

## IMPROVING THE RELIABILITY OF POWER DRIVES OF MARINE AND CRANE EQUIPMENT BY SCHEMATIC LAYOUT METHODS

**A. N. Ivanov, E. V. Matveeva**

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,  
St. Petersburg, Russian Federation

*This article is devoted to the problem of increasing the reliability of special power drives designed exclusively on the basis of cylindrical gear ordinary and single-row planetary mechanisms that allow you to create multifunctional, high-tech products endowed with equalizing properties that eliminate overestimation of the mass of nodes and the associated mass of metal structures, provide the product with high technical, economic and operational performance. Complex composite gears with a differential are considered, in which all links are movable, which allows it to work with various functions of branching power flows: distribute movement to several consumers; summarize several independent movements requiring rotation of their input links in one or different directions; create systems with superimposed adjusting motion and systems with stepless regulation, as well as solve other tasks. The main attention is paid to torque distributors, which, with one leading link, have several driven links. Distributors with two slave links are most often used in marine and crane equipment. The development of the theory of transmission of such devices has its own characteristics and is impossible without taking into account their energy-kinematic state. The properties of the differential mechanism are formulated and analytical dependencies are built on their basis, with the help of which it is possible to create a distributor with specified kinematic, power, and energy parameters, taking into account the schematic layout requirements. To increase the reliability of distributors with a high value of the total gear ratio, solutions have been developed that simplify the design of the power drive; for structures providing a given misaligned arrangement of the drive shafts, solutions have been proposed that exclude the presence of open gears. All this taken together will contribute to the development of scientific approaches to the design and design of modern models of power drives.*

*Keywords: power drive, differential, reliability, gear-driven ordinary and single-row planetary mechanisms, movement mechanism, rotation mechanism, departure change mechanism.*

### For citation:

Ivanov Anatoly N. and Elena V. Matveeva. "Improving the reliability of power drives for marine and crane equipment by schematic layout methods." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.5 (2024): 762–774. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-5-762-774.

УДК 621.830.62

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ СИЛОВЫХ ПРИВОДОВ СУДОВОЙ И КРАНОВОЙ ТЕХНИКИ СХЕМНО-КОМПОНОВОЧНЫМИ МЕТОДАМИ

**А. Н. Иванов, Е. В. Матвеева**

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

*Настоящая статья посвящена исследованию проблемы повышения надежности специальных силовых приводов, конструируемых исключительно на базе цилиндрических зубчатых рядовых и однорядных планетарных механизмов, позволяющих создавать многофункциональные, высокотехнологичные изделия, имеющие уравнивательные свойства, дающие возможность устранить завышение массы узлов и сопряженной с ней массы металлоконструкции, а также обеспечивающие высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели изделия. Рассмотрены сложные составные передачи с дифференциалом, у которого все звенья подвижны, что позволяет им работать с различными функциями разветвления потоков мощности: раздавать движение нескольким потребителям; суммировать несколько независимых движений, требующих вращения своих входных звеньев в одну или разные стороны; создавать системы с наложенным регулировочным движением и системы с бесступенчатым регулированием, а также решать другие задачи. Основное внимание уделено распределителям момента, которые при одном ведущем звене*

имеют несколько ведомых звеньев. Отмечается, что наиболее часто в судовой и крановой технике используются распределители с двумя ведомыми звеньями. Разработка вопросов теории передач подобных устройств имеет особенности и невозможна без учета их энергокинематического состояния. Сформулированы свойства дифференциального механизма и на их основе построены аналитические зависимости, с помощью которых можно создать распределитель с заданными кинематическими, силовыми, энергетическими параметрами с учетом схемно-компоновочных требований. Для повышения надежности распределителей с большим значением общего передаточного отношения разработаны решения, упрощающие конструкцию силового привода. Для конструкций, обеспечивающих заданное несоосное расположение приводных валов, предложены решения, исключающие наличие открытых передач и способствующие разработке конструкций современных образцов силовых приводов.

*Ключевые слова:* силовой привод, дифференциал, надежность, зубчатые рядовые механизмы, однорядные планетарные механизмы, механизм передвижения, механизм поворота, механизм изменения вылета.

**Для цитирования:**

Иванов А. Н. Повышение надежности силовых приводов судовой и крановой техники схемно-компоновочными методами / А. Н. Иванов, Е. В. Матвеева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 5. — С. 762–774. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-5-762-774.

### **Введение (Introduction)**

В судовой и крановой технике нашли применение силовые приводы, построенные на основе планетарно-дифференциальных передач. В частности, применение распределителей момента для привода от одного двигателя двух соосных винтов, вращающихся в противоположных направлениях на одном гребном валу в главных судовых установках, позволило сократить расход топлива на судах на 16 % [1]. Обеспечивая судну требуемую нагрузочную способность и быстроходность, подобные приводы в связи с интенсивным ростом грузоподъемности и скорости судов дают возможность увеличить мощность энергетических установок и объем перевалки грузов через морские и речные торговые порты России. Решать эту задачу можно сокращением времени простоя транспортных средств под погрузочно-разгрузочными работами путем внедрения автоматизированных систем [2]. В данной работе ее решение предлагается иным, а именно изменением конструктивных связей в силовом приводе перегрузочной техники.

Несмотря на очевидные преимущества новых схемно-компоновочных решений механизмов они не нашли должного понимания у разработчиков. Объяснить это можно прежде всего нежеланием отказаться от традиционных решений переходом на новые схемно-компоновочные решения и, что менее вероятно, определенной сложностью известных методик. Разработке методик проектирования конструкций, построенных на основе планетарно-дифференциальных механизмов исследуемого типа, посвящены многие работы. В рассматриваемой области следует отметить прежде всего известные работы проф. М. А. Крейнса, В. Н. Прокофьева, С. Н. Кожевникова. На их основе проф. А. Ф. Крайнев обобщил проектирование разветвленных передач [3], основанное на графических методах. В последние годы появились работы, посвященные исследованию общих свойств отдельно взятого дифференциального механизма [4]. В работе [5] исследована возможность применения дифференциала в качестве зубчатого вариатора, который должен, по мнению авторов исследования, не только распределять движение, но и плавно изменять крутящий момент на выходном валу привода. Изучению кинематических возможностей отдельно взятого замкнутого зубчатого дифференциального механизма с цилиндрическими колесами посвящена работа [6].

