

СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 629.1

DOI: 10.37890/jwt.vi83.607

Комплексный подход к оценке влияния стохастических факторов на процессы износа подшипников траловых лебедок

А.В. Ивановская¹

ORCID: 0000-0002-3548-9083

А.А. Халявкин²,

А.В. Борозняк¹

В.В. Шаповал¹

¹*Керченский государственный морской технологический университет, г. Керчь, Россия*

²*Каспийский институт морского и речного транспорта имени генерал-адмирала Ф.М. Апраксина – филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ», г. Астрахань, Россия*

Аннотация. Подшипники, установленные на валу барабана траловой лебедки, являются одними из наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкции. Они обеспечивают вращение барабана, воспринимают значительные радиальные и осевые нагрузки, возникающие при постановке и выборке трала. Надежность подшипниковых узлов напрямую влияет на безотказность работы всей лебедки, производительность промысла и затраты на техническое обслуживание. В данной статье рассматриваются основные аспекты надежности подшипниковых узлов, факторы, влияющие на их работоспособность, определение нагрузки, действующей на подшипниковый узел. Нестационарный характер нагрузки определяется множеством факторов, включая гидродинамическое сопротивление трала при его движении в водной среде, изменение глубины траления, неравномерность наполнения трала объектами лова, влияние морского волнения на судно, а также маневрирование судна в процессе траления. Данные факторы создают сложный спектр переменных нагрузок, воздействующих на подшипниковые узлы барабана траловой лебедки.

Ключевые слова: траловая лебедка, подшипники, нагрузка на подшипник, классификация нагрузок, случайные факторы.

An integrated approach to assessing the impact of stochastic factors on the wear processes of trawl winch bearings

Aleksandra V. Ivanovskaya¹

ORCID: 0000-0002-3548-9083

Alexey A. Khalyavkin²,

Alexander V. Boroznyak¹,

Vitaly V. Shapoval¹

¹*Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russia*

²*Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina – the affiliation of Volga State University of Water Transport, Astrakhan, Russia*

Abstract. Bearings installed on the shaft of the trawl winch drum are one of the most loaded and critical structural elements. They provide rotation of the drum, perceive significant radial and axial loads arising during setting and sampling of the trawl. The reliability of the bearing assemblies directly affects the uptime of the entire winch, the productivity of the field and

the cost of maintenance. This article discusses the main aspects of reliability of bearing assemblies, factors affecting their performance, determination of the load acting on the bearing assembly. The non-stationary nature of the load is determined by many factors, including the hydrodynamic resistance of the trawl during its movement in the aquatic environment, the change in the trawling depth, the uneven filling of the trawl with fishing objects, the effect of sea waves on the vessel, as well as the maneuvering of the vessel during trawling. These factors create a complex range of variable loads affecting the bearing assemblies of the trawl winch drum.

Keywords: trawl winch, bearings, bearing load, load classification, random factors

Введение

Судовое вспомогательное оборудование представляет собой совокупность механизмов и устройств, обеспечивающих выполнение специфических функций судна. Для рыбопромысловых судов к вспомогательным механизмам относятся траловые лебедки, устройства для подъема трала и выгрузки, и другие элементы [1,2]. Траловые лебедки (рис.1) являются одним из наиболее нагруженных механизмов на борту рыбопромыслового судна, обеспечивающим спуск, подъем и управление тралом в процессе лова [3]. В связи с этим вопросы её надежности имеют особое значение.

