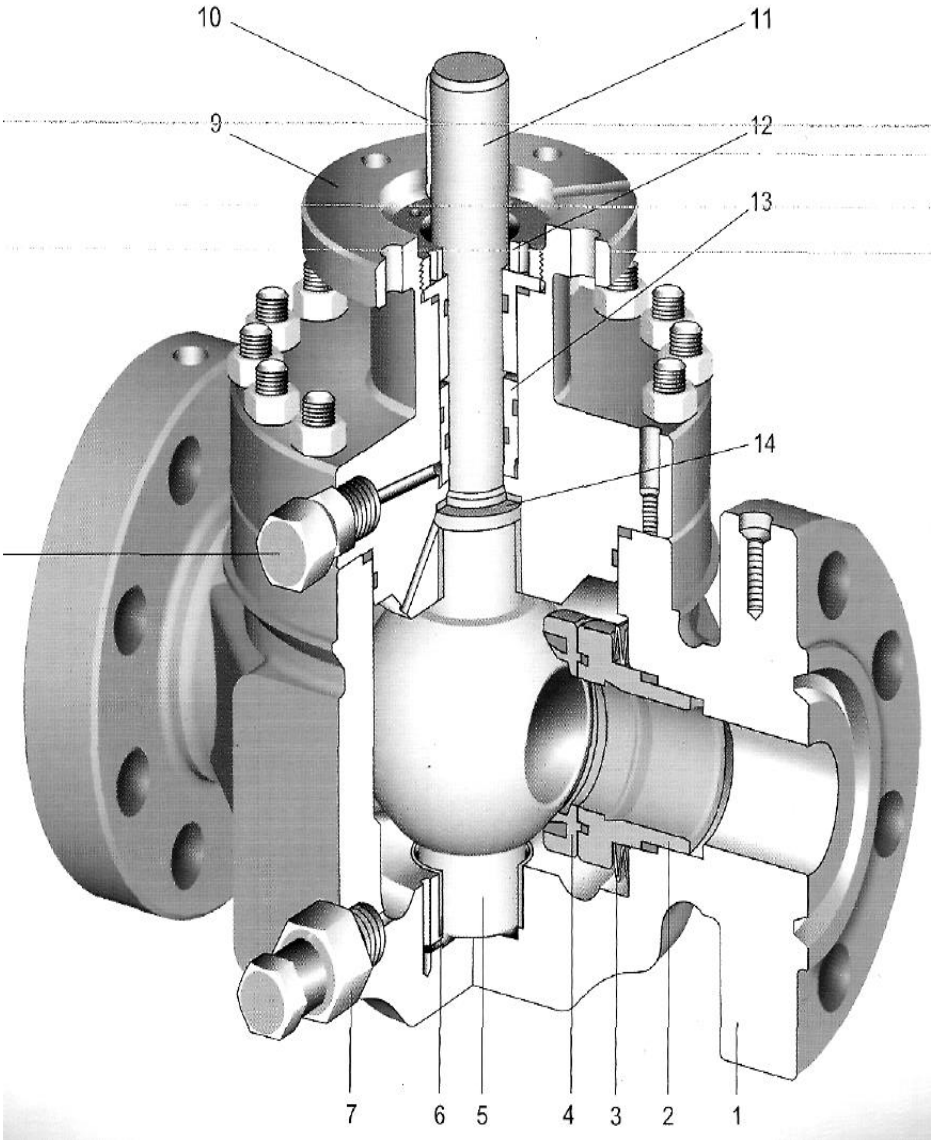


Рис. 31. Шаровой кран КШ-Р:

1 – фланец; 2 – уплотнительная втулка с торцевым уплотнением; 3 – тарельчатая пружина; 4 – торцевое уплотнение; 5 – нижняя опора штока; 6 – скользящий подшипник нижней опоры штока; 7, 8 – верхнее и нижние смазочные отверстия; 9 – крышка; 10 – шпонка; 11 – шток; 12 – прижимная шайба с резьбой; 13 – уплотнительная втулка с кольцевыми манжетами; 14 – скользящая опора.