В данной статье выполнены исследования в области теории передач и предложена методика проектирования дифференциальных передач, основанная на свойствах планетарного механизма с тремя подвижными основными звеньями. В качестве дифференциала предпочтение, по известным причинам, отдано однорядному планетарному механизму с одновенцовыми сателлитами, несмотря на то, что для него не характерны большие, а также близкие к нулю или единице передаточные отношения. Эксцентричные планетарные механизмы [7], [8] как элементы дифференциальных передач в технике исследуемого типа не применяются.

### Методы и материалы (Methods and Materials)

В отечественной перегрузочной технике применению силовых приводов уделяется недостаточное внимание несмотря на то, что их использование позволяет не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и прежде всего повысить его надежность и энергоемкость. Так, на рис. 1, *а, б* показана конструкция, построенная на основе конического дифференциала, который исключает проскальзывание ходовых колес в механизме передвижения крана, тем самым резко уменьшая износ ходовых колес из-за различия в средних значениях радиусов катания [9], [10]. За счет дифференциала автомобильного типа обеспечивается равенство окружных усилий на ходовых колесах, а необходимое соотношение скоростей ходовых колес, движущихся по рельсам, обуславливает внешняя связь в виде подкранового пути. Вызванное особенностями компоновки несоосное расположение валов ходовых колес и двигателя осуществляется за счет включения в привод дополнительной зубчатой пары, установленной между двигателем и дифференциалом.

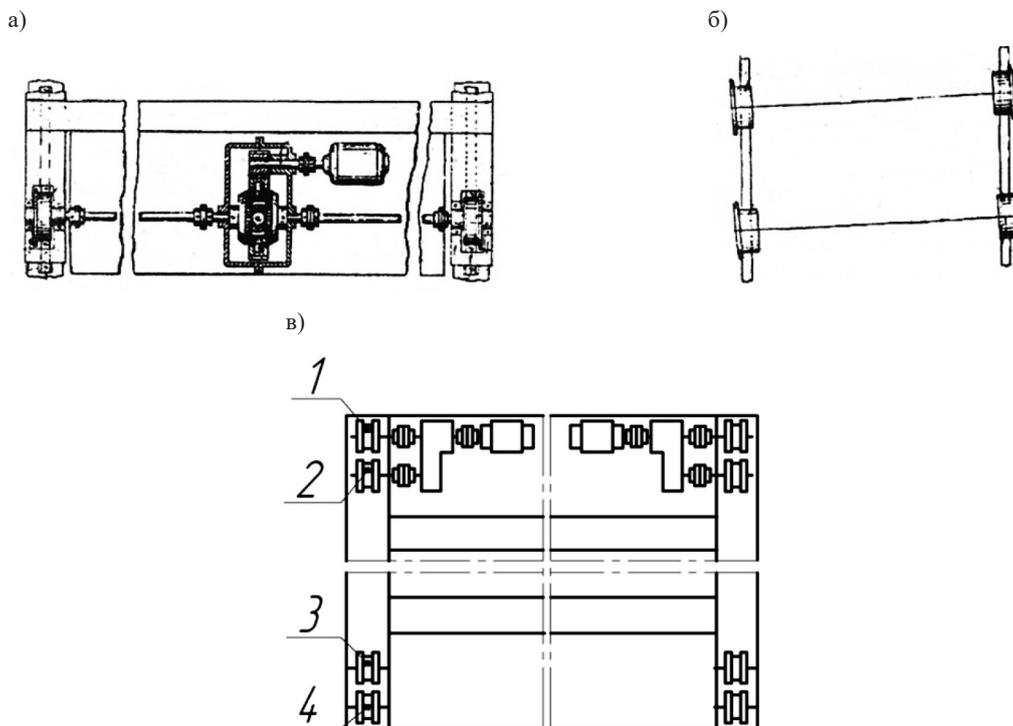


Рис. 1. Механизмы передвижения крана:

- а* — схема привода с коническим дифференциалом;
- б* — схема перекоса моста с ребордами у колес с одной внешней стороны;
- в* — схема привода с цилиндрическим дифференциалом:
- 1, 2 — приводные ходовые колеса; 3, 4 — холостые ходовые колеса

Ввиду того, что конический дифференциал отличается сложностью монтажа и недостаточной прочностью узлов с целью повышения надежности современных образцов силовых приводов в качестве дифференциала предпочтение получил однорядный планетарный механизм с одновенцовыми сателлитами, несмотря на то, что для него не характерны большие, а также близкие к нулю или единице передаточные отношения, но при этом он формирует наиболее простое и надежное в конструктивном отношении устройство.

Новое схемно-конструктивное решение механизма передвижения показано на рис. 1, *в*. В приводе с одним двигателем находятся два ходовых колеса 1 и 2 с равными между собой вращающимися моментами при одинаковом, обусловленном рельсовыми путями, направлении вращения выходных валов распределителя [11]. Приведение в движение двух ходовых колес вызвано динамикой разгона, а исключение из конструкции открытых зубчатых пар — необходимостью повышения надежности привода. Несосоосное расположение двух приводных валов с заданным расстоянием

между их осями, вызванное компоновочными условиями, решено установкой в конструкции привода специального симметричного цилиндрического дифференциала.

Аналогичный специальный симметричный цилиндрический дифференциал использован в распределителе момента механизма поворота перегрузочного крана, в котором энергия от одного двигателя идет к двум выходным валам равными потоками. Шестерни с числом зубьев  $z_{10}$ , установленные на валах, входят в зацепление с колесом  $z_{20}$  опорно-поворотного устройства. Конструкция позволила встроить редуктор в платформу крана и тем самым расширить монтажное пространство машинной кабины, а также повысить надежность вследствие передачи нагрузки двумя зацеплениями (рис. 2).