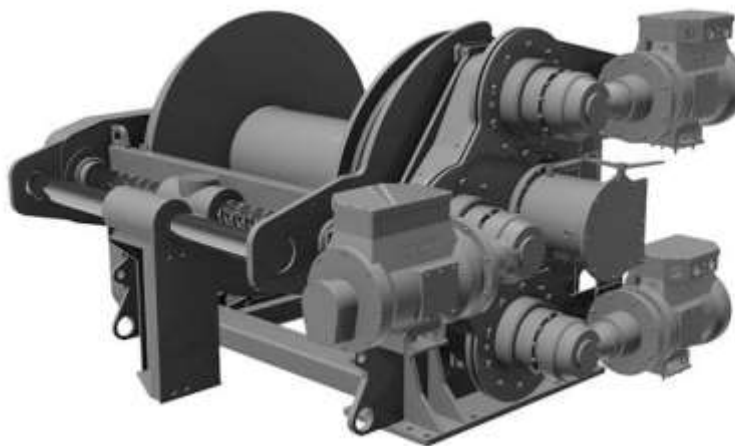


Рис. 1. Общий вид траловой лебедки

Подшипниковые узлы барабанов траловых лебедок относятся к наиболее ответственным элементам промыслового оборудования, определяющим эффективность и безопасность рыболовных операций. Вал барабана траловой лебедки служит для наматывания троса и передачи усилия от привода к тралу. Подшипниковые узлы, установленные на этом валу, обеспечивают свободное вращение вала с минимальными потерями на трение, воспринимают радиальные и осевые нагрузки, возникающие при натяжении троса, компенсируют возможные перекосы вала и погрешности монтажа, а также обеспечивают долговечность и стабильную работу механизма в сложных условиях эксплуатации.

Анализ статистических данных эксплуатации отечественного рыболовного флота показывает, что отказы валов барабана и подшипников составляют 25 – 30% от общего числа поломок промыслового оборудования [4]. На рисунке 2 изображены излом вала и выход из строя подшипника качения. Согласно экспертной оценке специалистов судоремонтных предприятий, фактический ресурс подшипников траловых лебедок значительно ниже расчетного [5]. Так, средняя наработка до отказа

составляет лишь 8000 – 12000 часов при расчетном ресурсе 20000 – 25000 часов. Немаловажное значение в снижении ресурсного срока оказывает недооценка влияния случайных факторов морской среды при проектировании, что обуславливает важность проводимых исследований [6].

Целью работы является исследование метода комплексной оценки влияния стохастических факторов характеристик буксируемого объекта и морской среды на процессы износа подшипников траловых лебедок.



Рис. 2. Общий вид выхода из строя подшипника качения и излома вала

Материалы и методы

Повышенный износ подшипников на валу барабана траловой лебедки может быть вызван следующими причинами:

1. Превышение допустимых нагрузок. Подшипники рассчитаны на конкретные значения статической и динамической нагрузки, указанные производителем. При перегрузке возникает увеличение контактных напряжений – между телами качения (шариками/роликами) и дорожками качения возникает чрезмерное давление, что приводит к пластическим деформациям поверхностей, образованию вмятин и микротрещин. Также циклические нагрузки при работе лебедки ускоряют усталостное разрушение металла, даже однократное превышение предельной нагрузки может инициировать трещины, которые со временем распространяются.

2. Динамические нагрузки и удары. Перегрузка часто сопровождается ударными нагрузками (например, при резком запуске/остановке, обрыве троса или неравномерной намотке). Эти нагрузки разрушают сепаратор, что приводит к их смещению и заклиниванию, а также ускоряют износ из-за многократного повторения кратковременных пиковых усилий.

3. Перегрев подшипников. Повышенные нагрузки увеличивают трение в подшипнике, что вызывает локальный перегрев. Высокая температура разрушает структуру смазки, снижает её вязкость и антифрикционные свойства. Металлические детали расширяются, что уменьшает зазоры в подшипнике и усиливает трение.

4. Неравномерное распределение нагрузки. Перегрузка часто приводит к неравномерной работе подшипников, особенно если их несколько (например, на разных концах вала. Из-за деформации конструкции подшипники работают под неправильным углом, что увеличивает трение и износ.

5. Влияние на срок службы подшипников. Срок службы подшипников (L_{10}) напрямую зависит от нагрузки. По формуле расчета базового срока службы [7]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, P – эквивалентная нагрузка, p – показатель степени, например, если нагрузка P увеличивается в 2 раза, срок службы уменьшается в $2^3 = 8$ раз для шариковых подшипников. Это означает, что даже кратковременная перегрузка серьезно снижает ресурс.

6. Различные варианты перегрузки: превышение массы груза – подъем или буксировка объекта, превышающего допустимую грузоподъемность лебедки; нарушение намотки троса – неплотная или перекошенная намотка создает боковые усилия на барабан; частые циклы работы – работа в режиме «подъем – спуск» без пауз приводит к накоплению усталостных повреждений.