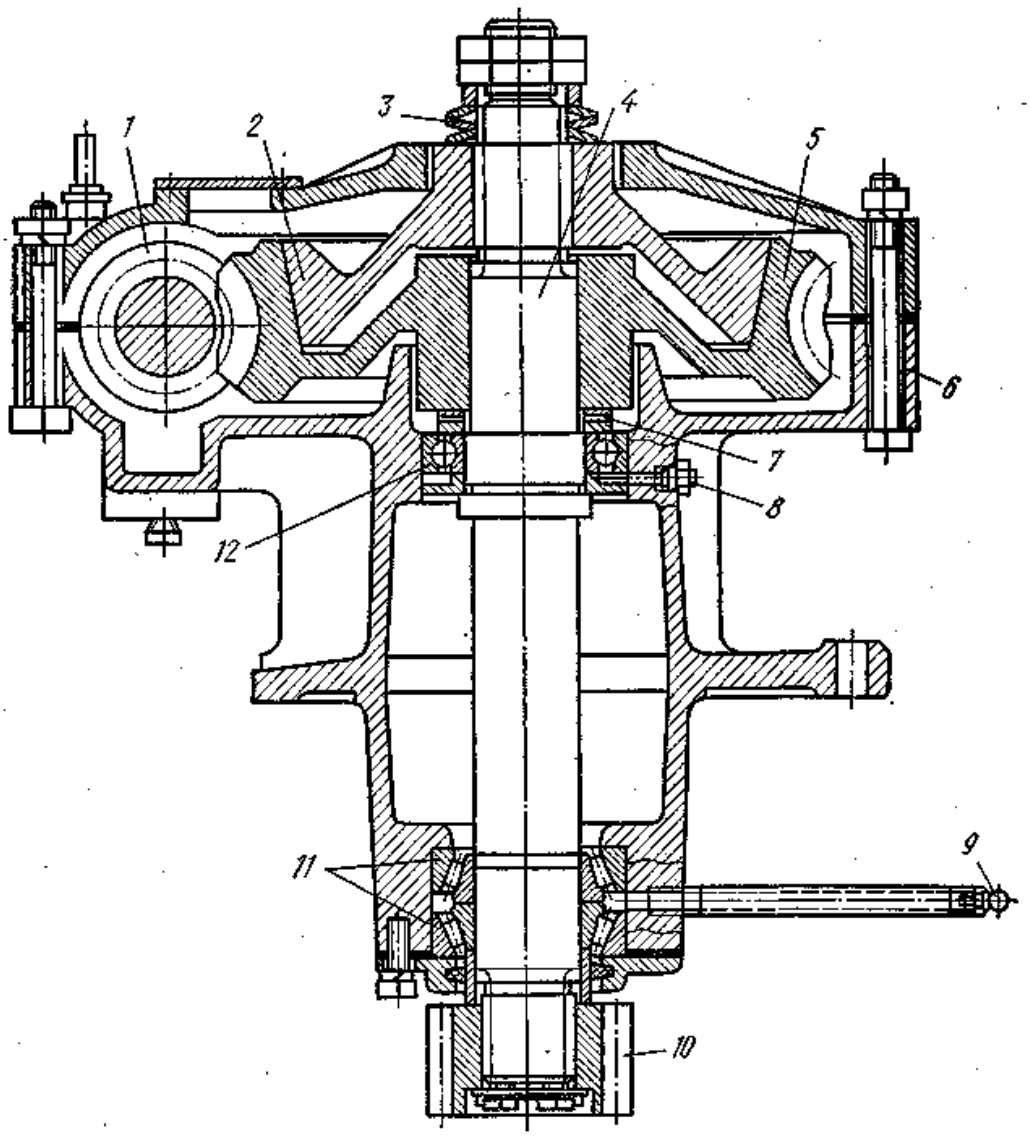


Рис. 32. Механизм поворот, крана КС-2561 Е с фрикционной предохранительной конической муфтой:

1 – червяк; 2 – нажимной диск; 3 – тарельчатые пружин; 4 – вертикальный вал; 5 – червячное колесо; 6 – корпус; 7 – регулировочные шайбы; 8 и 9 – пресс-масленки; 10 – шестерня; 11 – конические роликовые подшипники; 12 – шариковый подшипник.

