

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

ИНСТИТУТ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГИИ И ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Кафедра «Энергетические системы и комплексы
традиционных и возобновляемых источников»

В. О. Пантель, Е.В. Глушкова, Н.К. Корнеева

К О Н С Т Р У К Ц И Я И ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ АЭС

Учебное пособие

Часть I

Севастополь
СевГУ
2025

УДК 621.039:621.671(075.8)

ББК 31.47-5:31.565я73

К65

Р е ц е н з е н т:

К.Б. Матузаев - канд. техн. наук

К65 Конструкция и основы эксплуатации центробежных насосов АЭС: учебное пособие. Ч.1 / Севастопольский государственный университет, Институт ядерной энергии и промышленности, кафедра «Энергетические системы и комплексы традиционных и возобновляемых источников» ; сост.: В. О. Пантель, Е. В. Глушкова, Н. К. Корнеева. – Севастополь: СевГУ, 2025. – 30 с.: ил. – Текст: электронный.

В первой части учебного пособия изложена конструкция центробежного насоса АЭС. Методической ценностью учебного пособия является ориентация на повышение эффективности самостоятельной работы обучающихся по данному учебному материалу.

Предназначено для студентов направления подготовки 14.05.02 «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг» профиль «Проектирование и эксплуатация атомных станций» и профиль «Системы контроля и управления атомных станций» при изучении дисциплины «Нагнетатели и вспомогательное оборудование АЭС».

Разработано с использованием ТО и ИЭ основного оборудования АЭС.

Может быть использовано обучающимися других направлений подготовки.

УДК 621.039:621.671(075.8)

ББК 31.47-5:31.565я73

Рассмотрено и рекомендовано к изданию на заседании ученого совета Института ядерной энергии и промышленности, протокол № 8 от 4 апреля 2025 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1 ОБЩАЯ КОНСТРУКЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	6
1 Состав гидравлической части насоса	6
1.1 Корпус насоса	7
1.2 Ротор	7
1.3 Проточная часть	7
1.4 Концевые уплотнения вала	11
1.4.1 Сальниковое уплотнение	11
1.4.2 Торцовое уплотнение	17
1.4.3 Щелевое уплотнение	19
1.5 Опоры вала	22
1.5.1 Подшипники качения	22
1.5.2 Подшипники скольжения	22
1.5.3 Смазка подшипников качения и скольжения	24
1.6 Разгрузка от осевой силы	24
1.7 Разгрузка от радиальной силы	27
1.8 Основы эксплуатации центробежных насосов	28
1.8.1 Приготовление к работе	28
1.8.2 Пуск насоса	28
1.8.3 Контроль во время эксплуатации	29
1.8.4 Остановка насоса	29
ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	30

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АЭС – атомная электростанция

ЦН – центробежный насос

СЭУ – система энергетической установки

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор

ЯЭУ – ядерная энергетическая установка

ПТУ – паротурбинная установка

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие предназначено для самостоятельного изучения конструкции центробежных насосов, установленных в первом и втором контурах атомных станций России.

Пособие состоит из двух частей. В первой части приведена общая конструкция центробежных насосов. Общая конструкция состоит из типовых элементов насоса. Зная общую конструкцию насоса, обучающийся может самостоятельно разобраться с устройством любого насоса и легко читать их чертежи.

В пособии подробно рассмотрена конструкция каждого узла и принцип его действия. Также даны основы эксплуатации насоса.

Пособие может быть использовано при выполнении студентами расчетно-графической работы «Определение рабочих параметров центробежного насоса в составе системы. Гидравлический расчет рабочего колеса насоса» и при выполнении выпускной квалификационной работы.

Хорошее знание насосов и их систем является залогом безаварийной эксплуатации оборудования АЭС.

Глава I

ОБЩАЯ КОНСТРУКЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Насос – это машина, предназначенная для перекачки жидкости. Назначение насоса – создание потока жидкости в системе энергетической установки (СЭУ). В насосе происходит передача энергии от приводного двигателя потоку перекачиваемой жидкости.

Система энергетической установки – это совокупность специализированных трубопроводов с механизмами, аппаратами и арматурой, предназначенная для выполнения определенной функции.

Насосная установка – это насосный агрегат с трубопроводами, арматурой и контрольно-измерительными приборами.

В состав насосного агрегата входят:

1. Приводной двигатель – электрический (постоянного или переменного тока).
2. Соединительная муфта:
3. Насос.

1. Состав гидравлической части насоса

В состав гидравлической части насоса входят:

1) *корпус насоса (статор)* – совокупность сборочных единиц и деталей насоса, образующих емкость, ограниченную патрубками и концевыми уплотнениями;

2) *ротор* – это все, что вращается;

3) *проточная часть* – предназначена для преобразования механической энергии в энергию перекачиваемой жидкости с обеспечением минимальных гидравлических потерь, радиальных и осевых усилий, пульсаций давления;

4) *концевые уплотнения вала* – предназначены для уменьшения протечек жидкости по валу из корпуса насоса;

5) *опоры вала* – предназначены для восприятия радиальных и осевых сил ротора и ограничения его перемещения;

6) *устройство для разгрузки от осевых сил* – предназначено для компенсации вредного воздействия осевых сил, действующих на детали насоса;

7) *устройство для разгрузки от радиальных сил* – предназначено для компенсации вредного воздействия радиальных сил, действующих на детали насоса.

1.1 Корпус насоса

Насос может быть одно- или двухкорпусной.

Одноступенчатые насосы обычно однокорпусные, многоступенчатые насосы могут быть двухкорпусными.

Двухкорпусной насос обычно состоит из наружного корпуса и внутреннего.

Наружный корпус насоса может быть сварным, литым и изготовленным из поковки:

- сварной – сварен из отдельных деталей;
- литой – отлит из металла по форме корпуса;
- поковка – металлическая болванка, которая откована молотом для увеличения прочностных характеристик металла.

Внутренний корпус состоит из набора корпусов секций, которые, в свою очередь, крепятся к наружному корпусу.

К наружному корпусу привариваются входной и выходной патрубки.

