

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
«Калининградский государственный технический институт»

ИНСТИТУТ РЫБОЛОВСТВА И АКВАКУЛЬТУРЫ

А.В. Суконнов, Е. Е. Львова, Т. Е. Суконнова

МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ РЫБОЛОВСТВА

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям
для студентов, обучающихся в бакалавриате по направлению подготовки
35.03.09 «Промышленное рыболовство»

Калининград

2022

УДК 639.2.081

Рецензент

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой промышленного рыболовства ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» А.А. Недоступ

Суконнов, А. В.

Механизация процессов рыболовства: учеб.-методич. пособие по практическим занятиям для студ. бакалавриата по напр. подгот. 35.03.09 Промышленное рыболовство / **А. В. Суконнов, Е. Е. Львова, Т. Е. Суконнова.** – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВО «КГТУ», 2022. – 72 с.

В учебно-методическом пособии приведены указания по подготовке к практическим занятиям по разделам дисциплины «Механизация процессов рыболовства», включающие методические рекомендации по выполнению заданий, примеры выполнения заданий, практические задания по каждой теме, вопросы для самоконтроля, рекомендуемую литературу.

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям рекомендовано к изданию в качестве локального электронного методического материала для использования в учебном процессе методической комиссией института рыболовства и аквакультуры ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» «29» июня 2022 г., протокол № 5

УДК 639.2.081

© Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Калининградский государственный
технический университет», 2022 г.
© Суконнов А. В., Львова Е. Е.,
Суконнова Т. Е., 2022 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Требования к оформлению практических занятий	5
Практическое занятие № 1 «Расчет параметров тяговых органов промысловых машин для сетного и неводного лова».....	8
Практическое занятие № 2 «Расчет и выбор конструкций сетных барабанов для выборки сетных жгутов неводов и тралов»	17
Практическое занятие № 3 «Расчет параметров навивных барабанов для выборки канатов и канатно-сетных жгутов».....	27
Практическое занятие № 4 «Расчет и обоснование выбора привода промысловых комплексов».....	38
Практическое занятие № 5 «Расчет параметров тормозных устройств промысловых механизмов».....	53
Практическое занятие №6 «Расчет и проверка работоспособности направляющих и поддерживающих устройств».....	59
Список рекомендуемой литературы.....	70

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие по практическим занятиям по дисциплине «Механизация процессов рыболовства» предназначено для студентов, обучающихся в бакалавриате по направлению подготовки 35.03.09 Промышленное рыболовство.

Цель освоения дисциплины «Механизация процессов рыболовства» является:

- усвоение студентами знаний по конструкции и устройству промысловых машин, схем и комплексов, используемых в рыбной отрасли;
- усвоение знаний по методам промысловой и технической эксплуатации промыслового оборудования;
- приобретение навыков по расчету и выбору промыслового оборудования;

Цель выполнения практических заданий – получение навыков по методам расчета узлов и деталей промысловой машины.

В результате выполнения практических заданий по дисциплине студент должен:

знать:

- технические нормы, конструктивные особенности, требования к промысловым механизмам, применяющимся в рыболовстве;
- методы и принципы расчета промысловых машин и их составляющих;
- техническую документацию по эксплуатации, обслуживанию и ремонту промысловых машин;

уметь:

- составлять эскизные проекты отдельных узлов и деталей промысловой машины;
- проводить соответствующие расчетные работы, связанные с определением габаритных, емкостных и силовых характеристик промысловых машин;

- определять степень механизации промышленных операций;

владеть:

- навыками по методам и принципам механизации промышленных процессов рыболовства;

Учебно-методическое пособие состоит из:

введения, где указаны: дисциплина учебного плана, для изучения которой оно предназначено; цель изучения дисциплины; цель выполнения практических заданий практикума; требования к знаниям, умениям и навыкам, которыми должен овладеть студент после выполнения заданий практикума;

основной части, которая содержит тему и цель каждого практического занятия, методические рекомендации по выполнению заданий, примеры выполнения заданий, практические задания по каждой теме, вопросы для самоконтроля; виды текущего контроля, последовательности его проведения, критерии и нормы оценки (отметки) выполнения практических заданий;

списка рекомендуемых источников.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ

Практическое задание оформляется на листе бумаги формата А4, любым печатным способом.

В отчет по практическому заданию должны быть включены следующие пункты:

1. Титульный лист;
2. Цель работы;
3. Краткие теоретические сведения;
4. Основная часть;
5. Выводы.

Изложение текста и оформление работ следует выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 7.32 – 2017.

1. Текст работ следует печатать, соблюдая следующие требования:

- текст набирается шрифтом Times New Roman кеглем не менее 12, строчным, без выделения, с выравниванием по ширине;

- абзацный отступ должен быть одинаковым и равен по всему тексту 1,25 см;

- строки разделяются полуторным интервалом;

- поля страницы: верхнее и нижнее – 20 мм, левое – 30 мм, правое – 15 мм;

- полужирный шрифт применяется только для заголовков разделов и подразделов, заголовков структурных элементов;

- разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания на определенных терминах, формулах, теоремах, применяя шрифты разной гарнитуры;

- введение и заключение не нумеруются.

2. Основную часть работы следует делить на разделы и подразделы:

- разделы и подразделы должны иметь порядковую нумерацию в пределах всего текста, за исключением приложений;

- нумеровать их следует арабскими цифрами;

- номер подраздела включает номер раздела и порядковый номер подраздела, разделенные точкой;

- после номера раздела и подраздела в тексте точку не ставят;

- разделы и подразделы должны иметь заголовки;

- заголовки разделов и подразделов следует печатать с абзацного отступа с прописной буквы, полужирным шрифтом, без точки в конце, не подчеркивая;

- если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой;

- переносы слов в заголовках не допускаются;

- каждый структурный элемент и каждый раздел основной части отчета начинают с новой страницы.

3. Нумерация страниц текстовых документов:

- страницы работ следует нумеровать арабскими цифрами, соблюдая сквозную нумерацию по всему тексту работ;

- титульный лист включают в общую нумерацию страниц работ;
- номер страницы на титульном листе не проставляют;
- номер страницы проставляют в центре нижней части листа без точки.

4. Рисунки:

- на все рисунки должны быть ссылки: ... в соответствии с рисунком 1;
- рисунки, за исключением рисунков приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией;
- рисунки могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст), наименование помещают после пояснительных данных: Рисунок 1 – Детали прибора;
- рисунки каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения: Рисунок А.3.

5. Таблицы:

- на все таблицы должны быть ссылки, при ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера;
- таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией;
- наименование таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа: Таблица 1 – Детали прибора;
- таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения.

Практическое занятие №1

Расчет параметров тяговых органов промышленных машин для сетного и неводного лова

Цель работы - приобрести навыки предварительного расчета рабочих органов промышленных машин с целью их безопасной эксплуатации

1.1 Фрикционные канатовыборочные рабочие органы РПМ.

ЗАДАЧИ

1) Определить необходимое минимальное число витков каната на барабане турачки, если $S_1=20$ кН, $S_2= 50$ Н, $\mu=0,4$

2) Угол профиля канавки фрикционного шкива $\beta=40^\circ$, угол обхвата канатов шкива $\alpha=4$ рад., коэффициент трения $\mu=0,35$. Определить тягу шкива, если $S_2=20$ Н.

3) Определить относительное и абсолютное удлинение одного витка каната $d_k=40$ мм, уложенного на барабан-турачку с $D_0= 360$ мм.

4) Для выборки стального каната $d_k=28$ мм принято решение использовать турачку с $D_0=360$ мм. Обосновано ли это решение? К каким последствиям оно может привести? Какой минимальный диаметр должен быть у турачки для выборки указанного каната?

5) Для выборки каната под натяжением 2 кН с помощью фрикционного шкива решено исключить ручной труд на приеме сбегавшей ветви каната за счет установки прижимного ролика. С какой силой необходимо осуществить пружинное прижатие ролика, если угол обхвата шкива канатом 2 рад., а коэффициент трения между канатом и роликом равен 0,7?

6) Во сколько раз увеличится тяга фрикционного шкива с клиновидной канавкой по сравнению со шкивом, имеющим полукруглую канавку? Угол профиля канавки у первого шкива $\beta = 30^\circ$.

7) Определить тягу фрикционного шкива, выполненного из стали с клиновидной канавкой с углом наклона 40° , усилие выборки составляет 4 кН. Сбегающая ветвь капронового каната принимается вручную с усилием 50Н.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

1. Определить необходимое минимальное число витков каната на барабане турачки, если $S_1=20$ кН, $S_2= 50$ Н, $\mu=0,4$

Решение. По формуле (2) получаем

$$n \geq \frac{\lg \frac{S_1}{S_2}}{2 * \pi * \mu * \lg e} = \frac{\lg \frac{20000}{50}}{2 * 3.14 * 0.4 * 0.434} = 2.5 \text{ витка}$$

2. Угол профиля канавки фрикционного шкива $\beta=40^\circ$, угол обхвата канатов шкива $\alpha=4$ рад., коэффициент трения $\mu=0,35$. Определить тягу шкива, если $S_2=20$ Н.

Решение. Так как $\beta=40^\circ$ то $\zeta = 1/\sin(\beta/2)=2.92$

Поэтому

$$P = S_1 - S_2 = S_2 * (e^{\zeta \mu \alpha} - 1) = 20 * (e^{2.92 * 0.35 * 4} - 1) = 1170 \text{ Н}$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Фрикционные рабочие органы подразделяют на барабаны, турачки, шпидли и тяговые шкивы (блоки).

Усилие в набегающей ветви каната S_1 , и сбегающей S_2 (рисунок 1) на фрикционном барабане (шкиве) определяется по формуле:

$$S_1 = S_2 * e^{\mu * \alpha}, \quad (1)$$

где α – угол обхвата барабана канатом, рад:

μ - коэффициент трения каната о поверхность барабана (таблица 5).

Необходимое число витков каната на барабана-турачке определяют по формуле

$$n \geq \frac{\lg \frac{S_1}{S_2}}{2 * \pi * \mu * \lg e} \quad (2)$$

Если форма поверхности фрикционных барабанов, турачек является гладкой, то тяговые фрикционные шкивы имеют канавки (рисунок 2), которые позволяют увеличить силу сцепления между канатом и поверхностью обода шкива. Поэтому, формула (1) для тяговых шкивов имеет следующий вид:

$$S_1 = S_2 * e^{\zeta * \mu * \alpha}, \quad (3)$$

где ζ - коэффициент формы ручья тягового шкива, равный:

$4/\pi$ – для полукруглой канавки ручья

$1/\sin(\beta/2)$ – для клиновидной канавки с углом клина β

$\frac{4 * (1 - \sin(\beta/2))}{\pi - \beta - \sin \beta}$ - для полукруглой канавки с подрезом

Для барабана или шкива, имеющего на сбегавшей ветви прижимной ролик (рисунок 3) формула (2) принимает вид:

$$S_1 = (S_2 - \mu_1 * N) * e^{\mu \alpha}, \quad (4)$$

где N – сила прижатия ролика, Н;

μ_1 – коэффициент трения между канатом и поверхностью ролика.

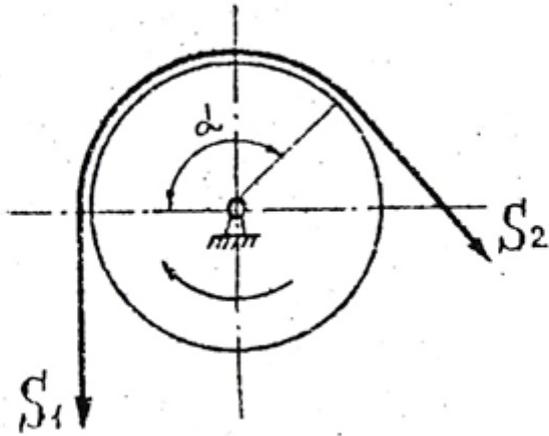
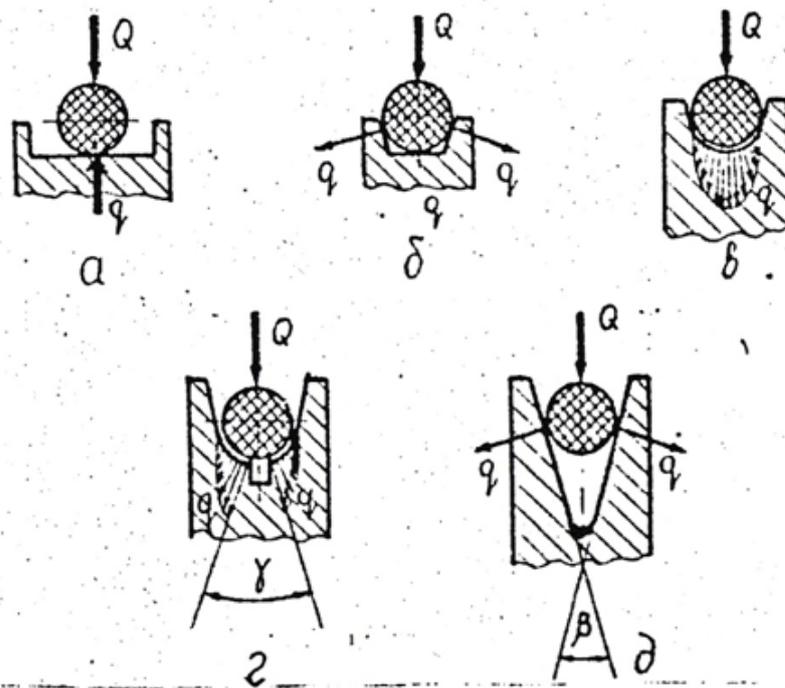


Рисунок 1 – Расчетная схема фрикционного барабана



А – гладкий обод; б – трапецевидная канавка; в – полукруглая канавка; г – полукруглая с прямоугольным надрезом; д – клиновидная канавка.

