

Версия: 01.01.2023

ПРАВИЛА

ПО СРЕДСТВАМ АКТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДОВ ПОЛЯРНЫХ КЛАССОВ

НД №. 2-020101-173



**Санкт-Петербург
2023**

ПРАВИЛА ПО СРЕДСТВАМ АКТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ СУДОВ ПОЛЯРНЫХ КЛАССОВ

Правила по средствам активного управления судов полярных классов Российского морского регистра судоходства (РС, Регистр) утверждены в соответствии с действующим положением и вступают в силу 1 января 2023 г.

В Правилах учтены процедурные требования, унифицированные требования, унифицированные интерпретации и рекомендации Международной ассоциации классификационных обществ (МАКО) и соответствующие резолюции Международной морской организации (ИМО).

Правила издаются в электронном формате на русском и английском языках. В случае расхождений между текстами на русском и английском языках текст на английском языке имеет преимущественную силу.

Правила по средствам управления судов полярных классов

ПЕРЕЧЕНЬ ИЗМЕНЕНИЙ

(изменения сугубо редакционного характера в Перечень не включаются)

Для данной версии нет изменений для включения в Перечень.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1.1 Область распространения и типы винторулевых колонок (ВРК)

1.1.1.1 Правила по средствам активного управления судов полярных классов¹, применяются к судам, имеющим класс Российского морского регистра судоходства², а также к их оборудованию.

1.1.1.2 Настоящие Правила распространяются на суда, оснащенные ВРК и имеющие дополнительный знак полярного класса МАКО (см. раздел 1 части XVII Правил классификации и постройки морских судов).

1.1.1.3. Типы ВРК.

.1 ВРК может быть либо с погружным электродвигателем в гондоле, либо с механическим Z/L-образным приводом, и состоит из следующих подсистем (см. [рис. 1.1.3.1-1](#) и [1.1.3.1-2](#)):

.1.1 для ВРК с погружным электродвигателем в гондоле:

- рулевой привод (рулевое устройство);
- опорно-поворотный подшипник;
- рулевая часть установки (поворотное устройство);
- гондола, в которой находится электродвигатель;

.1.2 для ВРК с механической Z/L-образной передачей:

- рулевое устройство;
- верхний редуктор (для ВРК с Z-образной передачей);
- нижний редуктор;
- насадка;
- привод, который может быть дизельным двигателем или электродвигателем.

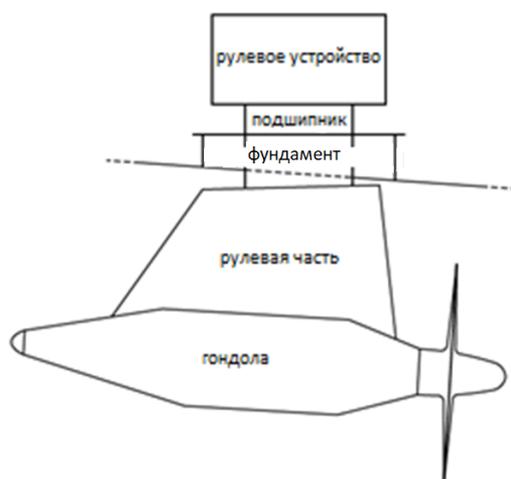


Рис. 1.1.3.1-1. ВРК с погружным электродвигателем в гондоле

¹ В дальнейшем — «настоящие Правила».

² В дальнейшем — «РС», «Регистр».

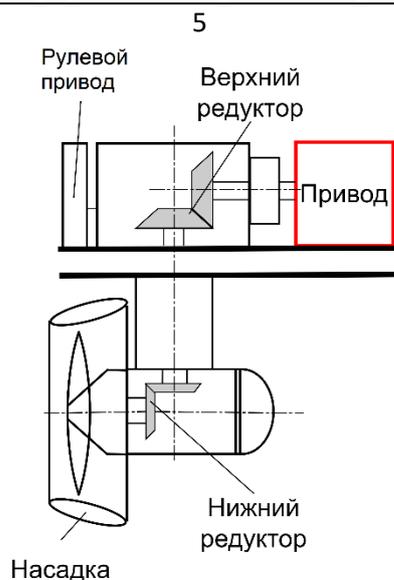


Рис. .1.1.3.1-2. ВРК с механической Z/L-образной передачей

1.1.1.4 Положения конвенции СОЛАС-74.

.1 положения конвенции СОЛАС-74 в тексте напечатаны курсивом. При воспроизведении таких положений в настоящих Правилах, применимых для целей классификации, слово «Администрация», где бы оно ни упоминалось, было заменено словом «Регистр».

1.1.2 Структура Правил.

1.1.2.1 Разделы Правил.

- .1 настоящие Правила состоят из 8 разделов.
- .2 общие требования, относящиеся к применению правил, материалам, механическим, электрическим и рулевым (поворотным) устройствам, для ВРК, предназначенных для эксплуатации как на чистой воде, так и в ледовых условиях, приведены в разделах [1](#), [3](#), [4](#) и [5](#).
- .3 требования к конструкции корпуса колонки, применимые к эксплуатации на чистой воде, приведены в [разд. 2](#), а требования, применимые к эксплуатации в ледовых условиях, – в [разд. 6](#).
- .4 требования к испытаниям и освидетельствованиям подробно описаны в [разд. 7](#) и [8](#).

1.1.2.2 Конструкция фундамента и гондолы ВРК.

Требования [разд. 2](#) распространяются на размеры фундамента и размеры гондолы ВРК.

1.1.2.3 Установка с механическим приводом.

Требования [разд. 3](#) и [7](#) распространяются, соответственно:

- на проектирование, изготовление и установку на судно,
- на испытания и освидетельствование систем ВРК и основных вспомогательных механизмов и связанного с ними оборудования и систем, указанных в настоящих Правилах.

1.1.2.4 Установка с погружным электродвигателем в гондоле

Требования [разд. 4](#) распространяются на ВРК с погружным электродвигателем в гондоле.

В частности, это относится к гребным электродвигателям, токоъемным кольцам и всем электрическим компонентам вспомогательных систем, например к рулевому устройству, системам охлаждения и смазки.

Все вспомогательные системы, необходимые для работы ВРК, должны рассматриваться как основные системы для целей применения настоящих Правил.

1.1.2.5 Рулевое (поворотное) устройство.

Если не указано иное, требования разд. 5 распространяются на рулевые устройства, создающие упор и используемые в качестве средств обеспечения движения.

1.1.3 Техническая документация.

1.1.3.1 Общие положения.

До начала изготовления должны быть представлены документы, перечисленные в [табл. 1.1.3.1](#).

Все перечисленные чертежи должны отражать конструкцию с указанием всех размеров, используемых материалов и, где это применимо, сварные соединения и методы сварки.

Перечень необходимых документов описывает объем представляемой информации и не является обязательным перечнем наименований документов.

Регистр оставляет за собой право запросить представление дополнительных документов в случае применения нестандартной конструкции, а также если это необходимо для анализа конструкции систем, оборудования или компонентов.

При представлении документации в бумажном виде документы, предназначенные для одобрения, представляются в четырех экземплярах, а документы для информации представляются в двух экземплярах. Допускается представление документации также и в электронном виде (в формате PDF).

Результаты рассмотрения технической документации, в зависимости от ее вида, оформляются постановкой на документах соответствующих штампов Регистра в соответствии с разд. 8 части II «Техническая документация» Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов.

Буквенные обозначения:

О – одобрено;

С – согласовано;

ДИ – для информации.

Таблица 1.1.3.1

Техническая документация

№.	Штамп	Наименование
Общие сведения		
1	ДИ	Общее расположение устройства, включая поперечные сечения и уплотнения, подвергающиеся воздействию забортной воды
2	ДИ	Общий вид
3	С	Общие технические характеристики ВРК, включая номинальные параметры, режимы работы, ограничения и максимальные расчетные нагрузки (крутящий момент, осевое усилие, гидродинамические нагрузки, нагрузки, передаваемые на корпус, циклы нагрузок на рулевое устройство, а также спецификации материалов для основных частей/узлов и методы сварки

№.	Штамп	Наименование
4	ДИ	Условия окружающей среды
5	С	Анализ характера и последствий отказов пропульсивной установки для систем охлаждения, смазки, вентиляции, уплотнений, функций рулевого управления, системы управления и пожарной безопасности
6	О	Расположение контрольно-измерительных приборов, включая все вспомогательные системы
7	С	Спецификация и технические данные вспомогательных устройств
8	О	Схемы расположения и компоненты вспомогательных устройств
9	О	Схемы систем охлаждения, вентиляции, дренажной/осушительной, смазочной и гидравлической систем
10	ДИ	Описание эксплуатационных режимов управления в нормальных и аварийных условиях
11	ДИ	Руководство по эксплуатации ВРК в ледовых условиях
Корпусная часть		
12	О	Чертежи гондолы ВРК
13	О	Чертежи фундамента ВРК
14	О	Схема расположения креплений
15	С	Расчет ледовых нагрузок на гондолу ВРК
16	С	Расчет напряжений в гондоле ВРК
17	О	Конструктивные элементы ВРК (насадка гребного винта, детали крепления и т.д.), включая информацию о зазоре между гребным винтом и насадкой
Механическая часть		
18	ДИ	Максимальная пропульсивная мощность в ледовых условиях в зависимости от угла поворота ВРК и частоты вращения вала
19	О	Гребной винт: чертеж, включая применимые детали, указанные в 1.1.3.2
20	О	Гребной вал: подробный чертеж, включая тормоз
21	С	Гребной и промежуточный валы, расчеты
22	ДИ	Монтажный чертеж подшипников
23	С	Характеристики подшипника
24	ДИ	Данные подшипников (максимально допустимая статическая и динамическая нагрузка, допустимый диапазон частоты вращения, осевое смещение, условия эксплуатации...)

№.	Штамп	Наименование
25	ДИ	Расчет динамической нагрузки на подшипники
26	ДИ	Расчет срока службы подшипников
27	О	Чертежи уплотнений
28	О	Чертежи зубчатых передач
29	О	Системы трубопроводов
30	ДИ	Для гидронасосов силовых агрегатов – сборочные чертежи с продольным и поперечным разрезами и характеристики режимов работы
Электрическая часть		
31	О	Общее расположение электроустановок
32	С	Спецификация и паспорт основных электрических компонентов
33	О	Принципиальные электрические схемы основных электрических компонентов
34	О	Схема общего расположения основных электрических компонентов
35	О	Система управления
36	О	Схема питания систем контроля и управления гребными электродвигателями
37	О	Схема питания, контроля и управления винтами регулируемого шага (ВРШ)
38	С	Принципы работы системы управления и ее питания
39	О	Система сигнализации и контроля, включая: перечень аварийных сигналов и контролируемых параметров схему электропитания.
40	О	Система обеспечения безопасности, включая: перечень контролируемых параметров системы; схему электропитания.
41	О	Программа испытаний для гребных электродвигателей и токосъемных колец
42	О	Схемы электрических цепей
43	О	Функциональная схема систем управления, контроля и обеспечения безопасности, включая дистанционное управление с ходового мостика, с указанием местоположения устройств управления, контроля и обеспечения безопасности

№.	Штамп	Наименование
Рулевое устройство		
44	ДИ	Инструкции по эксплуатации рулевого устройства и его основных компонентов
45	ДИ	Общее расположение системы рулевого управления, включая сведения об основных компонентах системы рулевого управления (опорный подшипник механизма разворота и рулевой привод), устройств защиты и фиксации поворота (блокировки)
46	ДИ	Сборочный чертеж рулевого устройства, включая блоки поворота, направляющие, ограничители и другие подобные компоненты
47	ДИ	Общие описания о рулевом устройстве и описание принципа его действия
48	О	Подробные чертежи основных компонентов рулевой системы, включая блокировочное устройство и все нагруженные компоненты
49	О	Поворотный механизм устройства (общий вид)
50	О	Для гидравлического рулевого устройства – схема гидравлических трубопроводов силовых исполнительных систем, включая системы пополнения гидравлической жидкости, с указанием: расчетного давления; максимального рабочего давления, ожидаемого при эксплуатации; диаметра, толщины, материала и деталей соединения труб; емкости бака гидравлической жидкости; температуры вспышки гидравлической жидкости.
51	О	Сборочные чертежи исполнительных механизмов рулевых приводов и конструктивные чертежи их компонентов, с указанием для гидравлических исполнительных приводов: расчетного крутящего момента; максимального рабочего давления; давления срабатывания предохранительного клапана.
52	ДИ	Конструктивные чертежи предохранительных клапанов для защиты исполнительных механизмов гидравлических приводов с указанием: давления срабатывания; пропускной способности.
53	О	Схема питания, контроля и управления систем рулевого устройства
54	С	Анализ риска единичного отказа в случае, когда главное рулевое устройство (устройство поворота) состоит из двух или более идентичных силовых агрегатов
55	С	Анализ риска гидравлической блокировки в случае одновременной работы двух или более рулевых устройства

1.1.3.2 Гребные винты.

Документы, перечисленные в [табл. 1.1.3.2-1](#) должны быть представлены для цельнолитых винтов пропульсивной установки.

Документы, перечисленные в [табл. 1.1.3.2-2](#), в случае применимости, должны быть представлены для составных гребных винтов и винтов регулируемого шага пропульсивной установки.

Для гребных винтов с большой саблевидностью лопастей и винтов необычной конструкции в дополнение к документам, перечисленным в [табл. 1.1.3.2-1](#) и [1.1.3.2-2](#), в случае применимости, должен быть представлен подробный анализ гидродинамических нагрузок и напряжений в соответствии с Правилами Регистра.

Таблица 1.1.3.2-1

Документы, представляемые для цельнолитых гребных винтов

№	Штамп	Наименование
1	О	Чертеж общего вида
2	О	Конструкция лопасти и ступицы
3	ДИ	Параметры винта (мощность, частота вращения и т.д.)
4	С	Параметры и процедуры монтажа гребного винта на вал

Таблица 1.1.3.2-2

Документы, представляемые для составных винтов и винтов регулируемого шага

№	Штамп	Наименование
1		Документы, указанные в табл. 1.1.3.2-1
2	О	Болты крепления лопастей и усилия затяжки
3	ДИ	Шаг, соответствующий максимальному упору гребного винта и нормальным условиям эксплуатации
4	О	Механизм изменения шага винта
5	О	Гидравлическая система изменения шага винта

1.1.3.3 Дополнительно представляемые данные.

Данные и документы, перечисленные в [табл. 1.1.3.3](#) должны быть представлены изготовителем в дополнение к документам, указанным в [табл.1.1.3.2-1](#) и [1.1.3.2-2](#).

Таблица 1.1.3.3

№	Штамп	Наименование
1	ДИ	Процедура монтажа на судне
2	ДИ	Номинальная мощность и частота вращения гребного вала
3	ДИ	Номинальный упор
4	С	Спецификации материалов основных деталей, включая их физические, химические и механические характеристики
5	О	Если детали имеют сварную конструкцию, все сведения о конструкции сварных соединений, технологиях сварки, термообработке и неразрушающем контроле после сварки
6	ДИ	При необходимости, дополнительная информация о предыдущем опыте эксплуатации в аналогичных условиях

¹А: представляется для одобрения, I: представляется для информации

1.1.3.4 Испытания на борту судна.

Регистру должен быть представлен полный перечень испытаний на борту судна, которые предполагается провести на верфи.

Для каждого испытания должна быть предоставлена следующая информация:

объем испытаний;

регистрируемые параметры.

1.1.4 Определения.

Вспомогательный рулевой привод — это оборудование, которое не является какой-либо частью главного рулевого привода и которое необходимо для управления судном в случае отказа главного рулевого привода, но которое не включает в себя румпель, сектор или компоненты, служащие той же цели.

Винторулевая колонка (ВРК) — это пропульсивное устройство, которое может вращаться до 360° вокруг вертикальной оси для создания упора в любом направлении. Колонка может быть предназначена для обеспечения движения, маневрирования и рулевого управления или любой комбинации упомянутого выше. Гребные винты, установленные в неподвижных устройствах не считаются винторулевыми колонками.

Заявленные пределы углов поворота — эксплуатационные ограничения по максимальному углу поворота, в соответствии с рекомендациями изготовителей по безопасной эксплуатации, с учётом скорости судна, крутящего момента или частоты вращения гребного винта, а также других ограничений.

Пределы должны заявляться изготовителем системы поворота для каждого рулевого устройства нестандартной конструкции; испытания на маневренность судна, например, испытания, предусмотренные резолюцией ИМО MSC.137(76), должны проводиться при углах поворота, не превышающих заявленные пределы углов поворота.

Заземление — соединение провода заземления с корпусом судна таким

образом, чтобы постоянно обеспечивать немедленный и безопасный отвод электрической энергии.

Отклонение частоты — это внезапное изменение частоты, которое выходит за пределы допустимого отклонения частоты и возвращается в эти пределы, оставаясь в них в течение заданного времени восстановления после возникновения помехи (единица измерения - секунды).

Подкрепления корпуса — стальные конструкции корпуса судна, примыкающие к двигателю, включающие следующее: основные опорные элементы, ребра жесткости, обшивка, кронштейны и т.д. Назначение элементов подкреплений корпуса - выдерживать нагрузки, передаваемые от двигателя на корпус судна.

Системы высокого напряжения — это системы переменного тока с номинальным напряжением более 1000 В (среднеквадратичное значение) и системы постоянного тока с максимальным мгновенным значением напряжения при номинальных рабочих условиях более 1500 В.

Местный пост управления — это место управления, где установлена система, вырабатывающая управляющие сигналы, независимые от сигналов системы дистанционного управления и каких-либо внешних ограничений.

Системы низкого напряжения — это системы переменного тока с номинальным напряжением от 50 В (среднеквадратичное значение) до 1000 В (среднеквадратичное значение) включительно и системы постоянного тока с максимальным мгновенным значением напряжения при номинальных условиях эксплуатации от 50 В до 1500 В включительно.

Главный пост управления — это место управления главной пропульсивной установкой с постоянной вахтой при плавании в открытом море.

Главный рулевой привод — это механизмы, исполнительные приводы руля, силовые агрегаты рулевого привода, при наличии, а также вспомогательное оборудование и средства приложения крутящего момента к баллеру руля (например, румпель или сектор), необходимые для осуществления движения руля с целью управления судном в нормальных условиях эксплуатации.

Максимальная рабочая скорость переднего хода — это наибольшая скорость, которую судно должно поддерживать в эксплуатации с наибольшей осадкой при плавании в открытом море.

Максимальная скорость заднего хода — это расчетная скорость, которую предположительно может развить судно при расчетной максимальной мощности заднего хода с наибольшей осадкой при плавании в открытом море.

Максимальное рабочее давление — это максимальное ожидаемое давление в системе при работе рулевого привода в соответствии с положениями [5.2.4.1](#).

Пиковый крутящий момент — это максимальный ожидаемый момент, соответствующий наибольшему изменению курса. Пиковый крутящий момент рулевого управления должен быть указан производителем ВРК.

Установка с погружным электродвигателем — это пропульсивная установка, в которой электродвигатель расположен в специальном погружном блоке (в гондоле).

Силовая исполнительная система — это гидравлическое оборудование, предназначенное для передачи мощности на баллера руля для его поворота и состоящее из силового агрегата или агрегатов рулевого привода вместе с соответствующими трубами и фитингами и исполнительного привода руля. Силовые исполнительные системы могут иметь общие механические компоненты, т.е. румпель, сектор и баллер руля, или компоненты, служащие той же цели.

Правила Регистра – требования Правил классификации и постройки морских судов и Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов.

Система дистанционного управления – это система, включающая в себя все оборудование, необходимое для управления установками с поста управления, где оператор не может непосредственно наблюдать за результатом своих действий.

Безопасное напряжение – это напряжение, не превышающее 50 В переменного тока (среднеквадратичное значение) между проводниками или между любым проводником и землей в цепи, изолированной от источника питания с помощью таких средств, как защитный разделительный трансформатор.

Рулевой привод – это механизмы, исполнительный привод, силовые агрегаты и вспомогательное оборудование, применяемые для поворота ВРК вокруг его оси вращения в обоих направлениях с целью управления судном.

Исполнительная система рулевого управления – это система, которая состоит из силового агрегата рулевого привода, исполнительного привода рулевого управления и, для гидравлических или электрогидравлических рулевых приводов, гидравлического трубопровода.

Исполнительный привод – это компонент рулевого устройства, который преобразует мощность в механическое воздействие для управления вращением ВРК. Он включает в себя следующее оборудование:

в случае электрического рулевого управления: электродвигатель и ведущая шестерня, червячная передача, винт или аналогичные компоненты, предназначенные для передачи усилия для поворота.

в случае электрогидравлического рулевого управления: гидромотор и ведущая шестерня или аналогичные компоненты, предназначенные для передачи усилия для поворота.

Система управления рулевым приводом – это оборудование, с помощью которого команды передаются с ходового мостика на силовые агрегаты рулевого привода. Системы управления рулевым приводом включают в себя передатчики, приемники, насосы системы гидроуправления и связанные с ними электродвигатели, контроллеры двигателей, трубопроводы и кабели.

Силовой агрегат рулевого привода – это:

в случае электрического рулевого привода – электродвигатель и связанное с ним электрооборудование;

в случае электрогидравлического рулевого привода – электродвигатель и связанное с ним электрическое оборудование и подключенный насос;

в случае другого гидравлического рулевого привода – приводной двигатель и подключенный насос.

Применительно к альтернативным схемам рулевого управления необходимо учитывать приведенное выше определение. Электродвигатели рулевого управления должны рассматриваться как часть силового агрегата и исполнительного привода.

Рулевое устройство – это комплекс управления направлением движения судна, включающий главный рулевой привод, вспомогательный рулевой привод, систему управления рулевым приводом и руль (при наличии).

Отклонение напряжения – это внезапное изменение напряжения (за исключением скачков напряжения), которое выходит за пределы допустимого отклонения номинального напряжения и возвращается в эти пределы и остается в них в течение заданного времени восстановления после возникновения помехи (единицы измерения: секунды).

1.1.5 Условия окружающей среды.

1.1.5.1 Температура окружающей среды.

Механизмы и электроустановки, на которые распространяются Правила, должны быть рассчитаны на работу в условиях, приведенных в [табл. 1.1.5.1](#), если иное не указано в настоящих Правилах.

Для судов, предназначенных для длительной эксплуатации в условиях низких температур воздуха, должны дополнительно применяться соответствующие Правила Регистра.

Таблица 1.1.5.1

Температура окружающей среды

Местонахождение, расположение	Диапазон температур, °С	
	Неограниченный район плавания ¹	Плавание вне тропической зоны
В закрытых помещениях	0.... +45 ²	0 +40 ²
На механизмах и оборудовании В помещениях с повышенными или пониженными температурами	В соответствии с местными условиями	
На открытых палубах	-25 +45 ²	-25 +40 ²

¹ Для судов, не предназначенных для неограниченного района плавания. Регистр может согласовать другие температуры.

² Электронные элементы и устройства, предназначенные для установки в распределительные щиты, пульты или кожухи, должны надежно работать при температуре окружающей среды до 55 °С.

1.1.5.2 Влажность.

Для судов неограниченного района плавания значения влажности, приведенные в [табл. 1.1.5.2](#), применяются с учетом места расположения оборудования.

Таблица 1.1.5.2

Влажность

Местоположение	Влажность
В общем случае	95 % при температуре до 45°С 70 % при температуре свыше 45°С
Участки с кондиционированием воздуха	Определяется учётом фактического расположения

1.1.5.3 Температура забортной воды

Температура забортной воды приведена в [табл. 1.1.5.3](#).

Таблица 1.1.5.3

Температура забортной воды

Температура, °С	
Неограниченный район эксплуатации	Эксплуатация вне тропической зоны
+32	+25

1.1.5.4 Углы наклона.

Оборудование должно быть способно надежно работать при углах наклона, приведенных в [табл. 1.1.5.4](#).

Таблица 1.1.5.4

Угол наклона

Тип механизма или оборудования	Углы наклона, в градусах ¹			
	В поперечном направлении		В продольном направлении	
	Статический	Динамический ²	Статический	Динамический ³
Механизмы и электрическое оборудование, относящееся к пропульсивной установке	15	22,5	5	7,5
Распределительные устройства и связанные с ними электрические и электронные компоненты и системы дистанционного управления ⁴	22,5	22,5	10	10

¹ Поперечный и продольный наклон действует одновременно в наиболее неблагоприятном их сочетании.
² Нежелательные операции переключения или функциональные изменения не должны достигаться при угле наклона до 45°.
³ Период динамического наклона равен 10 с.
⁴ Период динамического наклона равен 5 с.

1.1.5.5 Вибрация.

Электрическое оборудование и компоненты должны быть рассчитаны на работу при уровнях вибрации, приведенных в [табл. 1.1.5.5](#).

Таблица 1.1.5.5

Уровни вибрации

Местоположение	Диапазон частот, Гц	Амплитуда смещения, мм	Амплитуда ускорения, g
В машинных отделениях, командных постах и постах управления	от 2,0 до 13,2	1,0	-
	от 13,2 до 100	-	0,7
Внутри ВРК	от 2,0 до 25,0	1,6	-
	от 25,0 до 100	-	4,0

1.1.5.6 Ударные воздействия.

Электрическое оборудование и компоненты должны быть способны надежно работать при ударном воздействии с ускорением +5,0 g с частотой от 40 до 80 ударов в минуту.

1.1.6 Размещение ВРК.

1.1.6.1 Помещение ВРК.

Помещение ВРК должно быть отдельным от машинных помещений категории А и оборудовано соответствующими системами вентиляции (см. [4.2.3](#)) пожаротушения, осушения (см. [4.2.4.3](#)), отопления (см. [4.2.4.2](#)) и освещения.

1.1.6.2 Доступ.

Должен быть обеспечен удобный доступ к составным частям ВРК при их обслуживании в объеме, предусмотренном руководством по обслуживанию и эксплуатации.

См. также [4.1.5.2](#), [4.2.4.3](#), [4.4.1.5](#) и [4.4.2.1](#), и [5.2.2.1](#).

1.2 МАТЕРИАЛЫ

1.2.1 Материалы ВРК.

1.2.1.1 Общие положения.

В качестве материалов компонентов ВРК должны быть использованы согласованные марки стали или другого пластичного материала.

Отливки должны иметь заданные свойства, соответствующие расчетной температуре эксплуатации компонента.

1.2.1.2 Материалы, работающие при температуре морской воды.

Материалы деталей, работающих при температуре забортной воды, например, лопасти и ступицы гребного винта, корпус ВРК, должны иметь свойство относительного удлинения не менее 15 % для цилиндрического испытательного образца, измерительная база которого в пять раз больше его диаметра.

Испытание на ударный изгиб образцов с V-образным надрезом должно проводиться для всех материалов, за исключением сплавов на основе меди и аустенитной коррозионно-стойкой стали, в соответствии с Правилами Регистра.

Для гребного вала, болтов крепления лопастей, механизмов изменения шага гребного винта, соединительных болтов валов, соединительных болтов стойки- гондолы и т.д. по результатам трех испытаний должно быть получено среднее значение энергии удара 20 Дж при температуре испытания -10 °С. Данное требование не распространяется на компоненты, подвергаемые поверхностному упрочнению, например, на подшипники и зубья шестерен или линии водяного охлаждения (теплообменники, трубы, клапаны, фитинги и т.д.).

Допускается использовать чугун с шаровидным графитом с ферритовой структурой для соответствующих деталей, кроме болтов. Среднее значение работы удара для чугуна с шаровидным графитом должно быть не менее 10 Дж при температуре – 10 °С. Материалы компонентов ВРК должны также отвечать соответствующим требованиям Правил Регистра.

1.3 ТРЕБОВАНИЯ К СУДНУ

1.3.1 ВРК.

1.3.1.1 Количество ВРК.

Суда, предназначенные для неограниченной эксплуатации, должны быть снабжены, по крайней мере, двумя независимыми рулевыми пропульсивными установками, если они являются единственными средствами обеспечения движения и управления.

1.3.1.2 Использование одной ВРК.

Применение одной ВРК допускается при условии проведения подробного анализа рисков в форме FMEA (анализ характера и последствий отказов) или применения другой эффективной методологии для подтверждения того, что единичный отказ в рулевом приводе, системе управления и в электропитании не приводит к полной потере управляемости судна.

1.4 ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВРК

1.4.1 Общие положения.

1.4.1.1 Ледовые нагрузки.

ВРК должны рассчитываться на ожидаемые нагрузки, вызванные взаимодействием их корпуса со льдом, в дополнение к нагрузкам, применимым в открытой воде, как указано в [3.1.1.2](#).

Гондола колонки должна выдерживать нагрузки, возникающие при ударе о нее наибольших льдин, указанных в [3.2.2.1](#), о корпус ВРК, когда судно движется с рабочей скоростью в ледовых условиях. Кроме того, необходимо учитывать расчетную ситуацию, при которой ледяной покров скользит по корпусу судна и давит на ВРК. Толщина ледяного поля должна приниматься равной толщине крупнейшей льдины, согласно определению в [3.2.2.1](#).