1.2 Ротор

К ротору относится все, что вращается: вал; рабочие колеса; предвключенное колесо; защитные втулки вала; разгрузочный барабан (поршень); диск гидропаты; диск упорного подшипника; маслородоотбойные кольца, защитные втулки, устанавливаемые на вал в районе концевых уплотнений и опор вала.

1.3 Проточная часть

Проточная часть ЦН обеспечивает направленное движение жидкости от его приемного к напорному патрубкам. Она включает в себя рабочее колесо и проточные каналы корпуса.

Рабочее колесо является основным элементом центробежного насоса, непосредственно передающее энергию приводного двигателя перекачиваемой жидкости. Оно состоит из переднего диска (если смотреть со стороны всасывания) и заднего, между которыми расположены рабочие лопасти. Задний диск имеет ступицу, с помощью которой рабочее колесо крепится к валу насоса. Рабочее колесо может быть открытого или

закрытого типа. Если колесо имеет один диск – открытого типа. С двумя дисками – закрытого типа.

Лопатки рабочих колес ЦН по форме их поверхности можно разделить на цилиндрические и лопатки двоякой кривизны.

Цилиндрические лопатки имеют кривизну только в плоскости, перпендикулярной оси вращения колеса. Образующая цилиндрической поверхности лопатки по всей ее длине – прямая линия, параллельная оси рабочего колеса. У лопатки двоякой кривизны это условие не соблюдается. Лопатки двоякой кривизны имеют кривизну как в радиальном, так и в осевом направлении. Применяются они в центробежных насосах большой подачи с малыми напорами там, где требуется обеспечить надежное всасывание.

Принцип действия центробежного колеса заключается в следующем. В первоначальный момент трубопровод и насос заполняются перекачиваемой жидкостью. Затем включается приводной двигатель, и рабочее колесо начинает вращаться с некоторой угловой скоростью. С той же скоростью начнется вращение частиц жидкости, находящихся в межлопаточных каналах рабочего колеса. При этом частицы жидкости будут испытывать действие центробежных сил, которые вызовут перемещение этих частиц в направлении радиуса колеса – от центра к периферии. На место частиц жидкости, ушедших из межлопаточных каналов рабочего колеса, будут поступать новые частицы из подводящего трубопровода насоса, и будет осуществляться непрерывное движение жидкости в проточных каналах насоса.

Таким образом, при вращении рабочего колеса его лопатки, оказывая силовое воздействие на жидкость, преобразуют механическую энергию приводного двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. Давление жидкости на выходе из насоса будет выше, чем давление на входе в него за счет энергии, полученной в рабочем колесе.

Проточные каналы корпуса подводят жидкость к рабочему колесу, соединяют рабочие колеса между собой в многоступенчатых насосах, отводят жидкость от рабочего колеса к напорному трубопроводу. Схема движения жидкости в проточной части многоступенчатого насоса следующая. Жидкость подводящим каналом подводится к рабочему колесу. После рабочего колеса она поступает в отводящий канал направляющего аппарата. Далее переводным каналом, обратным направляющим аппаратом и кольцевым конфузоров подводится к

рабочему колесу следующей ступени. Из отводящего канала последней ступени поток попадает в кольцевую камеру и через диффузор подводится к напорному трубопроводу.

Подводящие каналы (подводы) конструктивно оказывают существенное влияние на распределение скоростей при входе в рабочее колесо и, как следствие, на экономичность и кавитационные характеристики насоса.

Необходимо, чтобы подводящие каналы обеспечивали осесимметричность поля скоростей и давлений в потоке при его входе на рабочее колесо, требуемую величину и направление скоростей.

В центробежных насосах применяются следующие конструктивные типы подводов: прямоосный конфузор; конфузорный подводящий канал с криволинейной осью; кольцевой и спиральный подводы.

- прямоосный конфузор прост в изготовлении, имеет хорошие гидродинамические характеристики. Он устанавливается в конце подводящего трубопровода, перед насосом соосно валу. В суживающемся сечении происходит увеличение скорости, что обеспечивает выравнивание поля скоростей перед входом в рабочее колесо. Однако такая конструкция подвода возможна только при консольном расположении рабочего колеса;

- конфузорный подводящий канал с криволинейной осью по гидродинамическим характеристикам близок к прямоосному конфузору;

- кольцевой подвод применяется в насосах, вал которых имеет подшипники с двух сторон рабочего колеса. Он представляет собой кольцевую камеру постоянного сечения, в центре которой проходит вал насоса. В осевом направлении перед рабочим колесом камера заканчивается конфузорным каналом. При такой конструкции подводящего канала за валом образуется вихревая зона и не обеспечивается равномерное распределение скоростей при входе в рабочее колесо;

- спиральный подвод обеспечивает плавное обтекание вала практически без образования вихревой зоны и способствует выравниванию поля скоростей. Сечение спиральной части канала по ходу жидкости уменьшается пропорционально углу его установки и заканчивается ребром, которое разделяет поток на две части.

Отводящие каналы (отводы) конструктивно располагаются на выходе жидкости из рабочего колеса насоса и должны обеспечить:

- сбор жидкости, выходящей из рабочего колеса;

- преобразование части динамического напора в статический (для преодоления гидравлических сопротивлений системы);

- осесимметричность поля скоростей и давлений на выходе из канала.

Конструкция отводов, его гидродинамическое совершенство во многом определяет технико-экономические качества насоса в целом.

В одноступенчатых насосах применяются спиральные отводы с различной формой поперечного сечения. В многоступенчатых насосах применяются лопаточные отводы (направляющие аппараты).

Спиральный отвод одноступенчатого насоса состоит из спирального канала, охватывающего рабочее колесо по всей окружности, и диффузорного патрубка (так называемой «улитки»).

Процесс преобразования динамического напора в статический начинается в спиральном канале и заканчивается в диффузорном патрубке. В его выходном сечении устанавливается допустимая для трубопровода величина скорости не более (5...7) м/с. Расход жидкости через поперечное сечение спирального канала постепенно увеличивается пропорционально углу развертки спирали. В канале отвода жидкость движется по инерции.

Основной недостаток спирального отвода одноступенчатого насоса – появление радиальной силы на нерасчетных режимах работы.