Повышенные нагрузки на подшипники барабана траловой лебедки могут быть разных типов и возникать по различным причинам. Они зависят от характера работы оборудования, условий эксплуатации и конструктивных особенностей узла. Для совершенствования методики расчета и проектирования подшипников узлов целесообразно классифицировать нагрузки в зависимости от действующих сил [8] (рис. 3).

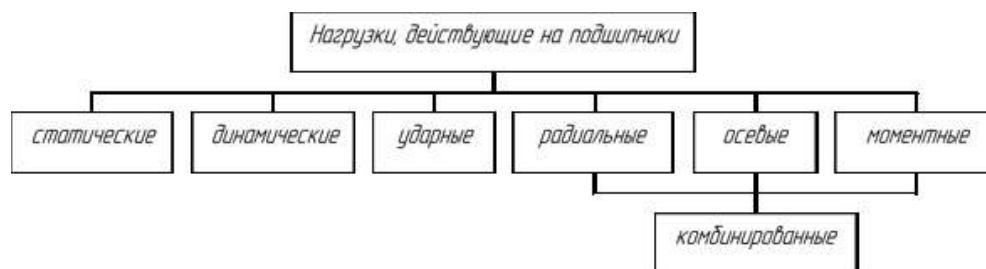


Рис. 3. Классификация нагрузок, действующих на подшипники

Статические нагрузки возникают от действия постоянных сил на подшипники при неподвижном вале или при минимальной скорости вращения из-за влияния массы груза, удерживаемого лебедкой, собственного веса барабана и намотанного на него троса. Последствиями таких нагрузок являются пластические деформации тел качения – шарики/ролики вдавливаются в металл, образуя вмятины.

Динамические нагрузки возникают при вращении вала и работе лебедки под нагрузкой от переменных сил из-за вращения барабана при намотке/спуске троса и при его ускоренном или замедленном движении. Вследствие таких нагрузок возникает усталостное разрушение металла из-за циклического нагружения, а также питтинг на поверхности металла.

Ударные нагрузки представляют собой возрастающие силовые воздействия на подшипник, которые возникают внезапно и действуют в течение короткого промежутка времени. Такие нагрузки характеризуются высокой интенсивностью и часто сопровождаются значительными ускорениями или динамическими импульсами.

Они возникают при резких изменениях режима работы из-за резких пусков/остановок двигателя, обрыва троса или внезапное ослабление натяжения, падения груза или его заедание в процессе буксировки или подъема [9]. Это может привести к микроскопическим трещинам на поверхностях тел качения, разрушения сепаратора или деформации металла.

Радиальные нагрузки действуют перпендикулярно оси вала по причине несбалансированности барабана из-за неравномерной намотки троса и износа барабана. Также характерным является биение вала из-за дефектов монтажа или износа подшипников. Все это может привести к неравномерному износу дорожек качения, увеличению люфта в подшипнике, вызывая вибрации и дополнительные нагрузки.

Осевые нагрузки направлены вдоль оси вала, возникающие из-за наклона груза при подъеме/спуске, неправильной намотке троса, использования шевронной или многослойной намотки. Осевые нагрузки приводят к износу сепаратора и торцевых поверхностей подшипника, смещению тел качения, приводящих к заклиниванию.

Моментные нагрузки возникают от действия пары сил, вызывающих вращательный момент вокруг оси, перпендикулярной валу из-за неравномерного распределения груза, износа троса или его деформации, которые приводят к эксцентриситету намотки. Такие нагрузки являются причиной перекоса подшипников, из-за которого тела качения работают под неправильным углом. Также могут наблюдаться локальные перегрузки на отдельных участках.

Комбинированные нагрузки возникают из-за одновременного воздействия радиальных, осевых и моментных нагрузок. Причиной их появления являются нестационарные режимы работы лебедки, нестабильные условия эксплуатации. Как следствие таких нагрузок, появление комплексного разрушения подшипников, сочетание усталости металла, абразивного износа и термического повреждения, а также резкое снижение срока службы из-за взаимного усиления нагрузок.