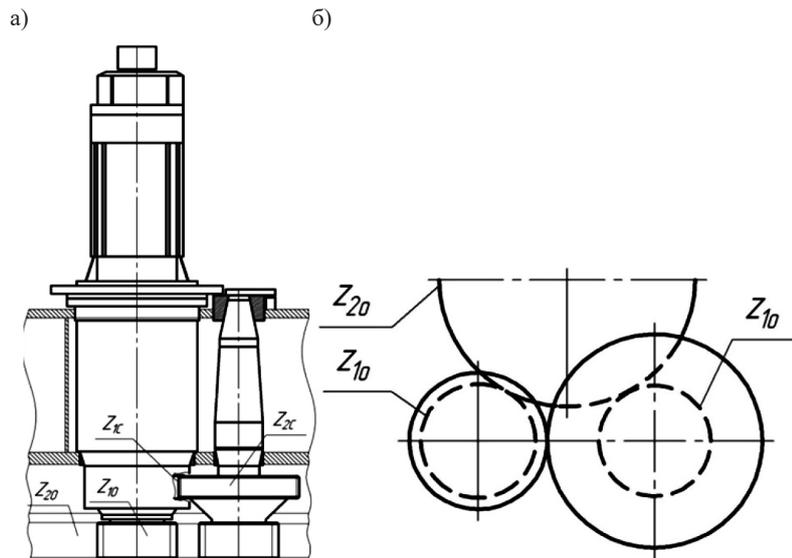


Рис. 2. Распределитель механизма поворота перегрузочного крана «Новороссиец»: а — конструкция привода; б — связь обоих приводных валов с колесом ОПУ

На рис. 3 показан механизм изменения вылета стрелы перегрузочного крана [12]. Конструкция привода 1 исключает жесткое закрепление рейки 2 в кремальере 4, делая ее неуязвимой от перемещений и деформаций стрелы 3 крана. Симметричное приложение равных нагрузок относительно главной вертикальной плоскости инерции рейки на любом вылете стрелы уменьшает изгиб сопряженных узлов и снижает боковое раскачивание стрелы с грузом. Реализация этих свойств обеспечивается взаимодействием зубьев рейки с двумя приводными шестернями, оси вращения которых, перпендикулярные продольной оси рейки, расположены в одной плоскости, проходящей через ось  $O_1$  поворота кремальеры 4.

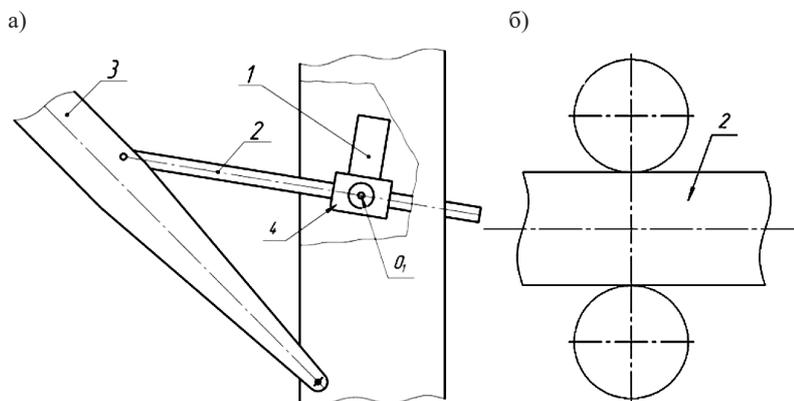


Рис. 3. Механизм изменения вылета стрелы перегрузочного крана «Новороссиец»: а — компоновочная схема; б — вид сверху на зацепление рейки 2 с шестернями приводных валов распределителя

Методология проектирования структур механизмов планетарно-дифференциального типа изложена в публикации [13]. При разработке на базе предложенных структур схемных решений подобных передач нужно учитывать свойства дифференциала, определяемые его энергокинематическим состоянием, без учета которых создание передачи невозможно. В противном случае в распределителе с двумя ведомыми звеньями одно из них может превратиться в ведущее и задача движения и энергии становится невозможной или можно получить генераторный режим, когда один из двигателей не выдает энергию, а получает ее от другого, мощность которого расходуется не только на вращение ведомого звена, но и на вращение двигателя с измененным режимом работы.

В отличие от планетарной передачи, где одно звено неподвижно, в дифференциале  $2k-h$  типа  $A$  все три звена подвижны. Звенья подобного дифференциала дают три разных подключения к одному ведущему и двум ведомым звеньям:  $abh$ ,  $bha$ ,  $hab$  (на первом месте — ведущее) и три подключения к одному ведомому и двум ведущим (на первом месте — ведомое).

В целях проектирования отдельного дифференциала следует учитывать его основные свойства.

Свойство 1. Дифференциальный механизм не имеет передаточного отношения, а связь между угловыми скоростями любых трех его звеньев определена уравнением кинематики:

$$\omega_a + p\omega_b - (1+p)\omega_h = 0, \quad (1)$$

разделив которое на  $\omega_a \neq 0$ , получим

$$1 + p\bar{\omega}_b - (1+p)\bar{\omega}_h = 0,$$

где  $\bar{\omega}_b = \omega_b/\omega_a$ ,  $\bar{\omega}_h = \omega_h/\omega_a$  — относительные угловые скорости эпицикла  $b$  и водила  $h$ .

Передаточное отношение дифференциала возможно только при наличии жесткой связи между угловыми скоростями одноименных звеньев: *двух ведущих* (суммирующий механизм) или *двух ведомых* (распределительный механизм) звеньев в виде двух разных значений: от ведущего звена к одному и другому ведомому или, наоборот, от каждого из двух ведущих к ведомому. Так, в случае, если необходимо обеспечить вращение одноименных звеньев (например,  $b$  и  $h$  с равными скоростями в противоположных направлениях:  $\omega_b = -\omega_h$ ), из уравнений кинематики найдем:

– для распределительного механизма ( $b$  и  $h$  — ведомые звенья, подключение  $abh$ ):

$$i_R = \pm (1 + 2p), \quad (2)$$

где  $i_R = i_{ah}^b$  — положительное передаточное отношение от ведущего звена  $a$  к ведомому  $h$ ;

$i_R = i_{ab}^h$  — отрицательное передаточное отношение от ведущего звена  $a$  к ведомому  $b$ ;

– для суммирующего механизма ( $b$  и  $h$  — ведущие звенья, подключение  $abh$ ):

$$i_\Sigma = \pm 1 / (1 + 2p), \quad (3)$$

где  $i_\Sigma = i_{ha}^b$  — положительное передаточное отношение от ведущего звена  $h$  к ведомому  $a$ ;

$i_\Sigma = i_{ba}^h$  — отрицательное передаточное отношение от ведущего звена  $b$  к ведомому  $a$ .