Рисунок 2 – Формы профилей канавок тяговых канато-выборочных ШКИВОВ

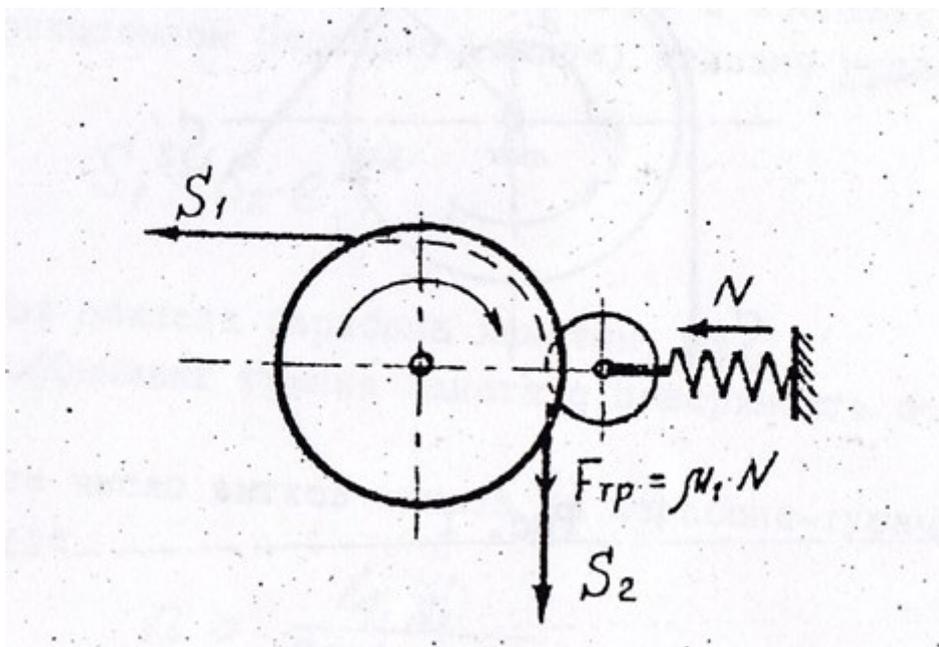


Рисунок 3 – Расчетная схема барабана или шкива, имеющего на сбегающей ветви прижимной ролик

Тяга фрикционного барабана или шкива определяется по выражению:

$$P = S_1 - S_2 \quad (5)$$

Крутящий момент сопротивления:

$$M_{кр.б} = (S_1 - S_2) * \frac{D_0}{2} \quad (6)$$

Контрольные вопросы:

1. Назначение профильных канавок;
2. Принцип расчета многошкивных фрикционных рабочих органов;
3. Как определить угол обхвата канатом поверхности рабочего органа в расчетной схеме?
4. Для какой цели применяют прижимной ролик?

1.2 Фрикционные сетевыборочные рабочие органы РПМ.

ЗАДАЧИ

1) Для выборки кошелькового невода жгутом используется рабочий орган, состоящий из трех фрикционных цилиндрических барабанов (рисунок 6). Какой суммарный угол необходимо обеспечить при затасовке жгута по барабанам, если $S_1=30\text{кН}$, $S_4=200\text{Н}$, $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3=0,85$?

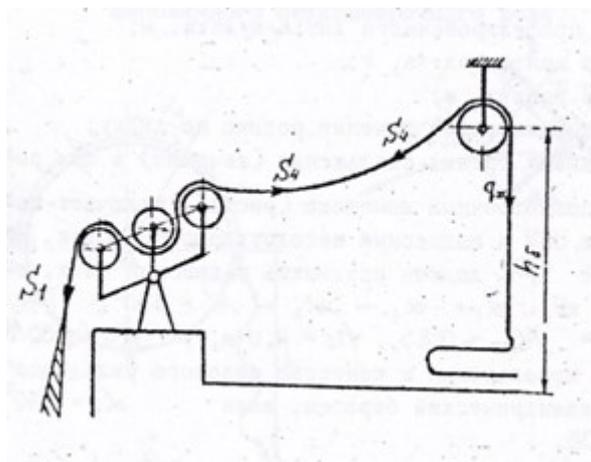


Рисунок 6 – Схема неводоудоборочного комплекса

2) По ободу фрикционного сетевыборочного блока установлены рычажные самозажимные элементы. Рабочее число зажимов $n=6$, угол обхвата на одном зажиме $\alpha=25^\circ$, угол клина в одной паре зажимов $\beta=40^\circ$, коэффициент трения $\mu=0,43$. Натяжение в сбегавшей ветви сетного жгута $S_2=300\text{Н}$. Определить максимальное тяговое усилие указанного фрикционного блока.

3) Определить тяговое усилие кулачковой сетевыборочной машины, если $\mu_1=\mu_2=0,38$, число рабочих кулачков $n=5$, $a=8\text{см}$, $b=12\text{см}$, усилие пружины $P_{\text{пр}}=185\text{Н}$. Определить также момент сопротивления вращению кулачковой головки СВМ, принимая $Z=11$, $R_6=270\text{мм}$, $R_d=225\text{мм}$, $D_p=40\text{мм}$, $d=15\text{мм}$. Коэффициент трения качения ролика по диску $K=0,005$, а коэффициент трения скольжения в оси ролика с учетом смазки $f=0,1$.

4) Какое усилие должна развивать пружина кулачковой головки СВМ для обеспечения ей тяги $1,5\text{кН}$? Число рабочих кулачков $n=5$, отношение $b/a=2$, $\mu_1=\mu_2=0,43$.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Неводоыборочный комплекс (рисунок 6) включает палубную трехбарабанную НВМ и подвесной неволоукладочный блок. Какое тяговое усилие P должен развивать подвесной блок, если $S_{1max} = 150\text{кН}$, $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 350^\circ$. $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0,85$, $h_6 = 4\text{ м}$, $q = 100\text{ Н/м}$?

Решение. По формуле имеем:

$$S_4 = \frac{S_1}{e^{\mu \sum \alpha}} = \frac{150000}{e^{0,85 * 0,1}} = 850\text{ Н}$$

Так как тяговое усилие блока должно быть равно:

$$P = S_4 - S_5, \text{ а } S_5 = q * h_6 = 4 * 100 = 400\text{ Н}$$

$$\text{то } P = 850 - 400 = 450\text{ Н}$$

По формуле Эйлера для цилиндрического блока

$$P_{max} = S_5 * (e^{\mu_4 \alpha_1} - 1) = 400 * (e^{0,38 * 2,45} - 1) = 620\text{ Н}$$

Так как $P_{max} > P$, ввиду $640 > 450$, то можно дать утвердительный ответ на второй вопрос.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Фрикционные сетевыборочные рабочие органы РПМ подразделяются на фрикционные барабаны с незаклинивающим профилем (цилиндрические), барабаны (блоки) с заклинивающим профилем (желобчатые), блоки (барабаны) с самозажимными элементами и блоки с элементами принудительного зажатия выбираемого сетевого жгута или подборы орудия лова.

Для барабанов с незаклинивающим профилем (рисунок 4) соотношение между натяжением набегающей ветви жгута S_1 и сбегающей ветви S_2 имеет вид

$$S_1 = S_{n+1} * e^{\frac{\pi}{4} * \mu_i * \alpha_i}, \quad (7)$$

где α_i – угол обхвата жгутом i -ого барабана рабочего органа, рад:

μ_i – коэффициент трения между жгутом и поверхностью i -ого барабана.

При установке на последнем барабане тягового органа прижимного блока формула 8 принимает вид:

$$S_1 = (S_{n+1} + \mu * N) * e^{\sum_i^n \mu_i \alpha_i}, \quad (8)$$

где N – сила прижатия прижимного блока, Н.

Для повышения фрикционных тяговых характеристик таких сетевыборочных рабочих органов тяговые барабаны, а также прижимные блоки футеруют, т.е. покрывают материалом, который в паре с сетными делами обеспечивает высокое значение μ .

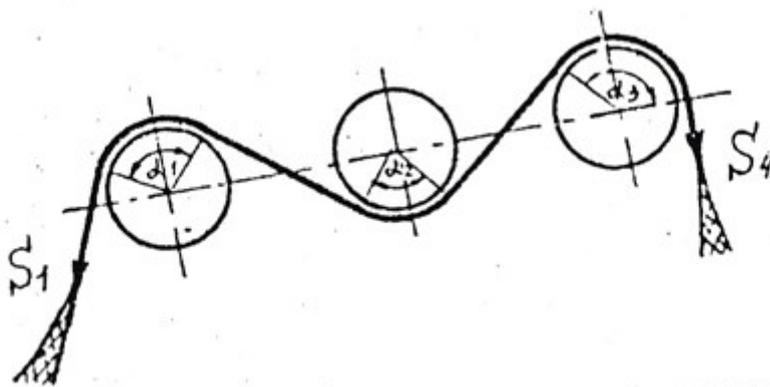


Рисунок 4 – Схема обхвата сетным жгутом фрикционных барабанов СВМ

Для фрикционного блока с самозажимными элементами связь между S1 и S2 имеет вид:

$$S_1 = S_2 * C^n, \quad (9)$$

где n – число зажимов на угле обхвата барабана жгутом

$$C = \frac{\sin(\beta/2) + \mu * \operatorname{tg}(\alpha/2)}{\sin(\beta/2) - \mu * \operatorname{tg}(\alpha/2)}. \quad (10)$$

Для шипованного фрикционного рола S1 равно:

$$S_1 = 0.75 * q * h * C^n * e^{n\mu_2\alpha_n}, \quad (11)$$

где n – число шипов на угле обхвата рола сетным полотном;
 μ_2 – коэффициент трения между поверхностью рола и сетным полотном;
 q – вес 1м сбегавшей с рола ветви сетного полотна по всей длине рола, Н;
 h – высота оси рола над палубой судно, м;
 α_n – угол обхвата сетного полотна между шипами, рад.

$$C = \frac{1}{1 - \mu_1 * \sin(\beta/2) * \cos(\beta/2)}, \quad (12)$$

где μ_1 – коэффициент трения между шипом и сетным полотном;
 β – угол конусности шипа, град.
 Для фрикционного барабана (блока) с элементами принудительного зажатия (кулачками) тяговое усилие равно:

$$P = 0.9 * (\mu_1 - \mu_2) * n * \frac{b}{a} * P_{np}, \quad (13)$$

где μ_1 – коэффициент трения между опорной поверхностью барабана и жгутом или подборой орудия лова;

μ_2 – коэффициент трения между кулачком и жгутом или подборой орудия лова;

n – число рабочих кулачков;

b/a – соотношение плеч кулачкового зажима;

P_{np} – усилие пружин кулачка, Н.

Контрольные вопросы:

1. Какое усилие S_2 применяется при расчете фрикционных рабочих органов (техника безопасности)?
2. Как определить угол обхвата у палубной машины «Триплекс»?
3. Принцип расчета многошквивных клиновидных шкивов.

Практическое занятие № 2

Расчет и выбор конструкций сетных барабанов для выборки сетных жгутов неводов и тралов

Цель работы

Изучить методы емкостного расчета желобчатых барабанов

ЗАДАЧИ

- 1) Определить геометрические размеры кабельной секции сетного тралового барабана (кабельно-сетной лебедки) для выборки и укладки кабельного жгута, имеющего структуру (рисунок 5). Укладка жгута без укладчика.

$L_6=242\text{мм}$.

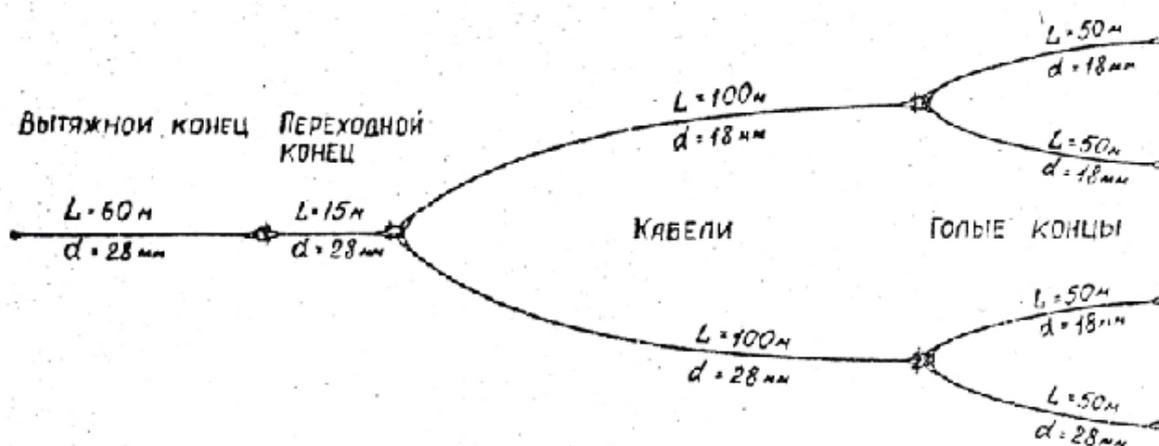


Рисунок 5 – Схема к примеру

- 2) Определить основные геометрические размеры сетного барабана для выборки и укладки сетного порядка из 50 морских камбальных сетей. Основные технические характеристики одной сети: $L_n = 67.5$ м, количество ячей по высоте $m=18$, $a=100$ мм, диаметр нитей сети $0,32$ мм, $U_1=0.45$, $d_{\text{ни}}=d_{\text{вп}}=4$ мм.

- 3) Вес сетематериалы канатно-сетной части трала $G_{\text{НТ}}=15$ кН. Определить ориентировочно необходимую навивную вместимость тралового барабана по сетной части. Принять удельный вес сетематериалов трала равным $10,4\text{кН/м}^3$, а коэффициент их прочности $\varphi=0,7$.

4) Определить размеры кабельных секций кабельно-сетного барабана для укладки двухжгутового кабельного жгута, состоящего из стального троса диаметром 17 мм и длиной 150 м. Укладчик отсутствует.

5) Определить размеры сетного барабана для выборки сетного порядка из 45 жаберных сетей. Техническая характеристика одной сети: $L_{\text{п}}=25\text{м}$, $m=45$, $U_1=0.5$, $a=34\text{ мм}$, $d_{\text{н}}=0,34\text{ мм}$, $d_{\text{вп}}=d_{\text{нп}}=5\text{ мм}$, $d_{\text{бп}}=3,5\text{ мм}$, поплавки пенопласт вес 5Н.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Определить основные геометрические размеры навивного барабана для выборки и укладки сетного порядка на 50 морских кабельных сетей. Основные технические характеристики одной сети: $L_{\text{п}} = 67,5\text{ м}$, количество ячеей по высоте $m = 18$, $a = 100\text{ мм}$, диаметр нитей сети $d_{\text{н}} = 0,32\text{ мм}$, $U_1 = 0,45$, $d_{\text{нп}} = d_{\text{вп}} = d_{\text{п}} = 4\text{ мм}$.

Решение. Определяем объём сетематериалов одной сети, который равен:

$$V_{\text{н}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{н}}^2 L_{\text{н}}$$

где $L_{\text{н}}$ – длина нити пошедшей на изготовление сети, равная

$$L_{\text{н}} = 2L_0 m \left(1 + 10 \frac{d_{\text{н}}}{a} \right)$$

где L_0 – длина сети в жгут;

При $L_{\text{п}} = 67,5\text{ м}$, $L_0 = \frac{L_{\text{п}}}{U_1} = \frac{67,5}{0,45} = 150\text{ м}$. Поэтому

$$L_{\text{н}} = 2 * 150 * 18 \left(1 + 10 \frac{0,00032}{0,1} \right) = 5600\text{ м}$$

Следовательно

$$V_{\text{н}} = \frac{3,14}{4} (3,2 * 10^{-4})^2 * 5600 = 0,45 * 10^{-3} \text{ м}^3$$

Определяем объём подбор сети равный:

$$V_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{п}}^2 \sum l_{\text{п}},$$

где $\sum l_{\text{п}}$ – длина подбор сети, равная сумме длин верхней, нижней и боковой подбор.