Для повышения ресурса подшипниковых узлов траловой лебедки целесообразно на этапе расчета и проектирования учитывать возможные нагрузки. Прогностические математические модели должны содержать зависимости, описывающие влияние переменных условий эксплуатации траловой лебедки, и, следовательно, подшипниковых узлов. Рассмотрим методику расчета нагрузок, действующих на подшипники траловой лебедки с учетом нестационарных факторов.

Значительное влияние на нестационарность процесса оказывает натяжение тралового лова $T(t)$, которое может быть представлено в виде суммы, детерминированной и случайной составляющих

$$T(t) = T_{дт}(t) + T_{сл}(t). \quad (1)$$

При этом детерминированная составляющая включает влияние сопротивления трала в воде ($T_{тр}$), сопротивления движению по дну ($T_{сд}$) и нагрузка от массы улова ($T_{ул}$)

$$T_{дт} = T_{тр} + T_{сд} + T_{ул}, \quad (2)$$

где сопротивление трала выражено зависимостью

$$T_{тр} = 0.5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot S_{тр} \cdot C_{тр}, \quad (3)$$

где $\rho = 1025 \text{ кг/м}^3$ – плотность морской воды, v – скорость буксировки, м/с, $S_{тр}$ – площадь трала, м², $C_{тр}$ – коэффициент сопротивления трала; сопротивление движению по дну определяется по формуле

$$T_{сд} = \mu \cdot G_{тр} \cdot \cos(\beta), \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения трала о грунт, $G_{тр}$ – вес трала в воде, Н, β – угол неровностей рельефа дна;

нагрузка от улова пропорциональна плотности рыбы

$$T_{ул} = g \cdot m_{ул}(t) \cdot (1 - \rho_{мв}/\rho_p), \quad (5)$$

где $m_{\text{ул}}(t)$ – переменная масса улова, $\rho_p \approx 1050 \text{ кг/м}^3$ – средняя плотность рыбы.

Случайная составляющая моделируется как сумма случайных процессов от неровностей дна ($T_d(t)$), случайных зацепов ($T_z(t)$), морского волнения ($T_b(t)$) и случайного изменения скорости выборки ($T_{\text{ск}}(t)$) в виде стохастических зависимостей

$$T_{\text{сл}}(t) = T_d(t) + T_z(t) + T_b(t) + T_{\text{ск}}(t). \quad (6)$$

Натяжение тралового троса $T(t)$ создаёт систему сил, действующих на подшипники через вал барабана, которая раскладывается на составляющие в зависимости от геометрии схода троса

$$\begin{aligned} F_x(t) &= T(t) \cdot \cos(\alpha_{\text{сх}}) \cdot \cos(\beta_{\text{ук}}), \\ F_y(t) &= T(t) \cdot \sin(\alpha_{\text{сх}}), \\ F_z(t) &= T(t) \cdot \cos(\alpha_{\text{сх}}) \cdot \sin(\beta_{\text{ук}}), \end{aligned} \quad (7)$$

где

$\alpha_{\text{сх}} = \arctg(H_{\text{сх}}/R_{\text{сх}})$ – угол схода троса в вертикальной плоскости, $H_{\text{сх}}$ – вертикальное смещение точки схода от оси барабана, $R_{\text{сх}}$ – горизонтальное расстояние до точки схода;

$\beta_{\text{ук}} = \arctg(p/(\pi \cdot D_{\text{эф}}))$ – угол укладки троса (наклон винтовой линии), i – шаг намотки троса, $i = d_{\text{т}}/\cos(\varphi)$, φ – угол между витками троса, $D_{\text{эф}} = D_b + 2 \cdot d_{\text{т}} \cdot (n_{\text{тт}} - 0.5)$ – эффективный диаметр намотки, где $n_{\text{тт}}$ – номер текущего слоя намотки, D_b – диаметр барабана, $d_{\text{т}}$ – диаметр троса.

