

DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-6-875-886

## STUDYING DYNAMICS OF HOISTING APPARATUS DRIVES OF A FISHING VESSEL

**A. V. Ivanovskaya<sup>1</sup>, V. A. Zhukov<sup>2</sup>, V. V. Popov<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> — Kerch State Maritime Technological University, Kerch, Russian Federation

<sup>2</sup> — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,  
St. Petersburg, Russian Federation

*The existing types of drives for ship deck lifting devices are analyzed in the paper; a rationale for the use of a hydraulic drive that is sensitive to load changes at designing such devices is provided. A typical feature of the most deck hoisting equipment is work in special conditions. The effect of wind, rolling, changes in the parameters of the “cable-load” system (its shape, mass, hydrodynamic and inertial coefficients, cable length), the transition from one medium to another one should be considered as special conditions. Non-stationary loads arising during the operation of this class of equipment occur not only during transient processes, but also during steady-state operation, which negatively affects their performance and reliability. One of the requirements for the drive of such equipment is the optimal operating parameters: speed variation in a wide range, possibility of reversing, implementation of smooth regulation of turnovers and torque, overload capacity. Both hydromechanical and electric drives meet these requirements. Therefore, for the optimal selection of the lifting devices drive of a fishing vessel during design, it is necessary to perform a dynamic analysis. The choice of a model for dynamic calculations depends on many factors corresponding to specific tasks. The mathematical models of electromechanical and hydraulic drive of a ship lifting device with a transmission mechanism and one engine are developed in the paper. Numerical simulation analysis has shown that the hydraulic drive has better recoverability to normal operation after a transient. Therefore, in the drive system of the lifting devices of a fishing vessel, it is more expedient to use a hydraulic drive capable of adapting to load variability.*

*Keywords: boat hoist, drive dynamics, load variability, adaptive drive*

**For citation:**

Ivanovskaya, Aleksandra V., Vladimir A. Zhukov, and Vladimir V. Popov. “Studying dynamics of hoisting apparatus drives of a fishing vessel.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.6 (2021): 875–886. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-6-875-886.

**УДК 621.31**

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИВодОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО СУДНА

**А. В. Ивановская<sup>1</sup>, В. А. Жуков<sup>2</sup>, В. В. Попов<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> — ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», Керчь, Российская Федерация

<sup>2</sup> — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова», Санкт-Петербург, Российская Федерация

*В работе выполнен анализ существующих видов приводов судовых палубных грузоподъемных устройств и представлено обоснование применения гидравлического привода, чувствительного к изменению нагружения при проектировании таких устройств. Исследована такая характерная особенность большинства палубных грузоподъемных устройств, как работа в особых условиях, к которым относятся: воздействие ветра, качки, изменение параметров системы «трос – груз» (его формы, массы, гидродинамического и инерционного коэффициентов, длины троса), переход из одной среды в другую. Отмечается, что нестационарные нагрузки, возникающие при работе такого класса оборудования, имеют место не только при переходных процессах, но и во время установившегося режима работы, что негативно отражается на их работоспособности и надежности. Подчеркивается, что одним из требований, предъявляемых к приводу такого оборудования, является соблюдение оптимальных рабочих параметров: изменение скоростей в широком диапазоне, возможность реверсирования, осуществление плавного регулирования оборотов и крутящего момента перегрузочная способность. Этим параметрам удовлетворяет как*

гидромеханический, так и электрический привод. Поэтому для оптимального выбора привода грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна при проектировании необходимо проведение динамического анализа. Известно, что применение распространенных моделей Кельвина – Фойгта, Максвелла и Томсона – Пойнтинга или их систем позволяет получить некоторую конечную деформацию от мгновенной и бесконечно длительной приложенной нагрузки, что, в некоторой степени, соответствует реальной деформации, имеющей место во время работы судового грузоподъемного оборудования. Выбор модели для динамических расчетов зависит от многих факторов, соответствующих конкретно поставленным задачам. В статье разработаны математические модели электромеханического и гидравлического привода судового грузоподъемного устройства с передающим механизмом и одним двигателем. Данные приводы представлены в виде четырехмассовой физической модели. В полученных моделях учтено влияние особых условий работы оборудования и переменность нагружения. Анализ численного моделирования показывает, что гидравлический привод обладает лучшей восстанавливаемостью к нормальной работе после переходного процесса. Поэтому в системе привода грузоподъемного устройств рыбопромыслового судна более целесообразным является использование гидравлического привода, способного адаптироваться к переменности нагружения.

*Ключевые слова:* судовая лебедка, динамика привода, переменность нагружения, адаптивный привод.

**Для цитирования:**

Ивановская А. В. Исследование динамики приводов грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна / А. В. Ивановская, В. А. Жуков, В. В. Попов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 6. — С. 875–886. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-6-875-886.

---

### Введение (Introduction)

Одним из целевых показателей «Стратегии развития рыбохозяйственного комплекса Российской Федерации на период до 2030 г.», соответствующей базовому варианту «Прогноза социально-экономического развития РФ до 2036 г.», является полное обновление добывающих мощностей судов рыбопромыслового флота, а также его энерговооружения.

Эффективность эксплуатации рыбопромыслового судна напрямую зависит от надежности и работоспособности грузоподъемных устройств, задействованных в промысловых операциях. К такому оборудованию относятся траловые лебедки, лебедки для кошелькового невода, неводо-выборочные барабаны, машины для выборки кошельковых неводов, тяговые комплексы и т. п. [1]. Для привода в действие такого оборудования расходуется значительная часть всей вырабатываемой энергии. На рыбопромысловых судах суммарная мощность вспомогательных механизмов изменяется в пределах 30–40 % мощности главного двигателя. Режим промысла на рыбодобывающем судне составляет порядка 40–90 %, поэтому общее относительное энергопотребление в переводе на топливо для вспомогательных энергетических установок достигает 70 % [2].