Свойство 2. Дифференциал не создает на валах равных крутящих моментов, распределяя их по валам в соответствии со своим внутренним передаточным отношением:

$$T_a : T_b : T_h = 1 : p : -(1+p). \quad (4)$$

Соотношение между моментами планетарной или дифференциальной передачи будет такое же, как и в рядовой передаче, например, соотношение между моментами на эпицикле и солнечном колесе  $T_b = -i_{ab}^h T_a = p T_a$ . С учетом этого, а также уравнения равновесия моментов на основных звеньях дифференциала:

$$\sum T_i = T_a + T_b + T_h = 0, \quad (5)$$

следует свойство (2). Уравнение равновесия (5) формирует также одно из свойств безопорного дифференциала: сумма моментов на двух ведомых или двух ведущих звеньях (например, звеньях  $b$  и  $h$ ) численно равна моменту на ведущем или ведомом звене  $a$ , т. е.  $T_b + T_h = |T_a|$ .

Свойство 3. На однорядном механизме  $2k-h$  нельзя создать дифференциал, в котором одноименные (два ведущих или два ведомых) звенья вращаются в одну сторону ( $\omega_h/\omega_b > 0$ ). Так, рассматривая подключение  $abh$ , где одноименные валы подключены к водилу и эпициклу дифференциала (рис. 4), отношение мощностей примет вид

$$\frac{P_h}{P_b} = \frac{T_h \omega_h}{T_b \omega_b} = -i_{bh}^a \frac{\omega_h}{\omega_b} > 0. \quad (6)$$

В случае, если одноименные (два ведущих или два ведомых) звена вращаются в одну сторону, то для соблюдения неравенства (6) при  $\omega_h/\omega_b > 0$  подобный дифференциал должен иметь отрицательное передаточное отношение  $i_{bh}^a < 0$ , что невозможно, так как при указанных подключениях передаточное отношение  $i_{bh}^a = (p+1)/p > 0$  положительно.

Таким образом, создание дифференциальной передачи возможно только в том случае, когда эти звенья вращаются в разные стороны, т. е. когда  $\omega_h/\omega_b < 0$ . При этом передаточное отношение  $i_{bh}^a$  должно быть положительным, т. е.  $i_{bh}^a > 0$ , что и характерно для однорядного механизма  $2k-h$  типа  $A$ .

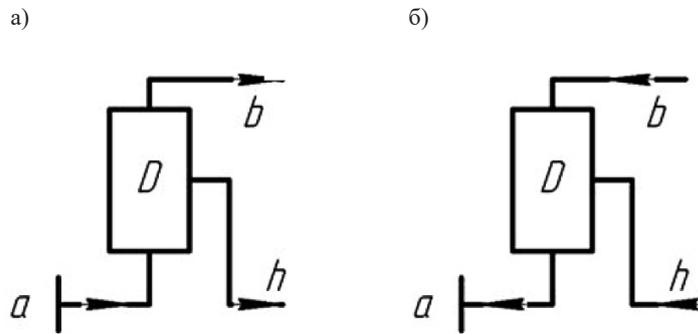


Рис. 4. Одноименные звенья дифференциала  $D$  (водило  $h$  и эпицикл  $b$  в распределительной схеме):  $a$  — ведомые в суммирующей схеме;  $b$  — ведущие

Подобный вывод можно сделать при рассмотрении двух других случаев подсоединения валов распределителя к звеньям дифференциала  $D$ . Для подключения  $bha$  отношение мощностей одноименных звеньев водила к солнцу, можно выразить неравенством

$$\frac{P_h}{P_a} = \frac{T_h \omega_h}{T_a \omega_a} = -i_{ah}^b \frac{\omega_h}{\omega_a} > 0 \quad (7)$$

и поскольку передаточное отношение  $i_{ah}^b > 0$ , то при  $\omega_h/\omega_a > 0$ , неравенство (7) не соблюдается; для подключения  $hab$  отношение мощностей одноименных звеньев: эпицикла и солнца, будет

$$\frac{P_b}{P_a} = \frac{T_b \omega_b}{T_a \omega_a} = i_{ab}^h \frac{\omega_b}{\omega_a} > 0, \quad (8)$$

где передаточное отношение  $i_{ab}^h < 0$ , что не позволяет выполнить условие (8).

Свойство 4. Распределить, в дифференциале  $2k-h$  типа  $A$ , мощность равными потоками можно только при разных скоростях вращения одноименных (двух выходных или двух входных) звеньев. Так, при подключении  $abh$  на одноименных звеньях  $h$  и  $b$  равные потоки мощности:

$$\frac{P_h}{P_b} = \frac{T_h \omega_h}{T_b \omega_b} = \frac{T_a (p+1) \omega_h}{T_a p \omega_b} = 1, \quad (9)$$

можно получить лишь при соблюдении фиксированного отношения скоростей:  $\omega_h/\omega_b = p/(p+1)$ .

Из равенства (9) также очевидна невозможность получения равных потоков мощности при равных значениях и разной по знаку скорости вращения (в данном подключении при  $\omega_h = -\omega_b$ ), так как необходимо выполнение равенства  $|p/p+1| = 1$ , которое получить нельзя. Распределить

мощности равными потоками при равных по значению и разных по знаку скоростях вращения можно, если установить в приводе симметричный конический дифференциал, у которого  $i_{ab}^h = -1$  и при  $\omega_b/\omega_a = -1$ , а также при подключении *hab* соблюдается равенство (8).

Рассматриваемые в работе конструкции распределителя строятся на однорядном планетарном механизме с включением в одну из его одноименных ветвей дополнительной зубчатой передачи (рис. 5, а). Подобное решение создает симметричный дифференциал, обеспечивая равенство моментов на выходных валах в условиях их независимого вращения. В случае необходимости не исключается возможность создать симметричный дифференциал установкой в его конструкции двух и более планетарных однорядных механизмов. Обобщенная схема распределителя представлена на рис. 5, б.