При прогнозировании нагрузки на подшипники следует учесть, что в процессе травления или выборки трала наблюдается изменение эффективного диаметра. Так, при намотке троса эффективный диаметр можно определить по формуле

$$D_{\text{эф}}(\varphi) = D_b + 2 \cdot d_{\text{т}} \cdot (L_{\text{нт}}(\varphi)/(\pi \cdot D_b \cdot n_{\text{тс}})), \quad (8)$$

где φ – угол поворота барабана, $L_{\text{нт}}$ – длина намотанного троса, $n_{\text{тс}}$ – количество витков троса в одном слое.

Также в данном случае наблюдается и изменение плеча приложения силы на величину

$$a(\varphi) = L_b/2 - v_{\text{скт}} \cdot t_{\text{оп}}, \quad (9)$$

где $v_{\text{скт}}$ – скорость перемещения троса вдоль барабана, $t_{\text{оп}}$ – время операции.

Эти зависимости позволяют точно рассчитать нагрузки на подшипники с учётом всех геометрических и динамических факторов работы траловой лебедки.

Рассмотрим распределение нагрузки между подшипниками, схема которого представляется как балка на двух опорах A и B с консольной нагрузкой, для которой

$$R_A = F_y \cdot (L_b + a)/L_b + G_b/2,$$

$$R_B = F_y \cdot a/L_b + G_b/2, \quad (10)$$

где R_A, R_B – реакции опор A и B , a – расстояние от оси барабана до точки приложения силы F_y , G_b – вес барабана, L_b – длина барабана.

Тогда радиальная нагрузка на каждый подшипник может быть определена по зависимостям

$$P_{r,A}(t) = \sqrt{(R_A^2 + (F_x(t)/2)^2)},$$

$$P_{r,B}(t) = \sqrt{(R_B^2 + (F_x(t)/2)^2)}. \quad (11)$$

$$P_{r,B}(t) = \sqrt{(R_B^2 + (F_x(t)/2)^2)}. \quad (11)$$

Осевая составляющая от натяжения троса равна проекции на ось z

$$P_{a,общ}(t) = F_z(t) = T(t) \cdot \cos(\alpha_{cx}) \cdot \sin(\beta_{ук}). \quad (12)$$

При этом, осевая нагрузка воспринимается одним из подшипников (обычно упорным)

$$P_{a,уп}(t) = P_{a,общ}(t),$$

$$P_{a,св}(t) = 0. \quad (13)$$

Также при работе в нестационарных условиях возможен перекося вала на угол γ , создающий дополнительную осевую нагрузку

$$P_{a,см}(t) = P_r(t) \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \cdot \mu_{пш}, \quad (14)$$

где $\mu_{пш}$ – коэффициент трения в подшипнике.

Моментная нагрузка возникает, когда внешние силы приложены несимметрично относительно оси вала и создают тенденцию к его изгибу или перекося и зависит от крутящего момента на валу

$$M_{кр}(t) = T(t) \cdot D_{эф}/2, \quad (15)$$

и изгибающего момента

$$M_{изг,A}(t) = R_A \cdot L_6/2 + F_y \cdot a,$$

$$M_{изг,B}(t) = R_B \cdot L_6/2. \quad (16)$$

Изгибающий момент создаёт дополнительную радиальную нагрузку

$$\Delta P_{r,изг} = M_{изг}/(0.5 \cdot L_6). \quad (17)$$

Уточнение математической модели нагрузки на подшипники осуществляется за счет динамических коэффициентов, возникающих при изменении нагрузки ($k_{дин}$), неравномерности намотки троса на барабан ($k_{вт}$) и влиянии угла схода троса с барабана в сторону буксируемого объекта ($k_{уг}$), которые определяются по следующим зависимостям

$$k_{дин} = 1 + k_v \cdot (dT/dt)/T_0, \quad (18)$$

где k_v – коэффициент чувствительности к скорости изменения нагрузки, dT/dt – скорость изменения натяжения;

$$k_{вт} = 1 + 0.1 \cdot (n_t - 1)/n_t, \quad (19)$$

$$k_{уг} = 1/\cos(\alpha_{cx}), \quad (20)$$

С учетом вышесказанного получим итоговые формулы для определения нагрузок на подшипники в опорах. Так, полная радиальная нагрузка на подшипник А

$$P_{r,A}(t) = k_{дин} \cdot k_{вт} \cdot k_{уг} \cdot \left[\sqrt{(R_A^2 + (F_x(t)/2)^2)} + \Delta P_{r,изг,A} \right] \quad (21)$$

