

METHODS OF DESIGN OF SPECIAL INTEGRATED PLANETARY GEAR UNITS OF MARINE AND CRANE DRIVES

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

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

The paper is devoted to the design of embedded planetary gears, which were included in the design practice in recent years and are used in the creation of competitive cars both Russian and foreign designers, have defined limits on the location of working links, causing a possible set of solutions and the type of planetary mechanism. Based on the theory of bipartite graphs defined by the equations of the unified theory, which have to be molded structure suitable for the formation of planetary gearboxes, are fully embedded in the actuator of the ship and crane mechanisms. Based on the solution of the equations of a unified theory of the structure shows a method of constructing schemes of built-in reducers. The scheme is formed by combinatorial method of production structure in various ways on working links. For allocation on the basis of the block diagram of a plurality of kinematic diagrams of gearboxes used graphical method of construction of areas of admissible solutions. When constructing the kinematic schemes used in the method of conceptual schemes. For the construction of gearboxes, suitable for installation in rope drum, constraints on the location of working links. The proposed method is a simple calculated dependence, determining the transmission gear ratio through the parameters of the mechanisms, forming a complex structure. Created entire set of kinematic schemes, which should be taken into account in the selection of a rational solution. Among the resulting aggregate of two-stage reducers found schema that is different from the structures of European manufacturers of inline gear reducers, driven catalogues Brevini companies, Zollern, Siebenhaar, etc.

Keywords: built-in gearbox, drum, winch, anchor-mooring spire, the planetary gear set, differential, structure, bipartite graph, gear ratio, the area of allowable solutions.

For citation:

Andrianov, Evgenii N., Anatoly N. Ivanov, and Elena V. Matveeva. "Methods of design of special integrated planetary gear units of marine and crane drives." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova* 10.1 (2018): 50–61. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-50-61.

УДК 621. 830. 62

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ СПЕЦИАЛЬНЫХ ВСТРОЕННЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ СУДОВЫХ И КРАНОВЫХ КАНАТНЫХ ЛЕБЕДОК

Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, Е. В. Матвеева

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

В статье рассмотрены конструкции встроенных планетарных редукторов, которые вошли в конструкторскую практику в течение последних лет и используются при создании конкурентоспособных машин как российскими, так и зарубежными проектировщиками, определены ограничения на расположение рабочих звеньев, обуславливающие возможное множество решений и используемый тип планетарного механизма. На основе теории двудольных графов определены уравнения единой теории, которым должна отвечать формируемая структура, пригодная для образования планетарных редукторов, полностью встроенных в исполнительное устройство судовых и крановых механизмов. На основе решения уравнений единой теории структуры показана методика построения схем встроенных редукторов. Схемы образованы комбинаторным методом постановки структуры различными способами на рабочие звенья. Для выделения на базе данной структурной схемы множества кинематических схем редукторов использован графический метод построения областей допустимых решений. При построении кинематических схем используется метод эскизных схем. Для разработки конструкций редукторов, пригодных для встраивания в канат-

ный барабан, учитываются ограничения на расположение рабочих звеньев. Предложен способ получения простых расчетных зависимостей, определяющих передаточное отношение редуктора через параметры механизмов, образующих сложную структуру. Создана совокупность кинематических схем, которую следует принимать во внимание при выборе рационального решения. В числе полученной совокупности двухступенчатых редукторов найдены схемы, отличающиеся от конструкций европейских производителей встроенных редукторов, приводимых в каталогах компаний Brevini, Zollern, Siebenhaar и др.

Ключевые слова: встроенный редуктор, барабан, лебедка, якорно-швартовный шпиль, планетарный ряд, дифференциал, структура, двудольный граф, передаточное отношение, область допустимых решений.

Для цитирования:

Андрианов Е. Н. Методика проектирования схем специальных встроенных планетарных редукторов судовых и крановых канатных лебедок / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, Е. В. Матвеева // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 1. — С. 50–61. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-50-61.

Введение (Introduction)

В настоящее время определенный интерес у российских разработчиков судовых и крановых механизмов вызывают специализированные редукторы, полностью встраиваемые в монтажное пространство исполнительных устройств. Известные отечественные фирмы сегодня устанавливают их в новые машины, например, в канатные барабаны лебедок крановых механизмов. Существует настоятельная необходимость в их использовании также и при создании отечественного оборудования для шельфовых проектов, поскольку добыча углеводородов на шельфе становится приоритетной задачей для нашей страны, а инвестиции в эти проекты оцениваются в триллионы рублей. Данное обстоятельство отмечалось на совещании ассоциации производителей оборудования «Новые технологии газовой отрасли», проведенном в сентябре 2017 г. на ОАО «Ижорские заводы» в Колпино.