Доля отказов, приходящаяся на судовые вспомогательные механизмы рыбопромыслового судна, составляет в пределах 30–50 % [3]. От надежности грузоподъемных устройств в значительной степени зависит безопасность судна, а также экономическая и эксплуатационная эффективность промысла гидробионтов, так как такое оборудование на судне не дублируется. Отдельное внимание при оценке надежности вспомогательных механизмов рыбопромыслового судна следует уделить исследованию динамических процессов, имеющих место при работе грузоподъемного оборудования. Буксируемое и поднимаемое на борт судна орудие лова с уловом, достигающим сотни тонн, может привести к опрокидыванию судна. Несмотря на значительное количество работ, посвященных изучению вопросов надежности, проведение исследований в этой области применительно к судовой энергетической установке в целом и ее вспомогательному оборудованию по-прежнему является актуальным и имеет практическую значимость.

*Целью работы* является исследование динамики привода грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна.

### Методы и материалы (Methods and Materials)

В состав приводной системы грузоподъемного оборудования рыбопромыслового судна входят рабочие элементы и элементы приводов, передач, управления, обслуживания и опорные элементы.

Все они находятся в определенном функциональном взаимодействии (рис. 1). Так, рабочие элементы (навивочный барабан) преобразуют вращательное движение привода в поступательное движение грузовой системы; элементы привода (двигатели и энергопитатели) являются источниками получения энергии и, соответственно, движения с заданной скоростью, которое передается к исполнительным (рабочим) элементам за счет элементов передач (цилиндрические, конические и червячные редукторы, вариаторы и др.). В качестве элементов управления используется следующая аппаратура: пусковые реостаты, контроллеры, контакторы, магнитные станции, распределители, золотники, дроссели и другие устройства, а также защитная и блокировочная аппаратура, муфты включения, тормозные устройства, измерительные приборы, сигнальные устройства и т. д.

Элементы управления обеспечивают выполнение рабочего процесса грузоподъемного устройства в заданной последовательности и с необходимыми параметрами. Управление может осуществляться как дистанционно, так и непосредственно на машине, размещаясь частично в ней или на некотором расстоянии от нее. Под *обслуживающими элементами* понимают системы смазки, регулирования, охлаждения и др. В качестве источника энергии, передаваемой на рабочий элемент, на судне применяются гидравлический или электрический двигатель, которые могут быть скомпонованы с барабаном в одном элементе или размещены отдельно. Возможен также вариант получения энергии непосредственно от двигателя внутреннего сгорания.

Выбор вида системы привода осуществляется в соответствии требованиями, предъявляемыми непосредственно к судовому грузоподъемному устройству (широкий диапазон скоростей, реверсивность, адаптивность к внешним условиям нагружения и гидрометеорологическим факторам). Немаловажным при проектировании грузоподъемного оборудования являются массогабаритные, эксплуатационные и экономические показатели, а также целесообразность получения энергии от того или иного источника питания.