1.4.1.2 Варианты нагрузки.

Расчет вариантов нагрузки должен отражать предполагаемый способ работы ВРК на конкретном судне. В этом отношении, например, должны рассматриваться нагрузки, вызванные ударным воздействием обломков льда на ступицу тянущего гребного винта.

Кроме того, необходимо учитывать нагрузки, возникающие в результате работы ВРК, работающих под углом к направлению движения судна.

1.4.1.3 Потеря лопасти.

Рулевое устройство, крепления и корпус ВРК должны быть спроектированы таким образом, чтобы выдержать повреждение лопасти без выхода из строя установки. Повреждение лопасти должно рассматриваться для такой ориентации лопасти, при которой возникают наибольшие нагрузки на анализируемый компонент. Как правило, наибольшие нагрузки действуют на корпус ВРК при ориентации лопасти сверху вниз.

2 КОНСТРУКЦИЯ ГОНДОЛЫ ВРК

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

k = коэффициент, определяемый как:

для $R_{eH} = 235$ МПа	$k = 1,00$
для $R_{eH} = 315$ МПа	$k = 0,78$
для $R_{eH} = 355$ МПа	$k = 0,72$
для $R_{eH} = 390$ МПа	$k = 0,68$

Для промежуточных значений R_{eH} , k получают путем линейной интерполяции.

Применение стали с минимальным пределом текучести R_{eH} более 390 МПа рассматривается Регистром в каждом конкретном случае.

R_{eH} - минимальный предел текучести материала, МПа.

2.1 КОНСТРУКЦИЯ ГОНДОЛЫ ВРК

2.1.1 Общие положения.

2.1.1.1 Область распространения.

Требования настоящего раздела распространяются на конструктивные размеры фундамента и гондолы ВРК.

Конструкция рулевого устройства и подшипника должны отвечать требованиям [разд. 5](#).

2.1.1.2 Условия эксплуатации.

Максимальный угол, на который может быть развернута ВРК в каждую сторону относительно диаметральной плоскости при движении судна с максимальной скоростью, определяется проектантом, обычно он должен быть меньше 35° при повороте в каждую сторону.

Большой угол может быть рассмотрен Регистром как допустимый для ВРК во время маневров при условии, что значения угла вместе с соответствующими значениями скорости представлены Регистру для рассмотрения.

2.1.2 Блокировочное устройство.

2.1.2.1 Общие положения.

ВРК должна иметь возможность механической блокировки в фиксированном положении при повороте на любой угол, чтобы избежать проворота системы и движения в нежелательных направлениях в случае повреждения.

2.1.3 Расчетные нагрузки.

2.1.3.1 Боковое давление.

Боковое давление, которое необходимо учитывать для проверки размеров обшивки и ребер жесткости ВРК, должно определяться для всех положений установки вплоть до максимального угла, на который может быть повернута ВРК в каждую сторону. Расчетное боковое давление P , кН/м², – это максимальное давление, полученное для всех вариантов, сочетающих поворот ВРК в каждую сторону и соответствующую максимальную скорость, с которой можно эксплуатировать судно.

Суммарная сила, действующая на ВРК, должна быть получена путем интегрирования бокового давления по внешней поверхности установки.

Расчеты бокового давления и суммарной силы должны быть представлены в Регистр для информации.

2.1.4 Обшивка.

2.1.4.1 Обшивка гондолы ВРК.

Толщина обшивки корпуса, мм, должна быть не менее значений, полученных из следующих формул и округленных до половины миллиметра:

Для обшивки плоской части гондолы ВРК:

$$t = 5,5s\beta \sqrt{k\left(T + \frac{P_b}{10}\right) + 2,5}$$

где s — Длина, м, короткой стороны листового элемента

β — Коэффициент, равный:

$$\beta = \sqrt{1,1 - 0,5\left(\frac{s}{b}\right)^2}$$

принимается не более 1,0, если $b/s > 2,5$

T — Осадка судна, м, соответствующая установке ВРК

b — Длина, м, длинной стороны листового элемента

P_b — Расчетное давление, кН/м², приложенное на половине высоты рассматриваемого элемента корпусной части и определяемое согласно [2.1.3.1](#) настоящего раздела.

Для обшивки части гондолы, считающейся закругленной:

$$t = 6.45 (P_p \cdot s_p)^{0.4} R_p^{0.6} 10^{-1} + 3$$

где P_p — Расчетное давление, кН/м², приложенное на половине высоты рассматриваемого элемента корпусной части и определяемое согласно [2.1.3.1](#) настоящего раздела.

s_p — Шаг ребер жесткости, м

R_p — Радиус обшивки, м.

2.1.4.2 Ребра жесткости

Толщина ребер жесткости, подкрепляющих обшивку гондолы ВРК, поддерживающих пропульсивный модуль, должна быть не менее 70 % толщины, требуемой в [2.1.4.1](#) настоящего раздела на той же площади обшивки но не менее 8 мм.

2.1.4.3 Требования к выбору материала обшивки ВРК.

При изготовлении гондолы ВРК из листовой стали выбранная категория должна быть не ниже той, что указана в [табл. 2.1.4.3](#).

Таблица 2.1.4.3

Выбор категории стального проката для обшивки гондолы ВРК

Толщина, мм	Сталь нормальной прочности	Сталь повышенной прочности
$t \leq 15$	A	АН
$15 < t \leq 20$	A	АН
$20 < t \leq 25$	B	АН
$25 < t \leq 30$	D	ДН
$30 < t \leq 35$	D	ДН
$35 < t \leq 40$	D	ДН
$40 < t \leq 50$	E	ЕН

2.1.5 Ребра жесткости по обшивке гондолы ВРК, на которые опирается пропульсивный модуль.

2.1.5.1 Момент сопротивления.

Момент сопротивления Z , см³, ребер жесткости по обшивке гондолы ВРК, на которые опирается пропульсивный модуль, должен быть не менее следующего значения:

$$Z = 1.2 \cdot \frac{P \cdot s \cdot l^2}{f_{bdg} \cdot 0.9 \cdot R_{eH}} 10^3$$

где P — Расчетное давление, кН/м², действующее на пропульсивный модуль и рассчитанное при средней высоте гребного вала, определенной согласно [2.1.3.1](#) настоящего раздела.

s — Шаг ребер жесткости, м

l	—	Пролет ребра жесткости, м
f_{bdg}	—	Коэффициент изгибающего момента, принимаемый равным:
$f_{bdg} = 12$		для вертикального ребра жесткости с закрепленными концами
$f_{bdg} = 8$		для вертикального ребра жесткости с простыми опорными концами

2.1.5.2 Толщина стенки.

Толщина стенки t_w , мм, ребер жесткости по обшивке гондолы ВРК, на которую опирается пропульсивный модуль, должна быть не менее следующего значения:

$$t_w = \sqrt{3} \cdot \frac{f_{shr} \cdot P \cdot s \cdot l}{h_w \cdot 0.9 \cdot R_{eH}} 10^3 + 2$$

не менее 6,5 мм, но не более 9,5 мм

где P, s, l = Параметры, определенные в [2.1.5.1](#).

f_{shr} — Коэффициент распределения касательного усилия, принимаемый равным:

$f_{shr} = 0,7$ для вертикального ребра жесткости с закрепленными концами

$f_{shr} = 0,5$ для вертикального ребра жесткости с простыми опорными концами

h_w = Высота связи ребра жесткости, мм, измеренная между прикрепленной обшивкой и нижней стороной полки ребра жесткости, при наличии.

2.1.6 Набор гондолы ВРК.

2.1.6.1 Критерии анализа.

Размеры рамных балок ВРК представляются проектантом на основе вычислений.

Вычисления должны выполняться в соответствии со следующими требованиями:

расчетная модель должна включать в себя гондолу ВРК с набором, подшипник и фундамент ВРК;

граничные условия должны отражать характер соединения ВРК с конструкциями корпуса судна;

прикладываемые нагрузки определены в [2.1.6.2](#) настоящего раздела.

Анализ с использованием численных методов (модель конструкции, расчет нагрузок и напряжений, проверки прочности), выполненный проектантом, должен быть представлен Регистру для информации.

2.1.6.2 Нагрузки.

Следующие нагрузки должны учитываться проектантом в прямых вычислениях рамных балок ВРК:

нагрузки, обусловленные силой тяжести;

плавучесть ;

максимальные нагрузки, рассчитанные для поворота ВРК на максимальный угол, на который ВРК может быть повернута в каждую сторону в момент, когда судно движется с максимальной скоростью;

максимальные нагрузки, рассчитанные для возможных случаев поворота ВРК, которые превышают максимальный угол σ_E при соответствующей скорости (см. [2.1.3.1](#) настоящего раздела);

максимальные нагрузки, рассчитанные для режима экстренного торможения судна посредством реверсирования гребного винта;

максимальные нагрузки, рассчитанные для режима экстренного торможения судна за счет разворота корпуса ВРК на 180° .

2.1.6.3 Проверка прочности.

Эквивалентное напряжение по Мизесу σ_E , МПа, в рамных балках, рассчитанное для вариантов нагрузки, определенных в [2.1.6.2](#) настоящего раздела, должно соответствовать следующей формуле:

$$\sigma_E \leq \sigma_{ALL}$$

где σ_{ALL} – Допустимое напряжение, МПа, принимаемое равным $0,55 R_{eH}$;
 R_{eH} – Минимальный предел текучести, МПа, указанной стали. R_{eH} не должен превышать $0,7 R_m$ и 450 МПа;
 R_m – Минимальный предел прочности при растяжении, МПа, используемой стали.

При расчете нагрузок для режима экстренного торможения судна должны соблюдаться критерии, приведенные в [2.1.6.4](#) настоящего раздела.

Когда для расчета напряжений используется анализ конечных элементов с сеткой, имеющей малый шаг (обычно 50 мм x 50 мм), допускается применять следующие критерии:

для элементов, прилегающих к сварному шву: $\sigma_E \leq 1,53 \sigma_{ALL}$

для элементов, не прилегающих к сварному шву: $\sigma_E \leq 1,34 \sigma_{ALL}$

2.1.6.4 Проверка прочности в режиме экстренного торможения судна.

При расчете нагрузок в режиме экстренного торможения судна эквивалентное напряжение по Мизесу σ_E , МПа, в рамных балках должно соответствовать следующей формуле

$$\sigma_E \leq \sigma_{CRASH}$$

где: σ_{CRASH} – $1,25 \sigma_{ALL}$
 σ_{ALL} – Допустимое напряжение, определенное в [2.1.6.3](#) настоящего раздела.

Когда для расчета напряжений используется анализ конечных элементов с сеткой, имеющей малый шаг (обычно 50 мм x 50 мм), допускается применять следующие критерии:

для элементов, не прилегающих к сварному шву $\sigma_E \leq 1,53 \sigma_{CRASH}$

для элементов, прилегающих к сварному шву $\sigma_E \leq 1,34 \sigma_{CRASH}$

3 КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a_x : Продольное ускорение при ударе, m/c^2
 a_y : Поперечное ускорение при ударе, m/c^2
 a_z : Вертикальное ускорение при ударе, m/c^2
 $c_{0,7}$: Длина хорды сечения лопасти на радиусе $0,7 R$, м
CP: Винт регулируемого шага
 C_q, α : Параметры для оценки процесса изменения ледового крутящего момента валопровода
d: Внешний диаметр ступицы гребного вала, м, в плоскости вращения гребного винта
 d_{pin} : Диаметр срезного штифта, мм
D: Диаметр гребного винта, м
 D_{limit} : Предельное значение диаметра гребного винта, м
EAR: Дисковое отношение
 F_b : Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, кН, возникающая в течение срока службы судна, см. [табл. 3 2.1.1](#)
 F_{ex} : Сила поломки/повреждения (возникновения пластической деформации) лопасти, кН, см. [табл. 3 2.1.1](#)
 F_f : Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, кН, возникающая в течение срока службы судна, см. [табл. 3 2.1.1](#)
 F_{ice} : Ледовая сила, возникающая при взаимодействии гребного винта со льдом, кН
 $(F_{ice})_{max}$: Наибольшее значение ледовой силы, наблюдаемое в течение срока службы судна, кН
FP: Гребной винт фиксированного шага
H: Расстояние от ватерлинии до рассматриваемой точки, м
 h_0 : Расстояние между нижней ледовой ватерлинией (НЛВЛ) и осевой линией валопровода в районе гребного винта, м
 h_{ice} : Толщина наибольшей льдины, взаимодействующей с гребным винтом, принятая в расчете, м
I: Эквивалентный момент инерции масс всех компонентов ВРК в сторону приводного двигателя от рассматриваемого компонента, kg/m^2
 I_t : Эквивалентный момент инерции масс всех компонентов ВРК, kg/m^2
k: Коэффициент формы для распределения Вейбулла
LIWL НЛВЛ: Нижняя ледовая ватерлиния
m: Наклон кривой усталости по двойной логарифмической шкале
 M_{BL} : Момент изгиба лопасти, кНм
MCR: Максимально допустимая длительная мощность, кВт
 n_n : Номинальная частота вращения гребного винта при максимально допустимой длительной мощности в условиях чистой воды, об/с
N: Число циклов нагружений ледовой силой
 N_{class} : Эталонное количество взаимодействий лопасти гребного винта со льдом в соответствии с частотой вращения гребного винта с учетом ледового класса
 N_{ice} : Общее количество циклов взаимодействия лопасти гребного винта со льдом в течение срока службы судна
 N_R : Число циклов нагружения при определении эквивалентного напряжения (10^8 циклов)

- N_Q : Частота вращения гребного винта в режиме фрезерования льда
 $P_{0,7}$: Шаг гребного винта на относительном радиусе $0,7 \cdot R$, м
 $P_{0,7n}$: Шаг гребного винта на относительном радиусе $0,7 \cdot R$ при максимально допустимой непрерывной нагрузке в условиях чистой воды, м
 PCD : Диаметр делительной окружности, мм
 $Q(\varphi)$: Крутящий момент, кНм
 Q_{Amax} : Максимальная амплитуда момента сопротивления в результате моделирования, кНм
 Q_{emax} : Максимальный момент двигателя, кНм
 $Q_F(\varphi)$: Ледовый крутящий момент для расчетов частотного интервала, кНм
 Q_{fr} : Момент сил трения в механизме изменения шага, уменьшение скручивающего момента, кНм
 Q_{max} : Максимальный крутящий момент на гребном винте при взаимодействии гребного винта со льдом, кНм
 Q_{motor} : Максимальный крутящий момент электродвигателя, кНм
 Q_n : Номинальный крутящий момент при максимально допустимой длительной мощности в условиях чистой воды, кНм
 $Q_{r(t)}$: Момент сопротивления валопровода, кНм, см. [табл. 3 2.1.1](#)
 Q_{peak} : Максимальный момент сопротивления $Q_r(t)$, кНм
 Q_{sex} : Предельный скручивающий момент, соответствующий силе поломки лопасти F_{ex} , кНм
 Q_{smax} : Максимальный скручивающий лопасть момент относительно оси ее поворота, возникающий в течение срока службы судна, кНм
 Q_{vib} : Момент рассматриваемого компонента, взятый из частотного диапазона расчета крутильных колебаний на чистой воде, кНм
 r : Относительный радиус сечения лопасти, м
 R : Радиус гребного винта, м
 S : Коэффициент запаса прочности
 S_{fat} : Коэффициент запаса прочности по усталости материала
 S_{ice} : Индекс прочности льда для ледовой силы лопасти
 t : Максимальная толщина сечения лопасти, м
 T : Гидродинамический упор гребного винта на швартовном режиме, кН
 T_b : Максимальный упор гребного винта в направлении, противоположном направлению движения судна, возникающий в течение срока службы судна, кН, см. [табл.3.2.1.1](#)
 T_f : Максимальный упор гребного винта в направлении движения судна, возникающий в течение срока службы судна, кН
 T_{kmax} : Максимальный допустимый момент упругой муфты, кНм
 T_{kmax1} : T_{kmax} при $N = 5 \cdot 10^4$ циклов нагрузки, кНм
 T_{kmax2} : T_{kmax} при $N = 1$ цикл нагрузки, кНм
 T_{kv} : Амплитуда вибрационного момента при $N = 10^6$ циклов нагрузки, кНм
 T_n : Номинальный упор гребного винта при максимально допустимой непрерывной нагрузке в условиях чистой воды, кН
 T_r : Максимальный динамический упор, действующий вдоль оси валопровода, кН, см. [табл. 3 2.1.1](#)
 TVC : Расчет крутильных колебаний
 ΔT_{kmax} : Максимальный диапазон T_{kmax} при $N = 5 \cdot 10^4$ циклов нагрузки, кНм
 Z : Число лопастей гребного винта
 z_{pin} : Число шпилек
 α_i : Продолжительность взаимодействия лопасти гребного винта со льдом, выраженная через угол поворота гребного винта, град.

γ_s : Коэффициент, учитывающий снижение предела усталостной прочности за счет эффекта рассеивания и влияния размеров испытательного образца

γ_v : Коэффициент, учитывающий снижение предела усталостной прочности за счет неравномерности амплитуды нагрузки

γ_m : Коэффициент, учитывающий снижение предела усталостной прочности за счет отклонения величины среднего напряжения

ρ : Коэффициент, учитывающий снижение предела усталостной прочности за счет отличий между значениями наибольшей амплитуды нагрузки при эксплуатации и при определении условного предела усталостной прочности для 10^8 циклов напряжений

$\sigma_{0,2}$: Условный предел текучести материала при удлинении 0,2 % в результате пластической деформации, МПа

σ_{exp} : Средний предел усталостной прочности материала лопасти при 10^8 циклах напряжения до разрушения в морской воде, МПа

σ_{fat} : Эквивалентное напряжение (предел усталостной прочности при взаимодействии со льдом для 10^8 циклов), МПа

σ_i : Предел усталостной прочности материала лопасти, МПа

σ_{ref1} : Эквивалентное напряжение, МПа, равно $\sigma_{ref1} = 0.6\sigma_{0,2} + 0.4\sigma_u$

σ_{ref2} : Эквивалентное напряжение, МПа, равно $\sigma_{ref2} = \text{Min}(0.7\sigma_u, 0.6\sigma_{0,2} + 0.4\sigma_u)$

σ_{st} : Максимальное напряжение, МПа, в результате воздействия силы F_b или F_f

σ_u : Временное сопротивление на разрыв материала лопасти, МПа

$(\sigma_{ice})_A(N)$: Распределение амплитуд напряжений лопасти, МПа

$(\sigma_{ice})_{Amax}$: Максимальная амплитуда напряжений от ледовой нагрузки в рассматриваемой области лопасти, МПа

$(\sigma_{ice})_{bmax}$: Напряжение, возникающее от максимальной нагрузки при взаимодействии винта со льдом в направлении, противоположном направлению движения судна, МПа

$(\sigma_{ice})_{imax}$: Напряжение, возникающее от максимальной нагрузки при взаимодействии винта со льдом в направлении движения судна, МПа

σ_{mean} : Среднее напряжение, МПа.

3.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

3.1.1 Область распространения.

3.1.1.1 Символ полярного класса.

Настоящий раздел распространяется на суда, имеющие одно из дополнительных обозначений класса «**POLAR CLASS**», и устанавливает требования к главным пропульсивным, аварийным и вспомогательным установкам, необходимым для обеспечения безопасности судна и экипажа.

3.1.1.2 Чистая вода.

Требования настоящего раздела являются дополнительными к требованиям, предъявляемым к основному классу судна при эксплуатации на чистой воде.

3.1.2 Общие принципы проектирования.

3.1.2.1 Осушаемость.

Системы, подверженные опасности повреждения вследствие замерзания, должны предусматривать осушение.

3.1.2.2 Эксплуатация судна при повреждении гребного винта.

Суда классов **PC1 – PC5** включительно должны быть оборудованы средствами, способными обеспечить достаточную работоспособность судна в случае повреждения гребного винта, включая механизм изменения шага винта. Достаточная работоспособность судна означает, что судно должно быть способно добраться до места укрытия, где можно провести ремонт. Это может быть достигнуто либо временным ремонтом в море, либо буксировкой, при наличии возможности оказания помощи, что должно быть согласовано с Регистром.

Должны быть предусмотрены средства для освобождения гребного винта в случае блокировки льдинами путем его поворота в обратном направлении. Эта возможность также должна быть доступна и для установки, предназначенной для вращения в одном направлении.

3.1.2.3 Глубина погружения винта.

Гребной винт должен быть полностью погружен в воду на уровне наинизшей ледовой ватерлинии (НЛВЛ).

3.2 РАСЧЕТНЫЕ ЛЕДОВЫЕ НАГРУЗКИ

3.2.1 Общие положения.

3.2.1.1 Определение ледовой нагрузки.

Таблица 3.2.1.1

Определение нагрузок

	Определение	Использование нагрузки в процессе проектирования
F_b	Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, против направления движения судна, возникающая в течение срока службы судна в результате взаимодействия гребного винта со льдом и включающая в себя гидродинамические нагрузки на лопасть. Направление силы перпендикулярно линии хорды на радиусе $0,7 \cdot R$.	Расчетная сила используется при расчете прочности лопасти гребного винта
F_f	Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, возникающая в течение срока службы судна в результате взаимодействия гребного винта со льдом и включающая в себя гидродинамические нагрузки на лопасть. Направление силы перпендикулярно линии хорды на радиусе $0,7 \cdot R$	Расчетная сила используется при расчете прочности лопасти гребного винта
Q_{smax}	Максимальный скручивающий лопасть момент относительно оси ее поворота, возникающий в течение срока службы судна в результате взаимодействия гребного винта со льдом и включающий в себя гидродинамические нагрузки на лопасть.	Момент учитывается при расчетах прочности лопасти гребного винта посредством определения нагрузки, действующей на лопасть в качестве давления, распределенного по переднему краю или площади вершины лопасти
T_b	Максимальный упор гребного винта (суммарный упор), возникающий в течение срока службы судна в результате взаимодействия гребного винта со льдом. Упор действует вдоль оси гребного вала в сторону, противоположную направлению движения судна (против направления гидродинамического упора)	Используется для оценки T_r T_b может также использоваться в качестве источника возбуждения в расчетах осевых колебаний. При этом настоящие Правила не требуют обязательного выполнения расчетов осевых колебаний
T_f	Максимальный упор гребного винта (суммарный упор), возникающий в течение срока службы судна в результате взаимодействия гребного винта со льдом. Упор действует вдоль оси гребного вала в сторону направления движения судна (по направлению гидродинамического упора)	Используется для оценки T_r T_f может также использоваться в качестве источника возбуждения в расчетах осевых колебаний. При этом настоящие Правила не требуют обязательного

	Определение	Использование нагрузки в процессе проектирования
		выполнения расчетов осевых колебаний
Q_{max}	Максимальный крутящий момент, действующий на одну лопасть гребного винта при взаимодействии гребного винта со льдом, включающий в себя гидродинамические нагрузки на эту лопасть	Используется для оценки момента Q_r , действующего вдоль оси валопровода и в качестве источника возбуждения при расчете крутильных колебаний
F_{ex}	Сила поломки/повреждения (возникновения пластической деформации) лопасти. Сила, необходимая для полного разрушения лопасти с образованием пластического изгиба в области корневой части лопасти. Сила действует на радиусе относительно $0,8 \cdot R$. Плечо скручивающего момента составляет $2/3$ расстояния от оси лопасти до входящей/выходящей кромки (в зависимости от того, что больше) на относительном радиусе $0,8 \cdot R$	Сила поломки лопасти применяется при нормировании размеров болтов крепления лопастей, механизма изменения шага, гребного вала, подшипника гребного вала и упорного подшипника. Цель расчетов состоит в обеспечении того, чтобы поломка лопасти винта не привела к повреждению других компонентов
Q_r	Максимальный момент сопротивления валопровода, возникающий при воздействии ледовых нагрузок (крутильных колебаний) и усредненных гидродинамических нагрузок	Расчетный крутящий момент для элементов валопровода гребного винта
T_r	Максимальный упор, действующий вдоль оси валопровода и учитывающий воздействие ледовых нагрузок (осевых колебаний) и величину среднего гидродинамического упора	Расчетный упор для элементов валопровода гребного винта
F_{ti}	Максимальное ответное усилие, вызванное взаимодействием корпуса ВРК или ступицы гребного винта со льдиной	Расчетная нагрузка на корпус ВРК и поворотные подшипники
F_{tr}	Максимальное ответное усилие на корпус ВРК, вызванное взаимодействием ледяного торося с корпусом ВРК	Расчетная нагрузка на корпус ВРК и поворотные подшипники



Рис. 3.2.1.1. Направление результирующей силы, действующей на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна и взятой перпендикулярно линии хорды на радиусе $0,7 R$. Контактное давление льда на передней кромке показано маленькими стрелками

3.2.1.2 Приложение ледовой нагрузки.

Действие требований настоящего пункта распространяется на гребные винты без насадки и гребные винты в направляющей насадке, расположенные в корме судна с лопастями регулируемого или фиксированного шага. Ледовые нагрузки на гребные винты, установленные в носовой части, являются предметом отдельного согласования. Данные нагрузки являются ожидаемыми, единичными, максимальными значениями за весь срок службы судна при нормальных условиях эксплуатации, включая нагрузки, возникающие при изменении направления вращения, где это применимо. Данные нагрузки не распространяются на нерасчетные условия эксплуатации, например, на взаимодействие невращающегося гребного винта со льдом.

В настоящем пункте также рассматриваются нагрузки от взаимодействия гребного винта со льдом для поворотных и фиксированных ВРК с винтом фиксированного шага (ВФШ), с механической передачей и с погружным электродвигателем в гондоле. Однако нагрузки, приведенные в настоящем пункте не включают в себя нагрузки от взаимодействия гребного винта со льдом в тех случаях, когда ВРК повернута относительно диаметральной плоскости судна. Ледовые нагрузки, возникающие в результате воздействия льда на корпус ВРК, должны оцениваться на основании [разд. 6](#).

Нагрузки, приведенные в настоящем пункте, являются суммарными нагрузками, включающими нагрузки от льда и гидродинамические нагрузки (если не указано иное); при оценке взаимодействия со льдом, они должны учитываться отдельно (если не указано иное); приведенные нагрузки предназначены только для расчета прочности элементов.

Следующие нагрузки должны рассматриваться по-отдельности:

С и л а F_b – максимальная сила, возникающая в течение срока службы судна при фрезеровании льдины гребным винтом, вращающимся в направлении переднего хода,

и изгибающая лопасть гребного винта в направлении, противоположном направлению движения судна.

Сила F_f – максимальная сила, возникающая в течение срока службы судна при фрезеровании льдины гребным винтом, вращающимся в направлении переднего хода, и изгибающая лопасть гребного винта в направлении движения судна.

3.2.2 Коэффициенты, зависящие от полярного класса.

3.2.2.1 Расчетные характеристики льдин и коэффициент ледовой прочности

Размеры рассматриваемых льдин составляют $H_{ice} \times 2 H_{ice} \times 3 H_{ice}$. Расчетные характеристики льдин и коэффициент ледовой прочности (S_{ice}) используются для оценки ледовых нагрузок на гребной винт. Значения H_{ice} и S_{ice} определены для каждого Полярного класса в [табл. 3.2.2.1](#).

Таблица 3.2.2.1

Расчетные коэффициенты для Полярного класса

Ледовый класс	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
H_{ice} , м	4,00	3,50	3,00	2,50	2,00	1,75	1,50
S_{ice}	1,20	1,10	1,10	1,10	1,10	1,00	1,00

3.2.3 Нагрузки при взаимодействии винта со льдом.

3.2.3.1 Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, F_b для гребных винтов без насадки.

Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, F_b , кН, для гребных винтов без насадки равна:

$$\text{при } D < D_{\text{limit}}: F_b = 27 S_{ice} (nD)^{0.7} \left(\frac{EAR}{Z}\right)^{0.3} D^2$$

$$\text{при } D \geq D_{\text{limit}}: F_b = 23 S_{ice} (nD)^{0.7} \cdot \left(\frac{EAR}{Z}\right)^{0.3} (H_{ice})^{1.4} D$$

где: $D_{\text{limit}} = 0,85 (H_{ice})^{1.4}$, м

n – частота вращения гребного винта, об/сек

$n = n_n$ для ВРШ

$n = 0,85n_n$ для ВФШ

3.2.3.2 Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, F_f для гребных винтов без насадки.

Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, F_f , кН, для гребных винтов без насадки равна:

$$\text{при } D < D_{\text{limit}}: F_f = 250 \frac{EAR}{Z} D^2$$

при $D \geq D_{\text{limit}}$:

$$F_f = 500 \frac{1}{1 - \frac{d}{D}} H_{ice} \frac{EAR}{Z} D$$

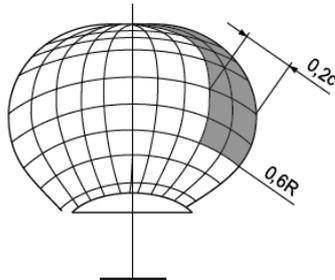
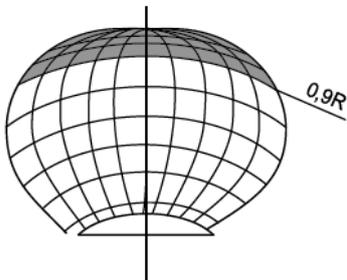
$$D_{\text{limit}} = \frac{2}{1 - \frac{d}{D}} H_{ice}$$

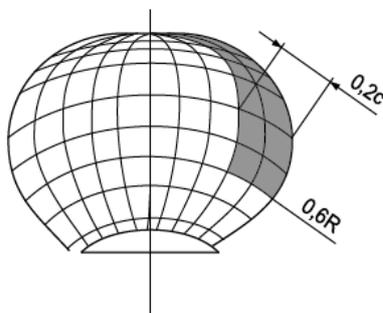
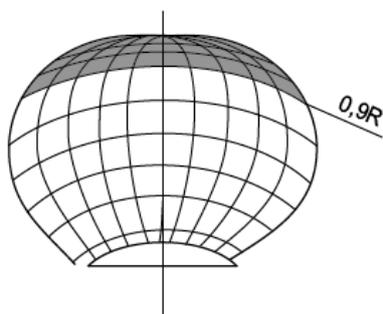
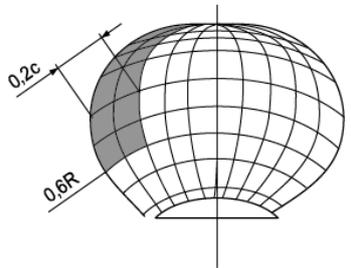
3.2.3.3 Площадь нагрузки на лопасть для гребных винтов без насадки.

Для гребных винтов регулируемого и фиксированного шага необходимо проверить варианты нагрузки 1 – 4, указанные в табл. 3.2.3.3. Для получения ледовых нагрузок на лопасти для реверсируемых гребных винтов необходимо проверить вариант нагрузки 5.

Таблица 3.2.3.3

Площади нагрузки и определение варианта нагрузки для гребных винтов без насадки

Вариант нагрузки №	Сила	Площадь нагрузки	Винт с правым вращением лопасти, вид сзади
1	F_b	Равномерное давление на засасывающую часть лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до конца лопасти и от входящей кромки лопасти до величины, равной $0,2$ длины хорды	
2	$0,5 F_b$	Равномерное давление на периферийную часть лопасти гребного винта выше $0,9 \cdot R$ со стороны засасывающей поверхности	

Вариант нагрузки №	Сила	Площадь нагрузки	Винт с правым вращением лопасти, вид сзади
3	F_f	Равномерное давление на нагнетающую поверхность лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до вершины лопасти и от передней кромки лопасти до величины, равной $0,2$ длины хорды	
4	$0,5 F_f$	Равномерное давление на периферийную часть лопасти гребного винта выше $0,9 \cdot R$ со стороны нагнетающей поверхности	
5	$0,6 \text{ Max } (F_b, F_f)$	Равномерное давление на нагнетающую поверхность лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до вершины лопасти и от задней кромки лопасти до величины, равной $0,2$ длины хорды	

3.2.3.4 Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, F_b для гребных винтов с направляющей насадкой.

Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, F_b , кН, для гребных винтов с направляющей насадкой равна:

$$\text{при } D < D_{\text{limit}} : F_b = 9.5 S_{\text{ice}} (nD)^{0.7} \left(\frac{EAR}{Z}\right)^{0.3} D^2$$

$$\text{при } D \geq D_{\text{limit}} : F_b = 66 S_{\text{ice}} (nD)^{0.7} \left(\frac{EAR}{Z}\right)^{0.3} (H_{\text{ice}})^{1.4} D^{0.6}$$

где $D_{\text{limit}} = 4 H_{\text{ice}}$, м

n - частота вращения гребного винта, об/с, принимаемая следующим образом :

n – n_n для гребных винтов регулируемого шага

n – $0,85n_n$ для гребных винтов фиксированного шага.

3.2.3.5 Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, F_f для гребных винтов с направляющей насадкой.

Максимальная сила, действующая на лопасть в направлении движения судна, F_f , кН, для гребных винтов с направляющей насадкой равна:

$$\text{при } D < D_{\text{limit}} : F_f = 250 \frac{EAR}{Z} D^2$$

$$\text{при } D \geq D_{\text{limit}} : F_f = 500 \frac{1}{1 - \frac{d}{D}} H_{\text{ice}} \frac{EAR}{Z} D$$

$$\text{где } D_{\text{limit}} = \frac{2}{1 - \frac{d}{D}} H_{\text{ice}}$$

3.2.3.6 Площадь нагрузки на лопасть для гребных винтов с направляющей насадкой.

Для всех гребных винтов необходимо проверить варианты нагрузки 1 и 3, указанные в [табл. 3.2.3.8](#). Для получения ледовых нагрузок на лопасти для реверсируемых гребных винтов необходимо проверить вариант нагрузки 5.

3.2.3.7 Максимальный момент Q_{smax} , скручивающий лопасть относительно оси ее поворота, для гребного винта без насадки и гребного винта с направляющей насадкой.

Максимальный скручивающий лопасть момент относительно оси ее поворота Q_{smax} необходимо рассчитать для максимальной силы F_b , действующей на лопасть в направлении, противоположном направлению движения судна, и для силы F_f , действующей на лопасть в направлении движения судна, которые прикладываются в соответствии с [табл. 3.2.3.3](#) и [3.2.3.8](#).

Если указанный выше метод дает значение меньше, чем значение по умолчанию, полученное по приведенной ниже формуле, кНм, необходимо использовать значение по умолчанию.

$$Q_{\text{smax-Def}} = 0,25 F c_{0,7}$$

$$\text{где: } F = \text{Max}[|F_b|, |F_f|]$$

3.2.3.8 Распределение (спектры) нагрузок на лопасть.

Распределение Вейбулла (вероятность того, что F_{ice} больше значения $(F_{\text{ice}})_{\text{max}}$), как показано на [рис. 3.2.3.8](#), используется для расчета усталостной прочности лопасти.

$$P \left[\frac{F_{\text{ice}}}{(F_{\text{ice}})_{\text{max}}} \geq \frac{F}{(F_{\text{ice}})_{\text{max}}} \right] = e^{-\left(\frac{F}{(F_{\text{ice}})_{\text{max}}} \right)^k \ln(N_{\text{ice}})}$$

где k - параметр формы
 N_{ice} - число циклов нагрузки согласно 2.3.9
 F_{ice} - случайная переменная для ледовых нагрузок на лопасть, в диапазоне

$$0 \leq F_{\text{ice}} \leq (F_{\text{ice}})_{\text{max}}$$

Результирующее распределение амплитуды напряжений лопасти определяется следующей формулой:

$$(\sigma_{\text{ice}})_A(N) = (\sigma_{\text{ice}})_{A\text{max}} \left(1 - \frac{\log(N)}{\log(N_{\text{ice}})} \right)^{1/k}$$

где $(\sigma_{ice})_{Amax}$ максимальная амплитуда напряжений от ледовой нагрузки в рассматриваемом местоположении на лопасти, МПа, определяемая по формуле:

$$(\sigma_{ice})_{Amax} = \frac{(\sigma_{ice})_{fmax} - (\sigma_{ice})_{bmax}}{2}$$

k - параметр формы распределения:

для гребного винта без насадки $k = 0,75$

для гребного винта с направляющей насадкой $k = 1,0$

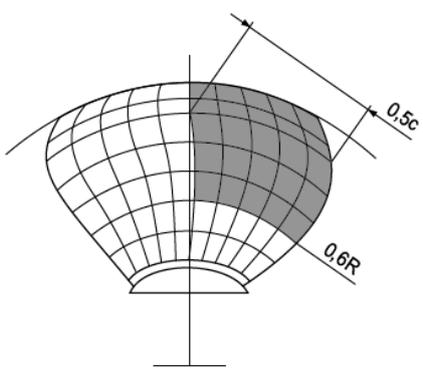
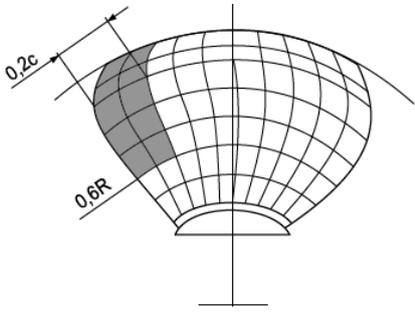


Рис. 3.2.3.8. Распределение Вейбулла для расчета усталостной прочности

Таблица 3.2.3.8

Площади нагрузки и определение варианта нагрузки для гребного винта с направляющей насадкой

Вариант нагрузки №	Сила	Площадь нагрузки	Винт с правым вращением лопасти, вид сзади
1	F_b	Равномерное давление на засасывающую часть лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до вершины лопасти и от входящей кромки лопасти до величины, равной $0,2$ длины хорды	

Вариант нагрузки №	Сила	Площадь нагрузки	Винт с правым вращением лопасти, вид сзади
3	F_f	Равномерное давление на нагнетающую поверхность лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до вершины лопасти и от передней кромки лопасти до величины, равной $0,5$ длины хорды	
5	$0,6 (F_b, F_f)$ Max	Равномерное давление на нагнетающую поверхность лопасти гребного винта на участке от $0,6 \cdot R$ до вершины лопасти и от задней кромки лопасти до величины, равной $0,2$ длины хорды	

3.2.3.9 Число циклов ледовой нагрузки.

Число циклов нагрузки, N_{ice} , используемое в спектре нагрузок на одну лопасть, определяется по следующей формуле:

$$N_{ice} = k_1 k_2 N_{class}^n$$

где: k_1 - коэффициент, определяемый следующим образом

- $k_1 - 1$ для центрального расположения гребного винта
- $k_1 - 2$ для бокового расположения гребного винта
- $k_1 - 3$ для тянущего гребного винта, бокового и центрального расположения

k_2 - коэффициент, определяемый следующим образом:

- $k_2 - 0,8 - f$ для $f < 0$
- $k_2 - 0,8 - 0,4f$ для $0 \leq f \leq 1$
- $k_2 - 0,6 - 0,2f$ для $1 < f \leq 2,5$
- $k_2 - 0,1$ для $f > 2,5$

f - Коэффициент, принимаемый равным: $f = \frac{h_0 - H_{ice}}{D/2} - 1$

При неизвестном значении, $h_0 = D/2$

N_{class} - количество взаимодействий лопасти гребного винта со льдом в соответствии с частотой вращения гребного винта для каждого ледового класса, принятое согласно [табл.3.2.3.8-1](#).

Для элементов, которые подвергаются нагрузкам в результате взаимодействия гребного винта со льдом от всех лопастей винта, число циклов нагрузки N_{ice} умножается на количество лопастей винта Z .

Таблица 3.2.3.8-1

Количество взаимодействий

Ледовый класс	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
N _{class}	21·10 ⁶	17·10 ⁶	15·10 ⁶	13·10 ⁶	11·10 ⁶	9·10 ⁶	6·10 ⁶

3.2.4 Сила повреждения (поломки) лопасти для винтов без насадки и винтов в направляющей насадке.

3.2.4.1 Изгибающая сила F_{ex} .

Требуемая минимальная нагрузка, приводящая к разрушению лопасти вследствие пластического изгиба, должна рассчитываться итерационно по радиусу лопасти от корневой части лопасти до радиуса $0,5 R$ при использовании следующей формулы с предполагаемой предельной нагрузкой, действующей на радиусе $0,8 R$ в наиболее слабом направлении.

$$F_{ex} = \frac{0,3ct^2}{0,8D - 2r} \sigma_{ref1} 10^3$$

где: F_{ex} – Сила повреждения лопасти, кН
 c, t, r = Значения хорды в сечении на цилиндрической корневой части лопасти, т.е. в наиболее слабой части за пределами галтельного перехода; как правило, это сечение находится в зоне примыкания галтели к профилю лопасти.

Регистр может согласовать иные способы расчета разрушающей нагрузки посредством соответствующего анализа напряжений, отражающего нелинейное поведение пластического материала фактической лопасти. Лопасть считается вышедшей из строя, если ее вершина деформирована более чем на 10 % диаметра гребного винта.

3.2.4.2 Момент Q_{sex} , скручивающий лопасть относительно оси ее поворота.

Сила, приводящая к поломке лопасти, обычно уменьшается при движении от центра лопасти к входящей и выходящей кромкам. На определенном расстоянии от центра вращения лопасти наблюдается максимальный скручивающий момент.

Этот максимальный скручивающий момент, Q_{sex} , вызванный силой повреждения лопасти, действующей на относительном радиусе $0,8 \cdot R$, определяется либо с помощью соответствующего анализа напряжений, либо по следующей формуле:

$$Q_{sex} = \text{Max}(c_{LE0,8}; 0,8 \cdot c_{TE0,8}) \cdot C_{spex} \cdot F_{ex}$$

где $c_{LE0,8}$ – расстояние от оси симметрии спрямленного цилиндрического сечения лопасти до входящей кромки на относительном радиусе $0,8 \cdot R$

$c_{TE0,8}$ – расстояние от оси симметрии спрямленного цилиндрического сечения лопасти до исходящей кромки на относительном радиусе $0,8 \cdot R$

C_{spex} – коэффициент, определяемый по следующей формуле, но не менее 0,3:

$$C_{spex} = C_{sp} \cdot C_{fex}$$

где C_{sp} – безразмерный параметр, учитывающий плечо скручивающего момента и равный 0,7

C_{fex} – безразмерный параметр, учитывающий снижение силы поломки лопасти в месте максимального скручивающего момента и принимаемый следующим образом:

$$C_{fex} = 1 - \left(4 \cdot \frac{EAR}{Z}\right)^3$$

На [рис. 3.2.4.2](#) показаны значения скручивающего момента вследствие действия силы поломки лопасти по длине входящего спрямленного цилиндрического сечения лопасти.

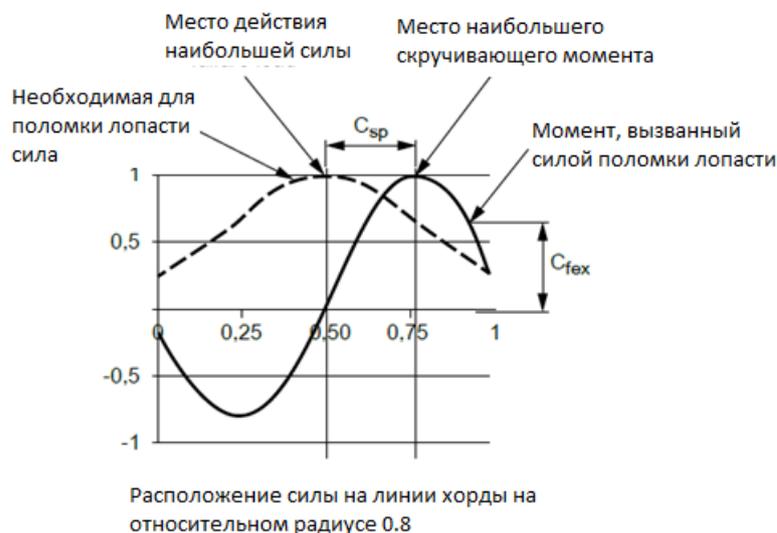


Рис. 3.2.4.2. Местоположение силы по линии цилиндрического сечения лопасти на относительном радиусе 0,8 r/R . Схематический рисунок, показывающий силу поломки лопасти и соответствующий скручивающий момент при воздействии силы в различных точках по линии цилиндрического сечения лопасти на относительном радиусе 0,8R

3.2.5 Расчетные осевые нагрузки, действующие на гребные винты без насадки и на гребные винты с направляющей насадкой.

3.2.5.1 Максимальный ледовый упор, действующий на гребные винты без насадки и на гребные винты с направляющей насадкой.

Максимальные ледовые упоры, действующие в направлении движения судна, T_f , и в направлении, противоположном направлению движения судна, T_b , кН, на гребные винты без насадки и на гребные винты с направляющей насадкой, определяются по следующей формуле:

$$T_f = 1.1 \cdot F_f$$

$$T_b = 1.1 \cdot F_b$$

Необходимо учесть, что модели нагрузок в данном разделе не включают в себя нагрузки от взаимодействия винта со льдом, когда льдина ударяется о ступицу тянущего винта.

3.2.5.2 Расчетный упор, действующий вдоль оси валопровода, для гребных винтов без насадки и для гребных винтов с направляющей насадкой.

Расчетный упор вдоль оси валопровода, T_r , кН, рассчитывается по следующим формулам. В качестве расчетной нагрузки для обоих направлений принимается большее значение из нагрузок в направлении движения судна и в направлении, противоположном направлению движения судна. Коэффициенты 2,2 и 1,5 учитывают динамическое усиление, вызванное осевыми колебаниями.

$$T_r = T + 2.2 \cdot T_f$$

В направлении движения судна:

В направлении, противоположном направлению движения судна: $T_r = 1.5 \cdot T_b$

где T — гидродинамический упор гребного винта на швартовном режиме, кН

Когда гидродинамический упор гребного винта на швартовном режиме T неизвестен, он берется из [табл. 3.2.5.2](#).

Таблица 3.2.5.2

Гидродинамический упор гребного винта на швартовном режиме

Тип гребного винта		T
Винты регулируемого шага	Без насадки	1,25 T_n
	С направляющей насадкой	1,1 T_n
ВФШ с приводом от турбины или электродвигателя		T_n
ВФШ с приводом от дизельного двигателя	Без насадки	0,85 T_n
	С направляющей насадкой	0,75 T_n

Для гребных винтов тянущего типа необходимо учитывать нагрузки от взаимодействия со льдом на ступице гребного винта в дополнение к вышеизложенному и представить их на рассмотрение Регистра.

3.2.6 Расчетные нагрузки от крутящего момента, действующие на гребные винты без насадки и гребные винты с направляющей насадкой.

3.2.6.1 Расчетный ледовый крутящий момент, действующий на гребные винты.

Расчетный ледовый крутящий момент, Q_{max} , кНм, действующий на гребные винты, составляет:

при $D < D_{limit}$:
$$Q_{max} = k_{prop} \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right) \cdot \left(\frac{P_{0.7}}{D}\right)^{0.16} \cdot (nD)^{0.17} \cdot D^3$$

при $D \geq D_{limit}$:

$$Q_{max} = 1.9 \cdot k_{prop} \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right) \cdot H_{ice}^{1.1} \cdot \left(\frac{P_{0.7}}{D}\right)^{0.16} \cdot (nD)^{0.17} \cdot D^{1.9}$$

где $D_{limit} = 1,8 H_{ice}$

k_{prop} — Коэффициент, зависящий от типа гребного винта и принимаемый следующим образом:

$k_{prop} = k_{open}$ для гребного винта без насадки

$k_{prop} = k_{ducted}$ для гребного винта с направляющей насадкой

k_{open} — Коэффициент, принимаемый следующим образом:

$k_{open} = 14,7$ для **PC1 – PC5**

$k_{open} = 10,9$ для **PC6 и PC7**

k_{ducted} — Коэффициент, принимаемый следующим образом:

$k_{ducted} = 10,4$ для **PC1 – PC5**

$k_{ducted} = 7,7$ для **PC6 и PC7**

n — Частота вращения гребного винта на швартовном режиме, об/с

Если значение n неизвестно, оно берется из [табл. 3.2.6.1](#).

Для ВРШ шаг винта $P_{0,7}$ должен соответствовать максимальной длительной мощности на швартовном режиме. Если значение $P_{0,7}$ неизвестно, то оно принимается равным $0,7 P_{0,7n}$, где $P_{0,7n}$ – шаг винта при максимальной длительной мощности на чистой воде.

Таблица 3.2.6.1

Рекомендации по выбору частоты вращения гребного винта n

Тип гребного винта	n
Винты регулируемого шага	n_n
ВФШ с приводом от турбины или электродвигателя	n_n
ВФШ с приводом от дизельного двигателя	$0,85 n_n$

3.2.6.2 Изменение ледового момента для гребных винтов без насадки и гребных винтов с направляющей насадкой

Расчет временного диапазона для установок с дизельными двигателями, не имеющими упругой муфты, должен производиться, как минимум, при положительном фазовом угле по сравнению с направлением действия ледовых возмущающих сил. В расчетах должен быть учтен пульсирующий характер нагрузок при сгорании топлива в цилиндрах двигателя; возможен его учет через гармонические колебания собственно двигателя. При анализе частотного интервала нет необходимости в учете фазового угла между ледовым моментом и силой давления газов в цилиндрах двигателя. Пропуски воспламенения в цилиндрах двигателя не учитываются.

Если частота резонанса лопастного порядка превышает частоту вращения при максимальной допустимой непрерывной нагрузке, анализ должен включать в себя значения частот вращения до 105 % от частоты вращения, соответствующей максимальной допустимой непрерывной нагрузке.

3.2.6.3 Параметры возмущения для расчета в масштабе времени (временной диапазон).

Ледовый крутящий момент на гребном винте для переходного динамического анализа валопровода (временной диапазон) определяется как последовательность воздействий на лопасть, которые имеют полусинусоидальную форму. Крутящий момент, возникающий вследствие взаимодействия единичной лопасти со льдом, является функцией угла вращения винта и определяется следующим образом:

$$Q(\varphi) = C_q \cdot Q_{max} \cdot \sin\left(\varphi \frac{180}{\alpha_i}\right) \quad \text{при вращении } \varphi \text{ от } 0 \text{ до } \alpha_i \text{ плюс целочисленное количество оборотов}$$

$$Q(\varphi) = 0 \quad \text{при вращении } \varphi \text{ от } \alpha_i \text{ до } 360 \text{ плюс целочисленное количество оборотов}$$

- где φ – угол поворота, град., от начала первого взаимодействия со льдом
 C_q – параметр, приведенный в [табл. 3.2.6.3](#)
 α_i – продолжительность взаимодействия лопасти гребного винта со льдом, выраженная через угол поворота гребного винта, приведенный в [табл. 3.2.6.3](#), град.

Полный ледовый крутящий момент вычисляется путем суммирования моментов при одиночных взаимодействиях лопастей гребного винта с учетом сдвига по фазе угла вращения $360/Z$, град.

В начале и в конце режима фрезерования (в течение расчетного интервала) может применяться линейная зависимость при увеличении значения C_q до его максимального значения в пределах одного оборота гребного винта, а также при снижении от максимального значения до нуля.

Частота вращения гребного винта при фрезеровании должно определяться по формуле:

$$N_Q = 2 \cdot N_{ice}$$

где $Z N_Q$ – число взаимодействий для возбуждения лопастного порядка

Динамическое моделирование должно выполняться для всех случаев взаимодействия, начиная с максимально допустимой непрерывной нагрузки до максимально допустимой непрерывной нагрузки на швартовном режиме и выполняться выше всех резонансных частот вращения (1-я гармоника двигателя и 1-я гармоника лопасти) с тем, чтобы можно было определить резонансное число колебаний. Для установок с винтом фиксированного шага моделирование должно также включать в себя работу на швартовном режиме с соответствующей частотой вращения из расчета максимальной возможной мощности двигателя.

Если снижение частоты вращения происходит вплоть до остановки главного двигателя, это может указывать на недостаточность запаса мощности двигателя для работы при заданных условиях. Для анализа нагрузок необходимо использовать максимальный момент в процессе снижения частоты вращения. Параметры возбуждения должны быть согласованы с частотой вращения, если происходит её снижение.

Таблица 3.2.6.3

Коэффициенты увеличения и продолжительности взаимодействия со льдом для разного количества лопастей

Возмущающий момент	Взаимодействие гребного винта со льдом	C_q	α_i , град.			
			Z=3	Z=4	Z=5	Z=6
Случай 1	Одиночная льдина	0,75	90	90	72	60
Случай 2	Одиночная льдина	1,00	135	135	135	135
Случай 3	Две льдины (сдвиг по фазе $360/(2 \cdot Z)$ град.)	0,50	45	45	36	30
Случай 4	Одиночная льдина	0,50	45	45	36	30

3.2.6.4 Частотный диапазон.

Для расчетов в частотном диапазоне допускается использовать возмущающий момент $Q_F(\varphi)$. Возмущающий момент определяется с допущением того, что последовательности полусинусоидальных воздействий во временном диапазоне являются непрерывными, а элементы рядов Фурье определяются для лопастной частоты первого и второго порядка. Анализ частотного интервала обычно считается консервативным по сравнению с расчетом временного диапазона при условии, что в рассматриваемом диапазоне скорости возникает резонанс лопастной частоты первого порядка.

$$Q_F(\varphi) = Q_{max}[C_{q0} + C_{q1} \cdot \sin(Z \cdot E_0 \cdot \varphi + \alpha_1) + C_{q2} \cdot \sin(2 \cdot Z \cdot E_0 \cdot \varphi + \alpha_2)]$$

- где C_{q1} – элемент среднего крутящего момента, приведенный в табл. 2.6.4
 C_{q0} – амплитуда возмущения лопастной частоты первого порядка, приведенная в [табл.3.2.6.4](#)
 C_{q2} – амплитуда возмущения лопастной частоты второго порядка, приведенная в [табл. 3.2.6.4](#)
 φ – угол поворота, град
 α_1, α_2 – фазовые углы возбуждения, приведенные в [табл.3.2.6.4](#)
 Z – число лопастей

Вынужденные крутильные колебания должны рассчитываться для всех случаев взаимодействия.

Результаты соответствующих случаев взаимодействия при наиболее критических частотах вращения должны использоваться следующим образом:

наибольший ответный крутящий момент (между различными сосредоточенными массами в системе) далее упоминается как максимальный крутящий момент Q_{peak} ;

наибольшая амплитуда крутящего момента во время последовательности взаимодействий определяется как половина диапазона от наибольшего до наименьшего значения крутящего момента и обозначается Q_{Amax} ; она определяется в кНм по следующей формуле:

$$Q_{Amax} = \frac{Max[Q_r(time)] - Min[Q_r(time)]}{2}$$

Иллюстрация Q_{Amax} приведена на [рис. 3.2.6.4](#).



Рис.3.2.6.4. Пример различных крутящих моментов

Таблица 3.2.6.4

Коэффициенты для упрощенной оценки возмущающего крутящего момента

Число лопастей, Z	Случай взаимодействия	C_{q0}	C_{q1}	α_1	C_{q2}	α_2	E_0
3	1	0,3750	0,375	-90	0,0000	0	1
	2	0,7000	0,330	-90	0,0500	-45	1
	3	0,2500	0,250	-90	0,0000	0	2
	4	0,2000	0,250	0	0,0500	-90	1
4	1	0,4500	0,360	-90	0,0600	-90	1
	2	0,9375	0,000	-90	0,0625	-90	1
	3	0,2500	0,251	-90	0,0000	0	2
	4	0,2000	0,250	0	0,0500	-90	1
5	1	0,4500	0,360	-90	0,0600	-90	1
	2	1,1900	0,170	-90	0,0200	-90	1
	3	0,3000	0,250	-90	0,0480	-90	2
	4	0,2000	0,250	0	0,0500	-90	1
6	1	0,4500	0,375	-90	0,0500	-90	1
	2	1,4350	0,100	-90	0,0000	0	1
	3	0,3000	0,250	-90	0,0480	-90	2
	4	0,2000	0,250	0	0,0500	-90	1

3.2.6.5 Расчетный крутящий момент по оси валопровода.

3.2.6.5.1 Если в диапазоне на 20 % выше n_n и на 20 % ниже максимальной эксплуатационной частоты вращения на швартовном режиме (см. [табл. 3.2.6.1](#)) отсутствует резонанс крутильных колебаний лопастной частоты первого порядка, то может применяться следующая оценка максимального крутящего момента Q_r , кНм, для вычисления расчетного крутящего момента по оси валопровода:

для двухтактных дизельных двигателей без упругой муфты:

$$Q_r = Q_{emax} + Q_{vib} + Q_{max} \cdot \frac{I}{I_t}$$

для всех остальных установок :

$$Q_r = Q_{emax} + Q_{max} \cdot \frac{I}{I_t}$$

где I – эквивалентный момент инерции масс всех компонентов ВРК в сторону приводного двигателя от рассматриваемого компонента

I_t – эквивалентный момент инерции масс всех компонентов ВРК

Q_{emax} – Максимальный крутящий момент, кНм. Если значение Q_{emax} неизвестно, оно должно приниматься следующим образом:

для гребных винтов, приводимых в действие электродвигателем: $Q_{emax} = Q_{motor}$

для ВРШ, не приводимых в действие электродвигателем: $Q_{emax} = Q_n$

для ВФШ, приводимых в действие турбиной: $Q_{emax} = Q_n$

для ВФШ, приводимых в действие дизельным двигателем: $Q_{emax} = 0,75 Q_n$

Q_{motor} – максимальный крутящий момент электродвигателя, кНм

Все крутящие моменты и моменты инерции должны быть приведены к частоте вращения рассматриваемого компонента.