С другой стороны, несмотря на высокую стоимость производства планетарных редукторов и проведенные мероприятия по повышению КПД рядовых передач, применение встроенных редукторов расширяет области эффективного применения планетарных передач, реализуя важные ожидаемые преимущества, определяемые компоновкой и спецификой работы.

Традиционно силовой привод выполняют по схеме *двигатель — редуктор — исполнительное устройство*. Примеры схем такого типа представлены на рис. 1.

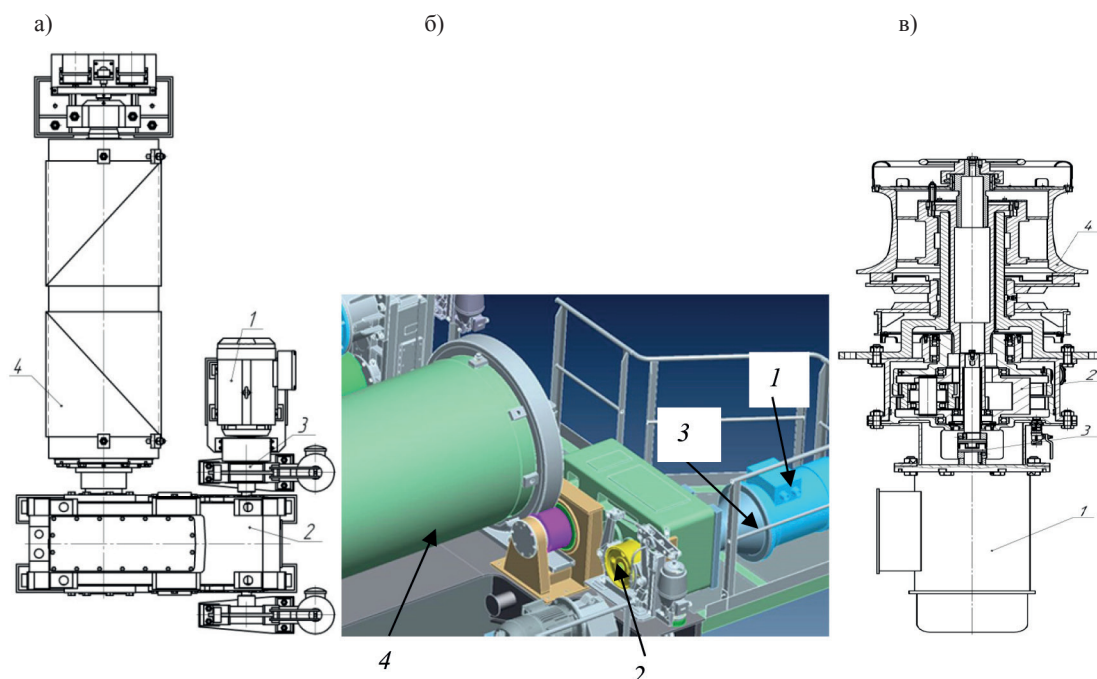


Рис. 1. Традиционные варианты компоновки привода:

а — лебедка подъема с цилиндрическим редуктором;

б — лебедка с двигателем, подключенным к редуктору через адаптер 3; в — якорно-швартовный шпиль

Обычно двигатель 1 соединен при помощи упругой муфты 3 с входным валом редуктора 2. В конструкции на рис. 1, а муфта снабжена тормозным шкивом и комплектуется колодочным тормозом. В конструкции на рис. 1, б двигатель и редуктор выполнены в виде отдельного блока. Исполнительное устройство 4 во всех конструкциях соединено с выходным валом редуктора. Не обладая компактностью, компоновка изделия из унифицированных узлов сокращает сроки проектирования и удобна для обслуживания и ремонта. В судовой конструкции якорно-швартовного шпиля (рис. 1, в) в качестве передаточного механизма применен планетарный механизм 3, который хоть и воспроизводит большие передаточные отношения, но обладает невысоким КПД и невысоким качеством точности механики.