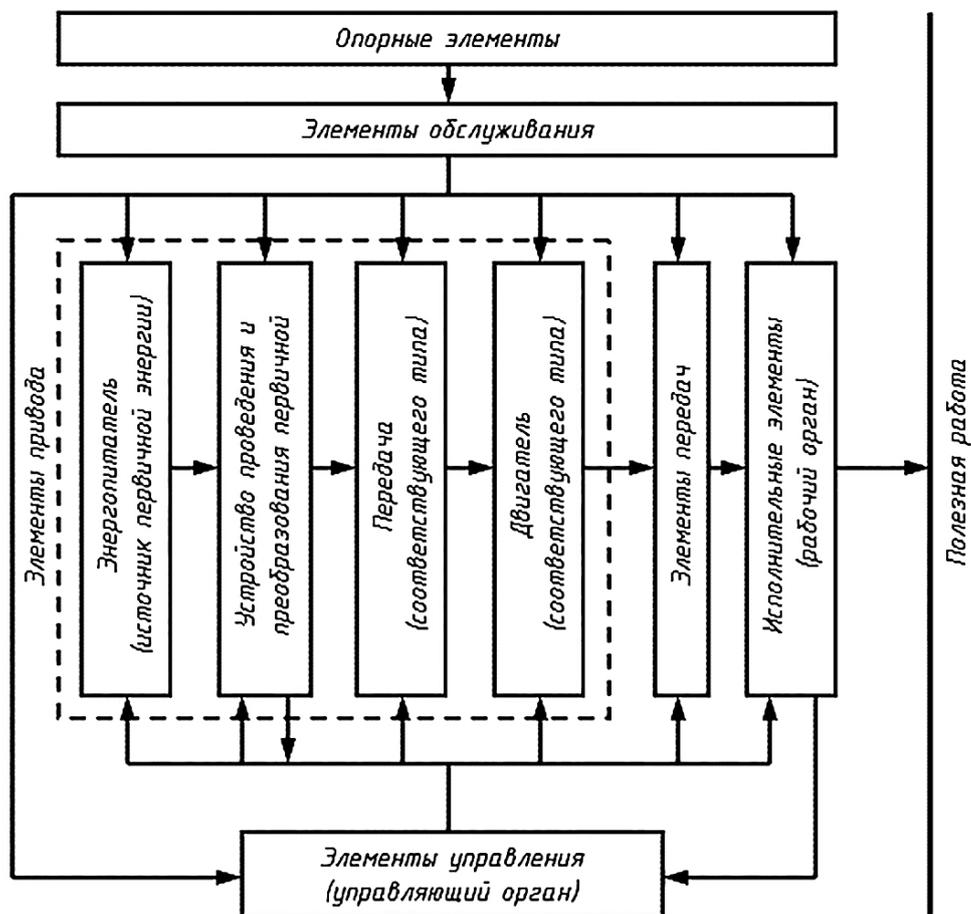


Рис. 1. Структурная схема привода грузоподъемных устройств рыболовецкого судна

Для привода грузоподъемного оборудования на рыбопромысловых судах используются электро- и гидропривод, позволяющие осуществлять наиболее целесообразную схему отбора мощности от главных двигателей или от бортовой электросети. На рис. 2 и 3 приведены примеры структурных схем судовых энергетических установок отечественных промысловых судов, представляющие собой использование многофункционального отбора мощности от главных двигателей для привода грузоподъемных устройств, движения судна и обеспечения резерва электроэнергии для судовых электростанций.

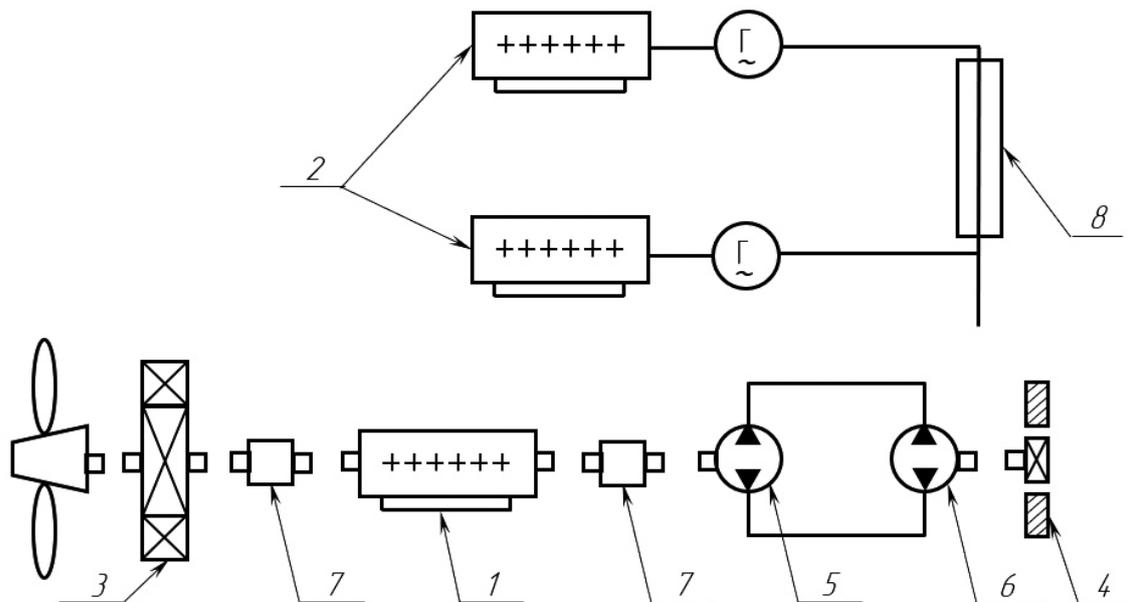


Рис. 2. Структурная схема СЭУ с гидроприводом:  
1 — главный двигатель; 2 — вспомогательный дизель-генератор; 3 — редуктор;  
4 — промысловая лебедка; 5 — насос гидропередачи; 6 — гидродвигатель;  
7 — разобщительная муфта; 8 — ГРЩ

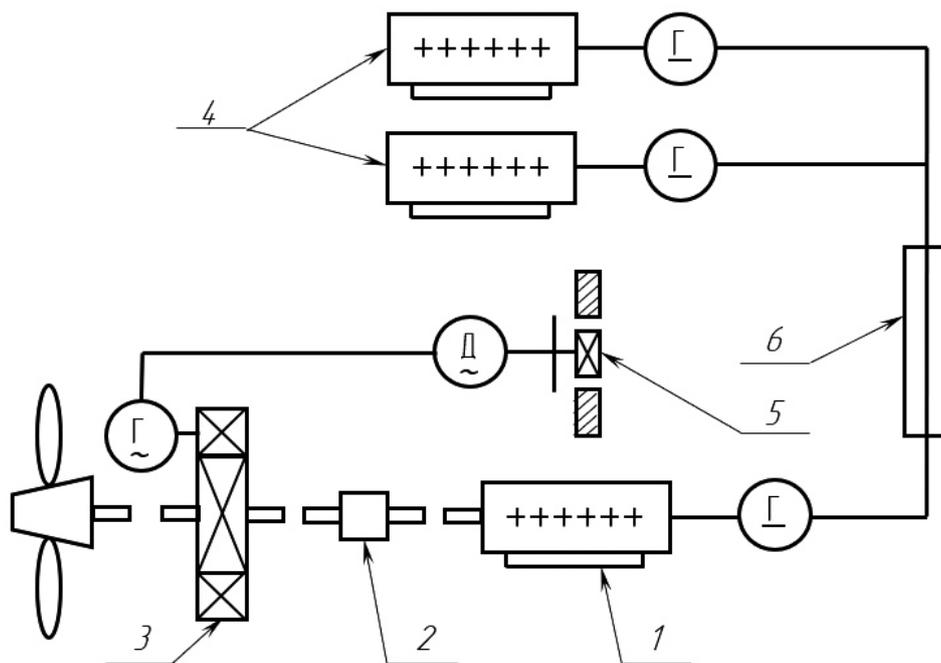


Рис. 3. Структурная схема СЭУ с электроприводом:  
1 — главный двигатель; 2 — гидравлическая муфта; 3 — редуктор;  
4 — вспомогательный дизель-генератор; 5 — промысловая лебедка; 6 — ГРЩ

Привод от двигателей внутреннего сгорания имеет небольшое распространение, в частности, на маломерных судах, характеризуемых ограничениями по массогабаритным показателям грузоподъемного устройства. В качестве первичного источника энергии используется либо главный двигатель с отбором мощности порядка 15–20 %, либо вспомогательный двигатель с отбором мощности в пределах номинальной мощности. Поэтому при проектировании промышленного грузоподъемного оборудования выбор осуществляется между гидро- и электроприводами.