3.2.6.5.1.1 Если в диапазоне на 20 % выше n_n и на 20 % ниже максимальной эксплуатационной частоты вращения на швартовном режиме присутствует резонанс крутильных колебаний лопастной частоты первого порядка, расчетный крутящий момент Q_r компонентов вала должен определяться при помощи динамического анализа крутильных колебаний всей пропульсивной линии во временном диапазоне или, в качестве альтернативы, в частотном диапазоне. Далее предполагается, что установка сконструирована таким образом, чтобы избежать работы в запретном диапазоне частот вращения.

3.2.7 Расчетные ледовые нагрузки в носовой части.

3.2.7.1 Формы носовой оконечности.

3.2.7.1.1 Носовая оконечность ледокольного типа:

Расчетные ледовые нагрузки, рассчитанные в соответствии с [3.2.7.6](#) и [3.2.7.7](#), применимы для носовой оконечности, в которой :

угол наклона батокса на форштевне γ_{stem} является положительным и составляет менее 80 град., и

угол наклона шпангоутов θ , измеряемый по нормали к наружной обшивке, в середине длины носового участка составляет более 10 град. (см. [рис. 3.2.7.1.1](#))

3.2.7.1.2 Носовая оконечность неледокольного типа:

Расчетные ледовые нагрузки, рассчитанные в соответствии с [3.2.7.6](#) и [3.2.7.7](#), применимы к судам, имеющим символ класса **PC6** или **PC7** и носовую оконечность с вертикальными бортами или бульбообразную носовую оконечность. Сюда относятся случаи носовой оконечности, в которых угол наклона шпангоутов θ , измеряемый по нормали к наружной обшивке, в середине длины носового участка составляет от 0 до 10 град. (см. [рис. 3.2.7.1.1](#)).

Для судов, которым присвоен символ класса **PC6** или **PC7** и которые имеют бульбообразную носовую оконечность, расчетные ледовые нагрузки на носовую часть,

определяемые в соответствии с [3.2.7.6](#) и [3.2.7.7](#), должны приниматься как максимальные между:

- ледовыми нагрузками, рассчитанными для неледокольного типа,
- ледовыми нагрузками, рассчитанными для ледокольного типа, с учетом коэффициента формы $c_i = 0.6$

3.2.7.1.3 Другие формы носовой оконечности:

Для судов с формами носовой оконечности, отличными от указанных в [3.2.7.1.1](#) и [3.2.7.1.2](#), расчетные ледовые нагрузки являются предметом согласования с Регистром.

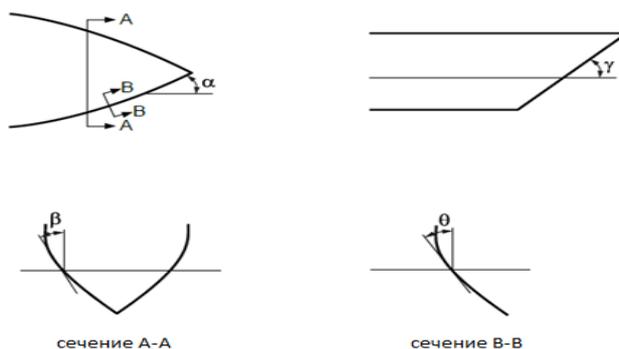


Рис. 3.2.7.1.1. Определение углов формы корпуса

3.2.7.2 Характеристики нагрузки от скользящего удара. Коэффициенты с учетом ледового класса.

Параметры, определяющие характеристики нагрузки от скользящего удара, учтены в коэффициентах, перечисленных в [табл. 3.2.7.2](#).

Таблица 3.2.7.2

**Характеристики нагрузки от скользящего удара
Коэффициенты для форм ледокольного и неледокольного типа**

Ледовый класс	C_s (разрушение от сжатия)	C_{sv}	C_F (разрушение от изгиба)		C_L (продольная прочность)
			Солоноватая вода ¹	Морская вода	
PC1	17,69	□	76,92	68,60	7,46
PC2	9,890	□	54,45	46,80	5,46
PC3	6,060	□	25,64	21,17	4,17
PC4	4,500	□	17,05	13,48	3,15
PC5	3,100	□	11,94	9,00	2,50
PC6	2,400	3,43	8,70	5,49	2,37
PC7	1,800	2,60	6,69	4,06	1,81

¹ Солоноватая вода применяется для работы судов в воде с соленостью воды между морской и пресной (обычно менее 31 млн⁻¹)

3.2.7.3 Метод расчета.

В носовом районе расчетные ледовые силы F_{NB} и F_{VB} , определенные в [3.2.7.6](#) и [3.2.7.7](#), в соответствии с моделью внецентренного удара зависят от углов формы корпуса, измеренных на уровне верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ). Влияние углов формы корпуса выражается через коэффициент формы носовой оконечности c_i . Углы формы корпуса обозначены на [рис. 3.2.7.1.1](#).

3.2.7.4 Участки носового района.

Длина по ватерлинии носового района должна быть разделена на четыре участка «i» равной длины. Силы F_i и коэффициенты формы носовой оконечности c_i должны рассчитываться на середине длины x_i каждого участка «i».

3.2.7.5 Коэффициент формы.

Коэффициент формы c_i на каждом участке «i» носового района должен быть получен по следующей формуле:

для формы ледокольного типа, определенной в [3.2.7.1.1](#):

$$c_i = \text{Min} (c_{i,1}; c_{i,2}; c_{i,3}) \text{ при } \theta_i > 0$$

$$c_i = 0,60 \text{ при } \theta_i = 0$$

для формы неледокольного типа, определенной в [3.2.7.1.2](#):

$$c_i = \theta_i / 30$$

где:
$$c_{i,1} = \left[0,097 - 0,68 \left(0,85 - \frac{x_i}{L_{ui}} \right)^2 \right] \frac{\alpha_i}{\sqrt{\theta_i}}$$

$$c_{i,2} = \frac{99,81 C_F}{C_C \Delta_{ui}^{0,64} \sin \theta_i}$$

$$c_{i,3} = 0,60$$

Δ_{ui} - Водоизмещение по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ), т, принимается не менее 5000 т

θ_i - Угол наклона шпангоутов, измеряемый по нормали к наружной обшивке, градусов, на участке «i» носового района.

3.2.7.6 Расчетная ледовая сила, приложенная по нормали к обшивке корпуса в носовом районе.

Сила F_{NB} , кН, определяется по следующей формуле:

$$F_{NB} = \text{Max} (F_i)$$

where F_i – сила на участке i носового района, кН, принимаемая равной:

для формы неледокольного типа

$$F_i = 12,02 \cdot c_i \cdot C_C \cdot \Delta_{ui}^{0,64}$$

для формы ледокольного типа

$$F_i = 38,90 \cdot c_i \cdot C_{CV} \cdot \Delta_{ui}^{0,47}$$

Δ_{ui} – Водоизмещение, т, определенное в [3.2.7.5](#)

3.2.7.7 Расчетная вертикальная ледовая сила в носовом районе.

Расчетная вертикальная ледовая сила в носовом районе F_{VB} , кН, должна быть определена по следующей формуле :

$$F_{VB} = \text{Min} (F_{IB1} ; F_{IB2})$$

где

$$F_{IB1} = 1.505 K_f^{0.15} \cdot K_h^{0.35} (\sin \gamma_{stem})^{0.2} \Delta_{ui}^{0.5} C_L$$

$$F_{IB2} = 1200 \cdot C_F$$

где K_h - коэффициент, кН/м, принимаемый равным $K_h = 10 A_{wp}$

K_f — коэффициент равный:

для заостренной формы носовых обводов ($c_{eb} = 1$):

$$K_f = \frac{\left[\frac{B_{ui}}{2L_B} \right]^{0.9}}{(\tan \gamma_{stem})^{1.8}}$$

для ложкообразной формы носовых обводов ($0 < c_{eb} < 1$):

$$K_f = \frac{\left[\frac{B_{ui}}{L_B^{c_{eb}} (1 + c_{eb})} \right]^{0.9}}{(\tan \gamma_{stem})^{0.9(1 + c_{eb})}}$$

для иной формы носовых обводов ($c_{eb} = 0$)

$$= K_f = \left[\frac{B_{ui}}{\tan \gamma_{stem}} \right]^{0.9}$$

Δ_{ui} - Водоизмещение по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ), т, принимается не менее 10 000 т

$A_{\omega\pi}$ - площадь ватерлинии судна, м², по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ)

γ_{stem} - угол наклона батокса на форштевне, град., измеренный между горизонтальной осью и касательной к форштевню по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ)

c_{eb} - показатель формы носа, который наилучшим образом описывает плоскость ватерлинии по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ), см. [рис. 3.2.7.7-2](#).

L_B - длина носовой части судна, м, по верхней ледовой ватерлинии (ВЛВЛ).

При наличии чертежа общего вида судна c_{eb} и L_B можно найти, выбрав две точки в районе носовой оконечности. Если координатами этих двух точек являются (x_1, y_1) и (x_2, y_2) , параметры формы c_{eb} и L_B получают из следующих формул:

$$c_{eb} = \frac{\ln \left(\frac{y_2}{y_1} \right)}{\ln \left(\frac{L_{ui} - x_2}{L_{ui} - x_1} \right)}$$

$$L_B = (L_{ui} - x_2) \left(\frac{2y_2}{B_{ui}} \right)^{-1/c_{eb}}$$

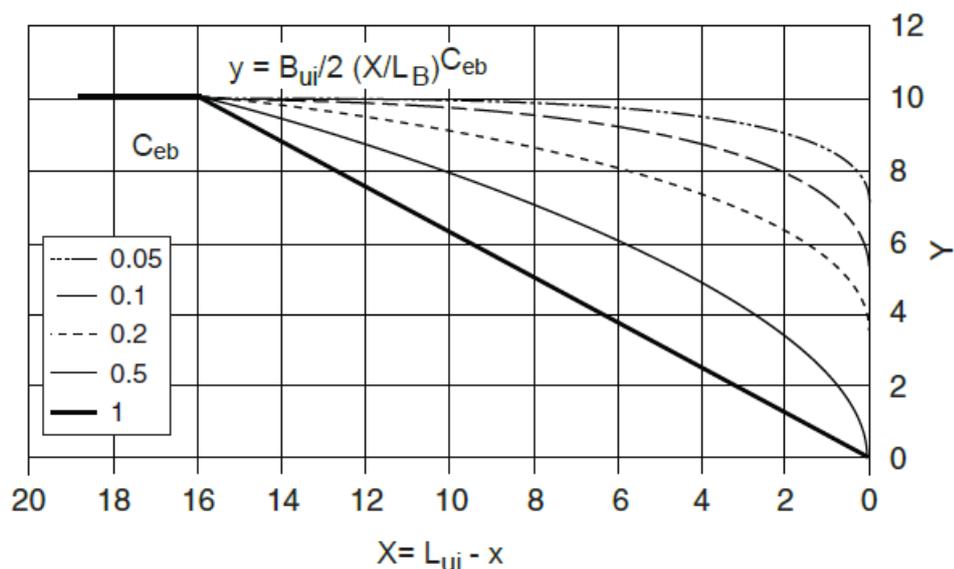


Рис. 3.2.7.7-1. Примеры C_{eb} для $B_{ui} = 20$ м и $L_B = 16$ м

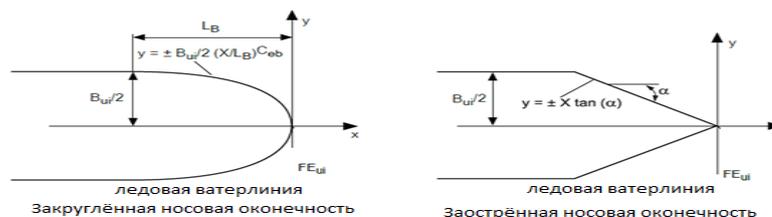


Рис. 3.2.7.7-2 **3.3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

3.3.1 Принцип проектирования.

3.3.1.1 Принцип «пирамидальной прочности».

В отношении прочности ВРК должна проектироваться в соответствии с принципом «пирамидальной прочности». Это означает, что повреждение лопасти гребного винта не должно привести к какому-либо значительному повреждению других элементов ВРК.

Элементы ВРК должны выдерживать максимальные и усталостные эксплуатационные нагрузки с соответствующим запасом прочности. Нагрузки не учитываются при центровке валов и при других расчетах, выполняемых для обычных условий эксплуатации.

3.3.2 Общие критерии усталостной прочности.

3.3.2.1 Общие требования к усталостной прочности.

Расчетные нагрузки должны основываться на воздействии ледовых нагрузок и, при необходимости, на динамическом анализе валопроводов, который описывается как последовательность ледовых воздействий на лопасть (см. [3.2.6.3](#)). Ответный момент вала определяется с учетом [3.2.6.5](#).

Компоненты валовой линии должны проектироваться таким образом, чтобы не допустить накопления усталостного разрушения при рассмотрении соответствующих нагрузок с использованием правила линейного суммирования повреждений Майнера согласно определению ниже.

$$D = \sum_{j=1}^k \frac{n_j}{N_j} \leq 1$$

где	D	–	сумма повреждений по Майнеру
	k	–	число уровней нагружения
	N _j	–	число циклов нагружений до разрушения внутри класса уровней напряжения, j от 1 до k
	n _j	–	накопленное число циклов нагружения в рассматриваемом случае, по классам, j от 1 до k.

Примечание 1. Распределение напряжений должно быть разделено на частотный спектр нагрузок, содержащий не менее 10 уровней напряжений (через каждые 10 % нагрузки). Максимально допустимая нагрузка ограничена σ_{ref2} для лопастей гребного винта и пределом текучести для всех остальных компонентов. Распределение нагрузок (спектр) должно соответствовать распределению Вейбулла.

3.3.3 Лопasti гребного винта.

3.3.3.1 Расчет напряжений в лопасти, вызванных статическими нагрузками.

Напряжения в лопасти, т.е. эквивалентные и главные напряжения, вычисляются для расчетных нагрузок, приведенных в 3.2.3. Анализ методом конечных элементов (КЭА) должен использоваться для анализа напряжений для всех лопастей гребного винта.

Напряжения по Мизесу, σ_{vm} , МПа, должны соответствовать критерию приемлемости, приведенному в 3.3.3.2.

В качестве альтернативы можно использовать следующее упрощенное уравнение при оценке напряжений в лопастях для всех гребных винтов в корневой части ($r/R < 0,5$):

$$\sigma_{vm} = C_1 \cdot \frac{M_{BL}}{100ct^2}$$

где: C_1 – отношение между фактическим напряжением и напряжением, полученным из теории изгиба балок.

Если значение C_1 неизвестно, принимается $C_1 = 1,6$

$$M_{BL} = \left(0,75 - \frac{r}{R}\right) \cdot R \cdot F$$

$F = \text{Max}[F_b ; F_t]$ для относительного радиуса $r/R < 0,5$

3.3.3.2 Критерий приемлемости для статических нагрузок.

Должен выполняться следующий критерий для расчетных напряжений лопасти:

$$\sigma_{st} \leq \frac{\sigma_{ref2}}{1,3}$$

где σ_{st} – вычисленное напряжение для расчетных нагрузок, МПа

Если для оценки напряжений применяется анализ методом конечных элементов, необходимо использовать напряжения по Мизесу.

3.3.3.3 Расчет усталостной прочности лопасти гребного винта.

Для материалов с двумя уклонами на кривой усталости расчет усталостной прочности, приведенный далее не требуется при условии выполнения критерия:

$$\sigma_{exp} \geq B_1 \cdot \sigma_{ref2}^{B_2} \cdot \log(N_{ice})^{B_3}$$

где B_1, B_2, B_3 – Коэффициенты для гребных винтов без насадки и гребных винтов с направляющей насадкой :

для гребного винта без насадки:	$B_1 = 0.00328$	$B_2 = 1.0076$	$B_3 = 2,101$
для гребного винта с направляющей насадкой:	$B_1 = 00.00223$	$B_2 = 1.0071$	$B_3 = 2,471$

Если указанный выше критерий не выполняется, должны применяться требования к усталости, определенные ниже:

расчет усталостной прочности лопасти гребного винта основан на распределении предполагаемой нагрузки в течение срока службы судна и кривой усталости материала лопасти;

эквивалентное напряжение σ_{fat} , которое приводит к тому же усталостному повреждению, что и распределение предполагаемой нагрузки, должно рассчитываться по правилу Майнера;

должен выполняться критерий приемлемости усталостной прочности, указанный в данном требовании;

эквивалентное напряжение приводится к 10^8 циклов.

Напряжения лопасти при различных выбранных уровнях нагрузки для анализа усталости должны приниматься пропорциональными напряжениям, рассчитанным для максимальных нагрузок, приведенных в [3.2.3](#).

Максимальные главные напряжения σ_f и σ_b определяются по значениям F_f и F_b с использованием КЭА.

Диапазон максимального напряжения $\Delta\sigma_{max}$, МПа, определяется по следующей формуле:

$$\Delta\sigma_{max} = 2\sigma_{Amax} = |(\sigma_{ice})_{fmax}| + |(\sigma_{ice})_{bmax}|$$

где $\Delta\sigma_{max}$ – Диапазон максимального напряжения, МПа
 σ_{Amax} – Максимальная амплитуда напряжения, МПа, определенная на основе случаев нагрузки 1 и 3, 2 и 4.

Для расчета эквивалентного напряжения доступны кривые усталости двух типов:

кривая усталости с двумя уклонами (уклоны 4,5 и 10), см. [рис. 3.3.3.3-1](#);

кривая усталости с одним уклоном (уклон может быть различным), см. [рис. 3.3.3.3- 2](#).

Тип кривой усталости следует выбрать таким образом, чтобы она соответствовала свойствам материала лопасти. Если кривая усталости неизвестна, используется кривая усталости с двумя уклонами.



Рис.3.3.3.3-1. Кривая усталости с двумя уклонами

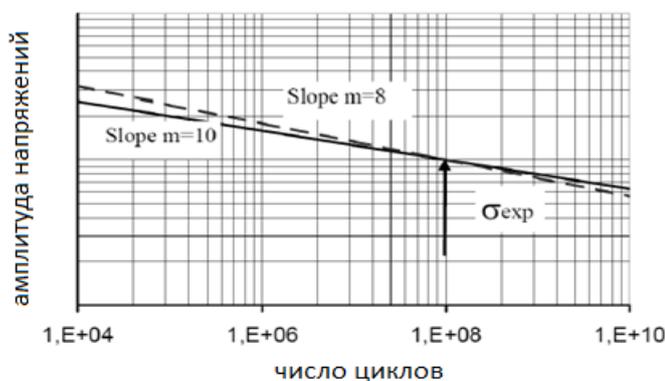


Рис.3.3.3.3-2. Кривая усталости с постоянным уклоном

3.3.3.4 Эквивалентное усталостное напряжение.

Эквивалентное усталостное напряжение, МПа, для 10^8 циклов, при котором возникает такое же усталостное повреждение, что и при распределении нагрузок, определяется по следующей формуле:

$$\sigma_{fat} = \rho(\sigma_{ice})_{max}$$

где $(\sigma_{ice})_{max}$ – среднее значение амплитуд главных напряжений, возникающих вследствие расчетных сил, действующих на лопасть в направлении движения судна и в направлении, противоположном направлению движения судна, в рассматриваемом месте, МПа, принимаемое равным:

$$(\sigma_{ice})_{max} = 0.5[(\sigma_{ice})_{fmax} + (\sigma_{ice})_{bmax}]$$

При расчете $(\sigma_{ice})_{max}$, случай 1 и случай 3 или случай 2 и случай 4 рассматриваются как пары для расчетов $(\sigma_{ice})_{fmax}$ и $(\sigma_{ice})_{bmax}$. Случай 5 исключается из анализа усталости.

$(\sigma_{ice})_{fmax}$ – главное напряжение вследствие нагрузки в направлении движения судна, МПа
 $(\sigma_{ice})_{bmax}$ – главное напряжение вследствие нагрузки в направлении, противоположном направлению движения судна, МПа

ρ – параметр, относящийся к кривой усталости и принимаемый следующим образом:

Для кривой усталости с двумя уклонами:

Погрешность следующего метода определения ρ достаточно мала, если число циклов нагрузки N_{ice} находится в диапазоне $5 \times 10^6 \leq N_{ice} \leq 10^8$

Параметр ρ связывает максимальную ледовую нагрузку с распределением ледовых нагрузок по формуле регрессии:

$$\rho = C_1 \cdot (\sigma_{ice})_{max}^{C_2} \cdot \sigma_{fl}^{C_3} \cdot \log(N_{ice})^{C_4}$$

где σ_{fl} – усталостная прочность материала лопасти при 10^8 циклах нагрузки, МПа, определенная следующим образом:

$$\sigma_{fl} = \gamma_{\varepsilon 1} \cdot \gamma_{\varepsilon 2} \cdot \gamma_v \cdot \gamma_m \cdot \sigma_{exp}$$

(Параметры, используемые в формуле, см. [3.3.3.5](#))

C_1, C_2, C_3, C_4 – Коэффициенты, определенные в [табл. 3.3.3.4-1](#).

Для кривой усталости с постоянным уклоном:

Для материалов, имеющих кривую усталости с постоянным уклоном, ρ должно вычисляться по следующей формуле:

$$\rho = \left(G \cdot \frac{N_{ice}}{N_R} \right)^{1/m} [\ln(N_{ice})]^{-1/k}$$

где k – Коэффициент формы распределения Вейбулла :
 для гребных винтов с направляющей насадкой $k = 1,0$
 для гребных винтов без насадки $k = 0,75$
 N_{ice} – число циклов нагрузки принимается между 5×10^6 и 10^8
 N_R – эталонное число циклов нагрузки, $N_R = 10^8$
 G – параметр, определенный в [табл. 3.3.3.4-2](#) настоящего раздела. При расчете значения G для промежуточных значений отношений m/k допускается использовать линейную интерполяцию

Таблица 3.3.3.4-1

Коэффициенты C_1, C_2, C_3 и C_4

	C_1	C_2	C_3	C_4
Гребной винт без насадки	0,000747	0,0645	- 0.0565	2,220
Гребной винт с направляющей насадкой	0,000534	0,0533	- 0,0459	2,584

Table 3.3.3.4-2

Параметр G в зависимости от значения m/k

m/k	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
G	6	11,6	24	52,3	120	287,9	720	1 871
m/k	7	7,5	8	8,5	9	9.5	10	
G	5 040	14 034	40 320	119 292	362 880	$1,133 \cdot 10^6$	$3,623 \cdot 10^6$	

3.3.3.5 Критерий приемлемости при расчете усталостной прочности.

Эквивалентное напряжение усталости, σ_{fat} , МПа, во всех точках на лопасти должно

удовлетворять следующему критерию приемлемости:

$$\sigma_{fat} \leq \frac{\sigma_{fl}}{1.5}$$

где σ_{fat} – усталостная прочность, МПа, соответствующая пределу усталости при 10^8 циклах нагрузки

σ_{fl} – усталостная прочность материала лопасти при 10^8 циклах нагрузки, МПа, определенная следующим образом:

$$\sigma_{fl} = \gamma_{\varepsilon 1} \cdot \gamma_{\varepsilon 2} \cdot \gamma_v \cdot \gamma_m \cdot \sigma_{exp}$$

$\gamma_{\varepsilon 1}$ – понижающий коэффициент, обусловленный разбросом и равный одному стандартному отклонению. Если фактическое значение неизвестно, $\gamma_{\varepsilon 1} = 0.85$

$\gamma_{\varepsilon 2}$ – коэффициент геометрического размера для влияния размера испытательного образца, определенный следующим образом:

$$\gamma_{\varepsilon 2} = 1 - a \cdot \ln\left(\frac{t}{0.025}\right)$$

где

$a = 0,10$ для бронзы и латуни

$a = 0,05$ для нержавеющей стали

t – максимальная толщина лопасти в рассматриваемой точке, м

γ – понижающий коэффициент для нагружения с переменной амплитудой

Если фактическое значение неизвестно, $\gamma_v = 0,75$

γ_m – понижающий коэффициент, учитывающий среднее напряжение:

$$\gamma_m = 1 - \left(1.4 \cdot \frac{\sigma_{mean}}{\sigma_u}\right)^{0.75}$$

Если фактическое значение неизвестно, $\gamma_m = 0,75$

σ_{exp} – средний предел усталостной прочности материала лопасти при 10^8 циклах до разрушения в морской воде

σ_{exp} значение, приведенное в [табл. 3.3.3.4-3](#) было определено по результатам усталостных испытаний при нагружении с постоянной амплитудой при 10^7 циклах нагружения и 50 % вероятности разрушения и экстраполировано до 10^8 циклов нагрузки.

Допускается использовать значения усталостной прочности и поправочные коэффициенты, отличные от приведенных в [табл. 3.3.3.4-3](#), при условии, что эти значения определяются в условиях, согласованных с Регистром.

Характеристики кривой усталости основаны на двух наклонах, первый наклон равен 4,5 в диапазоне от 1000 до 10^8 циклов нагружения; второй наклон равен 10 при более 10^8 циклов нагружения.

Максимально допустимое напряжение для одного или незначительного числа циклов ограничено σ_{ref2}/S , где $S = 1,3$ для статических нагрузок

Таблица 3.3.3.4-3

Средняя усталостная прочность σ_{exp} для различных типов материалов

Средняя усталостная прочность для 10^8 циклов нагрузки и отношения напряжений $R = -1$ с вероятностью разрушения 50 %

Бронза и латунь	σ_{exp} , МПа	Нержавеющая сталь	σ_{exp} , МПа
Mn-бронза, CU1 (высокопрочная латунь)	84	Ферритовый (12Cr 1Ni)	144 ¹
Mn-Ni-бронза, CU2 (высокопрочная латунь)	84	Мартенситный (13Cr 4Ni/13Cr 6Ni)	156

Бронза и латунь	$\sigma_{exр}$, МПа	Нержавеющая сталь	$\sigma_{exр}$, МПа
Ni-Al-бронза, CU3	120	Мартенситный (16Cr 5Ni)	168
Mn-Al-бронза, CU4	113	Аустенитный (19Cr 10Ni)	132

¹ Это значение можно использовать при условии, что выполнена качественная гальваническая защита. В противном случае, необходимо снижение примерно на 30 МПа.

3.3.4 Болты крепления лопастей и механизм изменения шага.

3.3.4.1 Общие положения.

Болты крепления лопастей, механизм изменения шага и крепление гребного винта к гребному валу должны быть рассчитаны таким образом, чтобы выдержать максимальную статическую и усталостную расчетные нагрузки (при соответствующих условиях), определенные в [3.2.3](#) и [3.3.3](#).

Коэффициент запаса прочности S по условному пределу текучести, обусловленному статическими нагрузками, и по усталости должен быть больше 1,5, если не указано иное. Коэффициент запаса прочности S для нагрузок, возникающих в результате поломки лопасти гребного винта, согласно определению [3.2.4](#), должен быть больше 1,0 по условному пределу текучести.

Детальный анализ усталости не требуется при условии, что расчетные напряжения с должным учетом концентраций местных напряжений меньше предела текучести или не более $0,7 \sigma_u$ соответствующих материалов. Во всех других случаях, для компонентов необходимо проводить анализ накопленной усталости при циклическом нагружении. Допускается применять подход, аналогичный тому, что используется при расчете валопровода (см. [3.3.6](#)).

3.3.4.2 Расчет болтов крепления лопастей.

Болты должны выдерживать изгибающий момент, кНм, действующий по касательной к делительной окружности болтов или любой другой соответствующей оси для некруглых соединений, параллельной рассматриваемому корневому сечению:

$$M_{bolt} = S \cdot F_{ex} \left(0,8 \cdot \frac{D}{2} - r_{bolt} \right)$$

где r_{bolt} – Радиус от осевой линии вала до плоскости расположения болтов лопастей, м
 S – Коэффициент запаса прочности, принимается равным: $S = 1$
 F_{ex} – Изгибающее усилие, кН, определенное в [3.2.4.1](#).

Предварительная затяжка болтов крепления лопастей должна быть достаточной, чтобы избежать раскрытия сопрягаемых поверхностей при приложении максимальных ледовых нагрузок, действующих в направлении движения судна и в направлении, противоположном направлению движения судна, согласно определению в [3.2.3](#) (для гребных винтов без насадки и гребных винтов с направляющей насадкой, соответственно). Эффективный диаметр болтов крепления лопастей d_{bb} , мм, для обычных конфигураций допускается определять по следующей формуле:

$$d_{bb} = 41 \sqrt{\frac{F_{ex} \cdot (0,8D - d) \cdot S \cdot \alpha}{\sigma_{0,2} \cdot z_{bb} \cdot PCD}}$$

где d_{bb} – эффективный диаметр болтов крепления лопастей в районе резьбы, мм
 S – коэффициент запаса прочности, принимается равным $S = 1$
 z_{bb} – количество болтов крепления лопастей

	α	– коэффициент, принимаемый равным :
$\alpha = 1.6$		для затяжки по крутящему моменту
$\alpha = 1.3$		для затяжки по удлинению
$\alpha = 1.2$		для затяжки по углу
$\alpha = 1.1$		для удлинения другими дополнительными средствами

Допускается использовать другое значение α при условии, что Регистру представлено обоснование.