Направляющий аппарат (лопаточный отвод) применяется в многоступенчатых насосах и состоит из одного или двух неподвижных дисков (верхнего и нижнего), охватывающих рабочее колесо по его наружной окружности, между которыми установлены лопатки. Камера, образованная двумя соседними лопатками, имеет спиральную часть и диффузор. В промежуточных ступенях многоступенчатых насосов жидкость от направляющего аппарата подводится к рабочему колесу последующей ступени с помощью обратного направляющего аппарата. Направляющий аппарат выполняет следующие функции:

- производит сбор жидкости, сходящей из рабочего колеса, и переводит ее на следующую ступень;

- производит преобразование части кинетической энергии потока в потенциальную (за счет диффузора) для преодоления гидравлических сопротивлений системы;

- производит разгрузку ротора от радиальной силы (за счет осесимметричного расположения диффузорных камер).

1.4 Концевые уплотнения вала

Уплотнения – это устройства, исключающие или ограничивающие проникновение жидкостей, газов или твердых частиц (например, атмосферной пыли) через подвижные и неподвижные соединения деталей, не составляющих единого целого.

Все существующие разновидности уплотнений можно разделить на две группы. У уплотнений первой группы эффект достигается за счет контакта и поджима к уплотнениям, точнее к уплотнительным поверхностям, эластичного уплотняющего элемента: кольца, манжеты, прокладки, диафрагмы и т.д. Поэтому такие уплотнения называют *контактными*. Вторая группа – *бесконтактные уплотнения*. Здесь между уплотняемыми поверхностями всегда существует малый зазор, через который неизбежна небольшая утечка жидкости. Уплотняющий эффект, ограничивающий величину утечки, у бесконтактных уплотнений достигается за счет возникновения гидравлического сопротивления при течении через малый зазор вязкой жидкости. Для повышения гидравлического сопротивления по пути движения жидкости в зазоре можно установить лабиринтные канавки, изменяющие площадь сечения, или ввести детали, изменяющие направление потока утечки.

В центробежных насосах применяются следующие концевые уплотнения вала.

1. Сальниковое.
2. Торцевое.
3. Щелевое.

1.4.1 Сальниковое уплотнение

Благодаря простоте конструкции и низкой стоимости, сальниковое уплотнение до сих пор остается самым распространенным типом уплотнения роторов насосов, в том числе и насосов, эксплуатируемых на АЭС.

Простейшее уплотнение содержит корпус (сальниковую коробку), сальниковую набивку, нажимную втулку. На поверхность вала, контактирующую с набивкой, как правило, надевается защитная втулка. С помощью нажимной втулки сальниковую набивку сжимают в осевом направлении так, чтобы давление внутреннего кольца на торцевую втулку корпуса было не меньше давления уплотняемой жидкости. Осевое сжатие приводит к появлению контактного давления набивки на стенки корпуса и

защитной втулки, благодаря чему достигается герметизация полости насоса с давлением p_0 .

Как показывают эксперименты, коэффициент трения зависят не только от типа набивки и уплотняемой жидкости, материала и чистоты обработки контактной поверхности вала, но и от таких эксплуатационных факторов, как уплотняемое давление, давление затяжки, окружная скорость вала. С повышением давления затяжки и окружной скорости коэффициент трения увеличивается, а с повышением уплотняемого давления – уменьшается.

Давление предварительного осевого сжатия набивки σ , зависит от требований герметичности и должно подбираться опытным путем для конкретной набивки и условий работы. Во всяком случае, максимальное (у нажимной втулки) радиальное давление должно превышать давление уплотняемой жидкости.

В процессе эксплуатации коэффициенты трения и коэффициент бокового давления могут изменяться из-за износа набивки и контактной поверхности вала, из-за вымывания и выгорания пропитки. Мощность трения приводит к повышению температуры контактных поверхностей, и если отвод тепла недостаточен, то температура может превысить допустимые значения. При этом в набивке выгорает пропитка, что приводит к увеличению коэффициента трения и дальнейшему катастрофическому нарастанию температуры. Набивка разрушается, и лишь резкое увеличение протечек восстанавливает равновесный температурный режим.

Если в конструкции сальника не предусмотрены специальные меры для охлаждения, то тепло отводится в основном протекающей через сальник жидкостью, поэтому, чем больше протечки, тем ниже температура и легче условия работы. Попытки добиться герметичности за счет чрезмерного обжатия набивки приводят к быстрому выходу уплотнения из строя из-за перегрева.

Тепловой поток, уносимый жидкостью, равен

$$N_p = \rho \cdot c \cdot Q \cdot \Delta t,$$

где ρ – плотность уплотняемой жидкости, г/м³;
 c – ее удельная теплоемкость, Дж/(г·°C);
 Q – протечки через уплотнение, м³/с;

Δt – разность между температурой контактных поверхностей и температурой жидкости на входе в уплотнение, °С.

Ресурс уплотнения определяется его конструкцией, физическими свойствами и параметрами (давлением, температурой) уплотняемой жидкости, условиями эксплуатации (допустимыми протечками, окружной скоростью, вибрациями и биениями вала). Наряду с этим ресурс в значительной мере зависит от правильного выбора сальниковой набивки, которая должна обладать комплексом определенных физико-механических свойств. К числу важнейших требований к набивке относятся механическая прочность, пластичность и износостойкость, хорошая смазывающая способность, обеспечивающая низкий коэффициент трения, химическая, термическая и радиационная стойкость, низкий коэффициент теплового расширения и по возможности наиболее высокий коэффициент теплопроводности. Набивка не должна вызывать интенсивной электрохимической коррозии вала, не подвергаться старению и в то же время должна быть достаточно дешевой.

Отечественная промышленность выпускает широкий ассортимент мягких волокнистых набивок (ГОСТ 5152-77), основу которых составляют волокна их хлопка, льна, пеньки, джута, асбеста, капрона, стекла, графита и других материалов. Для уплотнений роторов применяют в основном плетеные набивки с различными способами плетения: сквозное, оплеточное, диагональное и мультиплексное.