Во время выбора типа привода с разными источниками энергии необходимо руководствоваться не только удельными показателями энергозатрат, металлоемкости, габаритными размерами, но и показателями динамических характеристик этих приводов, так как во время переходных процессов рабочие элементы системы привода воспринимают наибольшие пиковые нагрузки, а в механической системе могут возникать длительные колебательные процессы, которые являются причиной появления в ней нежелательных резонансных явлений. Поэтому необходимо провести исследование динамических явлений в электромеханическом и гидравлическом приводах, при котором целесообразно моделировать механическую часть привода отдельно от гидравлической и электрической. Расчетные модели при этом могут быть различными, в зависимости от поставленной задачи моделирования, требуемой степени эквивалентности. В них учитываются тип передачи механической энергии от приводного двигателя, конструктивные особенности конструируемого рабочего механизма, его динамические свойства, тип натяжного устройства, упруго-инерционные характеристики элементов и т. п. [4]–[9].

Задачи динамики судового грузоподъемного устройства непосредственно связаны с деформацией троса, который при большой длине (порядка 1000 м) может иметь переменные массу и гидродинамический коэффициент сопротивления. Поэтому при решении таких задач также необходимо учитывать и динамические свойства троса [10]–[14]. Наиболее распространенными в исследованиях динамических процессов тросов являются модели Кельвина – Фойгта (рис. 4, а), Максвелла (рис. 4, б) и модель Томсона – Пойнтинга (рис. 4, в), в основе которых находится упругий элемент  $E$  (тело Гука) и вязкий элемент  $\mu$  (вязкое тело Ньютона).

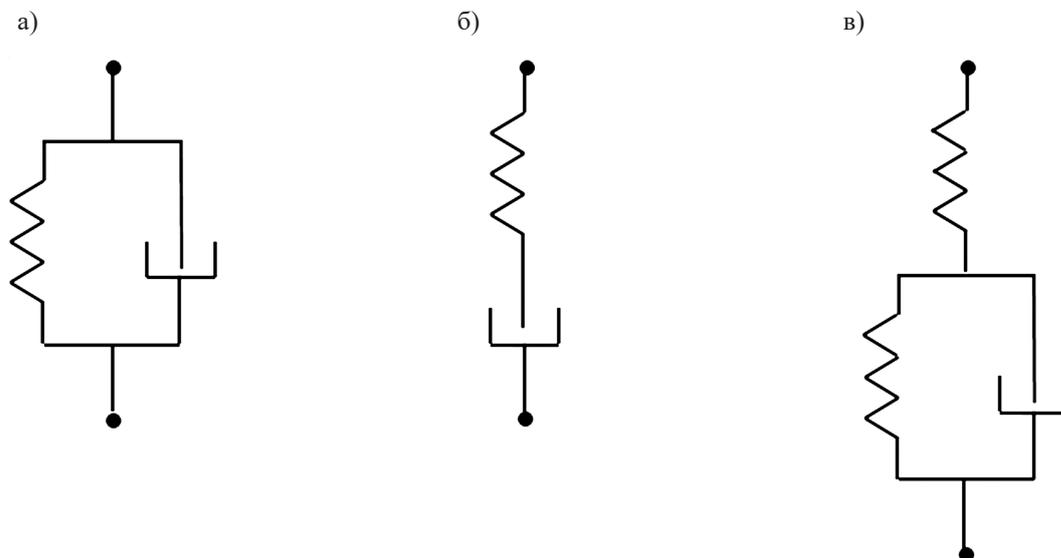


Рис. 4. Реологические модели троса а — модель Кельвина – Фойгта; б — модель Максвелла; в — модель Томсона – Пойнтинга

В модели Кельвина – Фойгта и Максвелла упругий и вязкий элемент связаны параллельно и следовательно соответственно. В первом случае после внезапно приложенной нагрузки деформация уменьшается не мгновенно, а в течение некоторого периода времени. Во втором случае после быстрого нагружения вязкий элемент не перемещается, в то время как упругий деформируется.

В модели Кельвина – Фойгта деформация элементов будет одинаковой, напряжение равно сумме напряжений в элементах, напряжение и деформация связаны между собой соотношением

$$\sigma(t) = E\varepsilon + \mu \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (1)$$

где  $E$  — статический модуль упругости;

$\mu$  — коэффициент вязкости;

$\varepsilon$  — относительная деформация, равная нулю в начальный момент времени.

Относительная деформация определяется в виде

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} (1 - e^{-\lambda t}), \quad (2)$$

где  $\lambda = \frac{E}{\mu}$  — интенсивность релаксации колебательного процесса.

В модели Максвелла система ведет себя как упругое тело, т. е. при свободном росте нагрузки к некоторой постоянной деформации упругого тела прибавляется неограниченно возрастающая деформация вязкого элемента, и система начинает вести себя как упругая жидкость. При постоянном росте нагрузки к постоянной деформации упругого тела добавится непрерывно возрастающая деформация вязкого тела, и общая деформация будет определяться в виде их суммы.