Значительно уменьшить габариты конструкции позволяют компоновочные схемы, в которых валы двигателя и передаточного механизма, встроенного в исполнительное устройство, имеют соосное расположение. В отечественном машиностроении остается распространенной традиционная конструкция со встроенными элементами привода, которая особенно часто применяется в палубных механизмах, а также в механизмах подъема, изменения вылета и поворота многих судовых кранов (рис. 2, а). Примерами являются судовой кран г/п 3,2 т (кран КЭ32-2), кран г/п 8/3,2 т и др. [1], [2]. Как и в конструкции на рис. 1, в, в указанных схемах используется планетарный механизм 3К, причем в устройство встроены элементы, являющиеся неотъемлемой частью исполнительного механизма, а не редуктора. Такое решение представляет определенные неудобства при монтаже и ремонте изделия.



Рис. 2. Два подхода к созданию встроенных приводов:

- а — в грузовую лебедку (например, ЛЭ70) встроены только элементы редуктора;
- б — редуктор, полностью встроенный в барабан лебедки;
- в — редуктор 1, полностью установленный в головку 2 якорно-швартовного шпиля

В основе последних прогрессивных соосных компоновок передаточный механизм полностью встраивается в исполнительное устройство (рис. 2, б и в). Такие устройства, отличаясь целым рядом преимуществ, а именно: компактностью конструкции, высоким КПД, удобством ремонта, широким диапазоном трансформации момента и другими преимуществами, потребовали создания специального производства редукторов. Рядом европейских компаний была разработана линейка подобных конструкций, которая затем была предложена для продажи на внешний рынок. Однако поставки в Россию импортного оборудования, в частности для глубоководной добычи углеводородов, в настоящее время запрещены из-за санкций, поэтому упор делается на применение отечественных разработок.

Практика проектирования машин теперь такова, что надо не выбирать готовый редуктор, а проектировать и изготавливать новый. Однако возможности для внедрения в отечественные разработки подобных конструкций оказываются ограниченными. Правда, ориентируясь на опыт отечественных разработок в смежных областях, например, подобных тем, что используются в устройстве мотор-колеса автомобилей-самосвалов БелАЗ моделей 7519 и 75191 [3], можно создавать аналогичные проекты. Тем не менее недостаточная исследованность вопроса в проектировании не позволяет разрабатывать оригинальные проекты, которые на шаг опережают предложенные

решения. Подтверждением может служить схемно-конструктивное решение редуктора (рис. 3, а), [4]. В предложенной конструкции, в отличие от конструкций ранее указанных известных мировых компаний, в которых с корпусом редуктора связаны эпициклы всех планетарных рядов (см. рис. 3, б), с корпусом 1 связан эпицикл только одного планетарного ряда. Поэтому в случае применения его, например, в устройстве мотор-колеса для проведения монтажа и демонтажа достаточно снять крышку 2, открывающую доступ внутрь редуктора. Конструкция по рис 3, а, а также конструкции редукторов, предложенные отечественными производителями [5], указывают на наличие иных конструктивных решений, а значит, существует необходимость иметь всю совокупность структур, из которой следует производить выбор оптимальной структуры. Наличие подобной совокупности структур позволит исключить элементы случайности при разработке конструкции и принять правильное решение о дальнейших действиях.

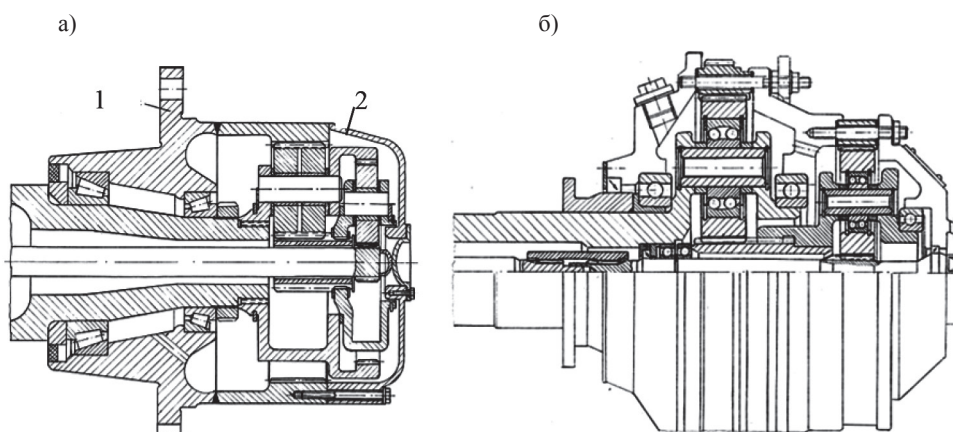


Рис. 3. Конструкции специальных редукторов: а — редуктор с опорным звеном, входящим в один механизм; б — редуктор с опорным звеном, входящим в оба механизма