Для повышения прочности и придания набивке необходимых физико-механических свойств, в частности для повышения теплопроводности, к основным волокнам добавляют некоторые цветные металлы или их сплавы в виде проволоки, фольги, порошков и узких полосок. Для уменьшения электрохимической коррозии в набивку добавляют так называемый «жертвенный металл» в виде алюминиевой или цинковой пудры, который смещает потенциал набивки в сторону отрицательных значений (катодная защита). Одновременно наносят на контактные поверхности вала и сальниковой коробки антикоррозионные покрытия (диффузионное хромирование, азотирование, наплавка) или надевают защитную втулку.

Антифрикционные свойства набивки повышают за счет ее пропитки жидкими нефтяными маслами, консистентными смазками (технический вазелин, петролатум, пушечная смазка), а также высокомолекулярными углеводородами метанового ряда (парафин, озокерит, церезин). Для этой же цели в набивку добавляют кристаллический (чешуйчатый) графит и

молибдендисульфид. Эти порошковые материалы существенно повышают также химическую и термическую стойкость набивки, увеличивают ее теплопроводность.

В качестве пропиточного материала широко используется суспензия фторопласта-4, который отличается высокой стойкостью в наиболее агрессивных средах, однако теряет уплотняющие свойства под действием излучения.

Рекомендации по установке набивки

Тщательный монтаж сальниковой набивки является еще одним резервом повышения ее ресурса. ГОСТ 5152-77 рекомендует устанавливать набивки типа АГ, АФТ, АФ в виде предварительно опрессованных по размерам сальниковой камеры колец. Опрессовка производится в пресс-форме давлением (35...40) МПа для асбестово-графитовой набивки АГ и (20...25) МПа для набивок с фторопластом (АФТ и АФ). Перед опрессовкой набивку нарезают на куски нужной длины, равной длине окружности вала, с аккуратными прямыми, под углом 90°, срезами. Каждое кольцо выдерживают под давление в течение (5...10) мин. При установке колец в сальниковую коробку их стыки смещают относительно друг друга на 90°. Шероховатость поверхностей вала и втулки, контактирующей с набивкой, не должна превышать (0,2...0,3) мкм. Биения и вибрации существенно снижают ресурс уплотнения, поэтому их нужно сводить к минимуму (меньше 50 мкм).

При замене изношенной набивки необходимо тщательно очищать поверхность вала и сальниковой коробки, промывать их уайт-спиритом и перед установкой новой набивки смазывать молибденсульфидом или протирать кристаллическим графитом.

Процессы, происходящие в сальниковом уплотнении

Механизм герметизации сальникового уплотнения определяется, прежде всего, физико-механическими свойствами материала уплотнения. Материал сальниковой набивки – один из наиболее сложных по характеристикам из всех материалов, используемых в машиностроении. Важное значение для понимания особенностей работы сальникового уплотнения имеют две характеристики: ползучесть и релаксация напряжений.

Ползучесть – это длительная деформация под действием постоянной нагрузки, включает в себя три процесса:

- ликвидацию зазоров и пустот между нитями плетеной основы;
- деформацию плетеной структуры;
- сжатие волокон.

Первый из этих трех процессов происходит в начальный период после приложения нагрузки и характеризуется быстрым уменьшением объема.

Релаксация напряжений, т.е. уменьшение напряжений в деформированной под определенной нагрузкой набивке оказывает весьма существенное влияние на механизм герметизации узла. Именно релаксация напряжений в пакете уплотнителя – один из факторов, вызывающих при низком давлении герметизируемой среды необходимость периодической подтяжки нажимного устройства.

На работу уплотнения влияет также изменение физико-механических характеристик сальниковой набивки. Например, в плетеной набивке с графитожировой пропиткой изменение ее свойств в процессе эксплуатации связано с выплавлением и вымыванием пропитки, что ведет к уменьшению объема уплотнителя и ухудшению его антифрикционных свойств. В набивках, содержащих пропитку на основе фторопласта, часто наблюдается потеря эластичности и упругости вследствие спекания пропитки под действием температуры и давления.

Изнашивание пары трения сальникового уплотнения – сложный процесс, интенсивность которого определяется рядом факторов. Установлено, что при нормальной работе узла уплотнения интенсивность изнашивания вала (защитной втулки) гораздо выше, чем пакета набивки. Изнашивание последнего обычно сводится к потере пропитки.

Механизм изнашивания металлической поверхности пары трения может быть объяснен протеканием трех процессов:

- упругого оттеснения;
- микрорезания;
- окислительного износа.

В зависимости от условий работы один из этих одновременно проходящих процессов становится ведущим. Наиболее интенсивное изнашивание происходит при микрорезании. В большинстве случаев изнашивания защитной втулки или вала в сальниковых уплотнениях ведущим является процесс упругого оттеснения материала.

Для надежной работы сальникового уплотнения необходимо чтобы через него циркулировала часть перекачиваемой жидкости в виде капельных протечек или подводилась аналогичная жидкость от постороннего источника с давлением превышающим перекачиваемую. Это необходимо для смазки и охлаждения сальникового уплотнения.

Таблица 1 – Области применения мягкой сальниковой набивки

Область применения	Набивки	Арти-кул	Обоз-начение по TGL 5868	Обозна-чение матери-ала волок-на	Струк-тура	Тол-щина, мм	Тем-пера-тура, °С	Дав-ление, кгс/см ²	Примечание
Холодная вода, соленая вода любой концентрации	Круговая	2100		Hf	Сквоз-ное пле-тение (в виде косы)	3...60	50	30	С пропит-кой, применяет-ся для тяжелых условий эксплуата-ции
Горячая вода, соленая вода любой концентрации	Круговая	2150	Лист 121.1	Hf	Сквоз-ное пле-тение	3...60	150	30	Набивки характери-зуются повышен-ной стойкостью и надеж-ностью
	Спе-циальная круговая	3100	Лист 111.1	Bw	Сквоз-ное пле-тение с оплет-кой до 10 мм	3...60	120	16	Преимуще-ственно в лопастных насосах
	Спира льная	5230	Лист 211.1	Bw	Слоис-тое тка-невое	Свы-ше 6	150	30	Пропитан-ная каучу-ком, таль-ком, для перекачи-вания пить-евой воды, жидкостей с приме-сями песка и извести, соленых растворов и т.д.