Зависимость между напряжением и деформацией можно представить в виде

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + \frac{\sigma}{\mu}. \quad (3)$$

Отсюда уравнение Максвелла запишется в виде

$$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{d\varepsilon}{dt} E - \left( \frac{\sigma}{\mu} \right) E. \quad (4)$$

Соответствующая зависимость релаксации напряжения при  $\mu = 0$ :

$$\sigma(t) = \sigma_0 e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (5)$$

где  $\tau = \frac{\mu}{E}$  — время релаксации.

Вводя в модели Кельвина – Фойгта дополнительную жесткость, получается модель Томсона – Пойнтинга. Для нее реологические соотношения и уравнение поведения модели имеют вид

$$\frac{d\sigma}{dt} + \frac{E_1 + E_2}{\mu} \sigma = E \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{E_1 + E_2}{\mu} \varepsilon. \quad (6)$$

Применение таких моделей или их систем позволяет получить некоторую конечную деформацию от мгновенной и бесконечно длительной приложенной нагрузки, что в некоторой степени соответствует реальной деформации, имеющей место во время работы судового грузоподъемного оборудования. Выбор модели для динамических расчетов зависит от многих факторов в соответствии с конкретно поставленными задачами.

При моделировании механической части реального привода необходимо также обосновать выбор числа дискретных масс. Имитационное моделирование доказывает возможность уменьшения общего количества дискретных масс физических моделей для машин, отличающихся сложностью конструкции с большим количеством движимых масс, не снижая при этом существенно точность выполнения расчетов. При разработке такой физической модели привода необходимо считать детали, имеющие наибольший размер больше диаметра вала более чем в два раза, отдельными дискретными массами. Упругими звеньями при этом будут валы, соединительные муфты, зубчатые

колеса и т. д. Так, для исследуемого судового грузоподъемного оборудования расчетная физическая модель гидравлического привода представлена на рис. 5.

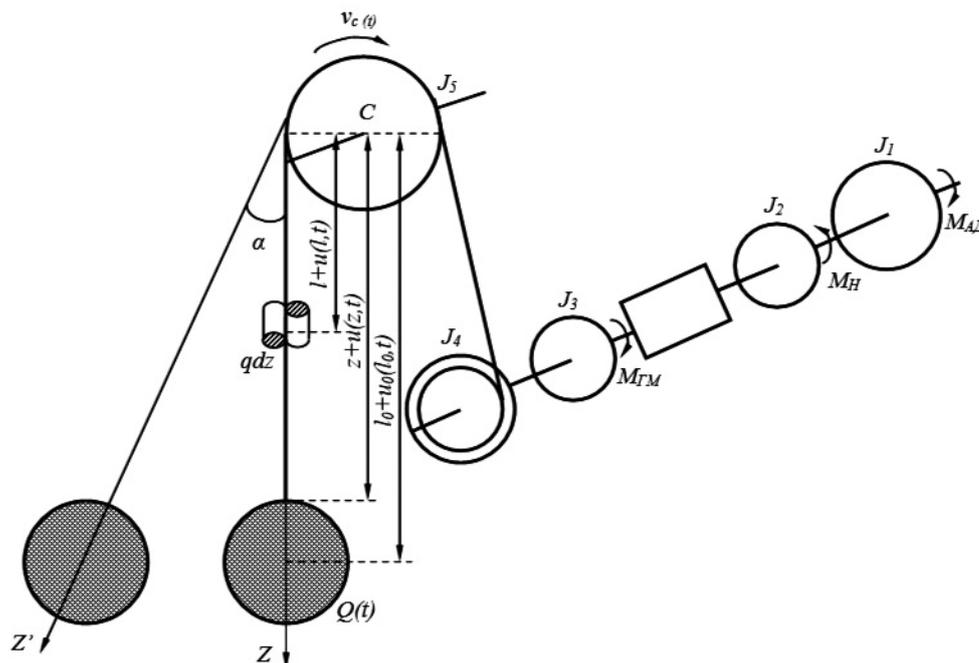


Рис. 5. Расчетная физическая модель судового грузоподъемного оборудования:  
1 — электродвигатель; 2 — насос; 3 — гидромотор;  
4 — навивочный барабан; 5 — шкив грузовой ветви

Полученную систему для практических расчетов целесообразно упростить, принимая во внимание численные исследования, податливостью участков тяговых элементов между навивочным барабаном и шкивом грузовой ветви можно пренебречь, т. е. момент инерции барабана  $J_4$  объединить с моментом  $J_5$ . Данное допущение не приведет к сколько-нибудь заметным искажениям.

Приведение моментов инерции звеньев механизмов следует выполнять с помощью уравнения, которое связывает кинетические энергии этих звеньев и звеня приведения. Так, для механизмов, совершающих вращательное движение, в общем виде такие уравнения имеют вид

$$\sum_{i=1}^n \frac{J_i \omega_i^2}{2} = \frac{J_{пр} \omega_{пр}^2}{2}, \quad (7)$$

где  $i = 1, 2, \dots, n$  — число звеньев приведения;

$J$  — момент инерции;

$\omega$  — угловая скорость.

Для такой механической системы приведенная крутильная жесткость упругих звеньев механизма определяется из условия потенциальной энергии системы:

$$\sum_{i=1}^n \frac{c_i \phi_i^2}{2} = \frac{c_{пр} \phi_{пр}^2}{2}, \quad (8)$$

где  $c$  — крутильная жесткость;

$\phi$  — угол поворота.

### Результаты

Используя приведенные соотношения, электромеханический и гидравлический привод судового грузоподъемного устройства с передающим механизмом и одним двигателем приведены к четырехмассовой физической модели (рис. 6).