Конические (конусные) муфты используют в качестве предохранительных (например, в механизме поворота кранов КС-2561Д и КС-2561Е). Такая муфта (рис. 32) состоит из ведущей и ведомой частей, каждая из которых имеет поверхности трения конической формы. Обычно ведомая часть – нажимной диск *2* сидит на шлицах на валу *4* и, вращаясь вместе с ним, может свободно перемещаться вдоль него. Ведущая часть муфты выполнена заодно с червячным колесом *5*, свободно сидящем на валу *4*. Конус нажимного диска *2* прижи-

мается к конусной поверхности червячного колеса *5* тарельчатыми пружинами *3.*

Под действием сжимающей силы пружин 5, направленной вдоль оси вала, на соприкасающихся конусных поверхностях муфты возникает сила трения, увлекающая во вращение ведомую часть муфты – нажимной диск *2.* Пружины *3* затянуты так, чтобы муфта передавала нормальный крутящий момент.

При попадании в открытую передачу «шестерня 10 – венец опорно-поворотного устройства» грязи или посторонних предметов, а также во время включения механизма поворота муфта пробуксовывает, предохраняя детали механизма от перегрузки.

Ведущая и ведомые части описанной муфты имеют одну рабочую поверхность, поэтому такая муфта называется одноконусной. Конусные муфты могут передавать вращение в любом направлении. При изменении коэффициента трения между фрикционными частями конусной муфты (например, в результате попадания влаги) передаваемое муфтой окружное усилие изменяется пропорционально коэффициенту трения, благодаря чему механизм работает более стабильно, чем с ленточной муфтой.

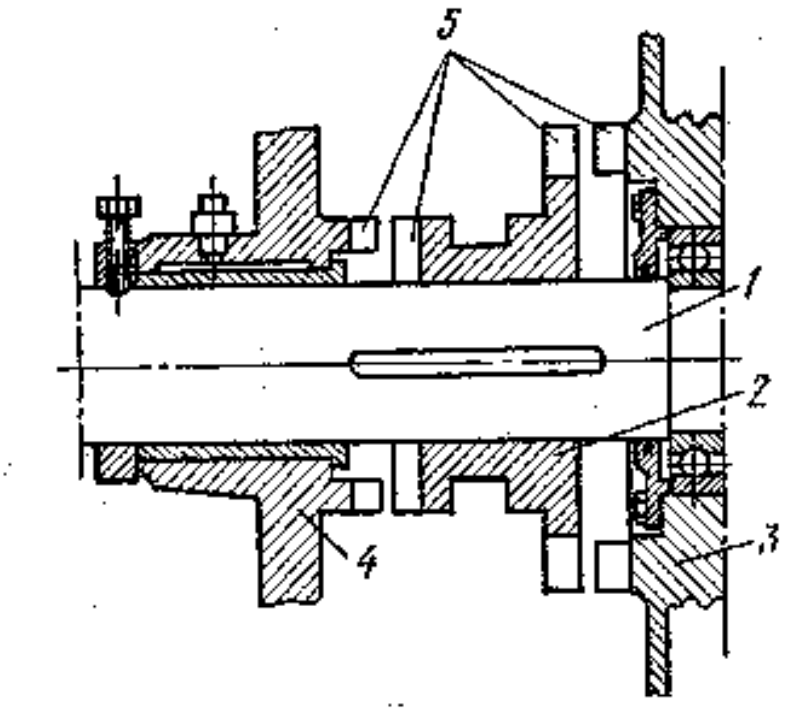


Рис. 33. Кулачковая муфта двустороннего действия:
1 – вал; 2 – подвижная полумуфта; 3 и 4 – правая и левая неподвижные полумуфты; 5 – кулачки.

Кулачковые муфты бывают собственно кулачковые и зубчатые.

Собственно кулачковая муфта **(рис. 33)** состоит из подвижной полумуфты *2*, которая может перемещаться вдоль вала *1* вправо или влево по шлицам или шпонке, и двух неподвижных *3* и *4.* Неподвижные полумуфты *3* и *4* жестко

соединены или составляют одно целое с элементами трансмиссии, которым надо передать движение. На торцах, снаружи или внутри каждой полумуфты, имеются кулачки 5, с помощью которых подвижная и неподвижные полумуфты сцепляются друг с другом.