	F	3030	Лист 121.2	Hf	Сквоз- ное пле- тение	3...60	150	30	Для перека- чивания конденсата, насыщен- ного пара в кранах, вентилях, насосах
	Насос- ные водяные кольца	4030		Pb			280	100	Для перека- чивания холодной и горячей воды, конденсата
	Ткане- вые пор- шневые кольца	5310	Лист 211.2	Bw	Слоис- тое тка- невое плете- ние		100	40	Специаль- но для поршневых колец в дуплекс- насосах

1.4.2 Торцовое уплотнение

Простейшее торцовое уплотнение имеет неподвижное и вращающееся аксиально подвижное уплотнительное кольцо из износостойкого материала, закрепленные в обоймах. Предварительное контактное давление между кольцами обеспечивается силой сжатия пружины, а затем увеличивается за счет силы давления уплотняемой жидкости. Герметизация осуществляется за счет сжатия торцовых поверхностей неподвижного и вращающегося колец. С увеличением контактного давления герметичность повышается, однако при этом увеличивается потери мощности на трение, в результате чего повышается износ трущихся поверхностей, их нагрев и температурные деформации. Таким образом, работоспособность уплотнения определяется, прежде всего, контактным давлением и физическими процессами на контактирующих и вращающихся относительно друг друга торцовых поверхностей.

Упрощенно работу торцового уплотнения можно представить как возникающие в паре трения динамические силы препятствуют утечке уплотняемой среды, обеспечивая герметичность уплотнения. Под действием гидростатического давления уплотняемой жидкости вращающееся кольцо прижимается к неподвижному, в результате чего в паре трения создается контактное давление, необходимое для обеспечения герметизирующего действия уплотнения в процессе работы. Для удержания пары трения в постоянном контакте при неработающем насосе или при изменении гидростатического давления жидкости, окружающей

уплотнение, служит подвижное устройство, состоящее из одной или нескольких пружин. Оно создает в паре трения начальное контактное давление. В процессе работы торцевого уплотнения уплотнительные кольца изнашиваются, поэтому одно из них перемещается вдоль вала в осевом направлении, компенсируя износ и поддерживая постоянный контакт уплотнительных поверхностей в паре трения. В зависимости от конструкции уплотнения осевую подвижность можно придать как вращающемуся, так и неподвижному кольцу.

Механическое торцевое уплотнение работает при наличии пятен контакте между вращающимися относительно друг друга торцевыми поверхностями. Основной причиной ограничения ресурса является изнашивание смазанных шероховатых поверхностей в результате трения. *Изнашивание* – процесс постепенного изменения размеров тела при трении, проявляющихся в отделении с поверхности трения материала (ГОСТ 16429-70). *Износ* – результат процесса изнашивания, его количественное выражение. Процесс изнашивания правильно подобранных пар трения имеет, как правило, три стадии:

- стадия микроприработки, в течении которой происходит изменение начальной, технологической шероховатости в равновесную эксплуатационную, обладающая способностью самовоспроизводиться в процессе трения;

- стадия нормального, установившегося износа;
- стадия катастрофического износа – интенсивного нарастания скорости изнашивания, обусловленная неблагоприятными условиями трения.

Основным фактором, определяющим износ, является контактное давление, которое, в свою очередь, зависит не только от конструктивных и эксплуатационных параметров, но и от ряда внутренних процессов, сопутствующих работе уплотнения.

Таким образом, торцевое уплотнение представляет собой динамическую систему, структурная схема которой состоит из связей и взаимодействий основных элементов системы.

Для надежной работы торцевого уплотнения к нему подводят от постороннего источника запирающую жидкость (аналогичную перекачиваемой) с давлением выше перекачиваемой.

1.4.3 Щелевое уплотнение

Щелевое уплотнения – наиболее простые и надежные уплотнения гидромашин. Это уплотнение является бесконтактным. В уплотнениях подобного типа отсутствует соприкосновение вращающихся деталей.

Принцип работы щелевого (лабиринтного) уплотнения заключается в дросселировании давления в цилиндрических щелях, с промежуточным отбором или подводом запирающей жидкости. Их уплотняющий эффект основан на использовании гидравлического сопротивления кольцевых дросселей с малым ((0,1...0,3) мм) радиальным зазором. Зазор можно было бы иметь меньше, однако, биение вала препятствует этому. Главным недостатком таких уплотнений является сравнительно большие протечки уплотняемой жидкости, особенно при высоких давлениях.

Щелевое уплотнение используется главным образом в проточной части насоса для ограничения внутренних перетоков, в частности по входной воронке рабочего колеса, между ступенями многоступенчатых насосов, перед уравнивающим диском гидропаты, т.е. там, где из-за затрудненного доступа для ремонта и обслуживания требуется повышенная надежность и допускаются протечки. До сих пор в некоторых насосах щелевые уплотнения используются и в качестве концевых для герметизации мест выхода вала из корпуса.

Отсутствие непосредственного контакта между сопрягаемыми уплотняемыми поверхностями, помимо снижения механических потерь на трение, приводит к повышению долговечности деталей.

Щелевые уплотнения нашли широкое применение в качестве первой ступени в комбинированных уплотнениях высокого давления. Комбинированные уплотнения имеют обычно два установленных последовательно герметизирующих элемента: щелевое уплотнение и резиновое уплотнительное кольцо.

Анализ показал, что существующие методы определения утечки через зазоры щелевого уплотнения, распределения давления и сил, действующих на уплотняющие поверхности, могут быть использованы лишь для ограниченного круга задач и не охватывают всего разнообразия конструктивных схем и условий работы бесконтактных уплотнений. Наиболее значительные расхождения между фактическими данными и данными расчетов по существующим методикам проявляются у уплотнений с малой величиной зазора, измеряемой несколькими микронами. Отсутствие надежных методов расчета и проектирования щелевых и лабиринтных уплотнений вынуждает

затрачивать большие усилия на экспериментальную доводку гидроаппаратуры, получать конструкции, далекие от совершенства. Поэтому изучение закономерностей течения жидкости в зазорах бесконтактных уплотнений является актуальной задачей и особенно в свете вопросов поставленных новой техникой.