При проектировании распределителя соблюдают следующие условия:

- создание между моментами заданного соотношения *R*:

$$T_2 = RT_1; \quad (10)$$

$$T_1 = i_{p1} T_A, \quad (11)$$

где  $i_{p1} = \frac{T_1}{T_A} = \frac{\omega_A}{\omega_1} \Big|_{\omega_2=0}$  — передаточное отношение дифференциальной ветви (без учета трения),

которое в общем случае может быть как положительным, так и отрицательным;

- обеспечение заданного соотношения между скоростями вращения валов:

$$S = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (12)$$

где  $T_a, T_1, T_2$  — вращающие моменты, действующие извне на ведущее звено *A* дифференциала и на ведомые валы 1 и 2 распределителя момента (рис. 5, б);

*R* и *S* — параметры распределения, соответственно, моментов и скоростей между валами распределителя (устанавливаются условиями работы машины и являются наперед заданными числами).

В судовых передачах мощность равенство (12) обычно достигается выбором характеристик гребных валов, а из-за различия в условиях обтекания гребных винтов с противоположным вращением выдерживают  $R = -(1-1,3)$  [14].

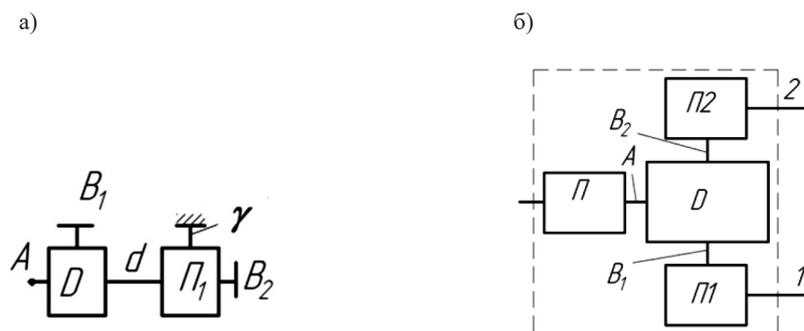


Рис. 5. Симметричный дифференциал (а), обобщенная схема распределителя момента (б):

*A, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>* — соответственно ведущее звено и одноименные звенья дифференциала;

*γ* — опорное звено; 1, 2 — ведомые валы распределителя

С учетом формул (10) и (11) выразим уравнение мощностей распределителя  $T_A \omega_A + T_1 \omega_1 + T_2 \omega_2 = 0$  в виде равенства  $T_A (\omega_A + i_{p1} \omega_1 + R S i_{p1} \omega_1) = 0$ , откуда при  $T_A \neq 0$  получим формулу

$$n_A = -i_{p1} (n_1 + R S n_1), \quad (13)$$

в которой выполнена замена обозначения угловой скорости  $\omega$  на обозначение частоты вращения *n*. В распределительном механизме произведение  $RS = (P_2/P_1) > 0$  представляет отношение мощностей

на одноименных (ведомых) валах, поэтому оно положительно (см. также свойство 3). В противном случае один из ведомых валов будет ведущим, что сделает распределение движения невозможным.

Из уравнения (13), вынеся за скобки параметр  $n_1$  и отмечая в верхнем индексе передаточного отношения  $i_{A1}$  условия, при которых обычно происходит работа распределителя, находим связь между параметрами распределения:

$$\frac{n_A}{n_1} = i_{A1}^{(S n_1 = n_2)} = -i_{p1} (1 + RS). \quad (14)$$

Передаточное отношение распределителя  $i_{A1}^{(S n_1 = n_2)} = n_A / n_1$  может быть задано непосредственно или его можно вычислить через отношение скоростей вращения валов, определяемых условиями работы машины. Из равенства (14) передаточные отношения дифференциальных ветвей распределителя определяются по формулам:

$$i_{p1} = -\frac{i_{A1}^{(S n_1 = n_2)}}{1 + RS}; \quad (15)$$

$$i_{p2} = R i_{p1}. \quad (16)$$

Установленные свойства дифференциалов во многом определяют процесс проектирования механизмов приводов, отвечающих заданным энергокинематическим и схемно-компоновочным требованиям.

### Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Расчет распределителя с постановкой согласующей передачи в одной из ветвей дифференциала при одном ведущем и двух ведомых звеньях (рис. 5, а), создающего на последних равные вращающие моменты и скорости вращения, требует рассмотрения двух возможных случаев:

- 1) вращение выходных валов в одном направлении (попутное вращение):

$$n_{B_1} = n_{B_2}; \quad S = 1, \quad R = 1;$$

- 2) вращение выходных валов в противоположных направлениях (встречное вращение):

$$n_{B_1} = -n_{B_2}; \quad S = -1, \quad R = -1.$$

В обоих случаях параметр распределения мощностей  $RS = 1 > 0$ , т. е. положителен. Поскольку, согласно данному условию, в рассматриваемых случаях работа распределителя происходит при равном распределении мощностей, при близких значениях частот вращения выходных валов ( $n_1 \approx n_2$ ) и, соответственно, передаточное отношение дифференциальной ветви:

$$i_{p1} = i_{p2} = i_p = 0,5 i_{A1}^{(R=P_2)}, \quad (17)$$

необходимо в два раза меньше общего передаточного отношения распределителя (15) и (16). Другими словами, дифференциал с установленным для него передаточным отношением реализует силовой привод с передаточным отношением, большим в два раза, что, естественно, требует более простой его конструкции и приводит к повышению надежности и удешевлению силового привода машины.

Рассмотрим решение задачи равного распределения мощностей, используя структуру рис. 5, а. Частота вращения звеньев дифференциала, построенного на базе данной структуры, связана уравнением

$$n_A = i_{AB_1}^{B_2} n_{B_1} + (1 - i_{AB_1}^{B_2}) n_{B_2}, \quad (18)$$

в котором одноименные звенья обозначены, соответственно, через  $B_1$  и  $B_2$ . В данной структуре моменты на ведомых валах связаны с моментом на ведущем валу формулами:

$$T_{B_1} = -T_A i_{AB_1}^d; \quad T_{B_2} = -T_A (1 - i_{AB_1}^d) i_{dB_2}^y,$$

посредством которых с учетом равенства (10) формула для расчета передаточного отношения  $i_{dB_2}^y$  согласующей передачи  $\Pi_1$ , расположенной в одной из дифференциальных ветвей, принимает вид

$$i_{dB_2}^y = \frac{Ri_{AB_1}^d}{1 - i_{AB_1}^d}. \quad (19)$$

В свою очередь, частота вращения звеньев дифференциала  $D$  связана уравнением

$$n_A = i_{AB_1}^d n_{B_1} + (1 - i_{AB_1}^d) n_d = i_{AB_1}^d n_{B_1} + (1 - i_{AB_1}^d) n_{B_2} i_{dB_2}^y, \quad (20)$$