Известно, что $l_{\text{вп}} = l_{\text{нп}} = 67,5$ м. Длина боковой подборы равна

$$l_{\text{бп}} = 2a * t * U_2$$

где U_2 – посадка сети по вертикали, равная

$$U_2 = \sqrt{1 - U_1^2} = \sqrt{1 - 0,45^2} = 0,89.$$

Поэтому $l_{\text{бп}} = 2 * 0,1 * 15 * 0,89 = 3,2$ м. Тогда $\sum l_{\text{п}} = 2 * 67,5 + 2 * 3,2 = 141,5$ м. Следовательно

$$V_{\text{п}} = \frac{3,14}{4} (4 * 10^{-3})^2 * 141,5 = 0,178 * 10^{-3} \text{ м}^3$$

Суммарный объём сетематериалов одной сети будет равен

$$V_{\text{с}} = V_{\text{н}} + V_{\text{п}} = (0,45 + 0,178) * 10^{-3} = 0,63 * 10^{-3} \text{ м}^3,$$

А всех 50 сетей сетного порядка $\sum V_{\text{с}} = 50 * 0,63 * 10^{-3} = 3,15 * 10^{-2} \text{ м}^3$.

Объём тела намотки из сетного порядка, при $\psi_{\text{нс}} = 0,7$, составит

$$V_{\text{нс}} = \frac{\sum V_{\text{с}}}{\psi_{\text{нс}}} = 4,5 * 10^{-2} \text{ м}^3$$

а необходимая навивная вместимость сетного барабана, при $\psi_{\text{нб}} = 0,6$

$$V_{\text{нб}} = \frac{1,2 * V_{\text{нс}}}{\psi_{\text{нб}}} = \frac{1,2 * 4,5 * 10^{-2}}{0,6} = 9 * 10^{-2} \text{ м}^3.$$

Очевидно, целесообразно довести $V_{\text{нб}}$ до $0,1 \text{ м}^3$.

Теперь выполним расчёт D_0 , l_6 и D_p сетного барабана. Для чего первоначально дадим оценку $D_{\text{жг}}$ сети. Так как исходный диаметр жгута сети

$$D_{\text{жг}} = (0,5 \div 0,7) \sqrt{\frac{4W_{\text{жг}}}{\pi}}, \text{ а}$$

$$W_{\text{жг}} = \frac{7H_{\text{п}}d_{\text{н}}^2\varphi}{2aU_1U_2} + \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{2} = \frac{7 * 3,2 * 10^3 * 0,32^2}{2 * 100 * 0,45 * 0,89} + \frac{3,14 * 4^2}{2} = 53 \text{ мм}^2$$

то

$$D_{\text{жг}} = (0,5 \div 0,7) \sqrt{\frac{4 * 53}{3,14}} = 5 \div 6 \text{ мм}.$$

Следовательно, с учётом допустимого коэффициента изгиба интенсивности изгиба жгута на барабане диаметр его втулки может быть минимально

60-70 мм. Однако из конструктивных соображений и удобств в эксплуатации минимально принимаемый диаметр втулки – 200 мм. Поэтому назначаем $D_0 = 200$ мм.

Длина втулки по условию $l_6 = (5 \div 10)D_0$, назначаем 1000 мм. Тогда необходимый диаметр реборды барабана

$$D_p = \sqrt{D_0^2 + \frac{1,27V_{н6}}{l_6}} = \sqrt{0,2^2 + \frac{1,27 * 0,1}{1}} = 410 \text{ мм}$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В РПМ применяются сетвыборочные навивные барабаны (сетные лебедки для выборки жаберных сетей) и канатно-сетные навивные барабаны, траловые сетные барабаны, кабельно-сетные лебедки, неводные сетные барабаны и т.д.).

Геометрия сетных и канатно-сетных барабанов (рис.6) характеризуется следующими параметрами:

$D_{ок}$ – диаметр втулки канатной (кабельной) секции;

$D_{ос}$ – диаметр втулки центральной (сетной) секции;

$l_{бк}$ – длина втулки канатной секции;

$l_{бс}$ – длина втулки центральной секции;

l_6 – длина всей втулки барабана;

D_p – диаметр крайней реборды барабана;

$D_{рп}$ – диаметр промежуточной реборды барабана.

Организованная укладка сетного жгута на барабан характеризуется шагом укладки t_y .

Основными прочностными размерами являются толщина стенки втулки δ_0 , толщина реборды δ_p . Для орребренных реборд, кроме того, параметрами прочности являются размеры ребер жесткости и шаг их установки.

Расчет сетвыборочного навивного барабана.

$$V_{kN} = \sum_{j=1}^k V_{kNj} \quad (14)$$

где V_{Nj} – объем сетематериалов j -й секции сетного порядка, м^3 .

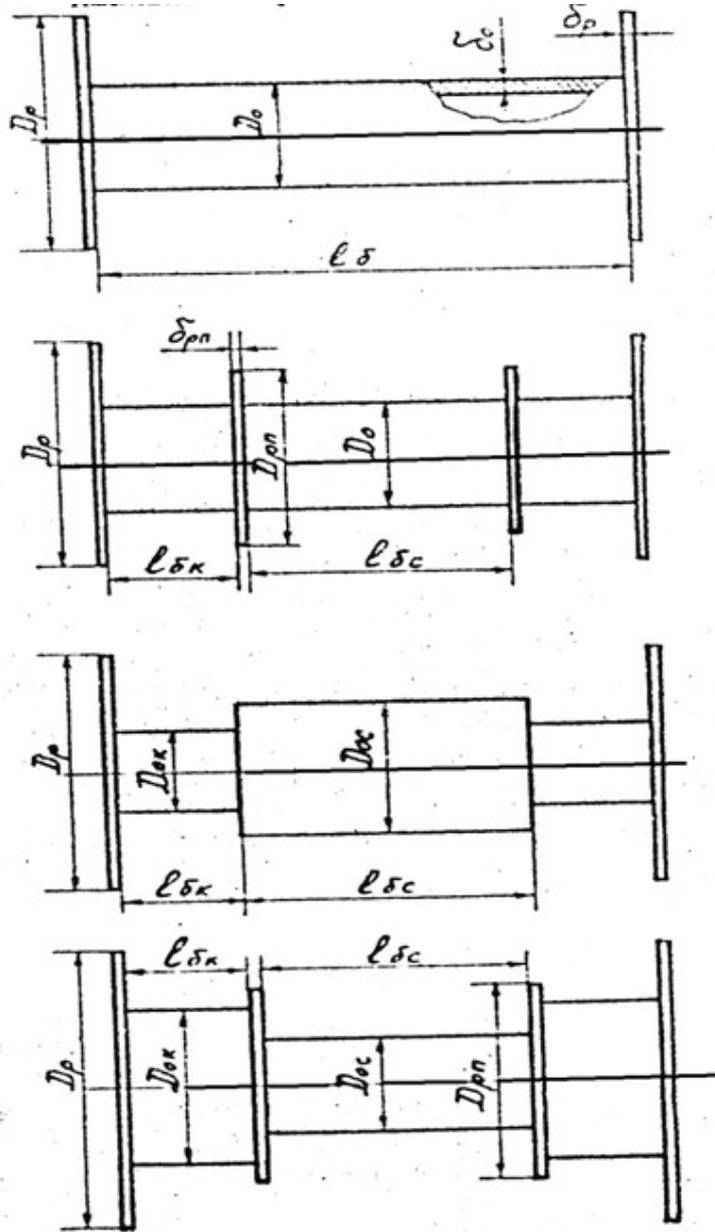


Рисунок 6 – Профили сетных и канатно-сетных навивных барабанов
 Определяется необходимая навивная вместимость сетного барабана:

$$V_{нв} = 1.2 \frac{V_{kN}}{\psi_{HN}} \quad (15)$$

Где Ψ_{HN} – коэффициент неравномерности профиля тела намотки на сетном барабане (табл.7).

Диаметр втулки барабана определяется по формуле:

$$D_0 = (8...12) * D_{\text{жсг}} \quad (16)$$

$$D_{\text{жсг}} = (0,6...0,8) * \sqrt{W_{\text{жсг}}} \quad (17)$$

Назначается длина втулки барабана $l_\delta = (5...10) * D_0$.

Определяется диаметр лебедки барабана:

$$D_p = \sqrt{D_0^2 + 1.27V_{\text{Hб}} / l_\delta} \quad (18)$$

Расчет геометрических размеров канатно-сетного барабана.

Определяется объем тела намотки из секции кабельного жгута, состоящего из одинарного каната ($i=1$):

$$V_{\text{kwI}} = \frac{0.785}{\Psi_{\text{nwI}}} * (\alpha_{\text{втк}}^2 * l_{\text{втк}} + \alpha_{\text{пк}}^2 * l_{\text{пк}}), \quad (19)$$

где Ψ_{nwI} – коэффициент плотности тела намотки из одинарного каната;

$\alpha_{\text{втк}}, l_{\text{втк}}$ – соответственно, диаметр и длина вытяжного конца барабана, м;

$\alpha_{\text{пк}}, l_{\text{пк}}$ – соответственно, диаметр и длина переходного конца кабельной оснастки траля, м.

Определяется объем тела намотки из секции кабельного жгута, состоящей из двух канатов ($i=2$):

$$V_{kw2} = \frac{0.785}{\Psi_{nw2}} * (d_{ок}^2 + d_{нк}^2) * l_k \quad (20)$$

Таблица 1 – Коэффициент плотности тела намотки Ψ_{nw} из кабельного жгута при свободной укладке.

Характеристика кабельного жгута	Ψ_{nw}
Одинарный кабель	0,75...0,76
Двухкабельный жгут	0,76...0,77
Трехкабельный жгут	0,76...0,77
Четырехкабельный жгут	0,76...0,78

Таблица 2 – Коэффициент неравномерности профиля тела намотки Ψ_{nw} из кабельного жгута при свободной укладке

Характеристика кабельного жгута	Ψ_{nw}
Одинарный кабель	0,75...0,90
Двухкабельный жгут	0,75...0,90
Трехкабельный жгут	0,75...0,92
Четырехкабельный жгут	0,80...0,92

Таблица 3 – Коэффициент плотности тела намотки и неравномерности его профиля из канатно-сетных жгутов

Характеристика жгута и его структура	Свободная укладка		Упорядоченная укладка
	Ψ_{nN}	Ψ_{hN}	Ψ_{hN}
Канатный из капроновых канатов (параллельных, гексогональных, ромбовидных и т.д. ячей)	0,8..0,9	0,6...0,7	0,75...0,85
Крупноячейный из узловой дели ($a=1200...400$ мм)	0,75...0,85	0,6...0,7	0,7...0,75
Сетной из узловой дели ($a=200...40$ мм)	0,6...0,7	0,5...0,6	0,6...0,7
Мешок (куток) трала	0,55...0,65	0,6...0,6	0,55..0,65

где Ψ_{nN} – коэффициент плотности тела намотки из двухканатного жгута;

$\alpha_{BK} - \alpha_{HK}$ – диаметры верхнего и нижнего кабелей, м;

l_k – длина секции (одного из канатов), м.

Определяется объем тела намотки из секции кабельного жгута, состоящего из четырехканатного жгута:

$$V_{kwIV} = \frac{0.785}{\Psi_{nwIV}} * (\alpha_{\text{вг}}^2 + 2\alpha_{\text{сг}}^2 + \alpha_{\text{нг}}^2) * l_z, \quad (21)$$

где Ψ_{nwIV} – коэффициент плотности тела намотки из четырехканатного жгута;

$\alpha_{\text{вг}} - \alpha_{\text{нг}} - \alpha_{\text{сг}}$ – диаметры верхнего, среднего и нижнего голых концов, м;

l_r – длина секции (одного из голых концов), м.

Определяется объем тела намотки из жгута крыла трала:

$$V_{kwk} = \frac{0.785}{\Psi_{nwk}} * \sum_{i=1}^n d_{ki}^2 * l_{ki}, \quad (22)$$

где Ψ_{nwk} – коэффициент плотности тела намотки из двухканатного жгута;

d_{ki} – диаметры и длина i -ого каната в жгуте.

Определяется суммарный номинальный объем тела намотки на кабельной (канатной) секции барабана:

$$V_{kw} = V_{kwI} + V_{kwII} + V_{kwIV} + V_{kwk} \quad (23)$$

Выполняется ориентировочное определение диаметра втулки кабельной секции барабана:

$$D_{ок} = 20 * d_{смк} . \quad (24)$$

Назначается длина втулки кабельной (канатной) секции барабана по условию:

$$l_{ок} \leq 0,75 * D_{ок} . \quad (25)$$

Определяется необходимая навивная вместимость кабельной секции барабана:

$$V_{НВБ} = \frac{V_{kw}}{\psi_{нв}} , \quad (26)$$

где $\psi_{нв}$ – коэффициент неравномерности профиля тела намотки из канатного жгута на кабельной секции барабана (таблица 8).

Определяется диаметр центральной секции барабана:

$$D_{oc} = \sqrt{D_{ок} + \frac{1,27 * V_{kw}}{\psi_{нв} * l_{ок}}} . \quad (27)$$

Определяется длина втулки центральной секции барабана по условию:

$$l = (60...90) * \frac{m * d_{wk}^2}{D_{oc}} , \quad (28)$$

где m и d_{kw} - соответственно, число и диаметр (м) канатных элементов в сечении по гужу троса.

Определяется суммарная длина втулки кабельно-сетного барабана:

$$l_{\bar{o}} = 2 * l_{\bar{o}k} + l_{\bar{o}c} \quad (29)$$

Определяется объем тела намотки из канатно-сетной части троса:

$$V_{kw} = \frac{V_{NI}}{\Psi_{nNI}} + \frac{V_{NII}}{\Psi_{nNII}} + \frac{V_{NIII}}{\Psi_{nNIII}} + \frac{V_{NIV}}{\Psi_{nNIV}} \quad (30)$$

где V_{NI} , V_{NII} , V_{NIII} , V_{NIV} – соответственно, объем сетематериалов канатной, крупноячейной, сетной части троса и его мешка с кутком, м³;

Ψ_{nNI} , Ψ_{nNII} , Ψ_{nNIII} , Ψ_{nNIV} – коэффициенты плотности тела намотки из указанных выше частей троса (таблица 9).

Определяется необходимая навивная вместимость барабана по канатно-сетной части троса:

$$V_{HB} = 1.2 * \frac{V_{kN}}{\Psi_{HN}} \quad (31)$$

где Ψ_{HN} – коэффициент неравномерности профиля тела намотки из канатно-сетной части троса.

Определяется необходимая суммарная навивная вместимость кабельно-сетного барабана:

$$V_{HB} = V_{HWB} + V_{HNB} \quad (32)$$

Определяется диаметр крайних реборд барабана:

$$D_p = \sqrt{D_{oc}^2 + 1.27 * \frac{V_{HNB}}{l_6}}. \quad (33)$$

Контрольные вопросы:

1. Как называется секция для выборки остропки орудий рыболовства?
2. Какой процент запаса емкости кабельно-сетного барабана необходим для укладки орудий рыболовства?
3. Что показывает коэффициент плотности укладки и как выбирается его значение для расчета?

Практическое занятие №3

Расчет параметров навивных барабанов для выборки канатов и канатно-сетных жгутов

Цель работы

Отработка методов расчета геометрических параметров навивных барабанов.

3.1 Ёмкостной расчёт навивного барабана

ЗАДАЧИ

- 1) Определить размеры кабельного барабана для выборки и организованной укладки кабелей разноглубинного трала, если верхний кабель представляет собой стальной канат $d_k=17,5$ мм нижний $d_k=26.5$ мм, а их длина по 100 м каждый.
- 2) Определить число слоев навивки стального каната $d_k=22$ мм и длиной 2500 м на навивной барабан с $D_0=400$ мм и $z=50$.
- 3) Определить плотность укладки каната $d_k=20$ мм на навивной барабан при $t_n=25$ мм.