Когда полумуфта *2* перемещается в крайнее левое положение, ее кулачки *5* входят в соответствующие впадины полумуфты *4*. При этом вместе с валом и полумуфтой *2* будет вращаться полумуфта *4* и постоянно соединенный с ней элемент трансмиссии.

Правую полумуфту *3* и соединенный с ней элемент трансмиссии включают аналогично – перемещением подвижной полумуфты *2* вправо. На рисунке полумуфта *2* находится в нейтральном положении, при котором не передает движение полумуфтам *3* и *4*.

Полумуфту *2* перемещают вдоль вала *1 с* помощью рычага управления, который фиксируют во включенном положении, заводя его за специальный упор, так как неожиданное выключение кулачковой муфты во время работы может привести к авариям.

При включении муфты необходимо следить за тем, чтобы кулачки полумуфт полностью входили в зацепление. Если рабочие поверхности кулачков касаются друг друга не всей плоскостью, на углах кулачков образуются скосы, что может явиться причиной самовыключения муфты при работе, даже когда рычаг управления муфтой поставлен на упор. Смятые кулачки полумуфт исправляют при ремонте наплавкой металла и последующей обработкой.

Описанная кулачковая муфта двустороннего действия может передавать движение в обе стороны: вправо и влево. Если нужно передать движение только в одну сторону, применяют муфты одностороннего действия с одной неподвижной полумуфтой.

У зубчатой муфты вместо кулачков имеются зубья. В остальном конструкция и принцип работы кулачковых и зубчатых муфт одинаковы.

Кулачковые и зубчатые муфты не рекомендуется включать и выключать при вращающихся и находящихся под нагрузкой элементах трансмиссии. При этом кулачки (зубья) вращающейся и неподвижной полумуфт ударяются друг о друга и не полностью входят в зацепление друг с другом, в результате чего рабочие поверхности кулачков и зубьев разрушаются, а сами они могут сломаться. Кроме того, удары, сопровождающие включение полумуфт, отрицательно сказываются на других элементах трансмиссии.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Статистические данные наработки на отказ $T_{ср}$ выраженные через интенсивность отказов $T_{ср}= 1/\lambda$

$\lambda = 0{,}012 \cdot 10^{-5}$ зубчатая передача;
$\lambda = 0{,}02 \cdot 10^{-5}$ червячная передача;
$\lambda = 0{,}3875 \cdot 10^{-5}$ ременная передача;
$\lambda = 0{,}035 \cdot 10^{-5}$ валы и оси;
$\lambda = 0{,}07 \cdot 10^{-5}$ муфты упругие;
$\lambda = 0{,}03 \cdot 10^{-5}$ муфты фрикционные;
$\lambda = 0{,}0875 \cdot 10^{-5}$ подшипники шариковые;
$\lambda = 0{,}05 \cdot 10^{-5}$ подшипники роликовые;
$\lambda = 0{,}86 \cdot 10^{-5}$ двигатели асинхронные.

Поправочные коэффициенты, характеризующие условия эксплуатации элементов механических систем:

Лабораторные и благоустроенные помещения $K_\lambda = 1$;

Стационарные наземные системы $K_\lambda = 10$;

Системы, установленные:

– на автомобилях $K_\lambda = 25$;
– в железнодорожных вагонах $K_\lambda = 30$;
– в самолетах $K_\lambda = 120 – 150$;

С учетом поправочных коэффициента $T_{ср} = 1/\lambda \cdot K_\lambda$.

Учебное издание

ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМ «ЧЕЛОВЕК-МАШИНА-СРЕДА» ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Методические указания по выполнению курсовой работы

В авторской редакции

Подписано в печать Формат 60х90 1/16. Усл. печ. л.
Тираж 30 экз. Заказ № .

Библиотечно-издательский комплекс
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Тюменский индустриальный университет».
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38.

Типография библиотечно-издательского комплекса.
625039, Тюмень, ул. Киевская, 52.