или подставляя в (20)  $n_{B_2} = Sn_{B_1}$ , получим уравнение

$$n_A = i_{AB_1}^d n_{B_1} + (1 - i_{AB_1}^d) Sn_{B_1} i_{dB_2}^y = n_{B_1} [i_{AB_1}^d + (1 - i_{AB_1}^d) Si_{dB_2}^y]. \quad (21)$$

Взяв отношение скорости вращения ведущего вала  $A$  к скорости вращения первого ведомого вала  $B_1$ :  $i_{D1} = n_A/n_{B_1}$ , для определения передаточного отношения распределителя на базе рис. 5, а имеем равенства:

$$i_{D1} = i_{AB_1}^d (1 + SR) = i_{AB_1}^d + (1 - i_{AB_1}^d) Si_{dB_2}^y. \quad (22)$$

Для отношения  $i_{D2} = n_A/n_{B_2}$  скоростей вращения ведущего вала  $A$  ко второму ведомому валу  $B_2$ , будут иметь место равенства:

$$i_{D2} = i_{AB_1}^d (1 + SR) \frac{1}{S} = i_{AB_1}^d \frac{1}{S} + (1 - i_{AB_1}^d) i_{dB_2}^y. \quad (23)$$

Полученные равенства позволяют оценить кинематические возможности распределителя, построенного на одном однорядном механизме по рис. 5, а без дополнительных передач  $\Pi$ ,  $\Pi_2$  (рис. 5, б). Рассмотрим три возможных случая подсоединения двух одноименных (ведомых) валов распределителя к звеньям дифференциала  $D$ .

*Первый случай* — вал  $B_1$  подключен к водилу дифференциала  $h$ , вал  $B_2$  подключен к эпициклу дифференциала  $b$  через звено  $d$  согласующей передачи  $\Pi_1$ . В этом случае  $i_{AB_1}^d = i_{ah}^b = p + 1$  и на основании формулы (22) имеем

$$i_{D1} = i_{AB_1}^d (1 + SR) = 2i_{ah}^b = 2(p + 1). \quad (24)$$

Если применять однорядный механизм, ограничивая допустимое значение его конструктивного параметра установленными практикой рациональными значениями  $p = 1,4-7$ , то на основании (24) передаточное отношение распределителя не может быть больше 16. Соответствующее передаточное отношение согласующей передачи  $\Pi_1$  можно представить в виде формулы

$$i_{dB_2}^y = -R(p + 1) / p, \quad (25)$$

а его знак определит параметр  $R$ : при  $R = -1$  из уравнения (25) следует, что передача с внешними зубьями должна строиться на четном числе зацеплений (например, по трехколесной или двухступенчатой схеме), а при  $R = 1$  — на нечетном числе зацеплений (например, по одноступенчатой схеме).

*Второй случай* — вал  $B_1$  по-прежнему подключен к водилу  $h$ , вал  $B_2$  через согласующую передачу  $\Pi_1$  подключен к солнечному колесу  $a$ . В данном случае имеем распределитель

$$i_{D1} = i_{bh}^a (1 + SR) = 2 \frac{p + 1}{p},$$

который при  $p = 1,4-7$  реализует передаточное отношение в пределах  $i_{D1} = 3,43-2,28$ .

*Третий случай* — вал  $B_1$  подключен к эпициклу  $b$ , вал  $B_2$  через согласующую передачу  $\Pi_1$  подключен к солнечному колесу  $a$ . В этом случае имеем

$$i_{D1} = i_{hb}^a (1 + SR) = 2 \frac{p}{p + 1}.$$

Распределитель с передаточным отношением в пределах  $i_{D1} = 1,166-1,754$ .

Таким образом, практический интерес с точки зрения получения большого передаточного отношения представляет распределитель с подключением его ведомых валов, соответственно, к водилу и к эпициклу дифференциала (см. первый случай). Для создания распределителя момента с общим передаточным отношением, превышающим указанное в первом случае, рекомендуется перед дифференциалом установить дополнительную передачу П (рис. 5, б), что проще, чем создавать распределитель на основе дифференциала, составленного из нескольких однорядных механизмов.

При установке перед дифференциалом дополнительной передачи П общее передаточное отношение  $i_o$  распределителя можно выразить в виде формулы

$$i_o = i_{\Pi} i_D u, \quad (26)$$

где  $i_{\Pi}$  — передаточное отношение передачи П, установленной перед дифференциалом;

$u$  — передаточное число открытой передачи (при наличии таковой в приводе).

Применим полученную методику к построению распределителя для механизма изменения вылета стрелы перегрузочного порталного крана. Кинематическая схема распределителя силового привода 1 (см. рис. 3) механизма изменения вылета приведена на рис. 6. Расположение приводных валов в кремальере несоосное. На валах необходимо обеспечить равные вращающие моменты при противоположном вращении приводных шестерен, т. е. при  $n_{B1} = -n_{B2}$ , обеспечиваемом их зацеплением с общей зубчатой рейкой. В этом случае отношение скоростей  $S = -1$  и моментов  $R = -1$ .