4) Определить основные геометрические размеры навивного барабана вытяжной лебедки с номинальным тяговым усилием 100 кН. Требуемая канатовместимость барабана 100 м.

5) Определить толщину стенки навивного барабана для выборки стального каната $d_k=24,5$ мм под натяжением 63 кН, если $l_6=1250$ мм, число слоев навивки 10, диаметр втулки 500 мм, материал – сталь 20.

6) Определить необходимую толщину стенки втулки навивного барабана с $l_6/D_0 < 2.0$ для выборки стального каната $d_k=26.5$ мм под натяжением 100кН. Материал сталь 25.

7) Определить толщину втулки ваерного барабана для выборки стального каната $d_k=26.5$ мм и длиной $L=3500$ м с натяжением 125кН, если $D_0=500$ мм, $l_6=2500$ мм, материал втулки сталь 20. Проверить втулку на устойчивость.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Какой длины канат $d_k=25$ мм можно уложить на барабане траловой лебедки при $l_6=1500$ мм, $D_0=500$ мм и $D_r=1500$ мм?

Решение. Определяем шаг укладки каната $d_k=25$ мм

$$t_k = 1.06 * d_k + (0.2...0.4) = 27 \text{ мм}$$

$$z = \frac{l_6 - d_k - 2 * \delta_z}{t_n} = \frac{1500 - 25 - 2 * 0.75 * 25}{27} = 53$$

Из формулы 23 имеем

$$D_n = D_p - (2...4) * d_k = 1500 - (50...100) = 1425 \text{ мм}$$

Преобразуем формулу (21) в

$$n = \frac{D_n - D_0 + d_k * (1 + 2 * \sin(\alpha))}{2 * d_k}$$

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{t_n}{2 * d_k}\right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{27}{2 * 25}\right)^2} = 0.843$$

И определив сначала

Находим число слоев n намотки на барабане

$$n = \frac{1425 - 500 + 25 * (1 + 2 * 0.843)}{2 * 25} = 20$$

Преобразовав формулу (20) в уравнение вида

$$n^2 - C * n - \frac{L}{\pi * z * d_k * \sin(\alpha)} = 0$$

И вычислив сначала коэффициент C

$$C = \frac{D_0 + d_k * (1 - \sin(\alpha))}{d_k * \sin(\alpha)} = \frac{500 + 25 * (1 - 0.843)}{25 * 0.843} = 23.5$$

Определяем искомую канатовместимость барабана с заданными геометрическими характеристиками

$$L = \pi * z * d_k * \sin(\alpha) * (n + C) = 3.14 * 53 * 25 * 20 * 0.843 * (20 + 23.5) = 3.05 * 10^2 \text{ м}$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

В РПМ наибольшее применение имеют навивные барабаны многослойной намотки (рисунок 7). Укладка канатов на такие барабаны может быть организованной (с укладчиком) и свободной (без укладчика).

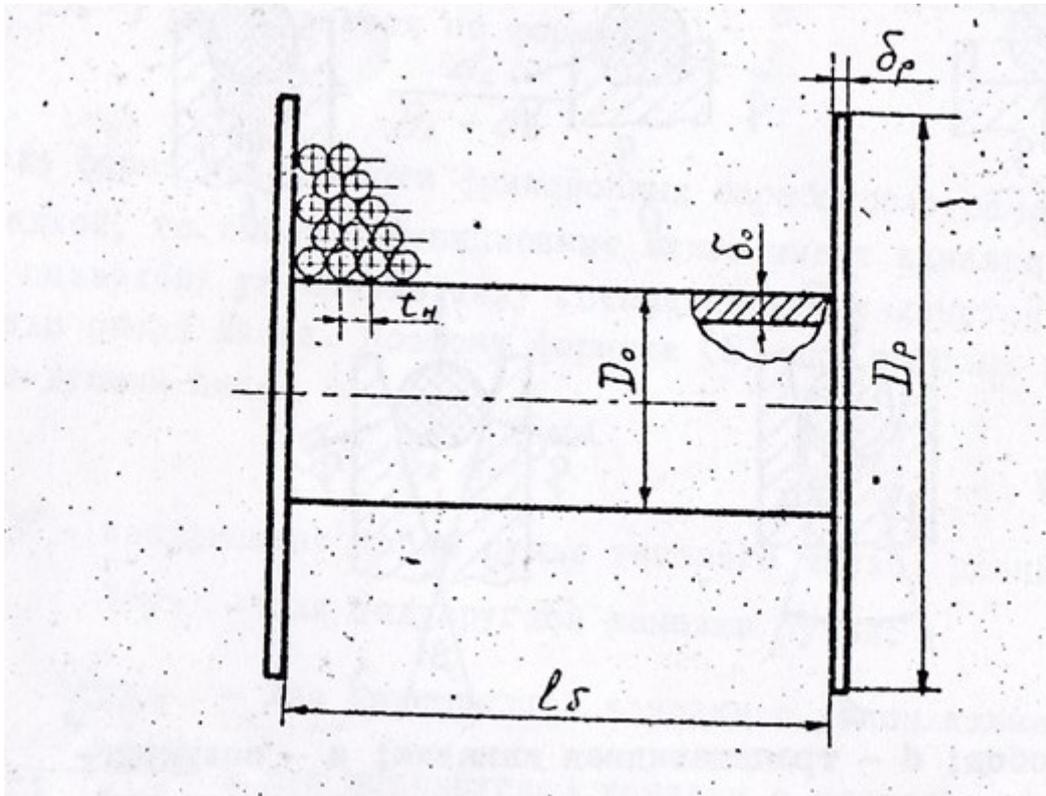


Рисунок 7 – Схема навивки каната на барабан

Шаг укладки одинарного каната (мм):

$$t_n = 1.06 * d_k + (0.2...0.4) \quad (34)$$

Шаг укладки канатного жгута из канатов разных диаметров:

$$t_y = (1.41...1.51) * \sqrt{\sum_{i=1}^n d_{ki}^2} \quad (35)$$

Число витков в одном слое для одинарного каната:

$$z = \frac{l_o - d_k - 2\delta_3}{t_n}, \quad (36)$$

где δ_3 – зазор между крайним витком и ребордой, равный 0,75.

Обычно $Z = 50 \dots 80$ для барабанов большой канатовместимости (например, ваерных) и $Z = 10 \dots 15$ для барабанов малой канатовместимости (кабельных, вытяжных, и других лебедок).

Число слоев навивки каната на барабане определяется по формуле

$$n = -0.5 * C + \sqrt{0.25 * C^2 + \frac{L}{\pi * z * d_k * \sin(\alpha)}}, \quad (37)$$

где L – необходимая канатовместимость барабана, м.

$$C = \frac{D_0 + d_k * (1 - \sin(\alpha))}{d_k * \sin(\alpha)} \quad (38)$$

$$\sin(\alpha) = \sqrt{1 - \left(\frac{t_n}{2 * d_k}\right)^2} \quad (39)$$

Диаметр n -ого элемента определяется следующим образом:

$$D_n = D_0 + (1 + 2 * (n - 1) * \sin(\alpha)) * d_k \quad (40)$$

При свободной укладке номинальный и максимальный диаметр тела намотки определяют по формулам:

$$D_{\text{ном}} = \sqrt{D_0^2 + \sqrt{\frac{\sum_i^n d_{ki}^2 * l_{ki}}{\psi_n * l_{\sigma}}}} \quad (41)$$

$$D_{\text{max}} = \sqrt{D_0^2 + \frac{\sum_i^n d_{ki}^2 * l_{ki}}{\psi_n * \psi_n * l_{\sigma}}}, \quad (42)$$

где d_{ki}, l_{ki} -соответственно, диаметр и длина i -го каната в жгуте;

l_6 – длина втулки навивного барабана;

Ψ_n – коэффициент плотности тела намотки (табл.12);

Ψ_n – коэффициент неравномерности профиля тела намотки (табл. 13).

Наличие в канатных жгутах скоб, вертлюгов и гаков уменьшают Ψ_n на 2-6 %, Ψ_n на 3-4%.

Диаметр реборды навивного барабана определяется как:

При организованной укладке:

$$D_r = D_n + (2...4) * d_k \quad (43)$$

При свободной укладке:

$$D_r = 1.2 * \sqrt{D_0^2 * \frac{\sum d_{ki}^2 * l_{ki}}{\Psi_n * \Psi_n * l_6}} \quad (44)$$

При организованной укладке канатного жгута (из стальных канатов) $\Psi_n = 0.8...0.9$, а при свободной $\Psi_n = 0.9...1.0$.

Толщина стенки втулки δ_0 стального навивного барабана при многослойной навивке ($n \geq 4$) первоначально рассчитывается по формуле:

$$\delta_0 = \frac{2 * S * \Psi}{t_n * [\delta_{сж}]}, \quad (45)$$

где S – максимальное натяжение выбираемого на барабан каната, Н;

Ψ – коэффициент падения натяжения в навитых витках, равный 0,7...0,8;

$[\delta_{сж}]$ – допустимое напряжение сжатия для материала втулки барабана (таблица 4).

Проверка δ для барабанов, у которых $l_6/D_0 > 3$, осуществляется по суммарному напряжению $\delta \Sigma$ от действия сил сжатия, изгиба и кручения:

Таблица 4 – Допускаемые напряжения [$\delta_{сж}$], МПа.

Материал барабана	Группы режима работы механизма					
	Табличная $\delta_{в}$	Легкий			Средний	Тяжелый
		1	2	3		
Стали, $\delta_{т}$						
БМС 3 сп	240	200	170	150	130	110
20	250	210	180	160	140	120
09Г2С	310	260	225	195	165	140
15ХСНД	350	280	240	210	175	150
35	280	230	210	170	140	120
55	350	260	230	200	165	140
Чугуны, $\delta_{вч}$						
СЧ 18	320	110	100	90	-	-
СЧ 18	360	130	115	100	90	-
СЧ 24	440	170	150	130	115	100

При креплении конца каната к навивному барабану суммарную силу прижатия крепежных планок определяют по формуле:

$$N = \frac{S_{кр}}{\mu * (1 + 1/\sin(\beta/2))}, \quad (46)$$

где $S_{кр}$ – натяжение каната в месте крепления к барабану, равное

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{\mu\alpha}}. \quad (47)$$

Значение α задают в пределах $(4...6)*\pi$. Коэффициент трения между стальным канатом и стальным барабаном, а также стальной крепежной планкой - $\mu=0,16$. Угол трапецевидности канавки β планки обычно принимают 80.

3.2 Соединительные муфты рыбопромысловых машин

ЗАДАЧИ

1) Проверить возможность включения кулачковой муфты с термообработанными кулачками из стали 20Х на ходу, если $P_p=400$ кН, $b=30$ мм, $h=40$ мм, $Z=10$.

2) Определить усилие, которое должна оказывать пружина кулачковой предохранительной муфты для передачи номинального крутящего момента $M_{ном}=1000$ Н*м, если $d_{ср}=55$ мм.

3) Какой крутящий момент может передать однодисковая фрикционная муфта сетевыборочной машины, если осевое усилие прижатия диска $h=5$ кН, $D_{ср}=150$ мм, $m=0,35$?

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Определить диаметр срезного штифта предохранительной муфты лодочного мотора, если известно, что $M_{кр}$ на гребном валу составляет 100 н/м, штифтов 1, диаметр вала 20 мм, материал штифта бронза оловянистая с $\sigma_B = 80$ Мпа.

Решение:

Предел прочности штифта на срезе найдём по формуле:

$$\tau_B = 0,7\sigma_B = 0,7 * 80 = 56 \text{ Мпа}$$

Диаметр окружности найдём с помощью:

$$D = 2,5d_B = 2,5 * 0,02 = 0,05 \text{ м}$$

Диаметр же срезного штифта рассчитаем следующим путём:

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{8M_{кр}}{\pi\tau_B D Z}} = \sqrt{\frac{8 * 100}{3,14 * 56 * 0,05 * 1}} = 9,53 \text{ мм}$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Ваерные, навивные и сетевыборочные барабаны соединены с грузовыми валами с помощью управляемых сцепных муфт, конструктивное оформление которых отличается большим разнообразием. Однако в РПМ наиболее часто встречаются кулачковые и фрикционные муфты включения.

3.2.1 Кулачковые сцепные муфты

Применяют муфты с прямоугольным профилем кулачков и с трапецеидальным профилем. Соотношение размеров для муфты с прямоугольными кулачками: наружный диаметр $D_n = 2,5d_v$, высота кулачков $h = (0,3-0,5) d_v$, число кулачков $Z = (3-5)$. Кулачки проверяют на удельное давление по расчетному окружному усилию

$$p = \frac{3 \cdot P_p}{2 \cdot z \cdot b \cdot h} = \frac{3 \cdot M_{кр}}{z \cdot D_{cp} \cdot b \cdot h} \leq [p], \quad (48)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, передаваемый муфтой, Нм;

P_p – окружное усилие;

D_{cp} – диаметр окружности, проходящий через середину кулачков, м;

b – ширина кулачка, м.

Для термообработанных кулачков из стали 15Х, 20Х.40Х $[p] = 20 - 30$ МПа, при включении на ходу и 80-120 МПа при включении во время остановки. Муфты с прямоугольными кулачками включают только во время остановки.

Муфты с треугольными и трапецеидальными кулачками допускают включение на ходу при разности окружных скоростей на среднем диаметре до 0,6 м/с (рис.9).

Трапецеидальный профиль считают оптимальным для средненагруженных муфт; угол $\alpha = 3 - 10^\circ$, число кулачков $z = 5-12$, высота кулачка $h = 0,1D_{cp}$, ширина в радиальном направлении $b = (1,5 - 2)h$.

Осевое усилие для включения муфты:

$$A_1 = \frac{2 * M_{кр}}{D_{cp}} [\mu * \frac{D_{cp}}{d_e} + tg(\alpha + \rho)], \quad (49)$$

где $m = 0,08-0,15$;

ρ – угол трения, $\rho = 5-8^\circ$;

d_B – диаметр вала, по которому скользит подвижная полумуфта, м;

D_{cp} - средний диаметр кулачков, м.

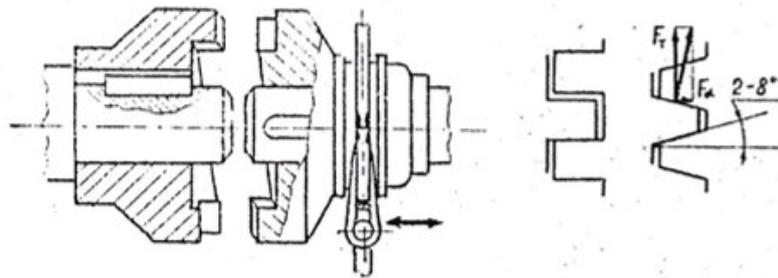


Рисунок 8 – Кулачковая муфта. Профили кулачков.

$$A_0 = \frac{2M_{кр}}{D_{cp}} * tg\alpha \quad (50)$$

Усилие для включения муфты:

$$A_2 = \frac{2 * M_{кр}}{D_{cp}} [\mu * \frac{D_{cp}}{d_e} - tg(\alpha - \rho)] \quad (51)$$

3.2.2 Предохранительные муфты

Предохранительные муфты рабочих органов РПМ. Применяются для предохранения деталей приводов от перегрузок, обеспечивая автоматическое размыкание передачи при достижении вращающим моментом предельного значения:

$$M_{np} = \beta * M_{кр}, \quad (52)$$

где β - коэффициент запаса, вводимый в расчет для того, чтобы муфта не срабатывала при перегрузках, возникающих в частности, в период пуска. Принимают $\beta=1,25 - 1,50$.