3.3.4.3 Механизм изменения шага.

Необходимо предусмотреть отдельные средства, например, шпильки, для сопротивления скручивающему моменту, возникающему в результате разрушения лопасти Q_{sex} (см. 3.2.4.2) или взаимодействия со льдом Q_{smax} (см. 3.2.3.7), в зависимости от того, что больше. Другие элементы механизма изменения шага не должны повреждаться при максимальном скручивающем моменте (Q_{smax} , Q_{sex}). Предполагается, что одна треть скручивающего момента расходуется на трение, если иное не определено в ходе дальнейшего анализа.

Диаметр установленных шпилек d_{fp} , мм, между лопастью и держателем лопасти можно определить следующим образом:

$$d_{fp} = 66 \sqrt{\frac{Q_s - Q_{fr}}{PCD \cdot z_{pin} \cdot \sigma_{0.2}}}$$

где – Q_s – Скручивающий момент, кНм, равный :

$$Q_s = \text{Max}(S \cdot Q_{smax}; S \cdot Q_{sex})$$

$S = 1.3$ для Q_{smax}

$S = 1.0$ для Q_{sex}

Q_{fr} – трение между соединяемыми поверхностями, $Q_{fr} = 0,33 Q_s$

Допускается использовать другие значения Q_f в соответствии с реакциями, вызванными F_{ex} или F_f , F_b , в зависимости от того, что применимо, с использованием коэффициента трения, равного 0,15, при условии, что они согласованы Регистром.

l_m – Расстояние от центра продольной оси лопасти до оси шпильки, м
 h_{pin} – Высота срабатывающего шпильки, мм
 d_{pin} – Диаметр срабатывающего шпильки, мм
 Q_{fr} – Момент трения в подшипниках, передающийся на лопасть и вызванный силами реакции F_{ex} или F_f , F_b , в зависимости от того, что применимо, принимается $Q_{fr} = 0,33 Q$
 Действие скручивающего момента поломки лопасти Q_{sex} не должен приводить к каким-либо последующим повреждениям.

Усталостную прочность необходимо проверять для деталей, передающих скручивающий момент от лопасти к сервосистеме, учитывая ледовый скручивающий момент, действующий на одну лопасть. Максимальная амплитуда Q_{samax} определяется следующим образом:

$$Q_{samax} = \frac{Q_{sb} + Q_{sf}}{2}$$

где – Q_{sb} – Скручивающий момент, вызванный $|F_b|$, кНм
 Q_{sf} – Скручивающий момент, вызванный $|F_f|$, кНм .

3.3.4.4 Давление в сервосистеме.

Расчетное давление для сервосистемы должно приниматься равным давлению, создаваемому Q_{smax} или Q_{sex} , при отсутствии защиты предохранительными клапанами на стороне гидравлического привода, уменьшенному на соответствующие потери на трение в подшипниках, вызванные ледовыми нагрузками. Расчетное давление в любом случае не должно быть меньше давления срабатывания предохранительного клапана.

3.3.5 Соединение гребного винта и вала.**3.3.5.1 Бесшпоночное соединение.**

Фрикционная способность при 0 °С должна соответствовать, по крайней мере, двукратному наибольшему значению максимального крутящего момента Q_{peak} , определенного в [3.2.6](#), без превышения допустимых напряжений в ступице. Допустимое эквивалентное одноосное напряжение в ступице при 0 °С на основе критерия Мизеса-Генки σ_E не должно превышать 70 % предела текучести или 0,2 % условного предела текучести для материала гребного винта, полученное на основе величин по результатам испытания образца. Для чугуна это значение не должно превышать 30 % номинального предела прочности при растяжении.

Минимальное поверхностное давление p_0 при 0 °С определяется следующим образом:

$$p_0 = \frac{2 \cdot S \cdot Q_{peak}}{\pi \cdot \mu \cdot D_s^2 \cdot L \cdot 10^3}$$

где μ – Коэффициент трения принимается равным :

$\mu = 0.15$ для пары сталь-сталь

$\mu = 0.13$ для пары сталь-бронза

Допускается увеличивать эти коэффициенты трения на 0,04, если при монтаже используется глицерин.

D_s – Диаметр на середине длины конуса, м

L – Эффективная длина конуса, м

S – Коэффициент запаса прочности, равный 2,0

Контактное давление, соответствующее фактической длине натяга и температуре окружающей среды при монтаже гребного винта, должно обеспечивать соблюдение требуемого коэффициента запаса прочности в ледовых условиях эксплуатации.

3.3.5.2 Шпоночное соединение.

Шпоночное соединение не допускается.

3.3.5.3 Фланцевое соединение.

Толщина фланца должна составлять не менее 25 % требуемого диаметра вала в кормовой оконечности.

Любые дополнительные концентраторы напряжения, например, углубления для головок болтов, не должны затрагивать галтель фланца, если толщина фланца соответственно не увеличена.

Радиус галтели фланца должен составлять не менее 10 % требуемого диаметра вала.

Диаметр шпилек d_{pin} , мм, определяется следующим образом:

$$d_{pin} = 66 \sqrt{\frac{Q_{peak} \cdot S}{PCD \cdot z_{pin} \cdot \sigma_{0.2}}}$$

где Z_{pin} – число шпилек
 S – коэффициент запаса прочности, принимается равным $S = 1,3$

Болты должны рассчитываться таким образом, чтобы сила поломки лопасти F_{ex} (см. 3.2.4) в направлении, противоположном направлению движения судна, не приводила к возникновению пластической деформации болтов. Диаметр фланцевого болта определяется следующим образом:

$$d_b = 41 \sqrt{\frac{F_{ex} \cdot \left(\frac{0,8 \cdot D}{PCD} + 1 \right) \cdot \alpha}{\sigma_{0,2} \cdot z_b}}$$

где α - коэффициент, принимаемый равным:
 $\alpha = 1.6$ для затяжки по крутящему моменту
 $\alpha = 1.3$ для затяжки по удлинению
 $\alpha = 1.2$ для затяжки по углу
 $\alpha = 1.1$ для удлинения другими дополнительными средствами

Допускается использовать другие значения α при условии, что Регистру будет представлено обоснование.

d_b = Диаметр фланцевого болта, мм
 z_b = Количество фланцевых болтов.

3.3.6 Компоненты пропульсивной линии.

3.3.6.1 Общие положения.

Предельная нагрузка, возникающая в результате поломки лопасти F_{ex} , согласно определению в 3.2.4, состоит из комбинированных элементов осевой и изгибающей нагрузки во всех случаях, если ее доля является существенной. Минимальный запас прочности по условному пределу текучести должен составлять 1,0 для всех компонентов валопровода.

Валы и компоненты валопровода, например, подшипники, муфты и фланцы, должны рассчитываться таким образом, чтобы выдерживать эксплуатационные нагрузки от взаимодействия гребного винта со льдом, как указано в 3.2.

Данные нагрузки не предназначены для расчета соосности валов.

3.3.6.2 Расчет накопленной усталости при циклическом нагружении.

Расчеты накопленной усталости при циклическом нагружении должны проводиться в соответствии с правилом Майнера. Расчет на усталость не требуется, если максимальное напряжение ниже усталостной прочности при 10^8 циклах нагрузки.

Крутящий момент Q_{Amax} и распределение (спектр) амплитуды упора $Q_A(N)$ в пропульсивной линии принимается следующим образом:

$$Q_A(N) = Q_{Amax} \cdot \left[1 - \frac{\log N}{\log(Z \cdot N_{ice})} \right]$$

где $Z \cdot N_{ice}$ – число циклов нагрузки в спектре нагрузки.

Отношение $Q_{Amax}/Q_A(N)$ приведено на примере в [рис. 3.3.6.2-1](#).

Спектр нагрузки разделен на диапазоны нагружения NBL для метода суммирования Майнера. Для расчета числа циклов для каждого диапазона можно использовать следующую формулу (см. [рис. 3.3.6.2-2](#)).

$$n_i = N_{ice} \left(1 - \frac{i}{NBL}\right)^k - \sum_{j=2}^i n_{j-1}$$

где i – единичный диапазон i
 NBL – число диапазонов.

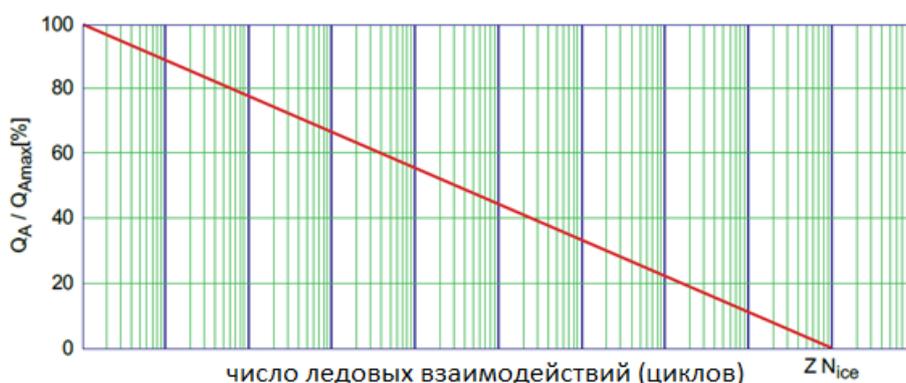


Рис. 3.3.6.2-1. Совокупное распределение крутящего момента

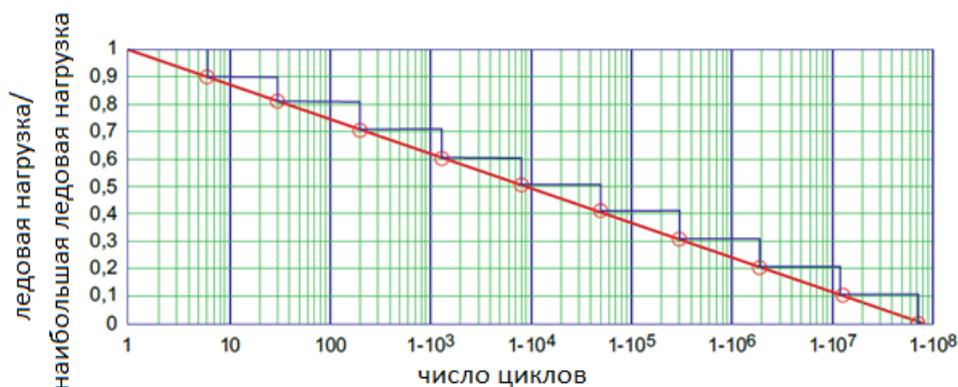


Рис.3.3.6.2-2. Пример распределения ледовой нагрузки (спектр) для валопровода с показателем Вейбулла $k = 1$

3.3.6.3 Гребной вал.

Конструкция гребного вала должна удовлетворять следующим условиям:

3.3.6.3.1 Сила F_{ex} (см. 3.2.4), приложенная параллельно валу (в направлении движения судна и в направлении, противоположном направлению движения судна), не должна приводить к возникновению пластической деформации. Изгибающий момент не обязательно должен сочетаться с какими-либо другими нагрузками. Диаметр в районе кормового дейдвудного подшипника d_{pastb} , мм, должен быть не менее:

$$d_{pastb} = 160 \sqrt{\frac{F_{ex} \cdot D}{\sigma_{0.2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_p}\right)^4\right]}}$$

где d_p – диаметр гребного вала, мм
 d_i – внутренний диаметр гребного вала, мм .

В нос от кормового дейдвудного подшипника диаметр вала допускается уменьшать на основе вычисления фактического изгибающего момента или исходя из предположения, что изгибающий момент, вызванный F_{ex} , линейно уменьшается до 25 % на следующем подшипнике и далее – линейно до нуля на третьем подшипнике.

3.3.6.3.2 Напряжения, вызванные максимальным крутящим моментом Q_{peak} , должны иметь минимальный коэффициент запаса прочности по условному пределу текучести, равный 1,5 на гладких участках и 1,0 в районе концентрации напряжений во избежание искривления валов

Минимальный диаметр вала без осевого выреза и вала с вырезом определяется следующим образом, мм:

вал без вырезов

$$d_p = 210 \sqrt{\frac{Q_{peak} \cdot S}{\sigma_{0,2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d}\right)^4\right]}}$$

вал с вырезом

$$d_p = 210 \sqrt{\frac{Q_{peak} \cdot S \cdot \alpha_t}{\sigma_{0,2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d}\right)^4\right]}}$$

где α_t – коэффициент концентрации местных напряжений при кручении
 d_i – фактический внутренний диаметр гребного вала, мм
 d – фактический наружный диаметр гребного вала, мм
 d_p – минимальный требуемый диаметр гребного вала, мм

В любом случае фактический диаметр вала с вырезом не должен быть меньше требуемого диаметра вала без вырезов.

3.3.6.3.3 Амплитуды крутящего момента с учетом [3.2.6.5](#) с соответствующим числом циклов нагрузки должны использоваться при оценке накопленной усталости, при этом коэффициент запаса прочности по усталости составляет $S_{fat} = 1,5$.

3.3.6.3.4 Если установка имеет значительные крутильные колебания, возбуждаемые двигателем (например, установлены двухтактные двигатели с непосредственным соединением с гребным валом), это также необходимо учитывать.

3.3.6.3.5 Допускается оценивать усталостную прочность σ_F и τ_F ($3 \cdot 10^6$ циклов) материалов вала на основе предела текучести материала или 0,2 % условного предела прочности следующим образом:

$$\sigma_F = 0,436 \cdot \sigma_{0,2} + 77 = \sqrt{3} \cdot \tau_F$$

Эта формула действительна для небольших полированных образцов (без надреза) и напряжений противоположного направления.

Многоцикловую усталость (HCF) необходимо оценивать на основе вышеуказанных значений усталостной прочности, коэффициентов влияния надреза (т.е. геометрических коэффициентов концентрации напряжений и чувствительности к надрезу), коэффициентов влияния размеров сечения, влияния среднего напряжения и требуемого коэффициента запаса прочности 1,6 при $3 \cdot 10^6$ циклах, увеличивающегося до 1,8 при 10^9 циклах.

Малоцикловая усталость (LCF), равная 10^4 циклов, должна основываться на меньшем значении предела текучести или 0,7 предела прочности при растяжении/ $\sqrt{3}$. Для этого критерия используется коэффициент запаса прочности 1,25.

LCF и HCF, как указано выше, представляют собой верхние и нижние изгибы на диаграмме циклического напряжения. Поскольку в эти значения включены требуемые коэффициенты запаса прочности, сумма Майнера, равная единице, является приемлемой.

3.3.6.4 Промежуточные валы.

Конструкция промежуточных валов должна удовлетворять требованиям [3.3.6.3.2 – 3.3.6.3.5](#).

3.3.6.5 Соединения вала.

3.3.6.5.1 Муфты с бесшпоночной посадкой.

Требования в [3.3.5.1](#) применяются с коэффициентом запаса прочности S , равным 1,8 ($S = 1,8$). Значение угла конуса должно быть согласовано с Регистром.

3.3.6.5.2 Шпоночное крепление.

Шпоночное крепление не допускается.

3.3.6.5.3 Фланцевое крепление.

Толщина фланца должна быть не менее 20 % требуемого диаметра вала.

Любые дополнительные концентраторы напряжения, например, углубления для головок болтов, не должны затрагивать галтель фланца, если толщина фланца соответственно не увеличена.

Радиус галтели фланца должен составлять не менее 8 % диаметра вала.

Диаметр призонных болтов (легкопрессовая посадка) должен выбираться таким образом, чтобы максимальный крутящий момент передавался с коэффициентом запаса прочности 1,9. Это значение учитывает предварительное напряжение. Штифты должны передавать максимальный крутящий момент с коэффициентом запаса прочности 1,5 по условному пределу текучести (см. [3.3.5.3](#)).

Болты должны рассчитываться таким образом, чтобы сила поломки лопасти (см. [3.2.4](#)) в направлении, противоположном направлению движения судна, не приводила к возникновению пластической деформации.

3.3.6.5.4 Шлицевые соединения вала.

Шлицевые соединения валов могут применяться в тех случаях, когда не возникают осевые или изгибающие нагрузки. Должен применяться коэффициент запаса прочности $S = 1,5$ по допустимому контактному и касательному напряжению, возникающему в результате действия $Q_{\text{реак}}$.

3.3.6.5.5 Зубчатые передачи.

.1 валы.

Валы в зубчатых передачах должны соответствовать тем же критериям по запасу прочности, что и промежуточные валы, но там, где это применимо, напряжения при изгибе и напряжении при кручении должны объединяться (например, по Мизесу для статических нагрузок);

.2 зубчатая передача.

Передача должна удовлетворять следующим трем критериям приемлемости:

напряжения в основании зуба;

контактная прочность;

образование задиров.

В дополнение к вышеуказанным трем критериям необходимо учитывать подповерхностную усталость.

Общим для всех критериев является влияние распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Должны учитываться все соответствующие параметры, например, упругие прогибы (валов и зубчатых колес), допуски, подрезка зубьев и рабочие

положения в подшипниках (особенно для редукторов с двумя ведущими шестернями и одной выходной шестерней).

Спектр нагружения (см. 3.3.6) должен учитывать произведение числа циклов нагружения для выходного колеса на количество зубьев и на количество лопастей винта винта Z. Для шестерен и колес, работающих с повышенной частотой вращения, число циклов нагружения находится путем умножения на передаточное число. При расчетах необходимо также учитывать максимальный крутящий момент (Q_{peak}).

Конструкцию цилиндрического зацепления допускается оценивать на основе международных стандартов ИСО серии 6336 (т.е. ИСО 6336-1:2019, ИСО 6336-2:2019, ИСО 6336-3:2019, ИСО 6336-4:2019, ИСО 6336-5:2016 и ИСО 6336-6:2019) при условии использования «метода В». Конические зацепления допускается оценивать на основе международных стандартов ИСО серии 10300 (т.е. ИСО 10300-1:2014, ИСО 10300-2:2014 и ИСО 10300-3:2014).

Коэффициент ледового усиления k, который упоминается в ИСО 6336, должен уточняться для учета работы в ледовых условиях. Вычисления необходимо выполнять с использованием K_{A-ice} , рассчитанного по следующей формуле:

$$K_{A-ice} = K_A + \frac{Q_{eq}}{Q_n} \cdot \frac{l}{l_t}$$

где K_A – коэффициент вида нагрузки, учитываемый для передачи при условии эксплуатации в отсутствие льда;
 Q_{eq} – эквивалентный ледовый крутящий момент, рассчитанный в соответствии со стандартом ИСО 6336, часть 6 А.3

Спектр нагрузки делится, как минимум, на 10 диапазонов нагружения, и эффективное число циклов для каждого диапазона рассчитывается по следующей формуле:

$$n_i = (ZN_{ice})^{\frac{1}{i_{max}}} - \sum_{j=2}^i n_{j-1}$$

где i – индекс каждого блока нагружения (начиная с 1 для наибольшего значения нагрузки)
 n_j – число циклов для нагрузки Q_i , определяемое по формуле

$$Q_i = Q_{max} \left[1 - \frac{i-1}{i_{max}} \right]$$

при i_{max} , равному общему числу диапазонов и принимаемому не менее 10.

Запас прочности основания зуба должен оцениваться по максимальному крутящему моменту, амплитудам крутящего момента (с соответствующим средним крутящим моментом), а также по обычным нагрузкам (работа в чистой воде) посредством анализа накопленной усталости. Результирующий коэффициент запаса прочности должен быть не менее 1,5.

Запас по контактной прочности должен оцениваться так же, как и напряжения в основании зуба, но с минимальным результирующим коэффициентом запаса прочности 1,2.

Запас прочности по образованию задиров (с учетом ИСО/TR 13989-1:2000 и ИСО/TR 13989-2:2000) на основе максимального крутящего момента должен составлять не менее 1,2, когда класс масла FZG, согласно определению в ИСО 14635-1:2000, понижен на одну ступень спецификации.

Запас прочности по подповерхностной усталости зубчатых колес с поверхностным упрочнением (косой излом от рабочей боковой поверхности к противоположному

основанию) должен оцениваться согласно соответствующим положениям стандарта ИСО 6336-4:2019.

.3 Соединения вала зубчатой передачи.

Допустимая нагрузка по крутящему моменту должна, как минимум, в 1,8 раза превышать наибольший максимальный крутящий момент Q_{peak} (при рассматриваемой частоте вращения), согласно определению в [3.3.6](#), без превышения допустимых напряжений ступицы, составляющих 80 % предела текучести.

3.3.6.6 Разобщающие муфты.

Муфты должны иметь допускаемый статический момент трения, по крайней мере, в 1,3 раза превышающий максимальный момент Q_{peak} , и допускаемый динамический момент трения не менее 2/3 от статического.

Необходимо обеспечить возможность аварийного срабатывания муфты в короткие сроки после падения рабочего давления. При креплении болтами необходимо, чтобы они были расположены на муфте сцепления со стороны двигателя для обеспечения доступа ко всем болтам при повороте вала двигателя.

3.3.6.7 Упругие муфты.

Между максимальным крутящим моментом Q_{peak} и крутящим моментом T_{Kmax} , требуется не менее 20 % разницы.

$$Q_{peak} < 0.8 \cdot T_{Kmax}(N = 1)$$

Между максимальным ответным крутящим моментом Q_{peak} (см. [рис. 3.2.6.4](#)) и крутящим моментом требуется разница не менее 20 % в случаях наличия любого механического ограничения по углу скручивания и/или допустимого максимального крутящего момента упругой муфты, как минимум, для единичного нагружения ($N=1$).

Должна быть продемонстрирована достаточная усталостная прочность при расчетном уровне крутящего момента $Q_r(N=x)$ и $Q_A(N=x)$. Это можно продемонстрировать с помощью интерполяции распределения Вейбулла для крутящего момента (аналогично [рис. 3.3.6.2-1](#)):

$$\frac{Q_r(N = x)}{Q_r(N = 1)} = 1 - \frac{\log x}{\log(Z \cdot N_{ice})}$$

$$\frac{Q_A(N = x)}{Q_A(N = 1)} = 1 - \frac{\log x}{\log(Z \cdot N_{ice})}$$

соответственно

где $Q_r(N=1)$ – уровень крутящего момента, соответствующий Q_{peak} , кНм
 $Q_A(N=1)$ – уровень крутящего момента, соответствующий Q_{Amax} , кНм

$$Q_r(N = 5 \times 10^4) \cdot S < T_{Kmax}(N = 5 \times 10^4)$$

$$Q_r(N = 1 \times 10^6) \cdot S < T_{KV} \dots$$

$$Q_A(N = 5 \times 10^4) \cdot S < \Delta T_{max}(N = 5 \times 10^4)$$

S – общий коэффициент запаса прочности по усталости, равный 1,5 ($S = 1,5$)

Амплитуда (диапазон Δ) крутящего момента не должна приводить к усталостному разрушению, т.е. к превышению допускаемого момента. Допускаемый крутящий момент получается путем интерполяции распределения Вейбулла для крутящего момента, где T_{Kmax1} и ΔT_{Kmax} относятся к $5 \cdot 10^4$ циклам, а T_{KV} к 10^6 циклам, соответственно.

$$T_{Kmax1} \geq Q_r \text{ at } 5 \times 10^4 \text{ load cycles}$$

См. изображение T_{Kmax1} , ΔT_{Kmax} и $T_{KV} = f(\text{время})$ на [рис. 3.3.6.7-1](#), [3.3.6.7-2](#) и [3.3.6.7-3](#), соответственно.

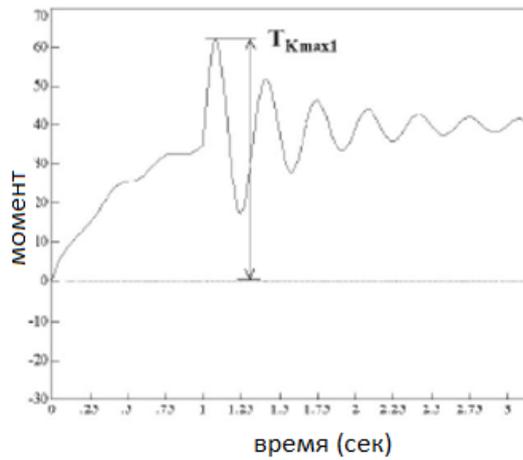


Рис. 3.3.6.7-1. T_{Kmax1}

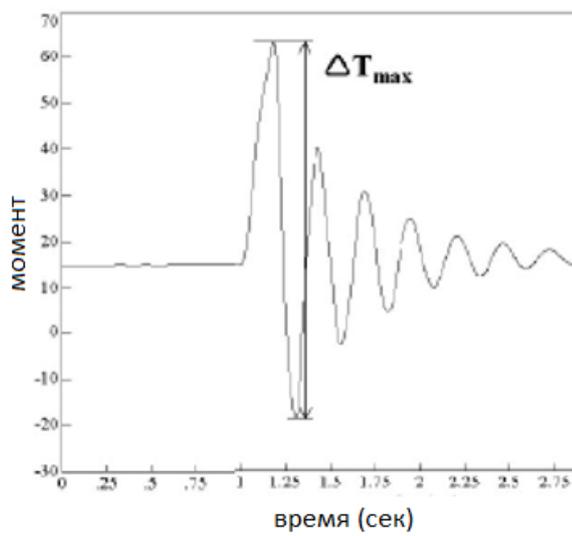


Рис. 3.3.6.7-2. T_{Kmax}

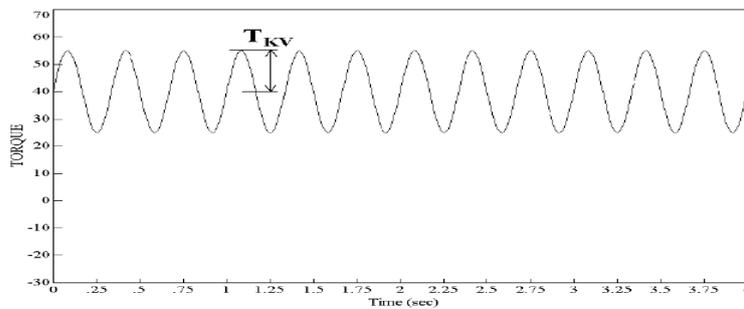


Рис. 3.3.3.6.7-3. $T_{KV} = f(\text{time})$

3.3.6.8 Тормозное устройство.

Если конструкция пропульсивных установок не обеспечивает предотвращение свободного вращения гребного винта и валопровода при отказе приводного двигателя, должно быть предусмотрено тормозное устройство, обеспечивающее удержание отказавшего валопровода при скорости судна не менее 7 узлов.

3.3.6.9 Уплотнения.

Уплотнения должны предотвращать протечки и эффективно работать при всех температурных режимах, для которых они предназначены. Должен быть разработан план действий в случае возникновения аварийных протечек.

Установленные уплотнения должны соответствовать предполагаемой области применения. Изготовитель должен предоставить на рассмотрение информацию об опыте эксплуатации в аналогичных случаях применения и/или результаты испытаний.

3.3.7 Воздействие ускорения на детали крепления.**3.3.7.1 Общие положения.**

Должны быть предусмотрены необходимые средства, обеспечивающие противодействие ускорениям, указанным в [3.3.7.2 – 3.3.7.4](#), и для ускорений на чистой воде, в зависимости от того, какие из них больше (см. [3.1.1.2](#)). Ускорения должны рассматриваться как действующие независимо.

3.3.7.2 Продольные ускорения, a_l .

Максимальное ускорение, действующее в продольном направлении в любой точке балки рамного набора корпуса, m/c^2 , определяется следующим образом :

$$a_l = \frac{F_{VB}}{\Delta} \cdot \left(1.1 \cdot \tan(\gamma + \varphi) + 7 \cdot \frac{H}{L} \right)$$

где – F_{VB} : расчетная вертикальная ледовая сила, кН, определенная в [3.2.7.7](#).
 Δ – водоизмещение, т
 γ – угол наклона форштевня на уровне ватерлинии, град
 φ – максимальный угол трения между корпусом и льдом, обычно принимаемый равным 10 град., $\varphi = 10$
 H – расстояние от ватерлинии до рассматриваемой точки, м
 L – длина судна между перпендикулярами, м .

3.3.7.3 Вертикальное ускорение, a_v .

Суммарные ускорения, действующие вертикально в любой точке набора корпуса, m/c^2 , определяются следующим образом:

$$a_v = 2.5 \cdot \frac{F_{VB} \cdot F_x}{\Delta}$$

Коэффициент F_x принимается равным:

$F_x = 1,3$	в носовой части
$F_x = 0,2$	в средней части
$F_x = 0,4$	в кормовой части
$F_x = 1,3$	в кормовой части судов с ледокольной формой кормы

Промежуточные значения вычисляются путем линейной интерполяции.

F_{VB} , Δ - значения указаны в [3.3.7.2](#).

3.3.7.4 Поперечное ускорение, a_t

Суммарные ускорения, действующие в поперечном направлении в любой точке набора корпуса, m/c^2 , определяются следующим образом:

$$a_t = 3 \cdot \frac{F_{NB} \cdot F_x}{\Delta}$$

F_{NB} – расчетная сила, действующая перпендикулярно к корпусу судна в носовой части в результате взаимодействия со льдом, см. [3.2.7.6](#).