полная радиальная нагрузка на подшипник В

$$P_{r,B}(t) = k_{дин} \cdot k_{вт} \cdot k_{уг} \cdot \left[\sqrt{(R_B^2 + (F_x(t)/2)^2)} + \Delta P_{r,изг,B} \right] \quad (22)$$

полная осевая нагрузка на упорный подшипник

$$P_a(t) = k_{дин} \cdot [T(t) \cdot \cos(\alpha_{cx}) \cdot \sin(\beta_{ук}) + P_{a,см}(t)] \quad (23)$$

Общая эквивалентная нагрузка на подшипники определяется как сумма осевой и радиальной нагрузок и зависит от вида подшипника. Так, для радиальных подшипников

$$P_{экв,р}(t) = X \cdot P_r(t) + Y \cdot P_a(t) \quad (24)$$

для радиально–упорных подшипников

$$\begin{aligned} P_{\text{экв,ру}}(t) &= 0.65 \cdot P_r(t) + Y^1 \cdot P_a(t) \text{ при } P_a/P_r \leq e \\ P_{\text{экв,ру}}(t) &= X^1 \cdot P_r(t) + Y^1 \cdot P_a(t) \text{ при } P_a/P_r > e \end{aligned} \quad (25)$$

где X, Y, X^1, Y^1, e — коэффициенты, зависящие от типа подшипника [7].

Кроме динамического влияния изменения геометрических параметров барабана от навивки троса, существенное воздействие оказывают внешние гидрометеорологические факторы и переменность параметров груза. Тогда нагрузка на подшипник представляется в виде случайного процесса нагружения

$$P(t) = P_{\text{ср}} + P_{\text{трн}}(t) + P_{\text{пер}}(t) + P_{\text{сл}}(t) \quad (26)$$

где $P_{\text{ср}}$ — среднее значение нагрузки, $P_{\text{сл}}(t)$ — случайная составляющая,
 $P_{\text{трн}}(t) = P_0 + k_{\text{трн}} \cdot t + k_{\text{ул}} \cdot m_{\text{ул}}(t)$ — медленно меняющаяся составляющая (тренд), $k_{\text{трн}}$ — коэффициент изменения нагрузки во времени, $k_{\text{ул}}$ — коэффициент влияния массы улова,
 $P_{\text{пер}}(t) = \sum A_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i)$ — периодические составляющие, A_i — амплитуды гармоник, ω_i — частоты (качка судна, вращение барабана, волнение), φ_i — начальные фазы.

Результаты исследования. Рассмотрим предлагаемую методику расчета нагрузки на подшипники барабана траловой лебедки при следующих исходных данных: геометрические размеры барабана (диаметр и длина) составляют соответственно 1.0 и 3.0 м, его масса 8500 кг и расстояние между подшипниками 2.8 м, диаметр навиваемого троса 28 мм, установлены конические роликовые подшипники. Был рассчитан случай работы с тралом площадью 400 м² и массой в воздухе 1200 кг при максимальной массе улова в 5000 кг. Буксировка и выборка осуществлялась на глубине 120 м при скорости 2.5 м/с. При этом учитывались внешние условия: высота волны 2.5 м, период волны 8 с и трал перемещался по песчаному грунту.

В соответствии с методикой были получены следующие результаты, представленные в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчета нагрузок на подшипниковые узлы

Параметр	Ед. изм.	Подшипник А	Подшипник В
Детерминированная радиальная нагрузка	Н	66,918	64,766
Полная радиальная нагрузка	Н	71,688	69,384
Эквивалентная нагрузка (детерм.)	Н	46,743	45,246
Эквивалентная нагрузка (с учётом случ.)	Н	82,616	79,984
Увеличение от случайных факторов	-	76.7%	76.8%

Анализ полученных результатов расчета показал, что:

- случайные факторы увеличивают эквивалентную нагрузку на подшипники на 77%;

2. подшипник А (со стороны схода троса) нагружен на 3.3% больше подшипника В;
3. изгибающие моменты составляют около 32% от общей радиальной нагрузки.