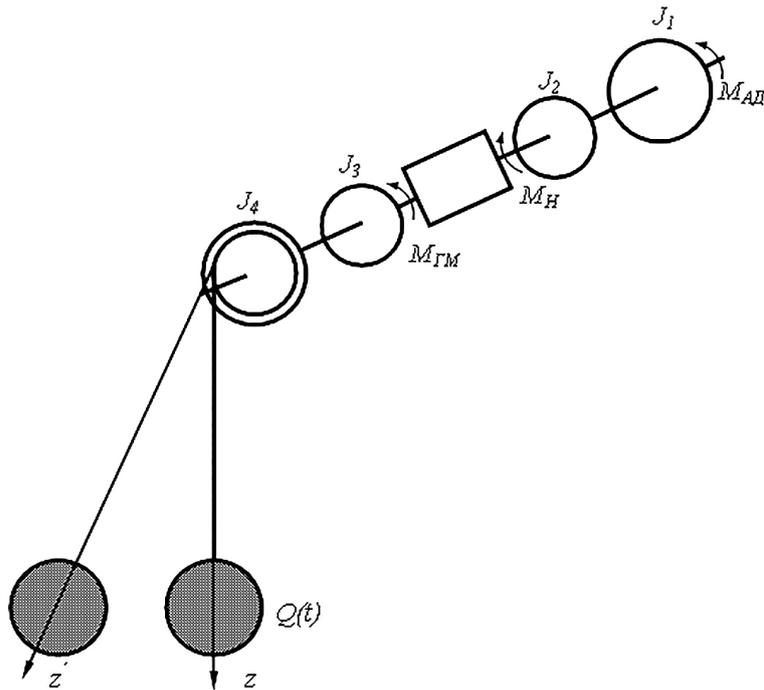


Рис. 6. Приведенная физическая модель судового грузоподъемного оборудования

Описанные принципы моделирования физических моделей использованы при построении простых расчетных моделей электромеханического и гидравлического привода палубного грузоподъемного устройства для сравнения их динамических свойств [15]–[17]. Так, математическая модель гидропривода имеет вид:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= M_{AD}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= -M_H(t); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + b_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= M_{GM}(t); \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - b_{34}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + \mu(\dot{\varphi}_4 R_6 - \dot{\varphi}_5 r) + \\
 + (Q + ql_t) R_6 \left[ 1 - \frac{1}{g}(\ddot{l}_t + \dot{l}_t + l_t \ddot{U}) \right] &= -M_1(t) \\
 \frac{l_t}{g} \left( Q + \frac{ql_t}{3} \right) \ddot{U} + \left[ \frac{l_t}{g} \left( Q + \frac{ql_t}{2} \right) + \mu \right] \dot{U} + EF\bar{U} &= \frac{l}{g} \left( Q + \frac{ql_t}{2} \right) (g + \ddot{l}_t); \\
 l_t &= l_{01} - \varphi_4 R_6; \\
 q_H n_H - \sigma P_1 - q_{GM} n_{GM} - K_1 V_1 \left( \frac{dP_1}{dt} \right) &= 0; \\
 M_{GM} &= q_{GM} P_1.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Электромагнитные явления в асинхронном двигателе с учетом насыщения магнитопровода описываются уравнениями

$$\frac{di_s}{dt} = A_s (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \tag{10}$$

$$\frac{di_r}{dt} = A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_s (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \quad (11)$$

где  $i_s, i_r, u_s$  — матрицы тока и напряжения;

$A_r, B_r, A_s, B_s, \Omega_s, \Omega_r, \Psi_s, \Psi_r$  — матрицы связей, вращения, потокоцепления соответственно;

$R_s, R_r$  — активные сопротивления статора и ротора соответственно.

Электромагнитный момент представлен зависимостью

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}), \quad (12)$$

где  $p_0$  — число пар магнитных полюсов;

$u$  — передаточное отношение привода;

$i_{rx}, i_{ry}, i_{sx}, i_{sy}$  — проекции токов на координатные оси  $x, y$ .

### Обсуждение (Discussion)

Для сравнения динамических характеристик гидравлического и электрического привода было выполнено численное моделирование в математическом пакете MathCad и построены графические зависимости действующих моментов (рис. 7), анализ которых показывает, что гидравлический привод обладает лучшей восстанавливаемостью к нормальной работе после переходного процесса.