Несмотря на кажущуюся простоту, определение закономерностей течения жидкости в зазорах малых размеров является трудной задачей.

Расход жидкости через щелевые уплотнения зависит от многих взаимосвязанных параметров: геометрических размеров щели (длины ℓ , ширины w , или πd и высоты h), перепада давления $\Delta P = P_0 - P_1$, вязкости жидкости, взаимного положения деталей, образующих щель, например, эксцентриситета ε , конфигурации щели, режима течения, относительного движения стенок, ограничивающих щель и процесса облитерации.

В свою очередь, размеры щели (особенно ее высота h , мкм) могут изменяться под действием температуры и давления. На изменение размера h влияют свойства материалов образующих щель, - коэффициент линейного расширения α , модуль упругости E , коэффициент Пуассона μ и толщина стенок. Каждой конкретной жидкости присущи свои закономерности изменения вязкости от температуры и давления. В потоке жидкости внутри щели давление и температура переменны и зависят от величины подводимого давления, конфигурации и длины щели, мощности потока, теплообмена жидкости и стенок, стенок окружающей среды, удельной теплоемкости жидкости. У некоторых жидкостей вязкость зависит еще от скорости сдвига ее слоев.

Щель может быть прямой, расширяющейся, сужающейся и другой формы, с лабиринтными канавками и без них. Поверхности, образующие щель, могут быть цилиндрическими, овальными, бочкообразными, иметь завалы на концах, огранность и т.п. Непосредственное влияние на конфигурацию щели оказывает перепад давления жидкости, упругие свойства материала и толщина стенок. Поверхности, образующие щелевое уплотнение, могут быть неподвижными или совершать относительное движение: круговое вращение, возвратно-поступательные движения с постоянной или переменной скоростью, поворотные движения и т.п.

Закономерности движения жидкости в щелевом зазоре зависят от режима течения, который может быть ламинарным или турбулентным.

При течении жидкости через зазоры микронных размеров возникает явление облитерации (постепенное уменьшение живого сечения канала), приводящее к уменьшению расхода со временем. Облитерация – явление сложное и мало изученное.

Основное назначение щелевых уплотнений – свести до минимума перетекания между уплотняемыми полостями.

Уплотнения щелевого типа выполняют в тех случаях, когда сальниковое уплотнение не обеспечивает требуемого срока службы или неприменимо по каким-либо другим причинам, но некоторые протечки через уплотнение допустимо.

Главными факторами, влияющими на достижимую величину минимума протечек через щелевые уплотнения, являются:

- величина биения втулок;
- точность центровки;
- конструкция подшипников и величина зазора в них;
- качество балансировки ротора;
- степень уравновешенности поперечных сил;
- наличие абразивных частиц в жидкости, проходящей через уплотнение.

В оптимальных случаях радиальный зазор в уплотнении данного типа выдерживается в пределах (0,25...0,3) мм.

Из всех факторов наиболее сильное влияние на расход жидкости оказывает величина зазора h . Так как расход жидкости (величина зазора) пропорционален третьей степени h , то зазор между сопрягаемыми деталями стремятся сделать минимальным. Однако, минимальный зазор определяется производственными допусками, если необходимо обеспечивать взаимозаменяемость деталей. При малых зазорах всегда имеется опасность заклинивания подвижных элементов в следствии их деформаций, вызванных давлением жидкости или окружающей среды. Заклинивание может произойти и в следствии нарушения стабильности размеров стальных деталей в результате не полного превращения аустенита в мартенсит при термообработке.

Для надежной работы концевой щелевой уплотнения к нему также подводят от постороннего источника запирающую жидкость (аналогичную перекачиваемой).

1.5 Опоры вала

Опорные устройства, предназначенные для поддержания валов, осей и других вращающихся деталей и воспринимающие радиальные и осевые нагрузки, называются *подшипниками*. Подшипники подразделяются на подшипники скольжения и подшипники качения.

В подшипниках скольжения используется трение скольжения, а в подшипниках качения – трение качения.

1.5.1 Подшипники качения

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

- по направлению воспринимаемой нагрузки различают *радиальные* подшипники, которые воспринимают только радиальную нагрузку, направленную перпендикулярно оси вала; *упорные*, которые воспринимают лишь осевую нагрузку, т. е. направленную вдоль оси вала; *радиально-упорные*, которые предназначены для восприятия комбинированной нагрузки – радиальной и осевой;
- по форме тел качения различают *шариковые* и *роликовые*; последние в свою очередь делят, в зависимости от форм роликов, на подшипники с цилиндрическими, коническими, бочкообразными и игольчатыми (без сепаратора) роликами;
- по числу рядов тел качения – на *однорядные*, *двухрядные*, *четырёхрядные*;
- по способу самоустановки (способность компенсировать перекосы вала) – на *самоустанавливающиеся* и *несамоустанавливающиеся*;
- по габаритным размерам, связанным с нагрузочной способностью, - на ряд серий: *сверхлегкую*, *особо легкую*, *легкую*, *среднюю* и *тяжелую*;
- по ширине колец – на номинальные, узкие, широкие и особо широкие;
- по классу точности подшипники изготавливаются 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого) и 2 (сверхвысокого) классов точности.

1.5.2 Подшипники скольжения

Подшипники скольжения служат опорами и направляющими для вращающихся валов, которые работают в условиях относительного скольжения поверхности шейки вала по поверхности подшипника. При работе подшипники скольжения воспринимают радиальные и осевые

нагрузки, приложенные к валу, а также сохраняют заданное положение оси вала.

Коэффициент трения подшипников скольжения при пуске и остановке или при малой частоте вращения сравнительно высок. В то же время при работе со средней и высокой частотой вращения подшипники скольжения работают в условиях жидкостного трения и рабочие поверхности скольжения шейки вала и вкладыша отделены друг от друга слоем смазки (масляный клин). В этом случае потери на трение в подшипниках скольжения весьма малы и не превосходят потерь на трение в подшипниках качения.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш, который устанавливается в специальном корпусе и крышке подшипника. Корпус и вкладыши подшипника могут быть разъемными и неразъемными. Разъем вкладышей выполняется перпендикулярным к радиальной нагрузке, благодаря чему не нарушается целостность и непрерывность несущего масляного слоя.