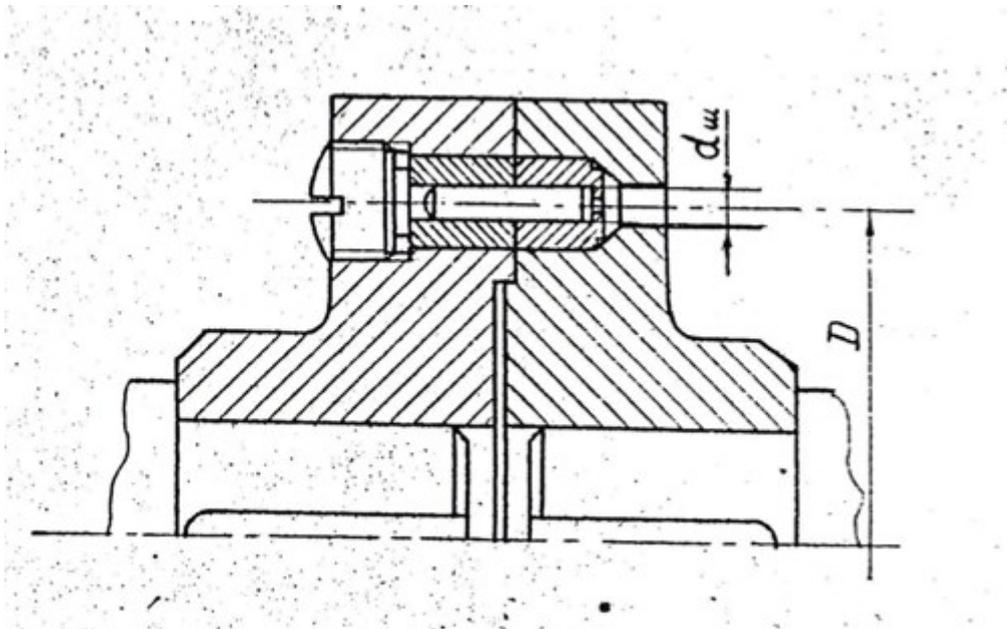


Рисунок 9 – Предохранительная муфта со срезным штифтом

Наиболее простые из предохранительных муфт - муфты со срезным штифтом.

Условие среза штифтом:

$$\tau = \frac{8 * M_{np}}{\pi * d_{шт}^2 * Dz} = \tau_{в.ср}, \quad (53)$$

где $d_{шт}$ – диаметр штифта, мм;

D - диаметр окружности, по которой расположены оси, мм;

z - число штифтов (не более 2);

t - $0,7Gв$ - предел прочности штифта на срез, Н/мм².

В качестве предохранительных в РПМ применяют пружинные кулачковые (ГОСТ 15620-70), шариковые (ГОСТ 15621-70) и фрикционные (ГОСТ 15622-70) муфты (рис. 22).

Усилие, которое должна развивать пружина кулачковой предохранительной муфты с трапецеидальными кулачками:

$$P_{np} = P_{\max} * [tg(\alpha - p) - \frac{D_{cp}}{d_g} * \mu] \quad (54)$$

где P_{\max} - максимальное окружное усилие на кулачках соответствующее 2 $M_{пр}/ D_{cp}$, Н;

$$p = 2-5^\circ;$$

$$\mu = 0.05 - 0,1;$$

$$d_B - \text{диаметр вала (м): } d_B < 0.6D_{cp};$$

$$\alpha = 45^\circ.$$

Контрольные вопросы

1. С какой целью навивные барабаны комплектуются укладчиками?
2. Принцип расчета геометрических параметров навивных барабанов?
3. Где устанавливаются детали кулачковой муфты на промышленной машине и ее назначение?
4. Как рассчитывается силовой элемент предохранительной муфты?
5. Принцип работы предохранительной муфты многократного пользования (зубчатой).

Практическое занятие №4

Расчет и обоснование выбора привода промышленных комплексов

Цель работы

Отработать методы подбора соответствующих приводов промышленных машин.

4.1. Электрический привод

ЗАДАЧИ

- 1) Определить необходимую мощность электродвигателя дрейфтерного шпилья, если известно, что номинальное натяжение вожака сетного порядка

25 кН, а скорость его тяги не превышает 0,5 м/с. КПД привода. 0,6, а барабана шпиля 0,95. Массой сетного порядка пренебречь.

2) Определить мощность электродвигателя постоянного тока кулачковой сетеподъемной машины и какое усилие должна развивать пружина кулачковой головки, если тяговое усилие машина $S_{ст} = 1000$ Н, число рабочих кулачков $n = 5$, коэффициент трения каната о поверхность короны и кулачка - $M = 0,3$, плечи рычагов кулачка: $a = 8$ см, $b = 12$ см. Скорость выборки сети от 35 до 60 м/мин $\eta_n = 0,6$.

3) Подобрать электродвигатель постоянного тока серии ДП для ваерной лебедки кормового траулера, если $S_{ст} = 100$ кН, $V_{ном} = 90$ м/мин, $D_{ср} = 1,2$ м, $\eta_p = 0,83$? Масса траловой системы $m = 1000$ кг.

4) Подобрать двухскоростной электродвигатель серии МАП для кабельно-вытяжной лебедки с номинальным тяговым усилием 2×50 кН для выборки вытяжных концов и 2×50 кН для выборки кабелей. Скорость выборки вытяжного конца 0,5 и 0,15 м/с, кабелей - 1,0 и 0,2 м/с. Расчетный диаметр навивки на барабанах принять равным $D_{ср} = 0,75$ м. Кабельные и вытяжные барабаны установлены соответственно на валах 2-й и 3-й степеней редуктора лебедки, имеющего $\eta_p = 0,95$ и 0,90.

Таблица 5 – Технические данные асинхронных электродвигателей переменного тока серии 4А пополнения ОМ 2 (вариант синхронной частоты вращения 1000об/мин).

Типоразмер электродвигателя	$n_{ном}$ об/мин	Мощность кВт, при $n_{ном}$	$M_{max} / M_{ном}$	$M_{min} / M_{но}$ м	$M_{п} / M_{ном}$	$qD^2, Н*м^2$	масса, кг
4А112 МА6	955	3	2,5	1,8	2	0,7	60
4А112МВ6	950	4	2,5	1,8	2	0,8	60
4А 132 6	965	5,5	2,5	1,8	2	1,6	64
4А 132 М6	870	7,5	2,5	1,8	2	2,3	100
4А 160 6	975	11	2	1	1,2	5,5	140
4А 160 М6	975	15	2	1	1,2	7,3	150
4А 180 М6	975	18,5	2	1	1,2	8,8	270
4А 200 М6	980	22	2,4	1	1,2	16	295
4А 200 6	980	30	2,4	1	1,2	18	375

Типоразмер электродвигателя	$n_{ном}$ об/мин	Мощность кВт, при $n_{ном}$	$M_{max} / M_{ном}$	$M_{min}/M_{но}$ м	$M_{п}/M_{ном}$	$GD^2, Н*м^2$	масса, кг
4А 225 М6	985	37	2,3	1	1,2	30	495
4А 250 6	985	45	2,1	1	1,2	46	535
4А 250 М6	985	55	2,1	1	1,2	50	810
4А 280 М6	985	75	2,2	1,2	1,4	117	870
4А 280 6	985	90	2,2	1,2	1,4	135	1005
4А 315 6	985	110	2,2	0,9	1,4	160	1130
4А 315 М6	985	132	2,2	0,9	1,4	180	1470
4А 355 6	985	160	2,2	0,9	1,4	293	1720
4А 355 М6	985	200	2,2	0,9	1,4	352	2020

Таблица 6 – Технические данные двухскоростных электродвигателей переменного тока серии МАП, применяемых для судовых палубных механизмов

Тип электродвигателя	Число пар полюсов	Режим работы, мин	Мощность, кВт	$n_{дв}$, об/мин	M_{max} , Нм	$M_{п}$, Нм	$GD^2, Нм^2$	масса, кг
МАП 122-4/8	4-8	30-15	2,2-1,5	1385-590	39-43	35-43	1,2	68
МАП 221-4/8	4-8	30-30	3,6-2,5	1395-635	64-92	55-89	1,9	95
МАП 421-4/8	4-8	30-30	7,0-5,6	140-650	145-200	130-195	5,0	155
МАП 422-4/8	4-8	30-30	12-8	1390-645	220-300	200-290	8,0	215
МАП 521-8/16	8-16	30-15	15-5	675-310	520-390	520-390	23,0	435
МАП 521-4/16	4-16	30-15	28-5	1360-310	500-390	400-390	23,0	435
МАП 621-8/16	8-16	30-15	22-10	690-295	800-640	760-640	46,5	605
МАП 622-8/16	8-16	30-15	30-12	690-290	1020-750	950-750	60,0	710
МАП 721-4/6	4-6	30-30	120-80	1380-900	2500-2700	2200-2200	-	1020

Таблица 7 – Технические данные электродвигателей постоянного тока серии 2П (выпускаемой серии ПМ, начиная с 1984г.)

Тип электродвигателя	Номинальная мощность, кВт, при частоте 1520 об/мин	Максимальная частота вращения n , об/мин	Маховый момент GD^2 , Нм ²	Масса, кг
2П 100	1,1	4500	0,48	39
2П 112 М	1,5	4000	0,6	47
2П 112	2,2	4000	0,7	56
2П 132 М	4	4000	1,5	86
2П 132	5,5	4000	1,9	96
2П 160 М	7,5	4000	3,3	141
2П 160	11	4000	4,2	159
2П180 М	15	4000	8	213
2П 180	15,5	4000	9	234
2П 200 М	22	3500	10	282
2П 200	30	3500	12	325
2П 225 М	37	2600	21	340
2П 225	45	2600	24	400
2П 250 М	55	2600	42	510
2П 250	75	2600	51,5	600
2П280 М	110	2250	88	740
2П 280	132	2250	93	820
2П 315 М	160	2250	167	950
2П 315	200	2250	181	1180

Таблица 8 – Технические данные электродвигателей постоянного тока серии ДП (для мощных промышленных машин)

Тип электродвигателя	Мощность (кВт), при $n_{ном}$			$n_{ном}$, об/мин	$n_{мах}$, об/мин	GD^2 , Нм ²	Масса, кг
	Режим работы 30 мин	Режим работы 60 мин	Режим работы ПВ=25%				
ДП 7 ОМ1	136	125	153	1000	2000	320	2400
ДП 8 ОМ1	173	160	194	1000	2000	650	2800
ДП 9 ОМ1	216	200	243	1000	2000	800	3100
ДП 10 ОМ1	270	250	304	1000	2000	960	3300
ДП 11 ОМ1	340	315	384	1000	2000	1120	3550
ДП 12 ОМ1	430	400	486	1000	2000	1350	-
ДП 13 ОМ1	540	500	603	1000	2000	1700	4800

Таблица 9 – Технические данные электродвигателей постоянного тока серии ПМ (морской модификации)

Тип электро- двигате- ля	Номинальная частота вращения, об/мин				Максимально допустимая частота вращения, об/мин	Кратность максима- льно допустимо- го тока к номиналь- ному	Махо- вый момент	Масса, кг
	750	1000	1500	3000				
	Мощ- ность, кВт	Мощ- ность, кВт	Мощ- ность, кВт	Мощ- ность, кВт				
П 40М	1	1,5	2,8	6,1	3500	2	1,34	
П 41М	1,3	2	3,9	8	3500	2	1,54	75
П 42М	1,73	2,6	4,6	11	3500	2	1,78	80
П 51М	2,7	4,2	7,4	14,5	3500	2	3,13	114
П 52М	3,4	5	8,8	20	3300	2	3,8	124
П 61М	5,15	7	12	26	3300	2	5,6	131
П 62М	6,8	8,5	16	37	3300	2	6,5	187
П 71М	-	11	20	39	3600	2	14	290
П 72М	-	14,5	25	50	3600	2	16	330
П 81М	-	20,5	34,5	64	3600	2	27	385
П 82М	-	27	45	82	3600	2	31	435
П 91М	20,5	35	63	-	1800	2	59	605
П 92М	29,5	45	98,5	-	1800	2	70	705
П 101М	40	60	100,5	-	1800	2	103	865
П 102М	53	80	135	-	1800	2	120	985
П 111М	59,5	105	170	-	1800	2	204	1180
П 113М	80	125	210	-	1800	2	230	1370

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Подобрать асинхронный электродвигатель для морской неводной лебедки с номинальным тяговым усилием 35 кН и скоростью выборки урезом невода 34 м/мин. Принять $\eta_d = 0,8$, моментом от сил инерции невода при пуске двигателя пренебречь. $D_6 = 0,5$ м.

Решение.

Расчётное значение мощности привода для лебёдки по формуле, равно

$$N_3 = \frac{S_{ст} v}{1000 \eta_{п}} = \frac{35000 * \frac{34}{60}}{1000 * 0,8} = 25 \text{ кВт}$$

По каталогу на электродвигатели переменного тока (табл. 5), подбираем электродвигатель *4A200L6*, имеющий каталожную мощность $N_a = 30$ кВт, при $n_{\text{ном}} = 980$ об/мин. Номинальный крутящий момент развиваемый двигателем

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{30}{980} = 293 \text{ Нм}$$

А максимальный

$$M_{\text{макс}} = 293 * 2,4 = 704 \text{ Нм}$$

Выполняем проверку двигателя по суммарному пусковому моменту

$$M_{\Sigma} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}$$

Статический момент сопротивления

$$M_{\text{ст}} = \frac{S_{\text{ном}} D_{\text{б}}}{2U_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}$$

Так как $U_{\text{п}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{б}}}$

$n_{\text{б}} = \frac{v}{\pi D_{\text{б}}} = \frac{34}{3,14 * 0,5} = 21,6$ об/мин, то $U_{\text{п}} = \frac{980}{21,6} = 45,3$, следовательно

$$M_{\text{ст}} = \frac{35000 * 0,5}{2 * 45,3 * 0,8} = 242 \text{ Нм}$$

По условиям задачи

$$M_{\text{дин}} = (1 + \psi) \frac{(GD^2)}{37,5} * \frac{n_{\text{д}}}{t_{\text{п}}}$$

Назначаем время пуска $t_{\text{п}} = 2,5$ с. По каталогу $GD^2 = 18 \text{ Нм}^2$. Тогда

$$M_{\text{дин}} = 1,2 \frac{18 * 980}{37,5 * 2,5} = 22,6 \text{ Нм}$$

Следовательно

$$M_{\Sigma} = 242 + 22,6 = 164,6 \text{ Нм}$$

Так как $M_{\text{макс}} = 704 \text{ Нм}$, то условие $M_{\text{макс}} > M_{\Sigma}$ выполняется и выбранный двигатель пригоден для заданных условий работы.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Для привода промышленных машин широко применяются как электродвигатели постоянного тока, так и асинхронные электродвигатели переменного тока.