Заключение

Для повышения срока ресурса подшипниковых узлов барабана траловой лебедки с точки зрения эксплуатации может быть рекомендовано: соблюдение паспортных параметров режимов работы; контроль параметров трала при его буксировке и выборке; регулярная проверка состояния подшипников; смазки и уплотнений, обеспечение равномерного распределения нагрузки на барабан [10].

Предлагаемый метод комплексной оценки влияния стохастических факторов характеристик буксируемого объекта и морской среды на процессы износа подшипников траловых лебедок может быть использован при замене на усиленные подшипники с увеличенной грузоподъемностью.

Список литературы

1. Карпенко В.П., Торбан С.С. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства: учебное пособие. М.: Агропромиздат, 1990. 464 с.
2. Те А.М. Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств. Учебное пособие. Владивосток: МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2014. 178 с.
1. 3 Попов В.В., Ивановская А.В., Ивановский А.Н. Особенности разработки системы адаптивного управления специальными судовыми устройствами на примере траловой лебедки рыбопромыслового судна // Научные проблемы водного транспорта. 2023. № 76. С. 111-119. – DOI 10.37890/jwt.vi76.399.
3. Башуров Б.П., Скиба А.Н., Чебанов В.С. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: учебное пособие. Новороссийск: МГА имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, 2009. 192 с.
4. Ивановская А.В., Виноградов В.Н., Ивановский А.Н. Оценка безотказности работы судовых грузоподъемных устройств // Развитие энергетики водного транспорта, информационных и энергосберегающих технологий: Сборник материалов II Всероссийской конференции, Казань, 09–10 декабря 2024 года. Казань: Волжский государственный университет водного транспорта, 2024. С. 180-184.
5. Ивановская А.В., Клименко Н.П., Попов В.В. Статистический анализ отказов элементов палубного оборудования рыбопромыслового судна // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2022. Т. 14, № 3. С. 440-448. – DOI 10.21821/2309-5180-2022-14-3-440-448.
6. ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) Подшипники качения динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). М. Стандартиформ, 2009. 26 с.
7. Ивановская А.В., Жуков В.А., Шустряков Н.А. Тенденции развития и современные методы проектирования грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2024. Т. 16, № 3. С. 444-455. – DOI 10.21821/2309-5180-2024-16-3-444-455.
8. Ивановская А.В. Формализация движения буксируемого объекта по поверхности как часть системного подхода при моделировании судовой лебедки // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2023. № 2. С. 57-65.
9. Халявкин А.А., Санжапов А.Р., Матвеев Ю.И. [и др.] Повышение надежности дейдвудных подшипников путем лазерной наплавки гребного вала // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2024. № 3. С. 42-48.