F_x

Коэффициент F_x принимается:

$F_x = 1,5$ в носовой части

$F_x = 0,25$ в средней части

$F_x = 0,5$ в кормовой части

$F_x = 1,5$ в кормовой части судов с ледокольной формой кормы

Промежуточные значения получаются путем линейной интерполяции.

3.3.8 Альтернативные конструкции.

3.3.8.1 Общие требования.

В качестве альтернативы может быть представлено комплексное проектное решение, для подтверждения выводов которого Регистр может потребовать проведение исследований по согласованной программе испытаний.

4 ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

4.1 ОБЩИЕ ПРОЕКТНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

4.1.1 Расположение.

4.1.1.1 Все электрооборудование, не подпадающее под действие настоящих Правил, должно соответствовать требованиям Правил Регистра.

4.1.1.2 Электрические компоненты установок должны быть спроектированы и изготовлены таким образом, чтобы они могли удовлетворительно работать на борту судна в соответствующих условиях окружающей среды.

В частности, необходимо учитывать условия, указанные в [разд. 1](#) и в данном разделе.

Примечание 1. Условия окружающей среды характеризуются следующим образом:

первый набор условий, включающий в себя климатические условия (например, температуру и влажность окружающего воздуха), условия, зависящие от химически активных веществ (например, солевой туман) или механически активных веществ (например, пыль или масло), механические условия (например, вибрации или наклоны) и условия, зависящие от электромагнитного шума и помех, и

второй набор условий, зависящий в основном от местоположения на судах, режимов работы и переходных условий.

4.1.2 Качество электропитания.

4.1.2.1 Все электрическое оборудование с питанием от основной и аварийной систем должны быть спроектированы и изготовлены таким образом, чтобы они были способны удовлетворительно работать при нормально возникающих изменениях напряжения и частоты, указанных [4.1.2.2](#) и [4.1.2.3](#).

4.1.2.2 Для компонентов переменного тока должны приниматься изменения напряжения и частоты электропитания, указанные в [табл. 4.1.2.2](#).

Таблица 4.1.2.2

Изменения напряжения и частоты электропитания переменного тока

Параметр	Изменения	
	Длительные	Переходные
Напряжение	+ 6 % - 10 %	± 20 % (время восстановления: 1,5 сек)
Частота	± 5 %	± 10 % (время восстановления: 5 сек)

Примечание 1. Для оборудования переменного тока с питанием от аварийных генераторных установок допускается рассматривать другие варианты.

4.1.2.3 Для оборудования постоянного тока должны приниматься изменения электропитания, приведенные в [табл.4.1.2.3-1](#).

Для оборудования постоянного тока с питанием от аккумуляторной батареи должны приниматься изменения напряжения, приведенные в [табл.4.1.2.3-2](#).

Таблица 4.1.2.3-1

Изменения напряжения постоянного тока

Параметры	Изменения
Отклонение напряжения (длительное)	± 10 %
Циклическое изменение напряжения	5 %
Пульсации напряжения (действующее значение перем. тока по сравнению с постоянным напряжением пост. тока)	10 %

Таблица 4.1.2.3-2

Изменения напряжения для систем с питанием от аккумуляторных батарей

Системы	Изменения
Компоненты, получающие питание от аккумуляторной батареи во время зарядки (см. примечание)	+30 %, -25 %
Компоненты, не получающие питание от аккумуляторной батареи во время зарядки	+20 %, -25 %

Примечание. Допускается рассматривать различные изменения напряжения, определяемые характеристиками заряда/разряда, включая пульсирующее напряжение от зарядного устройства.

Любая специальная система, например, электронные схемы, которая не может удовлетворительно выполнять свои функции в пределах, указанных в таблицах, должна получать питание не непосредственно от системы, а с использованием альтернативных средств, например, посредством стабилизированного питания.

4.1.2.4 Все электрооборудование должно быть спроектировано и изготовлено таким образом, чтобы оно удовлетворительно функционировало при коэффициенте гармонических составляющих напряжения, определенном для системы распределения электроэнергии.

4.1.3 Электромагнитная восприимчивость.

4.1.3.1 Должны быть приняты меры для обеспечения электромагнитной совместимости электрического и электронного оборудования с целью предотвращения неисправности оборудования, подвергающегося воздействию электромагнитных помех, и предотвращения нежелательных электромагнитных излучений, которые могут повлиять на работу другого оборудования. Выбор и установка оборудования должны соответствовать требованиям, приведенным в стандарте МЭК 60533.

4.1.4 Материал.

4.1.4.1 При отсутствии дополнительной защиты, все электрооборудование должно быть изготовлено из прочных, огнестойких, влагостойких материалов, характеристики которых не ухудшаются при работе в атмосфере и при температурах, воздействию которых они могут подвергаться. Особое внимание необходимо уделять воздействию морского воздуха и загрязнению парами масла.

Примечание 1. Характеристики огнестойкости и влагостойкости могут быть подтверждены с помощью испытаний, выполненных в соответствии со стандартом МЭК 60092- 101 или в соответствии с другими, согласованными с Регистром, стандартами.

4.1.4.2 Изоляционные материалы частей, находящихся под напряжением, не должны содержать асбест и должны обладать соответствующей диэлектрической

прочностью и стойкостью против поверхностных токов утечки, влаги, морского воздуха и паров масла, а также достаточной механической прочностью, если они не защищены соответствующим образом.

4.1.4.3 Для изоляции обмоток машин, аппаратов и других ответственных устройств должны применяться изоляционные материалы, соответствующие согласованным стандартам. Классы изоляции, приведенные в [табл. 4.1.4.3](#), допускается использовать в соответствии со стандартом МЭК 60085.

Таблица 4.1.4.3

Классы изоляции

Класс	Максимальная температура при продолжительной работе, °C
A	105
E	120
B	130
F	155
H	180

4.1.5 Конструкция.

4.1.5.1 Все электрические устройства должны быть изготовлены таким образом, чтобы не вызывать травм при обычной работе и при прикосновении.

4.1.5.2 Конструкция электрооборудования должна обеспечивать доступ к каждой детали, требующей осмотра или настройки, а также с учетом ее расположения на борту. Те части, для которых требуется ремонт или замена во время эксплуатации, должны легко демонтироваться.

4.1.5.3 Оболочки должны иметь достаточную механическую прочность и жесткость.

4.1.5.4 Кабельные вводы не должны снижать степень защиты соответствующей оболочки, указанной в [4.1.6](#).

4.1.5.5 При применении винтовых креплений, включая те, которые находятся в соединении с токоведущими частями, должны быть предусмотрены меры, исключающие самоотвинчивание винтов и гаек, а в местах, требующих частого демонтажа и открывания, – утерю их.

4.1.5.6 Все оборудование, как правило, должно быть снабжено подходящими фиксированными клеммными соединителями в доступном месте для удобного подключения внешних кабелей.

4.1.6 Степень защиты.

4.1.6.1 Электрооборудование должно быть защищено от попадания внутрь посторонних предметов и воды.

Если не указано в настоящих Правилах, минимальная степень защиты электрооборудования, расположенного в машинных помещениях, должна соответствовать требованиям Правил Регистра в зависимости от места его установки.

4.1.6.2 Степени защиты должны соответствовать:

стандарту МЭК 60529 для оборудования в целом;

стандарту МЭК 60034-5 для оборудования с вращающимися валами.

4.2 ГРЕБНЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

4.2.1 Общие требования.

4.2.1.1 На гребные электродвигатели (ГЭД) распространяются требования серии стандартов МЭК 60034.

4.2.1.2 ГЭД должны быть синхронными или асинхронными. Электродвигатели постоянного тока рассматриваются в индивидуальном порядке.

4.2.1.3 Нормальный вращающий момент ГЭД для маневрирования должен быть таким, чтобы судно можно было остановить или дать ему обратный ход при движении с максимальной рабочей скоростью.

4.2.1.4 Для трехфазных электродвигателей должен быть обеспечен достаточный запас по вращающему моменту во избежание опрокидывания электродвигателя при неблагоприятных погодных условиях и при поворотах.

4.2.1.5 Для гребных электроустановок (ГЭУ), имеющих только один гребной электродвигатель, гребной электродвигатель должен быть оборудован двумя системами обмоток статора, которые могут быть отсоединены от соответствующего преобразователя.

4.2.1.6 Электродвигатель должен быть способен выдерживать превышение скорости до предела, достигаемого в соответствии с характеристиками устройства защиты от превышения скорости при его заданной рабочей настройке.

4.2.1.7 Электродвигатели, работающие с полупроводниковыми преобразователями, должны быть рассчитаны на наличие ожидаемого уровня гармонических составляющих в системе. Необходимо учитывать достаточный резерв на повышение температуры по сравнению с синусоидальной нагрузкой.

4.2.1.8 Изоляция обмоток электродвигателей должна выдерживать перенапряжения, которые могут возникнуть в условиях маневрирования.

4.2.1.9 Электродвигатель должен быть способен выдерживать без повреждений токи внезапного короткого замыкания на его клеммах при номинальной нагрузке. Установившийся ток короткого замыкания электродвигателя с постоянным возбуждением не должен вызывать тепловых повреждений электродвигателя.

4.2.1.10 Оценка, основанная на расчетах и/или задокументированных измерениях, должна быть представлена Регистру для демонстрации того, что ГЭД способны выдерживать вибрации и удары, ожидаемые на борту и указанные в [1.1.5.5](#) и [1.1.5.6](#).

4.2.2 Конструкция.

4.2.2.1 Материалы и конструкция электрических машин должны соответствовать требованиям Правил Регистра.

4.2.2.2 Валы должны быть изготовлены из материала, соответствующего требованиям, указанным в Правилах Регистра.

Материал вала для электрической пропульсивной установки, в которой вал является частью гребного валопровода, должен быть освидетельствован в соответствии с [разд. 8](#).

4.2.2.3 Электродвигатели и валопроводы должны быть способны выдерживать все условия нагружения. Характеристики крутильных колебаний ГЭУ см. в [3.2.6](#).

4.2.2.4 Если на валах и роторах предусмотрены сварные детали, то должны применяться соответствующие требования Правил Регистра.

4.2.2.5 Электродвигатели должны быть изготовлены таким образом, чтобы при любой скорости, достигаемой в процессе эксплуатации, все движущиеся компоненты были должным образом сбалансированы.

4.2.2.6 ГЭД номинальной мощностью 1 МВт и более должен быть защищен от внутренних повреждений вследствие короткого замыкания обмоток. Если для защиты от внутренних повреждений используется дифференциальная защита, должно быть

обеспечено достаточное пространство для трех трансформаторов тока и выводов нейтральных концов обмоток.

4.2.2.7 В обмотках статора электродвигателей переменного тока мощностью свыше 500 кВт должны быть предусмотрены встроенные датчики температуры.

4.2.2.8 ГЭД должны быть снабжены защитой от чрезмерной частоты вращения на случай поломки или работы гребного винта над водой. Датчик скорости устройства защиты от чрезмерной частоты вращения должен быть независимым и отдельным от датчиков, используемых для управления и индикации. Если для управления и индикации используется система измерения скорости, она должна быть продублирована отдельными цепями датчиков и отдельным источником питания.

4.2.2.9 Изоляционные материалы обмоток и других токоведущих частей должны соответствовать требованиям [4.1.4.3](#).

4.2.2.10 Для подключения внешних кабелей должны быть предусмотрены в доступном месте подходящие фиксированные клеммные соединители.

4.2.2.11 Все клеммные соединители должны быть четко обозначены со ссылкой на схему.

4.2.3 Система охлаждения.

4.2.3.1 Система охлаждения должна обеспечивать достаточное охлаждение при любых условиях нагрузки и частоты вращения, чтобы не допустить превышения расчетного повышения температуры.

4.2.3.2 Гребные электродвигатели с принудительной вентиляцией должны быть снабжены датчиком температуры для контроля температуры охлаждающего воздуха. При превышении допустимой температуры должна срабатывать сигнализация.

4.2.3.3 Если гребные электродвигатели имеют принудительную вентиляцию, должны быть предусмотрены, по крайней мере, два вентилятора или другие подходящие устройства, чтобы в случае выхода из строя одного вентилятора была возможна ограниченная работа. Должна быть предусмотрена визуальная индикация о работе вентиляторов и сигнализация об их отказе.

4.2.3.4 При использовании жидкостного охлаждения теплообменник должен быть установлен таким образом, чтобы протечки воды и конденсированная влага не попадали на обмотки, и должна быть предусмотрена сигнализация утечки.

4.2.3.5 В машинах с замкнутой системой охлаждения и теплообменником необходимо контролировать поток первичного и вторичного охлаждающего агента.

4.2.3.6 При выходе из строя системы охлаждения гребного электродвигателя должна быть предусмотрена возможность аварийного режима работы, позволяющего обеспечить ограниченную эксплуатацию (маневренность) после вмешательства оператора, например, открытие аварийных воздушных заслонок. Это требование применимо только к бортовым гребным электродвигателям.

4.2.4 Защита от влаги и конденсата.

4.2.4.1 Должны быть предусмотрены устройства, предотвращающие образование и накопление влаги и конденсата в корпусе гребного электродвигателя, в частности, при длительном простое. Этими устройствами могут быть электрические нагреватели, осушители воздуха и т.п.

4.2.4.2 Гребные электродвигатели должны быть оборудованы электрообогревом, предназначенным для поддержания температуры внутри машины примерно на 3 °С выше температуры окружающей среды.

4.2.4.3 Для отвода конденсата в нижней части корпуса машины должно быть предусмотрено легко доступное для обслуживания спускное устройство.

4.2.4.4 На двигателях вертикального исполнения сверху должен быть предусмотрен жестко закрепляемый козырек, защищающий от попадания внутрь машины воды и посторонних предметов. Нижний торцевой щит должен иметь форму, предотвращающую скопление воды в районе подшипника.

4.2.5 Подшипники.

4.2.5.1 Подшипники должны эффективно и автоматически смазываться при всех скоростях хода и наклонах судна. Необходимо предусмотреть меры для исключения возможности разбрызгивания и протекания масла вдоль вала и проникновение его на обмотки машины или на части, находящиеся под напряжением.

4.2.5.2 Корпус подшипника скольжения должен быть снабжен отверстием для слива излишнего смазочного масла и смотровой крышкой в верхней части корпуса. Должны быть предусмотрены средства для визуальной индикации уровня масла или использование указателя уровня масла.

4.2.5.3 Подшипники с принудительной смазкой должны быть снабжены резервным насосом и устройством сигнализации, срабатывающим при падении давления масла. См. функции управления, сигнализации и контроля, указанные в [4.5.5.1](#).

4.2.5.4 Все подшипники должны быть снабжены индикатором температуры. Для подшипников с принудительной системой смазки сигнализация должна срабатывать до превышения максимально допустимого значения температуры, указанного изготовителем.

4.2.5.5 Должны быть предусмотрены средства для предотвращения повреждения подшипников от протекания токов между ними и валом. В соответствии с требованиями изготовителя, должна быть предусмотрена электрическая изоляция, по крайней мере, одного подшипника.

4.2.5.6 Для поддержания работоспособности двигателя до очередного освидетельствования срок службы роликовых подшипников должен составлять не менее 30 000 часов для главных двигателей и 5000 часов для вспомогательных.

4.3 ТОКОСЪЕМНЫЕ КОНТАКТНЫЕ КОЛЬЦА

4.3.1 Общие требования.

4.3.1.1 Целью токосъемного контактного кольца является создание непрерывного электрического соединения между неподвижной частью (отделение гондолы) и вращающейся частью (гондола). Токосъемные контактные кольца могут передавать мощность или сигналы управления/автоматики.

4.3.1.2 Токосъемные контактные кольца высокого напряжения должны быть отделены от токосъемных колец, работающих при других номинальных напряжениях.

4.3.1.3 Токосъемные кольца с принудительной системой охлаждения должны иметь возможность ограниченного функционирования в случае выхода из строя системы охлаждения. Выход из строя системы охлаждения должен вызывать срабатывание аварийной сигнализации.

4.3.1.4 При передаче данных по шинной системе пути передачи должны дублироваться. Выход из строя любой из систем должен вызывать срабатывание аварийной сигнализации.

4.3.2 Конструкция.

4.3.2.1 Необходимо учитывать, что механические и электрические характеристики токосъемных колец могут ухудшаться из-за загрязнения или окисления.

4.3.2.2 Корпуса для узлов токосъемных колец должны обеспечивать степень защиты не менее IP23 в соответствии с МЭК 60529.

4.3.2.3 Должна быть доказана пригодность используемых материалов при максимально допустимых значениях температуры. Допустимые значения температуры проводников подключаемых кабелей не должны превышать.

4.3.2.4 Максимальное повышение температуры деталей наружной поверхности, до которых можно легко дотронуться в процессе эксплуатации, не должно превышать 15 °С.

4.3.2.5 Корпус должен быть защищен от внутреннего конденсата.

4.3.2.6 Зазоры и изоляционные расстояния по материалу для токосъемных колец низкого напряжения

Минимальные зазоры и изоляционные расстояния по материалу между неизолированными частями контактных колец низкого напряжения приведены в [табл. 4.3.2.6](#). Зазоры и изоляционные расстояния по материалу применяются между фазами, между фазой и нейтралью, между фазой и землей и между нейтралью и землей.

Таблица 4.3.2.6

Зазоры и изоляционные расстояния по материалу для токосъемных колец низкого напряжения

Номинальное напряжение изоляции действующее значение перем. тока или пост. тока (В)	Минимальный зазор (мм)	Минимальное изоляционное расстояние по материалу (мм)
< 250	15	20
> 250 to < 690	20	25
> 690	25	35
15	17.5	160

Для токосъемных колец, прошедших типовые испытания, допускается принимать уменьшенные значения, указанные в стандарте МЭК 60092-302.

Изоляционные расстояния по материалу между токоведущими частями и между токоведущими частями и заземленными металлическими частями должны соответствовать МЭК 60092-503 для номинального напряжения системы, типа изоляционного материала и переходного перенапряжения, создаваемого при выключении и неисправностях.

4.3.2.7 Изоляционные расстояния по воздуху для токосъемных колец высокого напряжения

Как правило, для оборудования, не прошедшего типовые испытания, межфазные воздушные зазоры и воздушные зазоры между фазой и землей между неизолированными частями должны быть не менее указанных в [табл. 4.3.2.7](#).

Допускается принимать промежуточные значения для номинальных напряжений при условии, что соблюдается ближайший больший воздушный зазор.

В случае меньших расстояний необходимо проводить соответствующие испытания импульсным напряжением.

Таблица 4.3.2.7

Минимальные зазоры

Номинальное напряжение (кВ)	Наиболее высокое напряжение для оборудования (кВ)	Минимальное расстояние по воздуху (мм)
3 - 3.3	3.6	55
6 - 6.6	7.2	90
10 - 11	12	120
15	17.5	160

4.3.2.8 Силовые контактные кольца должны быть способны выдерживать без повреждения максимальное предполагаемое значение тока короткого замыкания, которое может возникнуть на его клеммах.

4.3.2.9 Токосъемные кольца высокого напряжения должны быть способны выдерживать внутреннее короткое замыкание дугового разряда максимальной продолжительности и величины, которое может произойти в данной конкретной точке установки, без вредного воздействия на операторов. Они должны иметь классификацию по стойкости к внутренней дуге (IAC). Там, где они доступны только уполномоченному персоналу, достаточно обеспечить категорию доступности А (МЭК 62271-200, Приложение АА 2.2). Установка и расположение токосъемных колец должны соответствовать их классификации по стойкости к внутренней дуге и по классифицированным сторонам.

4.4 СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К УСТАНОВКАМ С ПОГРУЖНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ В ГОНДОЛЕ ВРК

4.4.1 Общие положения.

4.4.1.1 Тепловые потери рассеиваются за счет жидкостного охлаждения гондолы и внутренней вентиляции погружных поворотных пропульсивных установок. Обоснование оценки теплового баланса между морской водой и воздушным охлаждением должно быть представлено в Регистр.

Примечание 1. Метод расчета, используемый для оценки системы охлаждения (главным образом, на основе компьютерных программ), должен быть документирован. Метод расчета должен быть обоснован опытом проектировщика системы. Допускается учитывать результаты испытаний масштабных моделей или другие методы.

4.4.1.2 Уровень воды в колодцах гондол должен контролироваться датчиками уровня, приводящими к срабатыванию сигнализации. Кроме того, должны быть предусмотрены независимые датчики для обнаружения высокого аварийного уровня, которые предотвращают ложные срабатывания и автоматически останавливают движение.

4.4.1.3 Должны быть предусмотрены средства для удаления льяльных вод из корпуса гондолы.

4.4.1.4 Должна быть предусмотрена эффективная система пожарообнаружения, предусматривающая необходимое количество и типы датчиков. Общие требования к таким системам изложены в Правилах Регистра.

4.4.1.5 Для гондол, где обеспечен прямой доступ во внутреннее пространство для технического обслуживания и осмотра, схема расположения должна обеспечивать защиту как оборудования, так и персонала, а также достаточное освещение и временную вентиляцию. Входы в эти зоны должны быть заперты таким образом, чтобы доступ был возможен только в том случае, если приводы не представляют опасности для персонала.

4.4.2 Оборудование и компоненты.

4.4.2.1 Если в рабочем состоянии пространство, где расположена электрическая машина и другое оборудование, недоступно и имеет особые окружающие условия (высокую температуру, влажность и т.п.), должны быть предусмотрены специальные меры, такие как применение особо надежных материалов и комплектующих, соответствующее количество датчиков контроля, а также специальные средства для защиты компонентов от затопления и повреждений.

4.4.2.2 Степень защиты электрооборудования, расположенного в корпусе гондолы, должна быть не ниже IP44.

4.4.2.3 Комплектующие элементы, такие как элементы управления, датчики, токосъемные кольца, кабельные соединения и вспомогательные приводы должны без повреждений выдерживать вибрационные нагрузки, указанные в [1.1.5.5](#) для погружных ВРК.

4.4.2.4 Датчики, которые могут быть заменены только при доковании судна, должны иметь два чувствительных элемента в одном корпусе с отдельными каналами передачи информации.

4.4.3 Гребной электродвигатель.

4.4.3.1 Для ГЭД, установленного в корпусе гондолы, допускается степень защиты IP00, за исключением всех клемм, кабельных сальников и шинных соединений, которые должны иметь степень защиты не ниже IP 44. Необходимо принять меры предосторожности для предотвращения попадания предметов в воздушный зазор.

4.4.3.2 Температура подшипников должна контролироваться системой сигнализации и защиты. Сигнализация должна осуществляться в два этапа: аварийный сигнал и остановка двигателя. Система защиты должна быть независимой от индикации температуры и температурной сигнализации.

4.4.3.3 Уровни наполнения масла в корпусах подшипников должны контролироваться датчиками, как на стоянке, так и при работе. Любые утечки масла должны вызывать срабатывание сигнализации.

Это требование применимо также к циркуляционным системам смазки. Такие системы должны быть дополнительно оборудованы контролем потока смазочного масла. Контроль уровня потока должен быть независимым от системы управления ГЭД.

4.4.3.4 Необходимо контролировать вибрации электродвигателя. Уставка аварийного сигнала должна определяться в соответствии с рекомендацией изготовителя.

4.4.3.5 Влажность воздуха в двигателях с замкнутой системой воздушного охлаждения должна контролироваться. Превышение допустимого уровня влажности должно вызывать срабатывание аварийной сигнализации.

4.5 УПРАВЛЕНИЕ, МОНИТОРИНГ, СИГНАЛИЗАЦИЯ И СРЕДСТВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ

4.5.1 Общие требования.

4.5.1.1 Системы управления, контроля и обеспечения безопасности должны быть устроены таким образом, чтобы обеспечивать безопасную и надежную работу ВРК, и должны выполнять следующие основные функции:

.1 мониторинг аварийных сигналов: любое событие, критическое для правильной работы важного вспомогательного или основного элемента установки, требующее немедленных действий во избежание поломки, должно приводить к срабатыванию сигнализации;

.2 остановка или замедление, при необходимости;

.3 автоматический и ручной пуск вспомогательного оборудования;

.4 индикация и контроль частоты вращения винта;

.5 индикация и контроль направления упора и/или направления вращения для установок с винтом фиксированного шага;

.6 индикация и контроль шага гребного винта для винтов регулируемого шага;

.7 индикация и контроль углового положения рулевого блока движителя (см. [5.2.11](#)).

4.5.1.2 Потеря питания или неисправность каких-либо других систем управления и контроля не должны приводить к потере обеспечения движения и управления электрической пропульсивной установкой, рулевым или азимутальным приводом судна.

4.5.1.3 Функции безопасности должны быть независимы от функций управления и контроля.

4.5.1.4 Системы управления, сигнализации и обеспечения безопасности должны быть основаны на принципе отказоустойчивости.

4.5.1.5 Системы управления, контроля и обеспечения безопасности должны иметь средства самоконтроля. В случае отказа должна срабатывать сигнализация.

4.5.1.6 Системы управления и контроля, включая компьютеризированные системы, должны быть одобрены Регистром типа, как указано в [разд. 8](#).

4.5.1.7 Подробные требования к индикации, сигнализации и обеспечению для систем автоматики приведены в [табл. 4.5.5.1](#) и [4.5.5.2](#). Каждая строка этих таблиц соответствует одному независимому датчику.

4.5.2 Устройства индикации.

4.5.2.1 На главном посту управления должна быть обеспечена следующая индикация:

.1 температура обмоток статора для электродвигателей мощностью свыше 500 кВт;

.2 частота вращения вала электродвигателя.

4.5.3 Аварийно-предупредительная сигнализация (АПС).

4.5.3.1 Должна быть предусмотрена система сигнализации в соответствии с требованиями Правил Регистра. Система должна выводить индикацию на постах управления, когда параметры, указанные [4.5.5](#), принимают ненормальные значения или происходит любое событие, которое может повлиять на гребную электрическую установку.

4.5.3.2 Система сигнализации и контроля должна быть независимой от систем управления и обеспечения безопасности. Допускается частичная интеграция системы сигнализации и контроля с системой управления для интегрированных систем при условии, что единичный отказ не влияет более чем на одну из этих функций.

4.5.3.3 К системе сигнализации гребной электрической установки предъявляются следующие требования:

.1 аварийные сигналы могут объединяться в группы и отображаться на пульте управления. Это приемлемо, когда избирательность возможна по месту;

.2 отдельные аварийные сигналы считаются критическими и должны индивидуально активироваться на постах управления и индивидуально подтверждаться;

.3 активацию останова следует рассматривать как отдельный аварийный сигнал.

4.5.4 Система безопасности.

4.5.4.1 Должна быть предусмотрена система безопасности в соответствии с требованиями Правил Регистра. Система должна срабатывать автоматически в случае возникновения одного из условий, указанных в [4.5.5](#).

4.5.4.2 Системы обеспечения безопасности должны быть независимы от систем управления и сигнализации, включая датчики с тем, чтобы неисправности и отказы этих систем, включая системы их питания, не влияли на системы обеспечения безопасности.

4.5.5 Контролируемые параметры.

4.5.5.1 Для гребных электродвигателей должны быть обеспечены, где это применимо, управление или контроль параметров в соответствии с [табл. 4.5.5.1](#).

4.5.5.2 Для погружных поворотных пропульсивных установок должны быть обеспечены, где это применимо, управление или контроль дополнительных параметров в соответствии с [табл. 4.5.5.2](#).

4.5.5.3 Для вспомогательного оборудования должны быть обеспечены, где это применимо, управление или контроль дополнительных параметров в соответствии с [табл. 4.5.5.3](#).