Эквивалентная мощность (кВт) для привода будет равна:

$$N_э = \frac{M_э n_э}{9550 \eta_n}, \quad (55)$$

где $n_э$ – частота вращения рабочего органа (барабана), об/мин;

η_n – КПД привода с передачи.

$M_э$ - эквивалентный момент на валу машины, Н/м.

По каталогу (табл. 5-9) подбирают электродвигатель ближайшей большей мощности $N_д$. Зная (по каталогу) его номинальную частоту вращения $n_д$ (об/мин), определяют номинальный момент (Н-м), .. развиваемый двигателем:

$$M_{ном} = 9550 \frac{N_д}{n_д} \quad (56)$$

Максимальный момент M_{max} , развиваемый двигателем в период пуска, берется из каталога или определяется по выражению:

$$M_{max} = \beta M_{ном} \quad (57)$$

4.2. Гидравлический привод

ЗАДАЧИ

1) Подобрать высокомоментный гидромотор типа ГПР к тралово-кошелевой лебедке, предназначенной для работы с тралом и кошелековым неводом. Тягово-скоростные режимы работы лебедки представлены в табл. 13. КПД лебедки $\eta = 0,9$, с учетом отсутствия редуктора. Определить также технические характеристики насоса для выбранного гидромотора и необходимую мощность приводного электродвигателя.

2) Сейнерная лебедка имеет гидравлический привод, включающий два гидромотора серии ПМ, посаженных справа и слева на моторный вал редуктора лебедки. Принимая в качестве исходных данных 1-й и 2-й разгрузочный режим

из условий предыдущей задачи, определить U_r , и подобрать номер гидромотора, насос и определить необходимую мощность электродвигателя насоса. Принять КПД барабана – 0,95, тросоукладчика – 0,95, редуктора – 0,95 и насоса – 0,92.

3) Определить необходимую величину крутящего момента и мощность гидромотора ярусоподъемника для выборки яруса с тяговым усилием $S=1800$ Н и скоростью тяги 212 м/мин. Диаметр ведущего барабана $D_6 = 270$ мм, КПД передачи $\eta = 0,7$, $U_r = 5,1$.

4) Подобрать номер гидромотора серии ПМ для неводовыборочного механизма сетевыборочного комплекса, если необходимое тяговое усилие 600 Н, скорость выборки $v = 90$ м/мин, КПД механизма $\eta = 0,75$.

5) Подобрать высокомоментный гидромотор типа ГРП для привода силового рола для подсушки кошелькового невода, если $S_{ном} = 12$ кН, $D_6 = 220$ мм, $V_{ном} = 0,3$ м/с, $V_{max} = 0,5$ м/с, $V_{min} = 0,1$ м/с, $\eta = 0,95$.

Таблица 10 - Технические характеристики судовых гидромоторов типа МГ

Типоразмер (диаметр поршня, мм)	q, л/об	n _{ном} , об/с	Давление напора, МПа		Давление слива, МПа	M _{ном} , Н*м	N _{ном} при p=20М Па, кВт	η _v	Масса, кг
			P _{ном}	P _{max}					
12	0,0116	24	20	32	0,1	35	5,5	0,94	5,5
16	0,0281	24	20	32	0,1	85	13,2	0,95	12,5
20	0,0548	24	20	32	0,1	116	25,8	0,95	23
25	0,107	24	20	32	0,1	323	51	0,95	44
32	0,225	16	20	32	0,1	684	71	0,95	88
40	0,468	16	20	32	0,1	1400	147	0,95	215
50	0,915	12	20	32	0,1	2780	220	0,96	408
63	1,83	9,5	20	32	0,1	5520	348	0,96	800

Таблица 11 - Технические характеристики гидромоторов серии ПМ

Индекс гидромотора	q, л/об	n _{ном} , об/с	Давление напора, МПа		Давление слива, МПа	M _{ном} , Н*м	N _{ном} при p=10МПа, кВт	η _v	масса, кг
			P _{ном}	P _{max}					
0,5	0,003	49	10	16	0,05	4	1,2	0,95	7
11,5	0,009	49	10	16	0,05	12	3,6	0,95	13
2,5	0,016	49	10	16	0,05	21	6,35	0,95	16
2,5А	0,032	24	10	16	0,05	42	6,2	0,95	16
5	0,071	24	10	16	0,05	105	15,5	0,95	23
10	0,142	24	10	16	0,05	210	31	0,95	34
20	0,251	24	10	16	0,05	370	55	0,95	46
30	0,501	16	10	16	0,05	740	74,5	0,95	56
50	0,79	16	10	16	0,05	1170	118	0,95	61

Таблица 12 - Технические характеристики гидромоторов серии ГРП

Индекс гидромотора	q, л/об	n _{ном} , об/с	Давление напора, МПа		Давление слива, МПа	M _{ном} , Н*м	N _{ном} при p=10МПа, кВт	η _v	Масса, кг
			P _{ном}	P _{max}					
Гидромоторы с вращающимся валом									
ГРП (1,6/0,8)В	1,6/0,8	0,53/1,07	12,5	17,5	0,5	2900/1450	10	0,95	200
ГРП (2,5/1,25)В	2,5/1,25	0,53/1,08	12,5	17,5	0,5	4520/2260	15	0,95	370
ГРП (4/2)В	04.фев	0,53/1,09	12,5	17,5	0,5	7260/3630	24	0,95	530
ГРП (6,3/3,15)В	6,3/3,15	0,53/1,10	12,5	17,5	0,5	11400/5700	37	0,95	650
ГРП (10/5)В	2	0,53/1,11	12,5	17,5	0,5	17700/8850	58	0,95	1390
ГРП (16/8)В	2	0,53/1,12	12,5	17,5	0,5	28400/14200	93	0,95	1600
ГРП-16В	16	1,08	12,5	17,5	0,5	27800	190	0,95	1720
ГРП-31,4	31,4	0,8	12,5	17,5	0,5	42500	220	0,95	2680

Гидромоторы с вращающимся корпусом									
4070	9,24/4, 62	0,53/ 1,07	12,5	17,5	1,8	14700/7350	48	0,97	546
6070	11,08/5 ,54	0,45/ 0,9	12,5	17,5	1,8	17200/8600	48	0,97	768
ГРП(25 /12,5)В	25/12,5	0,53/ 1,06	12,5	17,5	1	41000/20500	135	0,97	1635

Таблица 13 – Данные к задаче №1, 2

V, м/с	S, кН	D _б , м
1,5	5	0,44
0,75	25	0,572
0,15	45	0,602

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Подобрать гидромотор типа МГ для неводной лебедки промышленного бота. Номинальное тяговое усилие лебедки 9,4 кН при скорости тяги 18 м/мин. Диаметр барабана лебедки 220 мм. Максимальная нагрузка на барабан лебедки 12 кН, общий КПД лебедки $\eta = 0,7$.

Решение.

Гидромотор типа МГ является высокооборотным. Поэтому необходимая мощность привода для работы в номинальном режиме

$$N = \frac{S_{\text{ном}} v}{1000 \eta} = \frac{9400 * 0,3}{1000 * 0,7} = 4,05 \text{ кВт}$$

По каталогу (таблица 10) подбираем гидромотор ближайшей большей мощности. Это гидромотор 12-го типоразмера, имеющий: $N_{\text{ГМ}} = 5,5 \text{ кВт}$, $p = 20 \text{ МПа}$, $n_{\text{ном}} = 24 \text{ об/с}$, $q = 0,0116 \text{ л/об}$, $M_{\text{ном}} = 35 \text{ Нм}$.

Выполняем проверку выбранного гидромотора по максимальному и минимальному нагрузочному моменту. Определяем передаточное отношение редуктора лебедки

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} = \frac{\pi D_{\text{б}} n_{\text{дв}}}{v} = \frac{3,14 * 0,22 * 24}{\frac{18}{60}} = 55,3$$

Вычисляем номинальный и максимальный нагрузочный момент, приведённый к валу гидромотора.

$$M_{1\text{ном}} = \frac{S_{\text{ном}} D_{\text{б}}}{2U\eta} = \frac{9400 * 0,22}{2 * 55,3 * 0,7} = 26,7 \text{ Нм}$$

$$M_{1\text{макс}} = \frac{S_{\text{макс}} D_{\text{б}}}{2U\eta} = \frac{12000 * 0,22}{2 * 55,3 * 0,7} = 34,2 \text{ Нм}$$

Так как $M_{1\text{ном}}$ и $M_{1\text{макс}}$ меньше $M_{\text{ном}}$, выбранного гидромотора, то данный гидромотор пригоден для всех режимов работы неводной лебёдки.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Выбор высокооборотных гидромоторов, которые в основном применяют для промышленных механизмов с редукторным приводом, производят исходя из необходимой его мощности в номинальном режиме работы механизма.

$$S = \frac{S_{\text{ном}} * v}{1000 * \eta_n} = \frac{M_{\text{ном}} * n_{\text{б}}}{9550} \quad , \quad (58)$$

где $S_{\text{ном}}$ – номинальное тяговое усилие промышленной машины, Н;

$M_{\text{ном}}$ – номинальный внешний момент сопротивления на барабане (рабочем органе) Нм;

v – номинальная скорость тяги, м/с;

$n_{\text{б}}$ – номинальная частота вращения барабана, об/мин.

По найденной мощности из каталога (табл. 10 и 11) выбирают гидромотор ближайшей большей мощности $N_{\text{д}}$ и определяют его номинальную частоту вращения n и объемную постоянную q . Далее, рассчитав передаточное отношение редуктора $U_{\text{н}}$ его КПД, проверяют выбранный гидромотор по моменту на всех режимах работы механизма.

Выбор высокомоментных гидромоторов (табл. 12) используемых, как правило, в безредукторных механизмах, производят исходя из требуемого крутящего момента:

$$M = M_{\text{ном}} \quad (59)$$

по которому и выбирают по каталогу (табл. 22) гидромотор ближайшего большего крутящего момента $M_{ном}$.

Выбранный гидромотор проверяют по условию:

$$n_{min} < n_{\phi} < n_{max}, \quad (60)$$

где n_{min} – минимально устойчивая частота вращения гидромотора, которая составляет: 0,05 для гидромоторов ГРП; 2,5 об/с – для гидромоторов типа ПМ; 0,5 об/с – для гидромоторов типа МГ;

n_{ϕ} – фактическая частота вращения гидромотора, требуемая по условиям (минимальной и максимальной скорости тяги орудия лова, подъема груза) работы промысловой машины;

n_{max} – предельная частота вращения гидромотора, принимаемая по каталогу.

$$Q = q * \frac{n}{\eta_v} \quad (61)$$

В промысловых устройствах и комплексах применяются и силовые гидроцилиндры как исполнительные механизмы. В зависимости от назначения, они бывают одностороннего и двухстороннего действия. В цилиндрах одностороннего действия груз поднимается под напором нагнетаемой жидкости, а опускается под действием его силы тяжести.

Параметры гидроцилиндров регламентируются ГОМТ 8755-58.

Необходимый диаметр гидроцилиндра определяют по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{1.4 * F}{p}}. \quad (62)$$

где F – усилие, которое должен развивать гидроцилиндр, Н;

P – рабочее давление в гидроцилиндре, МПа.

4.3. Ручной привод

ЗАДАЧИ

1) Грузовая балка (стрела) промышленного бота оборудована лебедкой с ручным приводом и рассчитана на грузоподъемность до 100 кг. Определить необходимое передаточное отношение привода для его обслуживания одним рыбаком, а также время подъема одной порции улова, если $D_6=150\text{мм}$, $l=300\text{мм}$, $\eta_{\text{п}}=0,95$, высота планширя борта судна над уровнем воды 1 м.

2) Определить необходимую мощность приводного двигателя внутреннего сгорания для мотолебедура, если максимальный крутящий момент на бруске 80Нм, необходимая частота его вращения 600 об/мин, КПД передачи $\eta_{\text{п}}=0,9$.

3) Определить номинальную мощность ДВС для неводной лебедки МЛ-43, если максимальная нагрузка на барабане не превышает 10 кН при скорости тяги 0,3м/с, диаметр барабана 220мм, $\eta_{\text{п}}=0,75$

4) Определить, какое тяговое усилие может развивать тракторная неводная лебедка, если мощность двигателя трактора 20л.с., скорость тяги бежного уреза невода 30 м/мин, КПД передачи $\eta_{\text{п}}=0,75$.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Определить необходимое передаточное отношение ручного привода ярусовыборочного барабана промышленной лодки, если натяжение хребтины яруса не превышает 250Н, $D_6=250\text{мм}$, $l=250\text{мм}$, $\eta_{\text{п}}=0,95$. Выборку осуществляет один рыбак. Определить время выборки ярусного порядка длиной 625 м (без учета времени на съем рыбы и очистку крючков от неиспользованной наживки).

Решение:

Необходимое передаточное отношение находим по формуле:

$$U = \frac{sv_6}{2\varphi mFl\eta_{\text{п}}} = \frac{250*0,25}{2*1*1*100*0,25*0,95} = 1,32,$$

где F – сила развиваемая рабочим, принимаем из таблицы и поскольку работа непрерывна, то $F = 100 \text{ Н}$, а $v_p = 1 \text{ м/с}$.

Скорость выборки находим по формуле:

$$v = \frac{mFv_p\varphi\eta_n}{S} = \frac{1 * 100 * 1 * 1 * 0,95}{250} = 0,38 \text{ м/с}$$

Тогда время выборки ярусного порядка $t = \frac{L}{v} = \frac{625}{0,38} = 1644,7 \text{ с} = 27,4 \text{ мин.}$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Ручной привод применяется для механизмов малой грузоподъемности (тяговых усилий), работающих с малыми скоростями движения в напряженном режиме, а также для механизмов вспомогательного назначения.

Рабочий момент на валу рукоятки выражается формулой:

$$M_p = \varphi * m * F * l, \quad (63)$$

где m – число рабочих, одновременно работающих на рукоятке (рукоятках);

φ - коэффициент, учитывающий неодновременность приложения силы при совместной работе нескольких человек (для двух $\varphi = 0,8$, для трех $\varphi = 0,75$, для четырех $\varphi = 0,7$).

Момент сопротивления на валу барабана:

$$M_{\sigma} = \frac{S * D_{\sigma}}{2}. \quad (64)$$

Поэтому необходимое передаточное отношение привода:

$$U = \frac{M_{\sigma}}{M_p * \eta_n} = \frac{S * D_{\sigma}}{2 * \varphi * m * F * l * \eta_n}, \quad (65)$$

где η_n – КПД передачи.

При расчете ручного привода следует учитывать, что в зависимости от продолжительности работы сила F , развиваемая рабочими, и скорость движения

его руки V_p изменяются. Плечо (радиус) вращения рукоятки l не должно быть более 400 мм. Ось вращения рукоятки располагается на высоте 900-1000 мм от уровня пола (палубы). При расчете прочности рукоятки F принимают равным 800 Н.