Основная часть (Main Part)

Приведенные ранее конструкции встроенных редукторов показывают что, во-первых, они конструируются на базе дифференциала $2kh$ типа А, имеющего две степени свободы и три основных звена (два центральных колеса a, b и одно водило h) [6], во-вторых, конструкция накладывает ограничение на выходы рабочих звеньев (входное, выходное и опорное), в третьих, конструкции имеют вращающийся корпус, и, в-четвертых, с вращающимся корпусом связаны эпициклы (короны) всех дифференциалов.

Рассмотрим вопрос формирования структур механизма планетарных редукторов. Следуя рекомендациям работы [7], при описании структуры будем использовать двудольные графы.

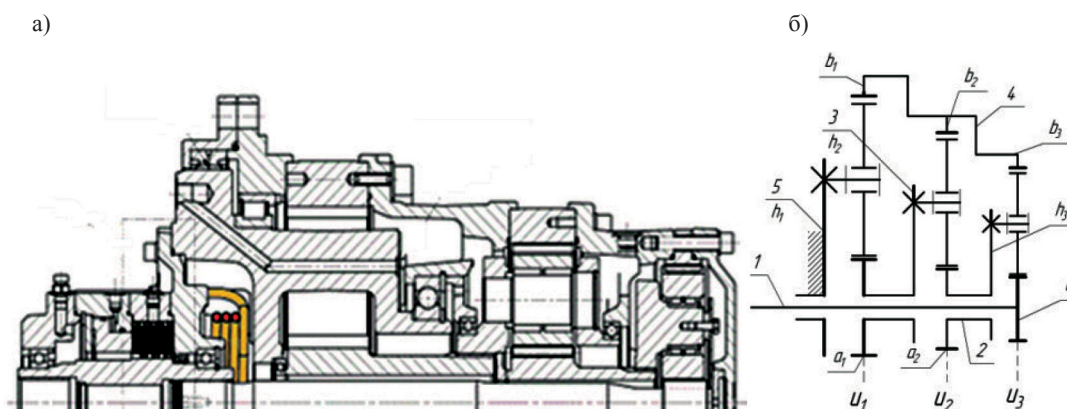


Рис. 4. Формирование структуры планетарных механизмов:
а — конструкция трехступенчатого стандартного редуктора известных мировых компаний;
б — кинематическая схема механизма редуктора

В качестве примера двудольный (бихроматический) граф редуктора (рис. 4) изображен на рис. 5, б. В двудольном графе (рис. 5, б) светлым кружком отмечены вершины, отображающие дифференциалы, образующие множество X^m , а темным кружком отмечены вершины, отображающие основные звенья, создающие множество X^z . Ребра двудольного графа соединяют вершины-звенья x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 с вершинами, отображающими дифференциалы u_1, u_2, u_3 . Обозначается двудольный граф $G = (X^z, X^m, U)$, причем $X^z \cup X^m = X$, $X^z \cap X^m = \emptyset$, а ребра U соединяют только подмножества X^z и X^m между собой [8]. Заметим, что применение гиперграфов [9] не дает решения поставленной задачи.

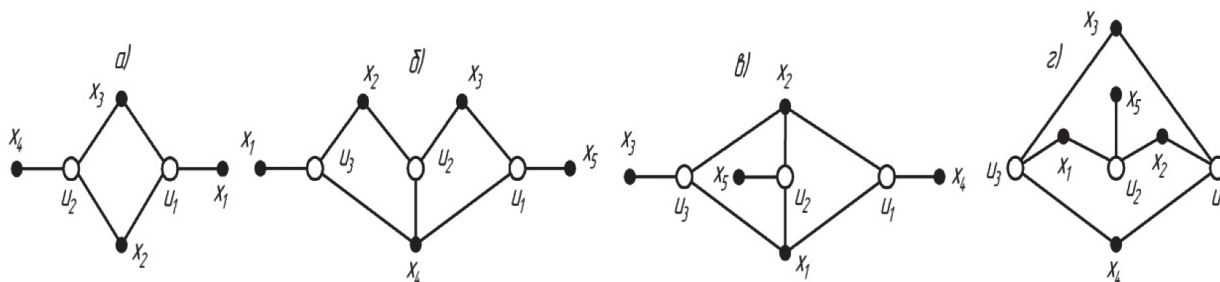


Рис. 5. Полное множество структур механизмов редуктора:
а — двухступенчатого; б, в, г — трехступенчатого