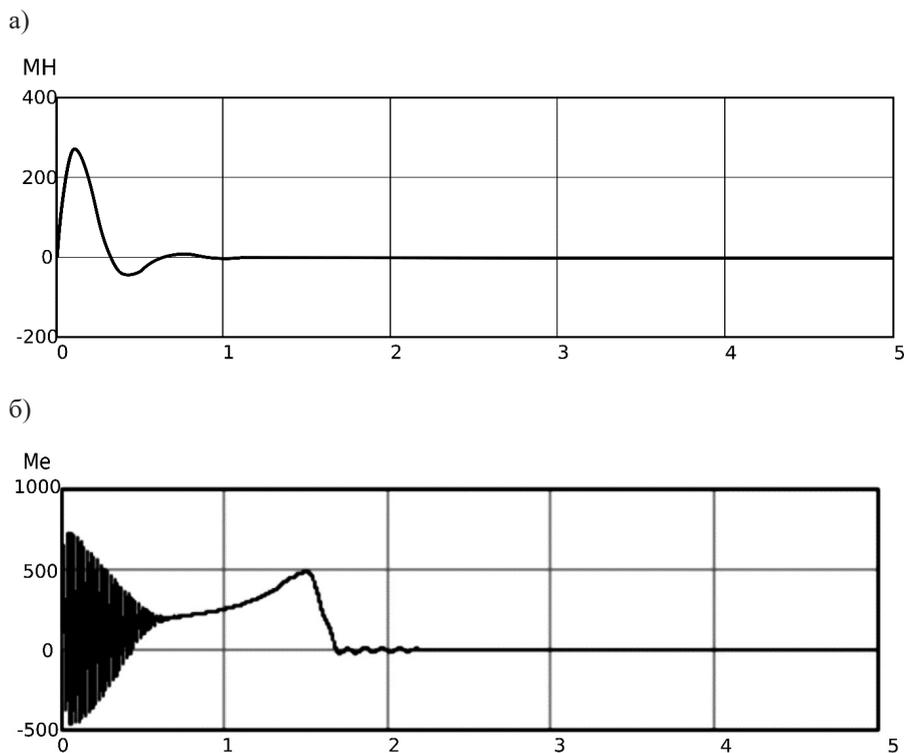


Рис. 7. Динамические характеристики: а — гидравлического грузоподъемного устройства; б — электропривода грузоподъемного устройства

Поэтому в системе привода грузоподъемных устройств рыбопромыслового судна целесообразнее использовать гидравлический привод, имеющий способность адаптироваться к переменности нагружения.

### Выводы (Summary)

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для повышения эксплуатационной надежности и эффективности работы системы привода тросового класса грузоподъемных устройств по динамическим показателям целесообразнее применение гидравлического привода.

2. При моделировании механической части привода грузоподъемного устройства, работающего в особых условиях, рекомендуется рассматривать трос как нить переменной длины.

3. Полученные системы дифференциальных уравнений позволяют исследовать продольные колебания, определять натяжение вязкоупругого каната при буксировке объекта и могут быть использованы при изучении, проектировании и эксплуатации подобного рода приводов грузоподъемных устройств.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карпенко В. П. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства / В. П. Карпенко, С. С. Торбан. — М.: Агропромиздат, 1990. — 464 с.
2. Те А. М. Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств / А. М. Те. — Л., 2014. — 86 с.
3. Башуров Б. П. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: учеб. пособие / Б. П. Башуров, А. Н. Скиба, В. С. Чебанов. — Новороссийск: МГА имени адмирала Ф. Ф. Ушакова, 2009. — 192 с.
4. Анисимов В. Н. Продольные резонансные колебания вязкоупругого каната грузоподъемной установки / В. Н. Анисимов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2016. — Т. 18. — № 4. — С. 128–133.
5. Горошко О. А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О. А. Горошко, Г. Н. Савин. — Киев: Наукова думка, 1971. — 270 с.
6. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. — М.: Наука, 1976. — 592 с.
7. Бурлакова Н. Н. Проектирование палубного оборудования рыбопромысловых судов с использованием виртуальных тренажеров / Н. Н. Бурлакова, Д. Б. Бурлаков, Ю. В. Еремин // Вестник Дальневосточного государственного технического университета. — 2011. — № 1 (6). — С. 153–160.
8. Антипов В. В. Математическое обеспечение и аппаратная реализация задач управления комплексом «рыбопромысловое судно — орудия лова» / В. В. Антипов, В. Ю. Бобрович, В. К. Болховитинов, А. А. Болисов // Морской вестник. — 2011. — № 4 (40). — С. 45–49.
9. Нино В. П. Диагностика технических средств на рыбопромысловых судах в процессе их эксплуатации / В. П. Нино // Рыбное хозяйство. — 2014. — № 4. — С. 113–115.
10. Ханычев В. В. Информационно-аналитическое обеспечение процессов импортозамещения и локализации судового комплектующего оборудования / В. В. Ханычев, Д. О. Стоянов, Ш. Г. Петросян // Проблемы развития корабельного вооружения и судового радиоэлектронного оборудования. — 2019. — № 2 (19). — С. 10–15.
11. Ханычев В. В. Российский рынок судового оборудования: конъюнктура, перспективы развития и нормативно-правовое регулирование отрасли / В. Ханычев, Д. Стоянов // Морское оборудование и технологии. — 2019. — № 3 (20). — С. 12–17.
12. Kim Y. H. The simulation of the geometry of a tuna purse seine under current and drift of purse seiner / Y. H. Kim, M. C. Park // Ocean engineering. — 2009. — Vol. 36. — Is. 14. — Pp. 1080–1088. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2009.06.011.
13. Bi C. W. Experimental investigation of the reduction in flow velocity downstream from a fishing net / C. W. Bi, Y. P. Zhao, G. H. Dong, T. J. Xu, F. K. Gui // Aquacultural engineering. — 2013. — Vol. 57. — Pp. 71–81. DOI: 10.1016/j.aquaeng.2013.08.002.
14. Carral J. Fishing grounds' influence on trawler winch design / J. Carral, L. Carral, M. Lamas, M. J. Rodríguez // Ocean Engineering. — 2015. — Vol. 102. — Pp. 136–145. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.04.055.
15. Ivanovskaya A. V. Simulation of drive of mechanisms, working in specific conditions / A. V. Ivanovskaya, A. T. Rybak // Journal of Physics: Conference Series. — IOP Publishing, 2018. — Vol. 1015. — Is. 3. — Pp. 032054. DOI: 10.1088/1742-6596/1015/3/032054.
16. Ivanovskaya A. Development of complex mathematical model of hydraulic drive, sensitive to the loading variations / A. Ivanovskaya, V. Popov, E. Bogatyreva, S. Bidenko // Vibroengineering Procedia. — 2019. — Vol. 25. — Pp. 171–176. DOI: 10.21595/vp.2019.20797.
17. Ivanovskaya A. Basic principles of mathematical modeling of operating modes of deck equipment for fishing vessels / A. Ivanovskaya, V. Zhukov // Transportation Research Procedia. — 2021. — Vol. 54. — Pp. 104–110. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.02.053.