Таблица 4.5.5.1

Управление, контроль, сигнализация и меры безопасности для ГЭД

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Предельное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
Гребной электродвигатель						
Температура обмоток статора на фазе 1, 2 и 3	H		X	X		
	HH		X		X	
Температура охлаждающего воздуха ²	H	Термометр	X			
Вентиляторы ²	В работе		X			

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Пределное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
Вентиляторы ²	Неисправность		X	X		
Температура вторичного охлаждающего агента ³	H	Термометр	X			
Вторичная система охлаждения ³	В работе		X			
Вторичная система охлаждения ³	Неисправность		X	X		
Охлаждающая среда	Утечка		X			
Датчик температуры (короткое замыкание, обрыв цепи, отказ питания)	Неисправность		X			
Температура подшипников	H	Термометр	X			
Давление масла для смазки подшипников (для самосмазывающегося электродвигателя при частоте вращения ниже минимального значения, указанного изготовителем, необходимо активировать остановку)	L		X	X		
		Манометр				X
Частота вращения	H		X		X	
	Контроль					
	Индикация		X			

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Пределное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
<p>¹ Сигнализация, связанная с замедлением или остановом, должна быть организована с предварительным сигналом.</p> <p>² Для машины с принудительной вентиляцией.</p> <p>³ Для машины с замкнутой системой охлаждения и теплообменником.</p> <p>Примечание 1. Условные обозначения: Н – высокий, НН – аварийно высокий, L – низкий, LL – аварийно низкий, X – требуется функция.</p>						

Таблица 4.5.5.2

Дополнительные средства управления, контроля, сигнализации и мер безопасности для ГЭД, находящегося в гондole ВРК

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Пределное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту управления ¹	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
Гребной электродвигатель						
Температура подшипников (включая упорные подшипники)	НН		X		X	
Уровень масла в подшипниках	L+H		X			
	Утечка		X			
Поток масла в подшипниках (для циркуляционных систем смазки)	L		X			
Уровень влажности (для электродвигателей с замкнутой системой охлаждения)	H		X			
Вибрации	H		X			

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Пределное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту управления ¹	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
Валопроводы						
Тормоз или блокировочное устройство	Включено		X			
Валоповоротное устройство (если установлено)	Включено		X			
Уровень масла в напорном баке уплотнения вала	L		X			
Гондола ВРК						
Уровень воды	H		X			
	HH		X		X	
Влажность	H		X			
Пожарный извещатель (пожарные извещатели)	Обнаружение		X			
¹ Сигнализация, связанная с замедлением или остановом, должна быть организована с предварительным сигналом. П р и м е ч а н и е 1 . Условные обозначения: H — высокий, HH — аварийно высокий, L — низкий, LL — аварийно низкий, X — требуется функция.						

Таблица 4.5.5.3

Дополнительное управление, контроль, сигнализация и меры безопасности для вспомогательного оборудования ВРК

Контролируемый параметр	Контроль			Автоматическое управление		
	Пределное значение	Местный измерительный прибор	Аварийная сигнализация, дисплей на главном посту управления ¹	Снижение параметра	Остановка	Вспомогательный резервный пуск
Масляная гидросистема						
Давление насоса	L	Манометр	X			
Температура масла	H		X			
Уровень в баке ²	L	Устройство измерения уровня	X		X	
Винт регулируемого шага						
Давление гидравлического масла	L	Манометр	X			
Контрольная температура масла перед охладителем	H		X			
Уровень в баке	L	Устройство измерения уровня	X			
Потеря вспомогательного источника питания (подача питания к органам управления)			X			
¹ Сигнализация, связанная с замедлением или остановом, должна быть организована с предварительным сигналом. ² Автоматическая остановка гидравлических насосов должна использоваться при тех же обстоятельствах, за исключением случаев, когда эта остановка может привести к остановке движения.						
Примечание 1. Условные обозначения: H — высокий, HH — аварийно высокий, L — низкий, LL — аварийно низкий, X — требуется функция.						

5 РУЛЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

5.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

5.1.1 Область распространения.

5.1.1.1 Типы установок.

Настоящий раздел распространяется на ВРК, предназначенные для движения и управления судном, такие как, ВРК с Z/L-приводами и электрические ВРК с двигателем в гондоле.

ВРК, используемые для динамического позиционирования, не подпадают под действие настоящих Правил.

5.1.2 Определения.

5.1.2.1 Определения рулевого привода.

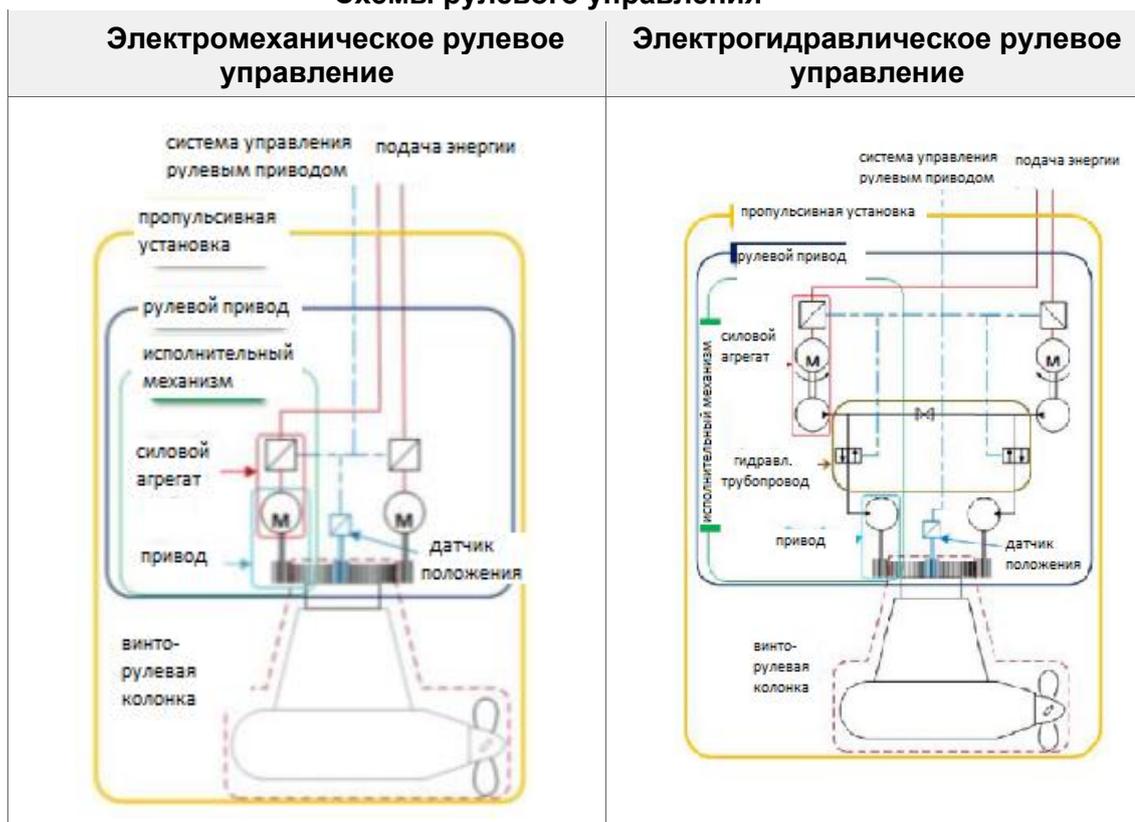
Определения, относящиеся к рулевому приводу, приведены в [1.1.4](#).

5.1.2.2 Схема.

Определения рулевого привода проиллюстрированы в [табл. 5.1.2.2](#).

Таблица 5.1.2.2

Схемы рулевого управления



5.1.3 Судовые документы.

5.1.3.1 Руководство по эксплуатации и инструкции.

На судне должны находиться руководства по эксплуатации и инструкции на языке, понятном экипажу.

5.1.3.2 Характеристики движения задним ходом.

На судне должны иметься сведения о времени торможения, курсах и расстояниях судна, зарегистрированные во время испытаний, вместе с результатами испытаний по способности судна, имеющего несколько ВРК, обеспечивать движение и маневрировать при неработающих одной или нескольких из установок для их использования капитаном или назначенным персоналом.

5.2 КОНСТРУКЦИЯ РУЛЕВОЙ УСТАНОВКИ

5.2.1 Общие положения.

5.2.1.1 Рулевые приводы.

Если специально не предусмотрено иное, каждое судно должно быть снабжено главным рулевым приводом и вспомогательным рулевым приводом в соответствии с требованиями Регистра.

5.2.1.2 Применение двух и более пропульсивных установок.

Рулевой привод каждой пропульсивной установки должен быть силовым и иметь две или более исполнительные системы рулевого управления, удовлетворяющие требованиям [5.2.4.1](#) и устроенные таким образом, чтобы после единичного отказа в трубопроводной системе рулевого привода или в одной из исполнительных систем рулевого управления работоспособность рулевого привода сохранялась.

Вышеуказанные требования к мощности применяются независимо от того, оборудованы ли системы рулевого управления общими или отдельными силовыми агрегатами.

Это требование должно быть подтверждено представлением подробного анализа рисков в форме FMEA (анализ видов и последствий отказов) или с применением другой методологии, согласованной Регистром.

5.2.2 Помещение рулевого привода.

5.2.2.1 Схема расположения.

Помещение рулевого привода должно быть:

легкодоступным и, по возможности, отделенным от машинных отделений, и оборудованным соответствующими приспособлениями для обеспечения рабочего доступа к механизмам рулевого привода и органам управления. Эти приспособления должны включать в себя поручни и решетчатые или другие нескользящие поверхности для обеспечения безопасных условий работы в случае утечки гидравлической жидкости.

5.2.3 Основы проектирования.

5.2.3.1 Общие положения.

ВРК должна иметь достаточную прочность, мощность и необходимые вспомогательные системы для обеспечения надежного движения и управления судном во всех условиях эксплуатации, включая максимальную скорость движения вперед.

5.2.3.2 Эксплуатационные ограничения.

Должна быть обеспечена возможность уточнения эксплуатационных ограничений (например, пределов угла поворота поворотного устройства), предназначенных для защиты оборудования, путем дистанционного управления ВРК с ходового мостика, когда это необходимо для выполнения аварийного маневра. Процедура должна быть приведена в руководстве по эксплуатации установки и отображена на ее посту (постах) управления. (см. [5.2.11.7](#)).

5.2.3.3 Суда, оснащенные несколькими ВРК.

При установке на судне нескольких ВРК каждая из них должна быть оборудована собственным рулевым приводом или другим устройством для изменения угла поворота.

5.2.3.4 Уплотнения.

Уплотнительные устройства, предотвращающие поступление забортной воды во внутренние части ВРК, должны иметь не менее двух уплотнительных элементов.

5.2.4 Прочность, рабочие характеристики и работа на мощности.

5.2.4.1 Функциональные возможности рулевого привода.

Рулевой привод должен:

.1 при работе со всеми исполнительными системами рулевого управления обеспечивать изменение ориентации ВРК с одного борта на другой в пределах заявленных углов поворота руля со средней скоростью поворота не менее $2,3^\circ/\text{с}$ при максимальной скорости переднего хода судна; и

.2 при питании от альтернативного источника питания согласно требованиям в [5.2.9.2](#) и при одной неработающей исполнительной системе рулевого управления обеспечивать изменение ориентации ВРК с одного борта на другой в пределах заявленных углов поворота со средней скоростью поворота не менее $0,5^\circ/\text{с}$ при скорости переднего хода судна, равной половине значения максимальной скорости переднего хода или 7 узлам (в зависимости от того, что больше);

.3 к эксплуатации на максимальной скорости задним ходом и при заявленных пределах угла поворота руля без повреждений.

5.2.4.2 Предотвращение внезапного поворота.

ВРК должны быть защищены от внезапного поворота при единичном отказе либо в рулевом приводе, либо в электропитании системы управления. В тех случаях, когда предусмотрены тормоза, они должны срабатывать при отказе, а их совокупная мощность должна быть не менее максимального момента на руле.

5.2.4.3 Зубчатые передачи рулевых приводов.

Зубчатые передачи рулевого привода должны рассчитываться в соответствии с требованиями Правил Регистра и должны иметь минимальные коэффициенты запаса прочности, соответствующие вспомогательным устройствам. Число рассматриваемых циклов должно быть представлено Регистру для согласования.

5.2.4.4 Уплотнительные устройства.

Для водо-масляных уплотнений необходимо учитывать меры по предупреждению затопления в случае единичного отказа, затрагивающего уплотнения. В связи с этим водомасляные уплотнения должны быть одобрены Регистром с целью обеспечения герметизации от возможного проникновения морской воды и утечки смазочных сред.

5.2.5 Расчетный крутящий момент при работе в ледовых условиях.

5.2.5.1 Расчетный крутящий момент рулевого привода в ледовых условиях.

Расчетный крутящий момент рулевого привода в ледовых условиях T_{steer} , в Нм, определяется по следующей формуле:

$$T_{\text{steer}} = 0,6 (Q_{\text{max}} / 0,8 R) L$$

где: Q_{max} — максимальный крутящий момент винта при контакте со льдом, Нм (см. [3.2.6.1](#)),
 R — радиус винта, м
 L — расстояние от оси винта до рулевой оси, м (см [рис 5.2.5.1](#)).

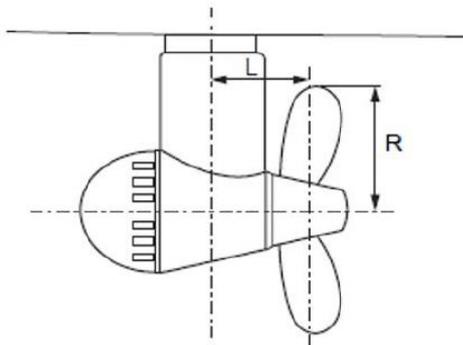


Рис. 5.2.5.1. Расстояние от оси винта до рулевой оси

5.2.5.2 Защита рулевого привода от чрезмерного крутящего момента.

Рулевой привод должен быть защищен устройствами для озащиты от крутящего момента при скорости поворота, приведенной в [табл. 5.2.5.2](#), без чрезмерного повышения давления или чрезмерного тока, в зависимости от конструкции.

Таблица 5.2.5.2

Скорости поворота рулевого привода

Ледовый класс	PC1 и PC2	PC3 – PC5	PC6 и PC7
Скорость поворота [град/с]	10	7,5	6

Если конструкция рулевого устройства и исполнительного механизма может выдерживать эти пиковые нагрузки, в специальном защитном устройстве отключения нет необходимости.

5.2.6 Требования к надежности.**5.2.6.1 Производительность гидравлической системы.**

Гидравлическая система, предназначенная для главного и вспомогательного рулевого привода, должна быть независимой от всех других гидравлических систем судна.

5.2.6.2 Недублированные компоненты.

Особое внимание необходимо уделить соответствию требованиям любого существенного компонента, который не дублируется.

5.2.6.3 Гидравлическая блокировка.

Если рулевой привод устроен таким образом, что одновременно могут работать несколько систем (либо силовые системы, либо системы управления), необходимо учитывать риск гидравлической блокировки, вызванной единичным отказом.

5.2.6.4 Аварийный механизм поворота.

В случае установки на борту судна одной ВРК аварийный механизм поворота может потребоваться в результате выполненного анализа рисков и последствий отказов.

5.2.7 Гидравлические системы.**5.2.7.1 Общие положения.**

Расчетное давление при определении размеров трубопроводов и других компонентов рулевого привода, на которые действует внутреннее гидравлическое давление, должно, как минимум, в 1,25 раза превышать максимальное рабочее давление, ожидаемое в условиях эксплуатации, указанных в [5.2.4.1](#), с учетом любого давления, которое может иметь место на стороне низкого давления системы. По усмотрению Регистра, для проектирования трубопроводов и компонентов могут применяться критерии усталости с учетом пульсирующих давлений, обусловленных динамическими нагрузками.

5.2.7.2 Предохранительные клапаны.

На любой части гидравлической системы, которая может быть изолирована и в которой может создаваться давление от источника энергии или внешних сил, должны устанавливаться предохранительные клапаны. Давление срабатывания предохранительных клапанов не должно превышать расчетное давления. Клапаны должны иметь соответствующий размер и быть расположены таким образом, чтобы предупредить чрезмерное повышение давления выше расчетного.

Давление срабатывания предохранительных клапанов должно быть, по крайней мере, в 1,25 раза больше максимального рабочего давления.

Минимальная пропускная способность предохранительного клапана (клапанов) должна быть не менее общей производительности насосов, подача которых может осуществляться через него (через них), увеличенной на 10 %. При таких условиях повышение давления не должно быть более 10 % от давления срабатывания. В связи с этим, необходимо уделять должное внимание ожидаемым экстремальным условиям окружающей среды в отношении их влияния на вязкость масла.

5.2.7.3 Цистерны гидравлического масла.

Для ВРК с гидравлическим приводом должно быть предусмотрено следующее: аварийный сигнал низкого уровня для каждой цистерны гидравлической жидкости, чтобы как можно раньше выявить на утечку гидравлической жидкости. На ходовом мостике и в машинном отделении должна срабатывать звуковая и визуальная сигнализация в местах, где ее можно легко наблюдать; и

стационарный бак для хранения, имеющий достаточную емкость для перезарядки, по меньшей мере, одной исполнительной силовой системы, включая цистерну, для которой требуется, чтобы главный рулевой привод приводился в действие механически. Цистерна для хранения должна быть постоянно соединена трубопроводом таким образом, чтобы гидравлические системы можно было легко перезарядить из помещения рулевых машин, и должна быть снабжена указателем уровня.

5.2.7.4 Гидравлические насосы.

Должны быть предусмотрены меры, препятствующие проникновению перекачиваемой жидкости в подшипники. Данное требование не распространяется на насосы, в которых перекачиваемая жидкость используется для смазки подшипников.

.1 устройства безопасности.

В насосах, предназначенных для перекачивания горючих жидкостей, перепуск от предохранительных клапанов должен осуществляться на всасывающую сторону насоса или на всасывающую часть трубопровода.

Должны быть предусмотрены меры по предотвращению гидравлических ударов; использование для этой цели перепускных клапанов недопустимо;

.2 самовсасывающие насосы.

Насосы, снабженные самовсасывающими устройствами, должны обеспечивать работу в условиях «сухого всасывания». Самовсасывающие насосы должны иметь место для подключения вакуумметра.

5.2.7.5 Фильтры.

.1 ВРК с гидравлическим приводом должна быть оборудована устройствами для поддержания чистоты гидравлической жидкости с учетом типа и конструкции гидравлической системы;

.2 в системе трубопроводов должны быть предусмотрены фильтры с соответствующим размером ячеек, в том числе и для обеспечения защиты насосов.

5.2.8 Системы охлаждения.

5.2.8.1 Проектирование систем вентиляции и охлаждения.

Системы вентиляции и охлаждения должны поддерживать работу механизмов и оборудования ВРК в пределах температур, при работе в которых они предназначены.

5.2.8.2 Водяное охлаждение.

При использовании водяного охлаждения охладитель должен быть устроен таким образом, чтобы избежать утечки воды внутрь ВРК.

5.2.9 Электроснабжение.

5.2.9.1 Основное электропитание.

Каждое рулевое устройство должно обслуживаться не менее чем двумя отдельными цепями питания непосредственно от главного распределительного щита; тем не менее одна из цепей может иметь питание через аварийный распределительный щит.

5.2.9.2 Альтернативное электропитание.

Это требование распространяется на рулевые пропульсивные установки, имеющие точно заданные критерии управляемости в зависимости от скорости судна, в том числе и в случае потери пропульсивной мощности.

Если пропульсивная мощность превышает 2500 кВт на одну рулевую пропульсивную установку, должно быть предусмотрено альтернативное электропитание либо от аварийного источника электроэнергии, либо от автономного источника питания, расположенного в румпельном отделении, достаточное, по крайней мере, для питания устройства рулевого управления таким образом, чтобы последнее могло выполнять функции, определенные в [5.2.4.1.2](#).

Этот источник питания должен включаться автоматически в течение 45 с в случае выхода из строя основного источника (источников) электроэнергии. Этот независимый источник питания должен применяться только для указанной цели.

Этот альтернативный источник также должен обеспечивать питание системы управления рулевым устройством и индикатора работы рулевого устройства.

На каждом судне валовой вместимостью 10 000 и более альтернативный источник питания должен обеспечивать непрерывную работу в течение не менее 30 мин., а на любом другом судне – не менее 10 мин.

5.2.10 Электрическая система.

5.2.10.1 Эксплуатационная готовность.

Электрическая система рулевого привода должна быть устроена таким образом, чтобы любой единичный отказ не приводил к выходу из строя более одной исполнительной системы рулевого управления.

5.2.10.2 Питание силовой цепи.

Цепи, питающие электромеханическое рулевое устройство или электрогидравлическое рулевое устройство, должны иметь достаточную номинальную мощность для питания всех электродвигателей, которые могут быть одновременно подключены к ним и могут потребоваться для одновременной работы.

5.2.10.3 Питание электродвигателя и связанных с ним цепей управления

Каждый электродвигатель силовых агрегатов рулевого устройства должен иметь свой отдельный пусковой механизм, размещаемый, по возможности, в пределах отделения погружного ВРК. Органы управления пуском и остановом каждого электродвигателя должны обслуживаться его собственными цепями управления, имеющими питание от собственной силовой цепи.

5.2.10.4 Электродвигатели.

Номинальная мощность электродвигателей, приводящих в действие рулевое устройство, должна определяться по начальному пусковому моменту и максимальному рабочему моменту рулевого устройства при всех режимах работы, но при этом электродвигатели должны удовлетворять, по крайней мере, кратковременным режимам работы в течение не менее 30 мин.

5.2.10.5 Пуск и остановка электродвигателей силовых агрегатов рулевого устройства.

Электродвигатели силовых агрегатов рулевого устройства должны быть:

.1 устроены таким образом, чтобы автоматически перезапускаться при восстановлении питания после сбоя питания;

.2 способны приводиться в действие с ходового мостика.

5.2.10.6 Электрическая защита электромеханических рулевых устройств.

Электроприводы электромеханических рулевых устройств должны быть защищены от перегрузки по току (например, преобразователем, если применимо) и от короткого замыкания. Они должны быть способны обеспечить 160 % крутящего момента, необходимого для обеспечения номинальной скорости движения в соответствии с [5.2.4.1](#) в течение, как минимум, 60 с.

5.2.10.7 Электрическая защита электрогидравлических рулевых устройств.

Электрогидравлические рулевые устройства должны быть снабжены защитой от короткого замыкания и сигнализацией перегрузки. Защита от избыточного тока, включая пусковой ток, если она предусмотрена, должна быть не менее двукратного полного тока нагрузки защищаемого электродвигателя или цепи, защищаемой таким образом, и должна обеспечивать прохождение соответствующих пусковых токов.

Если используется трехфазное питание, должна быть предусмотрена сигнализация, указывающая на отказ любой из фаз питания.

На цепи электродвигателя рулевого устройства, которые получают питание через электронный преобразователь, например, для управления частотой вращения, и которые ограничены током полной нагрузки, не распространяется требование по обеспечению защиты от избыточного тока, включая пусковой ток, как минимум, в два раза превышающего ток полной нагрузки электродвигателя. Требуемый аварийный сигнал по перегрузке должен быть настроен на значение, не превышающее нормальную нагрузку электронного преобразователя.

Примечание 1. Нормальная нагрузка – это нагрузка при расчетном режиме работы, максимально приближенная к наиболее жестким условиям расчетного использования в соответствии с руководством по эксплуатации изготовителя.

5.2.11 Управление и мониторинг.

5.2.11.1 Управление рулевым устройством.

ВРК должны быть обеспечены дистанционным рулевым управлением с ходового мостика и местным рулевым управлением из помещения ВРК. Эти системы могут иметь общий штурвал или рычаг.

Местная система управления должна быть независимой от системы дистанционного управления и должна включать в себя все команды и контроль, необходимые для безопасной работы системы рулевого управления.

Система дистанционного рулевого управления с ходового мостика должна включать в себя два независимых средства управления:

устроенных таким образом, чтобы механическая или электрическая неисправность в одном из них не приводила к выходу из строя другого, и

в соответствии с [5.2.11.4](#) и

получающих питание также от альтернативного источника питания, когда это требуется согласно [5.2.9.2](#).

5.2.11.2 Наличие нескольких ВРК.

Если средства рулевого управления судна состоят из двух или более ВРК:

должны быть предусмотрены независимые системы управления для рулевого управления каждой ВРК; и

их система управления должна включать в себя устройство, обеспечивающее автоматическую синхронизацию вращения ВРК, если только каждая ВРК не рассчитана таким образом, чтобы выдерживать любые дополнительные усилия, возникающие в результате упора, создаваемого другими ВРК.

5.2.11.3 Системы управления.

Каждая система управления рулевым устройством должна соответствовать следующим требованиям:

она должна обслуживаться собственной отдельной цепью с питанием от силовой цепи питания рулевого устройства из точки в помещении ВРК или непосредственно от сборных шин распределительного щита, питающих эту силовую цепь рулевого устройства, в точке на распределительном щите рядом с питанием силовой цепи рулевого устройства.

в помещении ВРК должны быть предусмотрены средства для отключения любой системы управления, работающей с ходового мостика, от рулевого привода, который она обслуживает;

система должна иметь возможность приведения в действие с ходового мостика;

в случае неисправности электропитания системы управления на ходовом мостике, должна срабатывать звуковая и визуальная сигнализация;

для цепей питания систем управления рулевым устройством должна быть предусмотрена защита только от короткого замыкания.

5.2.11.4 Разделение систем управления и компонентов

.1 все электрические компоненты систем управления рулевым устройством должны дублироваться. При этом не требуется дублирование рулевого колеса или рулевого рычага;

.2 дублированные системы управления рулевым устройством и связанные с ними компоненты должны быть, насколько это практически возможно, разделены;

.3 провода, клеммы и элементы дублированных систем управления рулевым устройством, установленные в блоках, шкафах управления, распределительных щитах или пультах мостика, должны быть, по возможности, разделены. Там, где физическое разделение практически невозможно, разделение допускается обеспечивать с помощью огнестойкой пластины;

.4 если для обеих систем управления рулевым устройством используется общий переключатель режимов рулевого управления (одноосный переключатель), соединения систем управления должны быть соответствующим образом разделены и отделены друг от друга изолирующей пластиной или воздушным зазором;

.5 при наличии двух следящих систем управления, конструкция и питание усилителя должны быть разделены как электрически, так и механически. При наличии как следящей, так и неследящей систем управления, необходимо обеспечить, чтобы усилитель следящей системы управления имел селективную защиту;

.6 если предусмотрены дополнительные устройства управления, например, рычаг управления или авторулевой, то их электрические цепи должны иметь устройства отключения, установленные во всех полюсах;

.7 устройства обратной связи и конечные выключатели, при наличии, для систем управления рулевого устройства должны быть разделены электрически и иметь раздельное механическое соединение с механизмом поворота.

5.2.11.5 Индикация и средства аварийной сигнализации.

Следующая индикация и средства аварийной сигнализации должны быть предусмотрены в местах, указанных в [табл. 5.2.11.5](#), насколько это применимо:

Таблица 5.2.11.5

Индикация и средства аварийной сигнализации

Позиция		Индикация	Средства аварийной сигнализации (звуковые и визуальные)	Местоположение		
				Ходовой мостик	Центральный пост управления ¹	Отделение погружного ВРК
Индикация того, что электродвигатель каждого силового агрегата работает		X		X	X	
Угловое положение ВРК		X		X		X
Отказ электропитания каждого силового агрегата рулевого устройства			X	X	X	
Неисправности электропитания каждой системы управления			X	X	X	
Перегрузка электродвигателя каждого силового агрегата рулевого устройства			X	X	X	
Обрыв фазы электродвигателя каждого силового агрегата рулевого устройства			X	X	X	
Замыкание на землю в цепях переменного и постоянного тока			X	X	X	
Отказы системы управления	Неисправности контуров в системах с замкнутым контуром, как контуров управления, так и контуров обратной связи ²		X	X	X	

Позиция		Индикация	Средства аварийной сигнализации (звуковые и визуальные)	Местоположение		
				Ходовой мостик	Центральный пост управления ¹	Отделение погружного ВРК
	Ошибки передачи данных		X	X	X	
	Неисправности программируемых систем (аппаратные и программные неисправности)		X	X	X	
	Отклонение между приказом о перекладке руля и обратной связью ³		X	X	X	
Наличие электропитания систем рулевого устройства		X		X	X	
Низкий уровень масла в любом баке гидросистемы			X		X	
Гидравлическая блокировка			X	X	X	
Обнаружение утечки гидравлического масла из исполнительной системы			X	X	X	
Индикация давления нагнетания гидравлического масляного насоса и сигнализация низкого давления		X	X	X	X	
Включен рулевой тормоз (если установлен)		X		X	X	X

Позиция	Индикация	Средства аварийной сигнализации (звуковые и визуальные)	Местоположение		
			Ходовой мостик	Центральный пост управления ¹	Отделение погружного ВРК
<p>¹Может допускаться общая сигнализация, если отдельные аварийные сигналы доступны по месту</p> <p>²Обычно короткое замыкание, обрыв соединения и замыкания на землю</p> <p>³Сигнализация об отклонении должна инициироваться, если фактическое положение руля не достигает заданного значения в пределах допустимого времени для систем управления с замкнутым контуром (например, следящего управления и авторулевого). Сигнализация об отклонении может быть вызвана механическими, гидравлическими или электрическими неисправностями.</p>					

5.2.11.6 Индикация углового положения.

Угловое положение каждой рулевой пропульсивной установки должно быть:

.1 указано на ходовом мостике. Индикация угла поворота руля должна быть независимой от системы управления рулевым устройством и иметь питание от аварийного распределительного щита или от альтернативного и независимого источника электроэнергии, например, указанного в [5.2.9.2](#);

.2 подтверждено в помещении ВРК.

5.2.11.7 Ограничение угла.

Угол поворота должен ограничиваться в зависимости от задаваемой скорости судна для того, чтобы не подвергать судно опасности (из-за чрезмерного упора во время поворота). Аналогичным образом, мощность должна быть ограничена в зависимости от фактического угла поворота, чтобы не подвергать судно опасности. Система таких ограничений (блокировок) должна быть обеспечена необходимым резервированием и должна действовать независимо от системы управления углом поворота (разворотом гондолы ВРК).