Привод от ДВС широко применяется для механизмов береговых рыболовных установок, промысловых машин маломерных рыболовных судов. Двигатель внутреннего сгорания – универсальный вид силового оборудования для указанных видом РПМ, независимо от внешнего источника энергии, обладает достаточным диапазоном регулирования угловой скорости ($\lambda=2-2,5$). Существенный недостаток этого двигателя заключается в невозможности реверсирования вращения вала и изменения крутящего момента.

Крутящий момент ДВС сравнительно постоянен, мало зависит от изменения частоты вращения, поэтому МА двигателя следует подбирать по наибольшей нагрузке, т.е.

$$M_A = M_{\max}, \quad (66)$$

где M_{\max} – максимальный нагрузочный момент на валу рабочего органа РПМ, Нм.

Перегрузка в 30-40 % от его мощности ДВС способен кратковременно (до 1 с) преодолевать за счет кинетической энергии вращающихся масс маховика и других узлов двигателя.

Контрольные вопросы

1. Что такое маховый момент электродвигателя и как он определяется?
2. Как определяется расход жидкости в гидродвигателях?
3. Как называется устройство регулирования скорости в гидродвигателях?
4. Как называется устройство пуска электродвигателей?
5. С какой целью в приводах ДВС устанавливается обгонная муфта?

Практическое занятие №5

Расчет параметров тормозных устройств промышленных механизмов

ЗАДАЧИ

1) Определить потребную величину замыкающей силы P_T и ширину колодок двухколодочного тормоза канатно-выборочного барабана, если $M_{кр.б.} = 1000$ Нм, $D_T = 300$ мм, $a = 150$ мм, $b = 30$ мм, $l = 400$ мм, $\alpha = 90^\circ$, $m = 0,35$, $[p] = 0,8$ МПа. Проверить работу тормоза на нагрев, приняв $v = 1,75$ м/с.

2) Определить необходимую ширину тормозной ленты в ленточном тормозе траловой лебедки ЛГТр-5, если диаметр тормозного шкива ваерного барабана $D_T = 1300$ мм, угол обхвата лентой шкива $\alpha = 288^\circ$, фрикционный материал - асбестовая лента, натяжение ваера 63 кН. Нагрузка приложена на 17-м слое навивки ваера ($D_H = 1500$ мм), коэффициент запаса торможения $\beta = 1,75$.

3) Определить параметры ручного привода ленточного тормоза навивного барабана промышленной лебедки: размеры тормозного рычага a и l , диаметр тормозного винта $d_{ср}$ и диаметр маховика D_m . Необходимый тормозной момент $M_T = 1500$ Нм, $D_T = 500$ мм, $\alpha = 250^\circ$, $m = 0,35$, максимально допустимое усилие лебедчика на маховике 150Н.

4) Определить максимальный тормозной момент, развиваемый дисковым тормозом, имеющим “ведущих” дисков $m=2$, “ведомых” $n=3$, прессованный фрикционный материал “ведущих” тормозных дисков. Тормоз сухой. Внутренний диаметр дисков $D_B = 200$ мм.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Определить максимальное удельное давление между тормозным шкивом и лентой ленточного тормоза траловой лебедки. Максимальное натяжение ваера 100 кН, максимальный диаметр навивки 1500 мм, $D_T = 1300$ мм, $B = 150$ мм,

$\alpha = 285^\circ$. Лента тормоза имеет асбестовую накладку. Проверить тормоз на нагрев. Скорость вращения барабана 1 м/с.

Решение:

Определяем удельное давление по формуле:

$$p = \frac{2S_H}{D_{TB}}$$

где

$$S_H = \frac{P_T e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{100 * e^{0,35*1,57}}{e^{0,35*1,57} - 1} = 237 \text{ кН}$$

Коэффициент трения определяем по таблице $\mu = 0,35$.

Тогда

$$p = \frac{2 * 237}{1,3 * 0,15} = 2,4 \text{ МПа}$$

Сравним полученное максимальное давление с допусковым. $p > [p]$, поскольку $2,4 > 0,3$.

Проверим тормоз на нагрев.

$$pv \leq 2,5 \div 1,5 \text{ МПа} * \text{м/с}$$

$$2,4 * 1 \leq 2,5 \div 1,5 \text{ МПа} * \text{м/с}$$

Тормоз проверку проходит.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Основные виды тормозных устройств, применяемых в промышленных машинах: колодочный тормоз, ленточный и дисковый.

Одним из основных расчётных параметров тормозного устройства является развиваемый им тормозной момент M_T , определяемый как

$$M_T = \beta * M_{кр}^{ном}, \quad (67)$$

где M_T – номинальный крутящий момент на валу рабочего органа, управляемого тормозным устройством. Ни;

β - коэффициент запаса торможения, соответственно для легкого и среднего режима работы: 1,75 и 2,0 - для стопорно-спускного тормоза; 2,1 и 2,2 при одновременной постановке грузоупорного и стопорного тормозов.

5.1 Колодочный тормоз

Основными расчетными параметрами являются необходимая замыкающая сила, размеры колодки (рис. 10).

Замыкающая сила P равна:

$$P_T = \frac{M_T}{\mu} * \frac{a^2 - \mu^2 b^2}{l * a * D_T}, \quad (68)$$

где a, b, l – размеры плеч тормозного рычага одной из колодок, м;

D_T – диаметр тормозного шкива, м;

S – площадь поверхности трения колодки.

$$S = BL = \frac{\pi * D_T * B}{360} * \alpha, \quad (69)$$

где L и B – длина и ширина колодки (мм), в ориентировочных расчетах применяется $B=(0,3 - 0,4)D_T$, $L=(0,55-0,85)D_T$,

α - угол обхвата колодкой тормозного шкива, определяется по условию:

$$\frac{N}{B \cdot L} \leq (P), \quad (70)$$

где (P) – допускаемое удельное давление на колодку, Мпа (табл.14)

N - нормальная сила (Н) прижатия колодки к тормозному шкиву, максимальное значение которого равно:

$$N = \frac{P_T * l}{a - \mu * b} \quad (71)$$

Расчет колодочного тормоза завершается проверкой на нагрев:

$$pV \geq [pV], \quad (72)$$

где V - окружная скорость на ободе тормозного шкива, м/с:

$[pV]=5.0 - 2.5 \text{ Мпа м/с}$ – большая величина для стопорных тормозов.

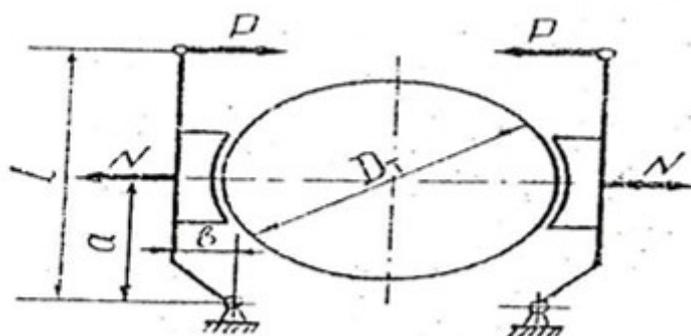


Рисунок 10 – Расчетная схема двухколодочного тормоза

Таблица 14 – Коэффициент трения и допускаемое удельное давление для колодочных тормозов

Материалы трущихся поверхностей	M		[p], Мпа	
	Сухие поверхности	Случайные попадания смазки	Сухие поверхности	Случайные попадания смазки
Лента асбестовая по чугуну или стали	0,35	0,3	1,2	1,2
ферродо по стали и чугуну	0,35	0,3	0,8	0,6
чугун по чугуну	0,15	0,12	0,2	0,15
сталь по стали	0,15	0,12	0,2	0,12
дерево по чугуну	0,3	0,25	0,08	0,06

5.2 Ленточный тормоз

Основными расчетными параметрами являются: окружное тормозное усилие P_T , натяжение в набегающей ветви тормозной ленты S_H , необходимое усилие замыкания на тормозном рычаге G_T , ширина тормозной ленты и ее толщина.

Окружное усилие определяется по формуле:

$$P_{\delta} := \frac{2M_{\delta}}{D_{\delta}} \quad (73)$$

Натяжение у набегающего конца ленты равно:

$$S_n = \frac{P_T * e^{\mu * \alpha}}{e^{\mu * \alpha} - 1}, \quad (74)$$

где α – угол обхвата лентой тормозного шкива, рад.

Максимальное необходимое усилие замыкания на тормозном рычаге равно:

$$G_T = S_n * \frac{b}{a} = \frac{b}{a} * \frac{P_T * e^{\mu * \alpha}}{e^{\mu * \alpha} - 1}, \quad (75)$$

где a и b – плечи тормозного рычага.

Ширину тормозной ленты определяют по допускаемому удельному давлению

$$B \geq \frac{2S_n}{D_T [P]}, \quad (76)$$

где $[p]$ - допускаемое удельное давление между лентой и тормозным шкивом (табл. 15).

Толщину стальной тормозной ленты определяют расчетом на растяжение в опасном сечении по максимальному усилию натяжения:

$$\delta = \frac{S_n}{(B - i_3 * d_3 * [G_p])}, \quad (77)$$

где i_3 – количество заклепок в одном заклепочном ряду крепления фрикционной обшивки к стальной ленте;

d_3 – диаметр заклепок, мм;

$[Gp]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала ленты, МПа.

После проведения расчетов, ленточный тормоз проверяют на нагрев:

$$[pv] \geq pv = 2.5-1.5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} \quad (78)$$

Таблица 15 – Допускаемое удельное давление для ленточных тормозов

Материал трущихся поверхностей	[P], Мпа	
	для спускных	для стопорных
Стальная лента по чугунному или стальному шкиву	1	1,5
Тормозная асбестовая лента по стальному или чугунному шкиву	0,3	0,6
Вальцованный, прессованный и формованный фрикционный материал по металлическому шкиву	0,4	0,8

Контрольные вопросы:

1. Перечислите системы управления ленточными тормозами промышленных лебедок.
2. Что такое коэффициент запаса торможения?
3. Принцип расчета колодочных тормозов.
4. Назовите материал, применяющийся для обеспечения тормозного момента в ленточных и колодочных тормозах (накладки).

Практическое занятие №6

Расчет и проверка работоспособности направляющих и поддерживающих устройств

Цель работы

Изучить методы конструирования и расчета направляющих устройств для промышленных лебедок.

ЗАДАЧИ

1) По условиям задачи примера определить радиальную F_t и осевую F_a нагрузку на подшипники ваерного блока. Подобрать тип и номер подшипника.

2) Определить работоспособность кормового стального рола диаметром 80 мм, установленного на подшипниках скольжения (латунные втулки) без смазки при выборке (отдаче) стальных канатов. Диаметр цапф рола $d_0 = 40$ мм, $S_1 = 7,5$ кН, $\alpha_{max} = 20^\circ$, $l_p = 1250$ мм. Как необходимо изменить технические характеристики рола, чтобы обеспечить ему свободное вращение.

3) Определить D , d_1 и δ кормового рола для мотоневодника, если известно, что наибольший диаметр урезов (капроновые канаты) невода $d_k = 18$ мм, наибольшая нагрузка при выборке урезов 15 кН, длина рола по подшипникам цапф 2000 мм, $\alpha < 20^\circ$, материал рола – сталь 15, подшипники – капроновые втулки.

4) Для подъема больших траловых кутков по слипу с нагрузкой до 500 кН используется полиспастная схема, показанная на рис. 13. Определить необходимое тяговое усилие вытяжной (стяжной) лебедки, если $\eta_6 = 0,93$.

5) Для работы с нагрузкой до 450 кН решено использовать грузовую лебедку с тяговым усилием 100 кН и полиспаст по схеме, показанной на рис. 26, $\eta_6 = 0,95$. Проверить принятое техническое решение.

6) Для подъема тралового мешка с уловом по слипу судна (угол наклона слипа 45°) весом 800кН применяют полиспаст по схеме (рис.13 б). Коэффициент трения мешка о слип составляет 0,35. Определить тяговое усилие.

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Определить КПД подвешного ваерного блока для проводки ваера (рис.11), если $d_k = 28$ мм, $S_l = 125$ кН, $D_б = 420$ мм, $\beta_1 = 10 - 30^\circ$, $\beta_2 = 15^\circ$. Блок установлен на подшипниках качения, материал оси блока - ст. 40.

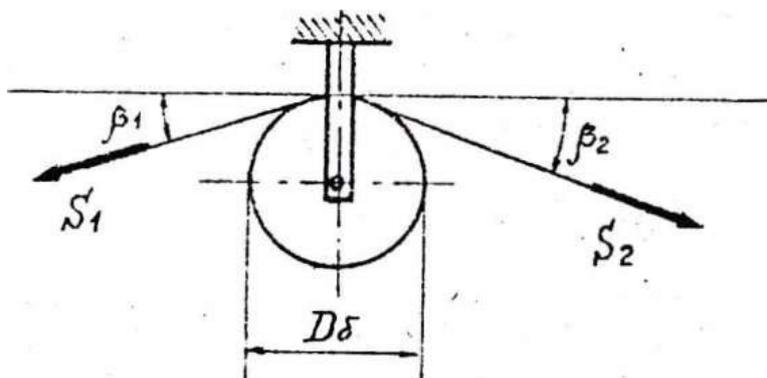


Рисунок 11 – Расчетная схема подвешного ваерного блока к примеру решения задач

Решение:

Определяем к.п.д. блока по формуле:

$$\eta = \frac{1}{1 + \varepsilon + \frac{2\mu_0 d_0 \sin \frac{\alpha}{2}}{D_б}}$$

где μ_0 – коэффициент трения подшипников качения равен 0,01.

Угол обхвата блока определяем по формуле: $\alpha = \beta_1 + \beta_2 = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$

Коэффициент жёсткости каната определяем по формуле:

$$\varepsilon = \frac{0,01 d_k^2}{(D_б - 100)} = \frac{0,01 * 28^2}{(420 - 100)} = 0,025$$

Необходимый диаметр оси блока определяем по формуле:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1[\sigma_H]}}$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение изгиба. $[\sigma_H] = \frac{\sigma_T}{n}$, σ_T – находим по таблице, n – для сталей равно 2.

M_H – максимальный изгибающий момент. Находим его по формуле:

$$M_H = \frac{S_1 D_6}{2} = \frac{420 * 125}{2} = 26250 \text{ кН/мм}$$

Подставляя в формулу численные значения, определим диаметр оси блока.

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{26250}{0,1 * 170}} = 11,6 \text{ мм}$$

С помощью полученных данных рассчитаем к.п.д. блока.

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,025 + \frac{2 * 0,01 * 11,6 * \sin 30^\circ}{420}} = 0,98$$

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

6.1 Блоки.

Назначением таких устройств является проводка канатов, сетных жгутов, сетей к рабочим органам промысловых машин, обеспечивая наилучшее их направление к оси последних. Так, например, при работе турачкой трос должен подходить строго перпендикулярно её оси, в противном случае возможно перехлёстывание шлагов. Также в процессе эксплуатации орудий лова возникает необходимость в изменении направления движения вытяжных концов, либо жгутов. Для этой цели применяют системы из нескольких ролов и блоков, называемых мальгогерами.

Для предотвращения трения о борт судна, буксируемых канатов, применяют ролю и ролики.