## REFERENCES

1. Karpenko, V. P., and S. S. Torban. *Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya protsessov promyshlennogo rybolovstva*. M.: Agropromizdat, 1990.
2. Te, A. M. *Ekspluatatsiya sudovykh vspomogatel'nykh mekhanizmov, sistem i ustroystv*. L., 2014.
3. Bashurov, B. P., A. N. Skiba, and V. S. Chebanov. *Funktsional'naya nadezhnost' i kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya sudovykh vspomogatel'nykh mekhanizmov: uchebnoe posobie*. Novorossiisk: MGA imeni admirala F. F. Ushakova, 2009.
4. Anisimov, Valery. "Longitudinal resonant oscillations of viscoelastic rope of capacity plants." *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk* 18.4 (2016): 128–133.
5. Goroshko, O. A., and G. N. Savin. *Vvedenie v mekhaniku deformiruemyykh odnomernyykh tel peremennoi dliny*. Kiev: Naukova dumka, 1971.
6. Babakov, I. M. *Teoriya kolebanii*. M.: Nauka, 1976.
7. Burlakova, Natalya N., Dmitry B. Burlakov, and Yry V. Yeremin. "Design deck equipment of fishing vessels using the virtual simulation." *Vestnik Dal'nevostochnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* 1(6) (2011): 153–160.
8. Antipov, V. V., V. Yu. Bobrovich, V. K. Bolkhovitinov, and A. A. Bolisov. "Matematicheskoe obespechenie i apparatnaya realizatsiya zadach upravleniya kompleksom «rybopromyslovoe sudno–orudiya lova»." *Morskoi vestnik* 4(40) (2011): 45–49.
9. Nino, V. P. "Diagnostics of fishery vessels' technical facilities during exploitation." *Rybnoe khozyaistvo* 4 (2014): 113–115.
10. Khanychev, V. V., D. O. Stoyanov, and Sh. G. Petrosyan. "Informatsionno-analiticheskoe obespechenie protsessov importozameshcheniya i lokalizatsii sudovogo komplektuyushchego oborudovaniya." *Problemy razvitiya korabel'nogo vooruzheniya i sudovogo radioelektronnogo oborudovaniya* 2(19) (2019): 10–15.
11. Khanychev, V., and D. Stoyanov. "Rossiiskii rynek sudovogo oborudovaniya: kon'yunktura, perspektivy razvitiya i normativno-pravovoe regulirovanie otrasli." *Morskoe oborudovanie i tekhnologii* 3(20) (2019): 12–17.
12. Kim, Yong-Hae, and Myeong-Chul Park. "The simulation of the geometry of a tuna purse seine under current and drift of purse seiner." *Ocean engineering* 36.14 (2009): 1080–1088. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2009.06.011.
13. Bi, Chun-Wei, Yun-Peng Zhao, Guo-Hai Dong, Tiao-Jian Xu, and Fu-Kun Gui. "Experimental investigation of the reduction in flow velocity downstream from a fishing net." *Aquacultural engineering* 57 (2013): 71–81. DOI: 10.1016/j.aquaeng.2013.08.002.
14. Carral, Juan, Luis Carral, Miguel Lamas, and M Jesús Rodríguez. "Fishing grounds' influence on trawler winch design." *Ocean Engineering* 102 (2015): 136–145. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2015.04.055.
15. Ivanovskaya, A. V., and A. T. Rybak. "Simulation of drive of mechanisms, working in specific conditions." *Journal of Physics: Conference Series*. Vol. 1015. No. 3. IOP Publishing, 2018. 032054. DOI: 10.1088/1742–6596/1015/3/032054.
16. Ivanovskaya, Alexandra, Vladimir Popov, Elena Bogatyreva, and Sergey Bidenko. "Development of complex mathematical model of hydraulic drive, sensitive to the loading variations." *Vibroengineering PROCEDIA* 25 (2019): 171–176. DOI: 10.21595/vp.2019.20797.
17. Ivanovskaya, Aleksandra, and Vladimir Zhukov. "Mathematical Modeling of Operating Modes of Deck Equipment for Fishing Vessels." *Transportation Research Procedia* 54 (2021): 104–110. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.02.053.

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Ивановская Александра Витальевна** — кандидат технических наук, доцент  
 ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»  
 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82  
 e-mail: [invkerch@yandex.ru](mailto:invkerch@yandex.ru)  
**Жуков Владимир Анатольевич** — доктор технических наук, доцент  
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»  
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7  
 e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru), [zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)

### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Ivanovskaya, Aleksandra V.** — PhD, associate professor  
 Kerch State Maritime Technological University  
 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation  
 e-mail: [invkerch@yandex.ru](mailto:invkerch@yandex.ru)  
**Zhukov, Vladimir A.** — Dr. of Technical Sciences, associate professor  
 Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping  
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035, Russian Federation  
 e-mail: [va\\_zhukov@rambler.ru](mailto:va_zhukov@rambler.ru), [zhukovva@gumrf.ru](mailto:zhukovva@gumrf.ru)

**Попов Владимир Владимирович** —  
старший преподаватель  
ФГБОУ ВО «Керченский государственный  
морской технологический университет»  
298309, Российская Федерация, Керчь,  
ул. Орджоникидзе, 82  
e-mail: [kamushburun@gmail.com](mailto:kamushburun@gmail.com)

**Popov, Vladimir V.** —  
Senior Lecturer  
Kerch State Maritime  
Technological University  
82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309,  
Russian Federation  
e-mail: [kamushburun@gmail.com](mailto:kamushburun@gmail.com)

*Статья поступила в редакцию 8 ноября 2021 г.  
Received: November 8, 2021.*