References

1. Karpenko V.P., Torban S.S. Mexanizatsiya i avtomatizatsiya processov promy'shlennogo ry'bоловства: uchebnoe posobie [Mechanization and automation of industrial fishing processes: a training manual]. M.: Agropromizdat, 1990. 464 p. (In Russ)
2. Te A.M. E'kspluatatsiya sudovy'x vspomogatel'ny'x mexanizmov, sistem i ustroystv. Uchebnoe posobie. [Operation of ship auxiliary mechanisms, systems and devices. a training manual]. Vladivostok: Moscow State University G.I. Nevelsky, 2014. 178 p. (In Russ)
1. 3 Popov V.V., Ivanovskaya A.V., Ivanovskij A.N. Osobennosti razrabotki sistem' adaptivnogo upravleniya special'ny'mi sudovy'mi ustroystvami na primere tralovoj lebedki ry'bopromy'slovogo sudna [Features of the development of an adaptive control system for special ship devices on the example of a trawl winch of a fishing vessel]. Scientific problems of water transport. 2023. № 76. pp. 111-119.
3. Bashurov B.P., Skiba A.N., Chebanov V.S. Funktsional'naya nadezhnost' i kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya sudovy'x vspomogatel'ny'x mexanizmov: uchebnoe posobie [Functional reliability and technical condition control of ship auxiliary mechanisms: training manual]. Novorossiysk: MGA named after Admiral F.F. Ushakov, 2009. 192 p.
4. Ivanovskaya A.V., Vinogradov V.N., Ivanovskij A.N. Ocenka bezotkaznosti raboty' sudovy'x gruzopod'emny'x ustroystv. [Evaluation of vessel lifting devices failure-free operation]. Development of the energy of water transport, information and energy-saving technologies: Collection of materials of the II All-Russian Conference, Kazan, December 09-10, 2024. Kazan: Volga State University of Water Transport, 2024. pp. 180-184.
5. Ivanovskaya A.V., Klimenko N.P., Popov V.V. Statisticheskij analiz otkazov e'lementov palubnogo oborudovaniya ry'bopromy'slovogo sudna. [Statistical analysis of failures of elements of deck equipment of a fishing vessel]. Bulletin of the State University of the Sea and River Fleet named after Admiral S.O. Makarov. 2022. T. 14, NO. 3. pp. 440-448.
6. GOST 18855-94 (ISO 281-89) Podshipniki kacheniya dinamicheskaya raschetnaya gruzopod'emnost' i raschetny'j resurs (dolgovechnost') [GOST 18855-94 (ISO 281-89) Dynamic design bearing capacity and design life (durability)]. M. Standartinform, 2009. 26 pp.
7. Ivanovskaya A.V., Zhukov V.A., Shustriyakov N.A. Tendentsii razvitiya i sovremennyy'e metody' proektirovaniya gruzopod'emny'x ustroystv ry'bopromy'slovogo sudna. [Development trends and modern methods of design of fishing vessel lifting devices]. Bulletin of the State University of the Sea and River Fleet named after Admiral S.O. Makarov. 2024. VOL. 16, NO. 3. pp. 444-455.
8. Ivanovskaya A.V. Formalizatsiya dvizheniya buksiruemogo ob'ekta po poverkhnosti kak chast' sistemnogo podkhoda pri modelirovanii sudovoj lebedki. [Formalization of the movement of the towed object on the surface as part of a systematic approach to modeling the ship's winch]. Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technology. 2023. № 2. pp. 57-65.
9. Xalyavkin A.A., Sanzhapov A.R., Matveev Yu.I. [i dr.] Povy'shenie nadezhnosti dejdvudny'x podshipnikov putem lazernoj naplavki grebnogo vala. [Improving reliability of stern bearings by laser surfacing of propeller shaft]. Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technology. 2024. № 3. pp. 42-48.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Ивановская Александра Витальевна – к.т.н., доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, invkerch@yandex.ru

Aleksandra V. Ivanovskaya PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of marine power plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: invkerch@yandex.ru

Халыякин Алексей Александрович – к.т.н., доцент кафедры «Судомеханические дисциплины» Каспийского института морского и речного транспорта им. ген.-адм. Ф.М. Апраксина – филиал ФГБОУ ВО

Alexey A. Khalyavkin – PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department «Ship-mechanical disciplines» Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina – the affiliation of

«ВГУВТ», 414000, г. Астрахань, ул.
Никольская, д.6, sopromat112@mail.ru

Volga State University of Water Transport,
414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6,
sopromat112@mail.ru

Борозняк Александр Владимирович –
аспирант кафедры судовых энергетических
установок «Керченский государственный
морской технологический университет»
(ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская
Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82,
invkerch@yandex.ru

Alexander V. Boroznyak – Postgraduate student
of the Department of Marine Power Plants, Kerch
State Maritime Technological University, 82
Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian
Federation, e-mail: invkerch@yandex.ru

Шаповал Виталий Валерьевич – аспирант
кафедры судовых энергетических установок
«Керченский государственный морской
технологический университет» (ФГБОУ ВО
«КГМТУ»), 298309, Российская Федерация,
Керчь, ул. Орджоникидзе, 82,
invkerch@yandex.ru

Vitaly V. Shapoval – Postgraduate student of the
Department of Marine Power Plants, Kerch State
Maritime Technological University, 82
Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian
Federation, e-mail: invkerch@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 08.05.2025; опубликована онлайн 20.06.2025.
Received 08.05.2025; published online 20.06.2025.