По выполняемым функциям они делятся на: направляющие, отклоняющие, поворотные и поддерживающие.

По способу установки – неподвесные и подвесные.

По конструктивному исполнению – блоки, ролы, ролики и роульсы.

Основные геометрические размеры промышленных блоков определяются следующими соотношениями:

$$D_6 = (15 * 20)d_k, \quad B = (20 * 25)d_k, \quad B = (8-10)d_k, \quad R_1 = (0,53 + 0,56)d_k, \quad R = (3-5)d_k.$$

Соотношение для S_1 и S_2 имеет вид

$$S_2 = S_1 * (1 + \varepsilon + 2\mu_0 * \frac{d_0}{D_6} * \sin \frac{\alpha}{2}) \quad (79)$$

КПД блока:

$$\eta = \frac{S_1}{S_2} = \frac{1}{1 + \varepsilon + 2\mu_0 * \frac{d_0}{D_6} * \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (80)$$

где α - угол обхвата блока канатом, град.;

d_0 - диаметр оси или цапфы блока, м (мм);

D_6 - диаметр обода блока, м (мм);

M_0 - коэффициент трения в подшипнике блока;

E - коэффициент жесткости каната.

Ориентировочно для стальных канатов двойной свивки $E = 0,01 d^2 k / (D_6 - 100)$, где d_k и D_6 в мм.

M_0 – коэффициент трения.

Условие вращения блока (ролика):

$$\mu_0 d_0 < \mu D_6 \quad (81)$$

где μ - коэффициент сцепления (трения) каната с поверхностью обода блока (ролика).

Нагрузка на ось блока равна:

$$N = (S_1 + S_2) * \sin \frac{\alpha}{2} \quad (82)$$

Или ориентировочно:

$$N = 2 * S_1 * \sin \frac{\alpha}{2} \quad (83)$$

Ее радиальная составляющая:

$$F_r = N * \cos \varphi \quad (84)$$

А осевая:

$$F_a = N * \sin \varphi \quad (85)$$

где

$$\varphi = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta \sqrt{1 - \frac{(1 + \frac{d_k}{D})}{(1 + \frac{2 * h}{D} + \frac{d_k * \sin \beta}{D})^2}} \right] \quad (86)$$

где β – угол раствора блока, град

h – высота желоба блока

Диаметр оси блока определяют по условию прочности на изгиб:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_m}{0.1 * [G_n]}} \quad (87)$$

где M_m - максимальный изгибающий момент оси блока, равный $0,25NB$.

Н-мм;

$[G_n]$ - допускаемое напряжение изгиба для материала оси (МПа.), определяемое как G_t / n . (табл. 16), где $n=2$ для сталей.

Таблица 16 G_t для углеродистых конструкционных сталей.

Марка стали	ст.3	15	ст.4	25	ст.5	30	35	40	45	65Г	70
G_t , МПа	220-240	230	240-260	280	260-280	300	320	340	360	440	430

6.2 Ролики, ролы.

Применяется как отклоняющие и поддерживающие устройства для проводки канатов и сетных полотен практически, во всех видах лова. Основными расчетными параметрами являются диаметр D ролика (рола), диаметр цапф $d_{ц}$ и толщина δ рола.

Диаметр цапфы ролика (блока) определяют по формуле:

$$d \geq \sqrt{\frac{0.5 * \varphi * F_z}{0.2 * [G_n]}} \quad (88)$$

где $\phi = l_{ц}/d_{ц}$ – геометрический параметр цапфы ролика, равный $\phi = 1-2$

При установке цапфы, роликов и ролов на подшипники скольжения $d_{ц}$ и $l_{ц}$ проверяют по условию допускаемого давления.

А диаметр рола по условию самовращения:

$$p = \frac{F_z}{2 * d_{ц} * l_{ц}} \quad (89)$$

$$D_{\delta} > \frac{\mu_0 * d_{ц}}{\mu} \quad (90)$$

Где $[p]$ - удельное допускаемое давление для материала втулки подшипника (табл.8).

Таблица 17 – Коэффициент трения подшипников скольжения

Материал втулки подшипника	[p], МПа	[pv], МПа*м/с	М		
			Со смазкой маслом	Со смазкой водой	Без смазки
Б 16, БН, БЗ	8	45-75	0,005-0,009	-	0,27-0,28
Бр. ОФ 10-1	8	40	0,016	0,37	0,15
Бр.ОЦС	6	30	0,015	0,37	0,20-0,26
Бр.АМЦ	5	10	0,013	0,3	0,35-0,45
ЛМц58-0,ЛК80-3Л, ДСБУ	3	10	0,1-0,15	-	0,22-0,45
Капрон А и Б	2,5	2,5	0,03	0,3	0,11
Полиамидные смолы	3	3	0,025	0,2	0,13

6.3 Полиспасты

ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Для перевода траловой доски, весом в 2 т., из кассетницы на корму судна, применяем полиспастную систему и турачку судовой лебёдки с тяговым усилием 1 кН. Полиспастная система состоит из двух блоков (вытяжной конец сходит с подвижного блока). Оценить возможность принятого решения.

Решение:

Усилие, приложенное к вытяжному концу, определяется по формуле:

$$S_2 = \frac{S_1}{u * \eta_n}$$
$$S_2 = s_1 * u * \eta_n$$

В свою очередь кратность полиспаста определяется по формуле:

$$U = Z_\delta + 1$$

где $Z_\delta = 2$ – число блоков полиспаста,

тогда $U = 2 + 1 = 3$

Коэффициент полезного действия полиспаста η_n определим по формуле:

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^u}{u * (1 - \eta)}$$

Где $\eta = 0,95$ – к.п.д. блока для практических расчётов.

$$\eta_n = \frac{1 - (0,95)^3}{3 * (1 - 0,95)} = 0,92$$

Тогда

$$S_2 = 1 * 3 * 0,92 = 2,76 \text{ кН}$$

Итак, усилие турачки обеспечивает перевод траловой доски ($2 < 2,76$ кН).

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Полиспасты (рис. 12) предназначены для получения выигрыша в силе. В промышленных комплексах они представляют собой комбинацию подвижных и

неподвижных блоков, охватываемых канатом, предназначенным для подъема больших грузов, главным образом траловых кутков с уловом. Усилие, приложенное к канату S_2 , определяется как:

$$S_2 = \frac{S_1}{u * \eta_n}, \quad (91)$$

где U - кратность полиспаста (число ветвей каната, воспринимающих нагрузку S_1), равное: $U = Z_6$ — числу блоков, если канат сбегает с неподвижного блока; $U = Z_6 + 1$ - если канат сбегает с подвижного блока; η_n - КПД полиспаста, равный :

1) Если канат сбегает с неподвижного блока (рис. 12 а)

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta^u) * \eta}{u * (1 - \eta)} \quad (92)$$

2) Если канат сбегает с подвижного блока (рис. 12 б):

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^u}{u * (1 - \eta)} \quad (93)$$

Где η -КПД блока полиспаста, который в практических расчетах можно принимать равным 0,95 при подшипниках скольжения к 0,98 при подшипниках качения.

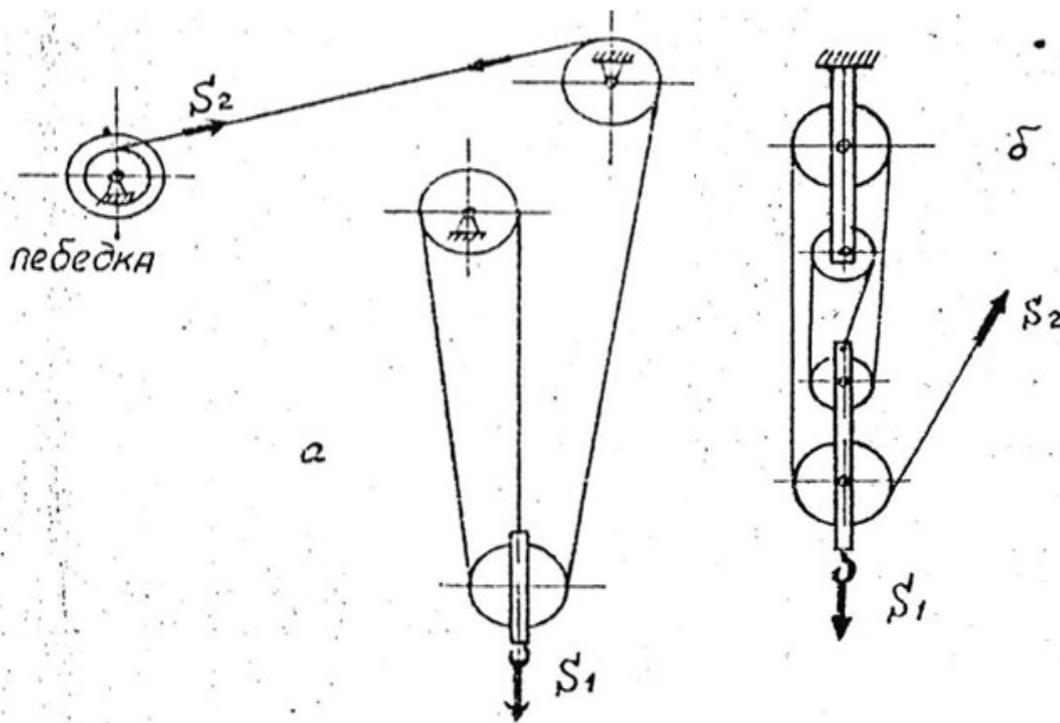


Рисунок 12 – Полиспасты

6.4 Канатоукладчики

Канатоукладчик (рис. 13). Предназначены для организованной укладки канатов, канатных и сетных жгутов на навивные барабаны. Основное применение имеют винтовые канатоукладчики. Основным расчетным размером является средний диаметр резьбы ходового винта d_{cp} , который определяют по условию допускаемого удельного давления в резьбе

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{2 * W_1}{\pi * \psi * [p]}}, \quad (94)$$

где W - давление каната (жгута) на каретку укладчика, Н;

$[p]$ - допустимое удельное давление в резьбе. Для ходового винта из стали и поводка из бронзы $[p]=3$ МПа;

$\psi = 0,3 - 0,4$ для поводков ходовых винтов с перекрестной резьбой.

Канатоукладчик винтовой.
Расчетные схемы

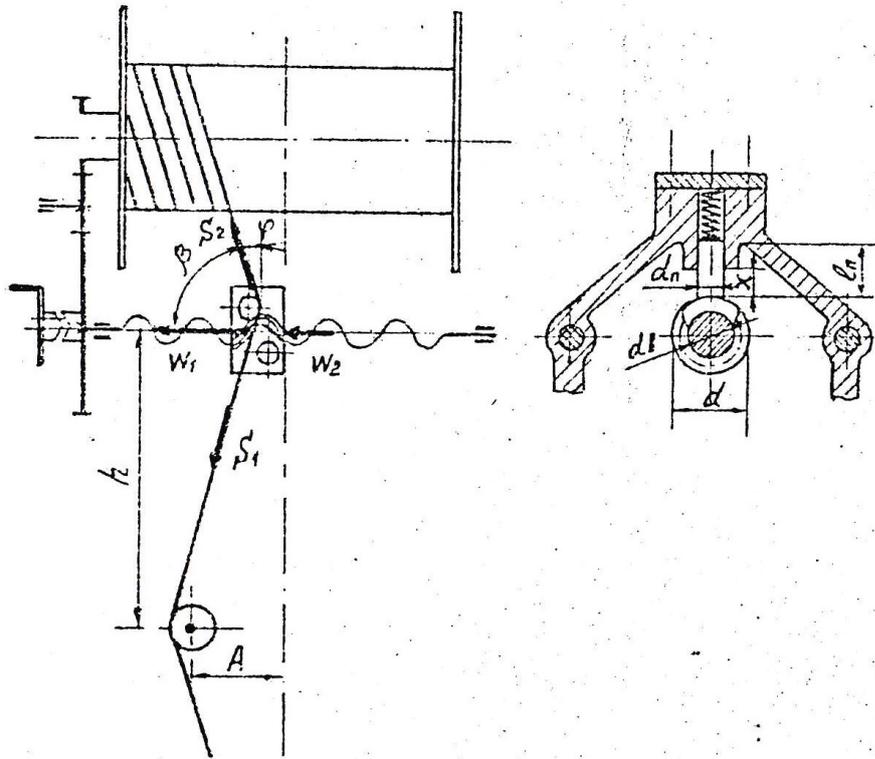


Рисунок 13 – Канатоукладчик винтовой

Давление каната на каретку вычисляют по формуле

$$w_1 = S_1 * [\cos \alpha + (1 + \varepsilon) * \cos \beta], \quad (95)$$

где $\beta = 90 - \varphi$. Максимальное значение угла φ равно

$$\operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{1.06 * d_k}{\pi * (D_0 + d_k)} \quad (96)$$

Шаг резьбы ходового винта определяется по выражению

$$t_e \approx \psi d_{cp} + 5 \text{ мм} \quad (97)$$

Профиль и остальные параметры трапецеидальной резьбы винта уточняют по ГОСТ 9464-73.

Опасным сечением поводка является сечение его оси, подвергавшейся изгибу

$$d_n = 2.17 \sqrt{\frac{M_u}{[G_u]}}, \quad (98)$$

где $[G_u]=30-45$ МПа для поводков из оловянистой бронзы

$$M_u = 1.1 * W_i * \left(\frac{d - d_{cp}}{2} + x \right), \quad (99)$$

где d - наружный диаметр ходового винта.

Длину оси поводка l_n назначают по условию

$$p = \frac{1.1 * W_i}{l_n * d_n} \leq [p] \quad (100)$$

Передаточное отношение для привода канатоукладчика равно

$$u = \frac{n_6}{n_b} = \frac{t_g}{t_y}, \quad (101)$$

где n_6 – частота вращения навивного барабана

n_b – частота вращения ходового винта, канатоукладчика

t_y – шаг укладки каната, жгута.

Контрольные вопросы:

1. Условия самовращения блока, ролика.
2. Что такое канифас-блок?
3. Виды канатоукладчиков.
4. Посредством чего приводится в действие винт ваероукладчика?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература

1. Карпенко, В.П. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства: учеб. / В. П. Карпенко, С. С. Торбан. – Москва: Агропромиздат, 1990. – 463 с.
2. Данилов, Ю.А. Промысловое судовождение : учеб. пособие / Ю. А. Данилов. – Москва: Моркнига, 2011. – 462 с.

Дополнительная литература

1. Технические средства механизации промышленного рыболовства внутренних водоемов : справ. / ред. А. И. Литвиненко. – Тюмень: [Госрыбцентр], 2005. – 123 с.
2. Тренев, В.Н. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства : учеб. / С. С. Торбан, В. П. Карпенко. – Москва: Агропромиздат, 1986. – 304 с.

Локальный электронный методический материал

Анатолий Владимирович Суконнов, Екатерина Евгеньевна Львова,
Татьяна Евгеньевна Суконнова

МЕХАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ РЫБОЛОВСТВА

Редактор И. Голубева

Локальное электронное издание

Уч.-изд. л. 5,5. Печ. л. 4,5.

Федеральное государственное
бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Калининградский государственный технический университет»,
236022, Калининград, Советский проспект, 1