Достижение или превышение допустимых величин ограничений угла поворота должно вызывать срабатывание АПС.

После срабатывания ограничения должно быть возможным возвращение азимутального привода к допустимым углам разворота привода без ручного возврата.

6 КОНСТРУКТИВНАЯ ОЦЕНКА КОРПУСА ВРК ПРИ РАБОТЕ В ЛЕДОВЫХ УСЛОВИЯХ

6.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

6.1.1 Область распространения.

6.1.1.1 Типы установок.

Требования настоящего раздела распространяются, в дополнение к общим требованиям, приведенным в [разд. 2](#), на следующие типы ВРК, предназначенных для плавания в ледовых условиях:

- неповоротные и поворотные ВРК;
- с двигателем в гондоле и с механической передачей;
- с насадкой и без насадки.

6.2 КОНСТРУКЦИЯ ГЛАВНЫХ ВРК

6.2.1 Принципы проектирования.

6.2.1.1 Сценарии нагрузки.

ВРК должны быть рассчитаны на нагрузки от взаимодействия корпуса ВРК со льдом. Приведены формулы нагрузки для оценки крайне редких экстремальных нагрузок на гондолу ВРК, основанных на предполагаемой ледовой обстановке и эксплуатационных параметрах судна. Для определения экстремальных ледовых нагрузок были выбраны два основных сценария ледовых нагрузок. Примеры нагрузок показаны на [рис. 6.2.1.1](#). В дополнение к этому могут быть определены ответные вибрации гондолы ВРК на лопастной частоте. Рассматриваются следующие типы сценариев нагрузки:

- .1 взаимодействие льда с гондолой ВРК или ступицей гребного винта;
- .2 работа ВРК в торосах, имеющих смерзшийся слой льда значительной толщины;
- .3 ответная вибрация ВРК на лопастной частоте.

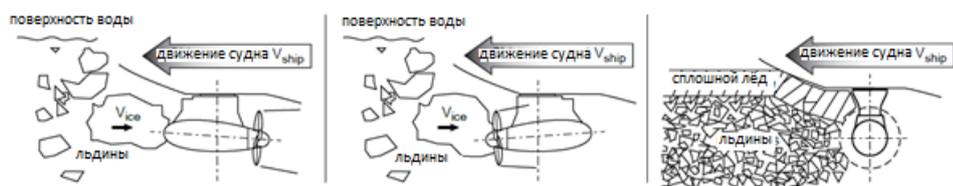


Рис. 6.2.1.1. Примеры сценариев нагрузки

6.2.1.2 Повреждение лопасти.

Механизм поворота, детали крепления и корпус ВРК должны быть спроектированы с учетом нагрузки, возникающей при пластических деформациях лопасти без ее поломки. Должно рассматриваться такое положение лопасти при ее деформации, при котором возникают наибольшие нагрузки на анализируемый компонент. Наибольшие усилия действуют на гондолу ВРК при ориентации лопасти вертикально вниз.

6.2.2 Наибольшие ледовые нагрузки.

6.2.2.1 Варианты нагрузки.

ВРК должна выдерживать нагрузки, возникающие в случаях воздействия льдины толщиной H_{ice} , определенной в [табл. 3.2.2.2-1](#), на гондолу ВРК.

Случаи ударных нагрузок приведены [табл. 6.2.2.1](#). Значения скорости взаимодействия, соответствующие относительному движению между судном и льдиной, приведены в [табл. 6.2.2.2-2](#) и [6.2.2.2-3](#). Форма взаимодействия принимается полусферической. Если фактическая геометрия взаимодействия отличается от формы полусферы, то радиус сферы должен приниматься таким, чтобы получаемая зона контакта как можно точнее соответствовала фактической геометрической форме взаимодействия.

Таблица 6.2.2.1

Случаи ударных нагрузок на ВРК

Случай нагружения	Усилие	Область взаимодействия	
Случай нагружения T1a Симметричное продольное взаимодействие ВРК со льдом	F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены симметрично к зоне контакта.	
Случай нагружения T1b Несимметричное продольное взаимодействие ВРК со льдом	50 % of F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены к половине зоны контакта	
Случай нагружения T1c Несимметричное продольное взаимодействие насадки со льдом	F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены к зоне контакта. Область контакта равна произведению толщины насадки (H_{nz})* на высоту контакта (H_{ice})	
Случай нагружения T2a Симметричное продольное взаимодействие ступицы винта со льдом	F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены	

Случай нагружения	Усилие	Область взаимодействия	
		симметрично к зоне контакта	
Случай нагружения Т2b Несимметричное продольное взаимодействие ступицы винта со льдом	50 % of F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены к половине зоны контакта	
Случай нагружения Т3a Симметричное поперечное взаимодействие корпуса ВРК со льдом	F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены симметрично к зоне контакта	
Случай нагружения Т3b Несимметричное поперечное взаимодействие корпуса ВРК или насадки со льдом	F_{ti}	Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены к зоне контакта. Радиус контакта с насадкой R должен приниматься исходя из длины насадки	

Примечание 1. Для неповоротных ВРК должны рассматриваться только соответствующие случаи нагружения.

6.2.2.2 Ледовая ударная нагрузка.

Ледовая ударная нагрузка F_{ti} , кН, должна рассчитываться следующим образом:

$$F_{ti} = 34.5 \cdot C_{DMI} \cdot R_C^{0.5} \cdot (m_{ice} v_s^2)^{0.333}$$

где R_C – радиус сферы при определении геометрии взаимодействия, м, показанный на [рис. 6.2.2.2](#).

- m_{ice} — масса льдины, кг, приведенная [табл. 6.2.2.2-1](#)
 V_s — скорость судна в момент контакта, м/с, приведенная в [табл. 6.2.2.2-2](#) и [6.2.2.2-3](#). В каждом конкретном случае v_s также может быть принята за фактическую расчетную эксплуатационную скорость рассматриваемого судна в ледовых условиях по согласованию с Регистром.
 C_{DMI} — Коэффициент динамического усиления для ударных нагрузок. Если значения коэффициента C_{DMI} неизвестны, то он должен приниматься в соответствии с [табл. 6.2.2.2-1](#).

Для нагрузок на неполусферические зоны, например, при взаимодействии с направляющей насадкой, R_c должен быть заменен на эквивалентный радиус сферы взаимодействия R_{ceq} , м, определяемый приведенной ниже зависимостью:

$$R_{ceq} = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

где A — площадь контакта, м², показанная в [табл. 6.2.2.1](#).

В качестве альтернативы, если часть гондолы ВРК, противоположная гребному винту, не является полусферической, учитываемое значение для R_c допускается принимать равным половине наибольшей площади поперечного сечения.

Если значение $2 \cdot R_{ceq}$ больше, чем толщина льдины, приведенная в [табл. 6.2.2.2-1](#), то радиус принимается равным половине толщины льдины.

При определении воздействия со стороны ВРК для определения радиуса сферы может использоваться диаметр корпуса гондолы. При определении воздействия на ступицу гребного винта для определения радиуса сферы может использоваться диаметр ступицы.

Примечание 1. Скорость продольного взаимодействия в [табл. 6.2.2.2-2](#) и [6.2.2.2-3](#) относится к основному направлению движения. Для тянущего гребного винта скорость продольного взаимодействия используется для случая нагружения Т2 (взаимодействие ступицы винта со льдом); а для толкающего гребного винта скорость продольного взаимодействия применяется для случая Т1 (взаимодействие обтекателя ВРК со льдом). Для противоположного направления применяется скорость при поперечном взаимодействии.

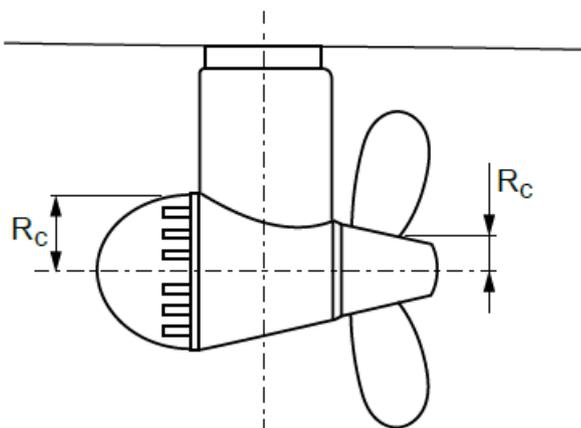


Рис. 6.2.2.2. Размеры, используемые при определении R_c

Таблица 6.2.2-1

Значения параметров размеров льдин и фактора динамического усиления

Ледовый класс	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	P7
Толщина расчетной льдины, взаимодействующей с ВРК ($2/3$ от H_{ice}), м	2,67	2,33	2	1,67	1,33	1,17	1,0
Предельная масса льдины (m_{ice}), кг	103 530	69 360	43 680	25 280	12 940	8 760	5 460
C_{DMI} (если неизвестна)	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2

Таблица 6.2.2-2

Скорость взаимодействия для центрального расположения ВРК в корме судна, м/с

Ледовый класс	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
Продольное взаимодействие в основном направлении движения	11,5	10,75	9,6	8,4	7,2	6	5
Продольное взаимодействие в основном направлении движения	7,5	7	6,25	5,5	4,7	4	3
Поперечное взаимодействие при движении судна вперед носом	3,5	3,25	3,25	3	3	3	2
Поперечное взаимодействие при движении судна кормой вперед (судно двойного действия)	4,5	4,25	4	4	4	4	3

Таблица 6.2.2-3

Скорости взаимодействия для бортового расположения ВРК в корме судна, а также для центрального и бортового расположения ВРК в носу судна, м/с

Ледовый класс	PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
Продольное взаимодействие в основном направлении движения	11,5	10,75	9,6	8,4	7,2	6	5
Продольное взаимодействие в обратном направлении движения (взаимодействие ступицы гребного винта тянущей установки или обтекателя толкающей установки)	7,5	7	6,25	5,5	4,7	4	3
Поперечное взаимодействие	4,5	4,25	4	4	4	4	2

6.2.3 Наибольшие ледовые нагрузки, действующие на гондолу ВРК при преодолении тороса

6.2.3.1 Описание сценария.

В этом сценарии нагрузки судно преодолевает торос при движении с ВРК впереди на скорости преодоления тороса. Эта ситуация наблюдается, когда судно с ВРК в

носовой части движется вперед или когда судно с ВРК в кормовой части движется задним ходом. Максимальная нагрузка во время такого события считается предельной нагрузкой. Событие такого рода обычно длится несколько секунд, вследствие чего динамическое усиление считается незначительным и не учитывается.

6.2.3.2 Нагрузка при преодолении тороса.

Нагрузка при преодолении торосов F_{tr} , кН, должна рассчитываться для случаев нагружения, приведенных в [табл. 6.2.3.2-1](#), с использованием следующей формулы:

$$F_{tr} = 32 \cdot v_s^{0.66} \cdot H_r^{0.9} \cdot A_t^{0.74}$$

где v_s — Скорость преодоления тороса, м/с, приведенная в [табл. 6.2.3.2-2](#) и [6.2.3.2-3](#). В каждом конкретном случае v_s также может быть определена по фактической расчетной эксплуатационной скорости судна в ледовых условиях по согласованию с Регистром, м/с.

H_r — Общая толщина расчетного тороса, м, приведенная в [табл. 6.2.3.2-2](#) и [6.2.3.2-](#)

[3](#).

A_t — Развернутая поверхность ВРК, м², указанная в [табл. 6.2.3.2-1](#).

При расчете зоны контакта при взаимодействии ВРК с торосом зона нагружения в вертикальном направлении ограничена толщиной ледяного тороса, как показано на [рис. 6.2.3.2](#).

Нагрузки должны быть приложены в виде равномерно распределенной нагрузки или равномерного давления на поверхность ВРК.

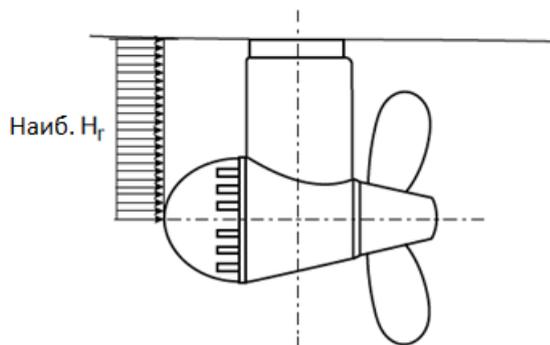


Рис. 6.2.3.2. Схематический рисунок, показывающий уменьшение площади контакта на максимальную толщину тороса

Таблица 6.2.3.2-1

Случаи нагружения при преодолении торосов

Случай нагружения	Усилие	Область взаимодействия	
<p>Случай нагружения Т4а Симметричные продольные нагрузки при преодолении торосов</p>	<p>F_{tr}</p>	<p>Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены симметрично к зоне контакта.</p>	
<p>Случай нагружения Т4б Несимметричные продольные нагрузки при преодолении торосов</p>	<p>50 % от F_{tr}</p>	<p>Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены к другой половине зоны контакта.</p>	

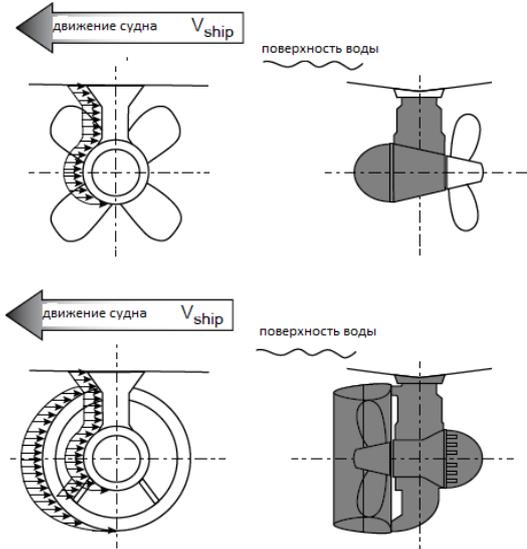
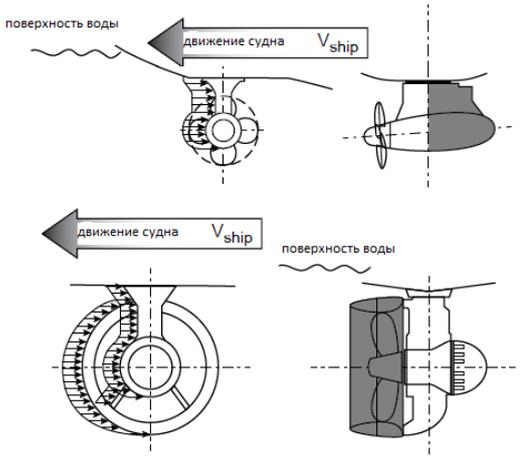
Случай нагружения	Усилие	Область взаимодействия	Область взаимодействия
<p>Случай нагружения Т5а Симметричные поперечные нагрузки при преодолении торосов на гребные винты в направляющей насадке и толкающие винты</p>	<p>F_{tr}</p>	<p>Равномерно распределенная нагрузка или распределенное давление, которые приложены симметрично к зоне контакта.</p>	
<p>Случай нагружения Т5b Несимметричные поперечные нагрузки при преодолении торосов на гребные винты любых ВРК</p>	<p>50 % от F_{tr}</p>	<p>Равномерно распределенная нагрузка или равномерное давление, которые приложены к половине зоны контакта</p>	
<p>Примечание 1. Для неповоротных ВРК должны рассматриваться только соответствующие случаи нагружения.</p>			

Таблица 6.2.3.2-2

**Параметры для расчета максимальных нагрузок при прохождении ВРК
через ледяные торосы
ВРК расположены в корме судна, движение судна осуществляется
носом вперед**

Ледовый класс		PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
Общая толщина расчетного тороса (H_r), м		21	17	14	12	10	8	8
Скорость прохождения тороса (v_s), м/с	Продольные нагрузки	7	6	5,5	5	4,5	4	2
	Поперечные нагрузки	3,5	3	2,75	2,5	2,25	2	1

Таблица 6.2.3.2-3

**Параметры для расчета максимальных нагрузок при прохождении ВРК
через ледяные торосы
ВРК расположены впереди, как при эксплуатации судна в режиме
двойного действия**

Ледовый класс		PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7
Общая толщина расчетного тороса (H_r), м		21	17	14	12	10	8	8
Скорость прохождения тороса (v_s), м/с	Продольные нагрузки	8	7	6,75	6,5	6,25	6	4
	Поперечные нагрузки	4,5	3,5	3,4	3,25	3	3	2

6.2.4 Критерий приемлемости для статических нагрузок.

6.2.4.1 Напряжения в гондоле ВРК.

Напряжения, действующие на ВРК, должны рассчитываться для наибольших нагрузок, которые ожидаются единожды в течение службы судна в соответствии с требованиями [разд. 2](#). Номинальные напряжения по Мизесу, определенные для корпуса ВРК, должны обеспечивать коэффициент запаса прочности 1,3 в отношении предела текучести материала. В зонах концентраций местных напряжений напряжения должны иметь запас прочности 1,0 по условному пределу текучести.

6.2.4.2 Напряжения в компонентах соединения.

Подшипник рулевого устройства, детали крепления и иные элементы должны обеспечивать пригодность к эксплуатации без возникновения повреждений, требующих ремонта, при воздействии нагрузок, указанных в [6.2.2](#) и [6.2.3](#), умноженных на коэффициент запаса прочности 1,3.

6.2.5 Общая вибрация гондолы ВРК.

6.2.5.1 Общие положения.

Оценка общей вибрации гондолы ВРК имеет важное значение, если возмущения лопастной частоты первого порядка находятся в одном частотном диапазоне с режимами вибрации гондолы ВРК, которые возникают при частоте вращения гребного винта, соответствующей верхней части диапазона мощности валопровода. Эта оценка является обязательной и должна продемонстрировать либо отсутствие резонанса при лопастной частоте первого порядка при высоких рабочих частотах вращения гребного винта (более 50 % максимальной мощности), либо то, что конструкция способна выдерживать вибрационные нагрузки при резонансе выше 50 % максимальной мощности.

При определении собственной частоты колебаний ВРК в продольном и поперечном направлениях должны учитываться затухание колебаний и присоединенная масса воды. Кроме того, необходимо выполнить моделирование влияния жесткости конструкций судна.

7 ИСПЫТАНИЯ

7.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

7.1.1 Область распространения.

7.1.1.1 Область распространения.

Настоящий раздел содержит основные положения по освидетельствованию и испытаниям на предприятиях (изготовителях) головных образцов изделий, серийных изделий и испытаний на борту.

Для изделий, не указанных в данном разделе, должны применяться Правила Регистра.

7.1.2 Освидетельствования и испытания.

7.1.2.1 Механические испытания (на растяжение, удар, твердость).

Механические испытания должны проводиться в соответствии с Правилами Регистра.

7.1.2.2 Магнитопорошковая и капиллярная дефектоскопия.

Обнаружение поверхностных трещин стальной поковки должно проводиться в соответствии с Правилами Регистра.

7.1.2.3 Ультразвуковая дефектоскопия.

Ультразвуковая дефектоскопия должна проводиться в соответствии с Правилами Регистра.

7.1.2.4 Химический состав.

Определение химического состава материалов должно проводиться в соответствии с Правилами Регистра.

7.1.2.5 Визуальный осмотр и проверка размеров.

Визуальный осмотр и проверка размеров должны проводиться с целью установления того, что изделие в сборе:

соответствует утвержденной технической документации;

изготовлено согласно соответствующим конструктивным требованиям.

7.1.2.6 Гидравлические испытания.

Гидравлические испытания должны проводиться в соответствии с Правилами Регистра после завершения изготовления и до установки на борту судна.

Испытательное давление должно быть равно 1,5-кратному расчетному давлению рассматриваемой системы.

7.1.3 Типовые испытания и испытания серийных изделий.

7.1.3.1 Типовое испытание.

Типовое испытание – это испытание, проводимое на первом или одном из первых новых образцов в отношении проверки ожидаемых рабочих характеристик оборудования.

Типовые испытания должны проводиться на оборудовании или системе, строго идентичных тем, которые предназначены для установки на борту судна.

7.1.3.2 Испытание серийного изделия

Испытание серийного изделия – это испытание, проводимое на каждом отдельном изделии или партии изделий с целью проверки соответствия одобренному типу и/или одобренной технической документации.

Испытания серийного изделия являются частью освидетельствования оборудования в соответствии с требованиями [разд. 8](#).

7.2 ЗАВОДСКОЙ КОНТРОЛЬ И ИСПЫТАНИЯ

7.2.1 ВРК.

7.2.1.1 Общие положения.

Осмотр и проверки проводятся с целью подтверждения:
соответствия изделия одобренной технической документации;
соответствия испытательного стенда конструкции испытываемого изделия;
проверки работы изделия на соответствие условиям эксплуатации.

При осмотре (со вскрытиями и отдельными разборками, при необходимости) проверяются:

- .1 техническая документация на материалы, примененные в изделии;
- .2 комплектующие изделия, входящие в осматриваемое оборудование;
- .3 монтаж электрической схемы изделия;
- .4 конструктивное исполнение изделия;
- .5 прочность соединения и крепления узлов, токоведущих частей, сварных, винтовых и других конструктивных и контактных соединений;
- .6 нанесение антикоррозионных покрытий;
- .7 нанесение необходимых маркировок и информационных надписей;
- .8 контактная и защитная концевая заделка кабелей и проводов;
- .9 меры, обеспечивающие электробезопасность (защитное заземление, блокировки и т.п.).

7.2.1.2 Объем испытаний.

Испытания, необходимые после сборки главных ВРК, перечислены в [табл. 7.2.1.2](#).

Таблица 7.2.1.2

Испытания, проводимые после сборки рулевых пропульсивных установок

№	Испытание	Типовое испытание	Испытания серийных изделий
1	Измерение сопротивления изоляции	X	X
2	Проверка функционирования	X	X
3	Испытания электрической прочности изоляции	X	X
4	Испытания на соответствие эксплуатационным условиям (механические и климатические)	X	
5	Испытания корпуса	X	X
6	Испытания на нагревание	X	
7	Испытания на перегрузку по току	X	X
8	Проверка уровня радиопомех	X	
9	Испытания на перегрузку по вращающему моменту	X	
10	Испытания на стоянку под током	X	

№	Испытание	Типовое испытание	Испытания серийных изделий
11	Испытания при повышенной частоте вращения	X	
12	Проверка систем защит и сигнализации	X	X

7.3 ИСПЫТАНИЯ НА СУДНЕ

7.3.1 Общие положения.

7.3.1.1 Область распространения.

После установки на борту судна ВРК должны быть испытаны и осмотрены в соответствии с требованиями, приведенными в [7.3.2](#) и [7.3.3](#).

7.3.2 Швартовные испытания.

7.3.2.1 Объем испытаний.

Швартовные испытания ВРК должны включать в себя следующие испытания:

- .1 проверка плавности работы поворотного механизма с ручным управлением;
- .2 проверка работы систем управления, сигнализации, защиты и блокировки;
- .3 проверка работы ВРК. В ходе этого испытания должно проверяться

следующее:

- работа редуктора и уплотнений;
- время поворота;
- давление и температура систем.

7.3.3 Ходовые испытания.

7.3.3.1 Испытания на маневренность судна.

Испытания на маневренность судна, например, в соответствии с резолюцией ИМО MSC.137(76) о Стандартах на маневренность судов, должны проводиться с углами поворота, не превышающими заявленные пределы угла поворота (см. [1.1.5.3](#)).

7.3.3.2 Испытания ВРК.

Ходовые испытания ВРК должны включать в себя следующие испытания:

- .1 проверка производительности и функций безопасности ВРК;
- .2 функциональные испытания системы управления, включая переключение между различными режимами работы;
- .3 тестирование сигнализации и функций безопасности.

7.3.3.3 Проверка на утечки.

По завершении ходовых испытаний должна быть визуально проверена водонепроницаемость уплотнительных устройств для подтверждения отсутствия течи.

8 ОСВИДЕТЕЛЬСТВОВАНИЕ

8.1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

8.1.1 Минимальные требования.

8.1.1.1 Схема освидетельствования.

Освидетельствование материалов и изделий, используемых в ВРК, осуществляется в соответствии с общими процедурами технического наблюдения соответствующих Правил Регистра с учетом положений [табл. 8.1.1.1](#).

В данном разделе приведены минимальные требования к освидетельствованию материалов и компонентов.

В случае, если материалы или изделия эксплуатируются в нестандартных условиях, которые не рассматриваются настоящими правилами, Регистр может предъявить дополнительные требования. Такие требования могут включать в себя химический состав, механические свойства, испытания и т.д.

8.1.1.2 Согласование конструкции.

Одобрение документации, DA/ОД, соответствует анализу технической документации на конкретное устройство в соответствии с Правилами Регистра и/или согласованным требованиям. DA/ОД представляет собой этап в рамках процесса классификации, который сопровождается работой по освидетельствованию, насколько это применимо к соответствующей части судна, оборудования или детали.

Таблица 8.1.1.1

Освидетельствование элементов

№	Оборудование или материал	Схема освидетельствования	
		TAC/DA	Освидетельствование изделия C/W
ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ			
1	Корпус ВРК	DA	C
2	Отливка корпуса ВРК (верхняя часть)	DA	C
3	Отливка корпуса ВРК (корпус ВРК со стороны гребного винта)	DA	C
4	Монтажный блок с крышкой ВРК	DA	C
5	Устройство рулевого управления ВРК	DA	C
МЕХАНИЗМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ			
6	Главные рулевые пропульсивные установки без систем дистанционного и местного управления	DA	C
7	Валы ВРК: механически обработанные (гребной вал, промежуточные валы и упорный вал)	DA	C
8	Поковка для гребного вала	DA	C
9	Уплотнения гребного вала	TAC	C/W
10	Упорный подшипник	TAC	W

№	Оборудование или материал	Схема освидетельствования	
		TAC/DA	Освидетельствование изделия C/W
11	Опорный подшипник	TAC	W
12	Ступица гребного винта	DA	C
13	Болты лопастей гребного винта	DA	C
14	Лопасть гребного винта	DA	C
15	Установки охлаждающего воздуха	DA	C
16	Теплообменник	DA	C
17	Вертлюг (механизмы гидравлической системы рулевого управления)	TAC	Согласно Правилам Регистра
18	Блок очистки и контроля смазочного масла	DA	C
19	Рулевое устройство	DA	C
20	Верхнее кольцо корпуса ВРК	DA	C
21	Гидравлические силовые агрегаты	DA	C
22	Насосы, за исключением гидравлических шестеренчатых зубчатых насосов	DA	Согласно Правилам Регистра
23	Гибкие шланги для гидравлической, охлаждающей и смазочной систем гидравлических силовых агрегатов ВРК	TAC	Согласно Правилам Регистра
24	Гидравлический зубчатый шестеренчатый насос	TAC	Согласно Правилам Регистра
25	Зубчатое колесо	DA	C
26	Зубчатые валы	DA	C
27	Подшипник рулевого устройства: поворотное кольцо подшипника	DA	C
28	Уплотнение корпуса ВРК	TAC	W
29	Соединительные болты корпуса, валов и зубчатых колес рулевого привода	DA	C
ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ			
30	Гребной электродвигатель ВРК	DA	C

№	Оборудование или материал	Схема освидетельствования	
		TAC/DA	Освидетельствование изделия C/W
31	Корпуса для электрических частей	Неприменимо	W
32	Электрический кабель	TAC	Согласно Правилам Регистра
33	Устройства токосъемного кольца для погружного ВРК	DA	C
34	Вспомогательные датчики (обнаружение утечек, датчик температуры и т.д.)	TAC	W
35	Частотно-регулируемые приводы (ЧРП)	TAC	Согласно Правилам Регистра
36	Электродвигатели мощностью 100 кВт и более	DA	C
37	Электродвигатели мощностью от 2 кВт до 100 кВт	TAC	W
38	Электродвигатели мощностью до 2 кВт	Согласно Правилам Регистра	W
39	Автоматический выключатель низкого напряжения (НН)	TAC	W
40	Контактор низкого напряжения (НН)	TAC	W
41	Тепловая защита низкого напряжения (НН)	TAC	W
42	Пускатель двигателя низкого напряжения (НН)	TAC	W
43	Компоненты автоматизации программируемый логический контроллер (стойка вводов/выводов) ЧМИ (дисплей/экран) сетевой коммутатор источники питания	TAC	W
<p>Примечание 1. Определения: Свидетельство о типовом одобрении (TAC) означает, что материалы и/или изделия соответствуют применимым Правилам Регистра на основании положительных результатов проверки и испытаний. Согласование конструкции (DA) (см. 1.1.2) Свидетельство (C) означает, что материалы и/или изделия соответствуют применимым Правилам Регистра. Документ, выданный изготовителем (W) означает, что материалы и/или изделия соответствуют применимым Правилам Регистра.</p>			

Российский морской регистр судоходства
Правила по средствам активного управления судов полярных классов

ФАУ «Российский морской регистр судоходства»
191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, 8
www.rs-class.org/ru/