Опорный участок вала называют *цанфой*. Форма рабочей поверхности подшипника скольжения, как и форма вала, может быть цилиндрической, конической или шаровой. Между крышкой и корпусом подшипника имеется зазор, благодаря которому можно компенсировать небольшой износ вкладышей подтягиванием болтов и изменением толщины прокладок.

Работа подшипника скольжения на любом режиме сопровождается трением, определяющим нагрев и износ подшипника, а, следовательно, его работоспособность, долговечность и КПД.

Материалами подшипников скольжения являются:

- корпус подшипника изготавливается из стали или чугуна;
- вкладыши изготавливаются из бронзы, чугуна, баббита, металлокерамики, пластмасс.

Если вкладыши изготовлены из металла, то они должны смазываться маслами. Если вкладыши изготовлены из неметалла, то они могут смазываться перекачиваемой жидкостью.

В опорных и упорных подшипниках при жидкостной смазке маслом происходит образование грузонесущего слоя называемого масляным клином. Действие смазочного материала, при котором достигается полное разделение твердых поверхностей трения слоем масла (или иной жидкостью) называется *жидкостной смазкой*. В этом

случае внешнее трение сопряженных поверхностей заменяется на принципиально отличающееся от него внутреннее трение сравнительно толстого жидкого слоя, обладающего объемными свойствами, которые обеспечивают увеличение износостойкости деталей. Жидкостная смазка создается двумя способами: гидродинамическим и гидростатическим.

Гидродинамический способ заключается в самопроизвольном создании грузоподъемного слоя между сопряженными поверхностями скольжения в результате вращения вала и затягивания масла в клиновой зазор без приложения внешнего давления.

Гидростатический способ заключается в создании грузонесущего слоя при помощи внешнего давления (другим насосом) и даже при остановленном вале.

1.5.3 Смазка подшипников качения и скольжения

Смазка подшипников предназначена:

- для предохранения от коррозии;
- уменьшения потерь на трение;
- отвода тепла;
- уменьшения шума.

Для смазки подшипников используются: жидкие смазки (масла), консистентные (пластичные) смазки (солидолы, констатины и др.), твердые смазки (на твердой основе), перекачиваемой жидкостью (подшипники скольжения).

Смазка подшипников может осуществляться:

- периодическая или непрерывная;
- индивидуальная или централизованная;
- проточная или циркуляционная;
- разбрызгиванием или принудительно под давлением;
- кольцевая смазка;
- струйная смазка.

1.6 Разгрузка от осевой силы

Гидравлическая осевая сила является следствием неравенства давлений перекачиваемой жидкости на внешние поверхности рабочего колеса и из-за разности площадей верхнего и нижнего диска в области нагнетания ЦН. Она направлена в сторону всасывания и воздействует на уменьшение зазора между вращающимися и неподвижными деталями насоса, что может привести к его поломке.

Способы разгрузки от осевой силы:

1. Разгрузочный поршень

За последней ступенью в корпусе насоса изготавливается разгрузочная камера, в которой находится разгрузочный поршень (массивный цилиндр), жестко установленный на валу насоса. Между поршнем и корпусом насоса образуется цилиндрическая дросселирующая щель с зазором $\delta_{щ} = (0,2...0,4)$ мм. Разгрузочная камера при помощи трубопровода сообщена с областью всасывания насоса. Таким образом, на поршень действуют разность давлений: нагнетания и всасывания. Так как площади поршня с обеих сторон равны, то на нем возникает результирующая сила, направленная в сторону меньшего давления, т.е. в противоположную сторону основной осевой и, таким образом, ее компенсирующая. Разгрузочный барабан выполняет две функции: уравнивает осевую гидравлическую силу и снижает давление перед концевым уплотнением со стороны нагнетания насоса.

Полностью уравновесить осевую силу разгрузочным поршнем можно только на номинальном режиме работы насоса. На других режимах возникает неуравновешенная осевая сила, которая должна восприниматься упорным подшипником.

Достоинством разгрузочного барабана наряду с его конструктивной простотой является возможность сохранения работоспособности при возникновении парообразования в насосе, что особенно ценно для энергетических насосов.

2. Гидропята

Гидропята состоит из установленной на валу за последней ступенью насоса и вращающейся совместно с ним грибовидной втулки (носит еще название как разгрузочный диск), и неподвижной втулки (подушки гидропята), установленной на корпусе насоса. За грибовидной втулкой находится разгрузочная камера, которая при помощи трубки соединена с областью всасывания насоса.

Гидропята действует в режиме автоматического уравнивания осевой гидравлической силы и ее разгрузки за счет образования дополнительной камеры между вращающимся диском и неподвижной втулкой. Действие гидропята заключается в следующем. В начальный момент гидравлическая осевая сила сдвигает ротор в сторону всасывания, при этом разгрузочный диск почти вплотную прижат к неподвижной втулке (подушке гидропята). Перекачиваемая жидкость из области

нагнетания по пазухам, цилиндрическому зазору между валом и неподвижной втулкой попадает в дополнительную камеру. Давление в камере увеличивается. Так как разгрузочная камера соединена с областью всасывания насоса, то на гидропате возникает сила направленная в противоположную сторону осевой гидравлической силе. Ротор перемещается в сторону нагнетания. Торцевой зазор между разгрузочным диском и неподвижной втулкой увеличивается и давление из дополнительной камеры стравливается в разгрузочную камеру. В действие снова вступает осевая гидравлическая сила, которая пытается переместить ротор в сторону всасывания. Торцевой зазор между разгрузочным диском и неподвижной втулкой снова уменьшается. Давление в дополнительной камере увеличивается. Процесс повторяется до тех пор пока не установится определенный торцевой зазор между разгрузочным диском и неподвижной втулкой, обеспечивающий равновесие между осевой гидравлической силой и ее разгрузкой.

Между разгрузочным диском и неподвижной втулкой существуют две щели:

- цилиндрическая дросселирующая щель с постоянным зазором $\delta_{ц} = (0,3...0,5)$ мм;
- торцевая с изменяющимся зазором $\delta_{т} = (0,06...0,1)$ мм.