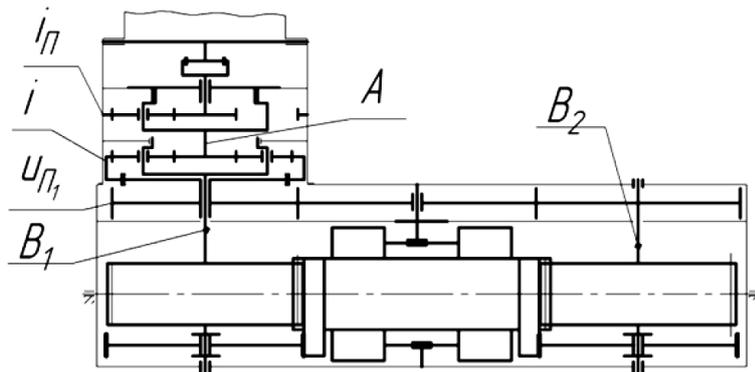


Рис. 6. Кинематическая схема распределителя момента механизма изменения вылета стрелового перегрузочного крана «Новороссиец»

При частоте вращения двигателя 955 об/мин частота вращения выходных валов 10,2 об/мин. При  $n_A = 955$  об/мин,  $n_1 = 10,2$  об/мин требуемое общее передаточное отношение  $i_o = i_{\Pi} i_D = 955 / 10,2 = 93,627$ , равно произведению передаточного отношения дополнительной передачи, установленной перед симметричным дифференциалом на передаточное отношение, реализуемое дифференциалом. Поскольку  $i_{\Pi} \cdot i_D > 2|i_p| > 16$  перед дифференциалом устанавливаем дополнительную передачу П. Для получения малого диаметрального габарита распределителя момента назначаем конструктивный параметр  $p = 3,5$ . Тогда передаточное отношение, реализуемое дифференциалом на основании формулы (24), будет равно  $i_{D1} = 2(p + 1) = 2(3,5 + 1) = 9$ , а передаточное отношение передачи П<sub>1</sub> при  $R = -1$  определится из равенства (25) следующим значением:

$$i_{AB2} = \frac{1+p}{p} = \frac{1+3,5}{3,5} = 1,286.$$

В результате передаточное отношение дополнительной передачи перед дифференциалом составит  $i_{\Pi} = i_{\Pi} i_D / i_D = \frac{93,627}{9} = 10,4$ , и может быть реализовано в одном однорядном планетарном механизме при конструктивном параметре  $p = i_{\Pi} - 1 = 10,4 - 1 = 9,4$ . В силу его малой нагруженности диаметральный габарит при  $p = 9,4$  не будет превышать аналогичный размер дифференциала.

В конструкции для получения равных скоростей вращения обеих приводных шестерен синхронизирующая передача не требуется. Ее роль играет внешняя связь в виде зубчатой рейки, с которой зацепляются обе приводные шестерни.

Такие вопросы повышения надежности, как учет прочности узлов [15], влияние подбора чисел зубьев дифференциала [16] и распределение передаточного отношения [17], не имеют существенных отличий от вопросов, имеющих место при разработке редукторов.

### Заключение (Conclusions)

В статье исследованы вопросы теории передач дифференциальных устройств. Сформулированы свойства дифференциальных механизмов, обусловленные их энергокинематическим состоянием, и на их основе получены аналитические зависимости. Установленные свойства дифференциалов во многом обуславливают способ проектирования сложных механизмов для приводов, отвечающих заданным энергокинематическим и схемно-компоновочным требованиям.

Предложенные решения позволяют определить параметры новых, направленных на повышение надежности силовых приводов, получаемых заменой традиционных конструкций судовых и крановых механизмов устройствами планетарно-дифференциального типа. С учетом требований о необходимости создания приводов с большим передаточным отношением, показано, что практический интерес в данном случае представляет распределитель с подключением его ведомых валов, соответственно, к водилу и к эпициклу дифференциала. Такие вопросы повышения надежности, как учет прочности узлов, влияние подбора чисел зубьев дифференциала и распределение передаточного отношения, а также расчет геометрических размеров зубчатых передач, не имеют существенных отличий от вопросов, используемых при разработке редукторов и поэтому в данном исследовании не рассматриваются.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. The Motor ship, march, 1989. Заявка Японии № 59–8595 кл. В63 Н 23/28, опубл.1984.
2. Щемелев В. Л. Автоматизация работы спредера при обработке крупнотоннажных контейнеров в условиях крена и дифферента судна / В. Л. Щемелев, И. В. Зуб, Ю. Е. Ежов. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2023. — № 2. — С. 101–107. DOI: 10.24143/2073-1574-2023-2-101-107. — EDN AYVDGS.
3. Волков Д. П. Трансмиссии строительных и дорожных машин: справ. пособие / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1974. — 424 с.
4. Ткаченко В. А. Вопросы синтеза простых дифференциальных зубчатых редукторов для привода воздушных и гребных винтов / В. А. Ткаченко, И.Г Шебанов // Вестник НТУ – «ХПИ». — 2002. — № 10. — С. 46–53.
5. Конищева О. В. Исследования дифференциального зубчатого вариатора / О. В. Конищева, Е. В. Брюховецкая, М. В. Брунгардт, А. Н. Щепин // Фундаментальные основы механики. — 2019. — № 4. — С. 104–108. DOI: 10.26160/2542-0127-2019-4-104-108. — EDN IINMTC.
6. Акрамов Б. Н. О кинематических возможностях замкнутых зубчатых дифференциальных механизмов с цилиндрическими колесами / Б. Н. Акрамов, И. А. Исмаилов // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексея. — 2023. — № 3(142). — С. 82–89. DOI: 10.46960/1816-210X\_2023\_3\_82. — EDN AMJTIO.
7. Синенко Е. Г. Методика проектирования эксцентричных планетарных передач / Е. Г. Синенко, О. В. Конищева // Машиностроение: сб. науч. ст. — Красноярск, 2009. — С. 63–68.
8. Синенко Е. Г. Кинематика и механика зубчатого дифференциала / Е. Г. Синенко, Д. Д. Абазин, О. В. Конищева // Технология машиностроения. 2008. № 9. С. 64–66.
9. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. — М.: Транспорт, 1986. — 256 с.
10. Яровая Д. Д. Расчет планетарных редукторов механизма передвижения тележки подъемного крана. / Д. Д. Яровая, А. М. Петров. // Актуальные проблемы науки и техники. 2022: Материалы Всероссийской (национальной) научно-практической конференции, Ростов-на-Дону, 16–18 марта 2022 года / Отв. ред. Н. А. Шевченко. — Ростов н/Д: Донской гос. техн. ун-т, 2022. — С. 379–381. — EDN UPWVYM.

11. А. с. SU 1 449 524 A1 СССР, МПК. В 66 С 9/14. Механизм передвижения крана / А. Н. Иванов, В. А. Васильев, С. Н. Федотов и др. — заявл. 22.01.1987; опубл. 07. 01 89. Бюл. № 1. — 3 с.
12. Пат. SU 1 723 012 A1 СССР, МПК В 66 С 23/82 Механизм изменения вылета стрелы крана / А. Н. Иванов, В. А. Васильев, А. А. Ковин, Б. И. Плавник; заяв. и патентообл. Ленинградское производственное объединение подъемно-транспортного оборудования им. С. М. Кирова. — заявл. 05.12.1988; опубл. 30.03.92, Бюл. № 12. — 8 с.
13. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // *Морской вестник*. — 2011. — № 2(38). — С. 108–110. — EDN OCRJBV.
14. Пыж О. А. Редукторы судовых турбоагрегатов / О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец, Р. Р. Гальпер. — Л.: Судостроение, 1975. — 272 с.
15. Матвеева Е. В. Особенности расчета прочности узлов редукторов порталных и судовых кранов в вероятностном аспекте / Е. В. Матвеева, А. К. Афанасьев, А. Н. Иванов // *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова*. — 2024. — Т. 16, № 1. — С. 121–133. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-121-133. — EDN QORCIU.
16. Барышников С. О. Анализ условий подбора чисел зубьев планетарных редукторов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова*. — 2023. — Т. 15. — № 1. — С. 52–63. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-1-52-63. — EDN ККХКТФ.
17. Барышников С. О. Особенности распределения передаточного отношения рядовых редукторов с высокой твердостью зубьев для привода судовых и крановых механизмов / С. О. Барышников, А. К. Афанасьев, А. Н. Иванов // *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова*. — 2021. — Т. 13, № 5. — С. 694–709. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-5-694-709. — EDN ZKERQI.

## REFERENCES

1. The Motor ship, march, 1989. Japanese application No. 59–8595 cl. B63 N 23/28, publ. 1984.
2. Shchemelev, V. L. Zubov, I. V. and Yezhov, Yu. E. “Automation of the spreader operation during processing of large-capacity containers in conditions of roll and trim of the vessel” *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and Technology* 2 (2023): 101–107.
3. D. P. Volkov, A. F. Krainev. *Transmissions of construction and road vehicles: reference. Manual*. — М.: Mashinostroenie, 1974.
4. V. A. Tkachenko, I. G. Shebanov. “Issues of synthesis of simple differential gear reducers for the drive of air and propellers”. *Bulletin of NTU — “KHPI”* 10 (2002): 46–53.
5. O. V. Konishcheva, E. V. Bryukhovetskaya, M. V. Brungardt, A. N. Shchepin. “Studies of differential gear variator.” *Fundamental Principles of Mechanics* 4 (2019): 104–108. DOI: 10.26160/2542-0127-2019-4-104-108.
6. B. N. Akramov, I. A. Ismatov. “On the kinematic possibilities of closed gear differential mechanisms with cylindrical wheels.” *Proceedings of the NSTU named after R. E. Alekseev* 3(142) (2023): 83–87.
7. E. G. Sinenko, O. V. Konishcheva. “Methods of designing eccentric planetary gears.” *Mechanical engineering: sb. nauch. tr.* Krasnoyarsk, 2009: 63–68.
8. E. G. Sinenko, D. D. Abazin, O. V. Konishcheva. “Kinematics and mechanics of a gear differential.” *Mechanical engineering technology* 9 (2008): 64–66.
9. Biryukov I. V., Belyaev A. I., Rybnikov E. K. *Traction gears of electric rolling stock of railways*. — М.: Transport, 1986.
10. D. D. Yarovaya, A. M. Petrov. “Calculation of planetary gearboxes of the crane trolley movement mechanism. Actual problems of science and technology.” *Rostov-on-Don, March 16–18, 2022 Materials of the All-Russian (national) scientific and practical conference*. (2022): 379–381.
11. A. N. Ivanov, V. A. Vasiliev, S. N. Fedotov, et al.. SU 1 449 524 A1, IPC B 66 C 9/14, 1988. The mechanism of movement of the crane / application. Russian Federation, assignee. Publ. 07 January 1989.
12. A. N. Ivanov, V. A. Vasiliev, A. A. Kovin, B. I. Plavnik. SU 1 723 012 A1, IPC B 66 C 23/82 A mechanism for changing the boom of a crane. Russian Federation. Publ. 30 March 1992.
13. S. O. Baryshnikov, A. N. Ivanov. “Review of methods for representing the structure of gear mechanisms” *Marine Bulletin* 2(38) (2011): 108–110.
14. O. A. Pyzh, L. M. Garkavi, Yu. A. Derzhavets, R. R. Galper. *Reducers of marine turbine units*. Leningrad: Shipbuilding, 1975.

15. Matveeva, E. V., Afanasyev, A. K., Ivanov, A. N. “Features of calculating the strength of gear units of gantry and ship cranes in a probabilistic aspect.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.1 (2024): 121–133.

16. Baryshnikov S. O., Ivanov A. N. “Analysis of conditions for selecting the number of teeth of planetary gearboxes.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.1 (2023): 52–63.

17. Baryshnikov, S. O., Afanasyev, A. K., Ivanov, A. N. “Features of the distribution of the gear ratio of ordinary gearboxes with high tooth hardness for driving ship and crane mechanisms.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.5 (2021): 694–709.

#### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Иванов Анатолий Николаевич**

кандидат технических наук, доцент  
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени  
адмирала С. О. Макарова  
198035, Российская Федерация,  
Санкт-Петербург, ул. Двинская 5/7  
e-mail: [ivanovgumrf@yandex.ru](mailto:ivanovgumrf@yandex.ru)

**Матвеева Елена Владимировна** —

кандидат технических наук, доцент  
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала  
С. О. Макарова»  
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,  
ул. Двинская, 5/7  
e-mail: [matveevaev@gumrf.ru](mailto:matveevaev@gumrf.ru)

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Ivanov, Anatoly N.** —

PhD, associate professor  
Admiral Makarov State University  
Of Marine and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,  
Russian Federation  
e-mail: [ivanovgumrf@yandex.ru](mailto:ivanovgumrf@yandex.ru)

**Matveeva, Elena V.** —

PhD, associate professor  
Admiral Makarov State University of Maritime  
and Inland Shipping  
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,  
Russian Federation  
e-mail: [matveevaev@gumrf.ru](mailto:matveevaev@gumrf.ru)

*Статья поступила в редакцию 19 сентября 2024 г.  
Received: September 19, 2024.*