В торцевой щели осуществляется до 70 % дросселирования общего перепада давления: $P_{напор} - P_0$.

Гидропата также разгружает концевое уплотнение со стороны нагнетания насоса от высокого давления.

Наряду с саморегулированием достоинством гидропаты являются небольшие протечки, что определяется кольцевым зазором $\delta_{ц}$. К недостаткам можно отнести большую сложность в изготовлении и чувствительность к преобразованиям в насосе.

3. Двусторонний подвод или встречно-расположенные рабочие колеса

В этом случае осевые силы, действующие на пару рабочих колес, взаимно уравновешиваются.

4. Применение разгрузочных отверстий

В этом случае часть давления нагнетания со стороны верхнего диска стравливается внутрь рабочего колеса.

5. Автоматическое уравновешивание сил давления на обе стороны рабочего колеса с помощью переменных дросселей, проводимость которых изменяется при осевых смещениях ротора.

1.7 Разгрузка от радиальной силы

В результате центробежных сил в рабочем колесе на роторе насоса возникают радиальные силы, которые оказывают изгибающее воздействие на вал насоса и приводят к повышенному износу подшипников.

В одноступенчатом насосе, как правило, применяется спиральный отвод. В ЦН со спиральным отводом радиальные силы возникают при работе насоса на нерасчетном режиме, то есть когда $Q < Q_n$ или когда $Q > Q_n$.

При проектировании насосов размеры сечения спирального канала рассчитываются таким образом, чтобы обеспечить постоянство скоростей $C_{ср}$ перекачиваемой жидкости в любом сечении канала и, следовательно, обеспечить постоянство давлений в нем при работе насоса на расчетном режиме ($Q = Q_n$).

При уменьшении подачи насоса ниже расчетной, т. е. когда $Q < Q_n$ сечения канала оказываются просторными, вследствие чего скорость движения жидкости от начального сечения к конечному будет уменьшаться, а давление возрастать, что приводит к возникновению радиальной силы. В этом случае спиральный отвод работает как диффузор.

При увеличении подачи по сравнению с расчетной, т. е. когда $Q > Q_n$ сечения спирального канала оказываются тесными, в связи с чем скорость жидкости в направлении ее движения от начального сечения к конечному будут возрастать, а давление – уменьшается, т. е. отвод будет работать как конфузор. И в этом случае будет иметь место несимметричное распределение давления по окружности рабочего колеса, что также приводит к возникновению радиальной силы. Направление результирующей радиальной силы определяется углом (при $Q < Q_n \angle \alpha = 100^\circ$, при $Q > Q_n \angle \alpha = 300^\circ$).

Максимальное значение радиальной силы достигает в области подач, близких к нулю.

Радиальную силу можно уравновесить путем установки в спиральном отводе продольной перегородки, с помощью которой канал разделяется на две симметричные полуспирали, смещенные одна относительно другой на 180° (так называемый двухвитковый спиральный отвод с общим диффузором). Применением двухвиткового спирального отвода радиальная сила уравновешивается на всех режимах работы. При этом возникают две результирующие, противоположно направленные и взаимно уравновешивающие радиальные силы.

В многоступенчатом насосе применение лопаточного отвода исключает возникновение радиальных сил (см. п. 1.3 Проточная часть).

1.8 Основы эксплуатации центробежных насосов

1.8.1 Приготовление к работе

1. Произвести внешний осмотр насосной установки. При этом обратить внимание:

- на наличие всех элементов насосной установки;
- отсутствие разобранных участков системы;
- отсутствие посторонних предметов в районе насосной установки;
- чистоту и порядок в районе насосной установки;
- наличие заземления электродвигателя.

2. Открыть арматуру на входе в насос и проверить закрытие на выходе из насоса. Ручная арматура открывается полностью до упора, делается 1/3 оборота на закрытие и так оставляется.

3. Произвести воздухоудаление из насоса. Воздухоудаление считается законченным тогда, когда из выпускного крана жидкость будет идти сплошной струей.

4. Если есть возможность, то провернуть вал насоса вручную.

Внимание! Данную операцию проводить при обесточенном электродвигателе насоса.

При проворачивании вручную обращается внимание на легкость вращения вала, отсутствие заеданий и посторонних шумов.

1.8.2 Пуск насоса

1. Подать электропитание на двигатель насоса.

2. Пустить насос и проверить:

- пусковой ток и ток нагрузки насоса;
- давление на входе и выходе из насоса;
- сторону вращения насоса;
- отсутствие посторонних шумов.

Центробежный насос пускается на закрытую напорную задвижку и может работать на закрытую задвижку не более (1...2) мин.

После проверки параметров насоса, медленно открыть напорную задвижку.

1.8.3 Контроль во время эксплуатации

Периодически, согласно инструкции по эксплуатации производить осмотр насоса и анализировать показания контролирующих его работу приборов. Замечания фиксировать в журнале замечаний.

Внимание! Поджатие соединений под давлением запрещено.

1.8.4 Остановка насоса

1. Произвести внешний осмотр насоса и снять показания приборов.
2. Закрыть клапан на напоре и остановить насос.
3. Привести все в исходное состояние.
4. Произвести приборку в районе насосной установки.

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных станций. – М.: Энергоиздат, 1995. – 365 с.
2. Горбачев Ю.Ф., Карасев В.Н. и др. Насосы. Часть 1. – Севастополь: СИЯЭиП, 1993. – 40 с.
3. Яценко В.П. и др. Корабельные вспомогательные механизмы и системы. Часть 1. – Севастополь: СВВМИУ, 1991. – 78 с.
4. Кумельский В.Т. и др. Подшипники качения и скольжения, лекции. Конспект лекций. – Севастополь: СВВМИУ, 1991. – 34 с.
5. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Энергоиздат, 2001. – 245 с.

Учебное издание

**Пантель Валентин Олегович
Глушкова Елена Владимировна
Корнеева Надежда Константиновна**

**КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВЫ
ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ АЭС.**

Учебное пособие

Часть I

Издано в авторской редакции

Изд. № 54/2025. Объем 2 п.л. Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,96.
Издательский центр ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»