Поставим условия, которым должна отвечать формируемая структура. Для каждого сложного зубчатого механизма существуют определенные соотношения между числами составляющих трехзвенных (далее простых) дифференциалов, рабочих и вспомогательных звеньев и степенью сложности звеньев. До вхождения в редуктор k_m простых дифференциалов обладают $2k_m$ числом степеней свободы и имеют $3k_m$ основных звеньев. После наложения связей сложный механизм будет иметь W степеней свободы и n_o основных звеньев. Тогда общее число связей

$$\left. \begin{aligned} S &= 2k_m - W; \\ S &= 3k_m - n_o. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Заметим, что данный вопрос изучался в работе [10], в которой $S = c + 1$, где c — число связей звеньев между собой; 1 — число закреплений в корпусе. К сожалению, данное решение не дает возможности раскрыть связи в структуре редуктора. Приравнявая правые части уравнений (1), найдем число основных звеньев, которое будет содержать механизм редуктора после наложения связей:

$$n_o = k_m + W. \quad (2)$$

Звенья в редукторе отличаются числом дифференциалов, которым они принадлежат. В соответствии с этим будем различать *простые* и *сложные* (двойные, тройные и т. д.) звенья. В схеме на рис. 5, а основные звенья 1 и 5 — простые; 2 и 3 — двойные; 4 — тройное звено. Обозначим число простых, двойных, ..., i -х звеньев как n_1, n_2, n_i . Очевидно, что сумма звеньев разной сложности равна числу основных звеньев в редукторе:

$$\sum n_i = n_o. \quad (3)$$

Число ребер графа, которым принадлежит вершина (звено), называется *степенью вершины*, которую упрощенно будем обозначать как $s(x)$. У графа на рис. 5, б: $s(x_1) = s(x_5) = 1$; $s(x_2) = s(x_4) = 2$; $s(x_3) = 3$; $s(u_1) = s(u_2) = s(u_3) = 3$. Очевидно, что наибольшая степень вершины звена не может превышать $|X^m| = k_m$, т. е.

$$\max s(x) = k_m. \quad (4)$$

Так как в двудольном графе каждое ребро имеет один конец в X^z а другой в X^m , сумма степеней вершин множества X^z равна сумме степеней множества X^m и с учетом условия (4) получим

$$\sum_1^{k_m} s(x_i) n_i = 3k_m. \quad (5)$$

Таким образом, система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sum n_i &= k_m + W; \\ \sum_1^{k_m} s(x_i) n_i &= 3k_m, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

позволяет ответить на ранее сформулированный вопрос о том, *каким условиям должна отвечать формируемая структура и какую степень должны иметь вершины-звенья той или иной структуры механизма редуктора*. В частности, для двухступенчатых механизмов $k_m = 2$ и $W = 2$ получим систему, состоящую из двух уравнений: $n_1 + n_2 = 4$ и $n_1 + 2n_2 = 6$, которая имеет одно решение в целых числах: $n_1 = 2, n_2 = 2$ (рис. 6, а). Для трехступенчатых механизмов $k_m = 3$ и $W = 2$ тоже получим систему, состоящую из двух уравнений: $n_1 + n_2 + n_3 = 5$ и $n_1 + 2n_2 + 3n_3 = 9$, имеющую три решения в целых числах: 1) $n_1 = 2, n_2 = 2, n_3 = 1$; 2) $n_1 = 3, n_3 = 2$; 3) $n_1 = 1, n_2 = 4$, которым отвечают структуры, изображенные, соответственно, на рис. 5, б – г.

По данным результатам для краткости изложения вопроса дальнейшее исследование рассмотрим на примере построения схем двухступенчатых редукторов. Вначале остановимся на вопросе образования структурных схем планетарных редукторов и построения связей между передаточными отношениями их механизмов. Для составления схемы в полученные структуры следует ввести обозначения трех рабочих звеньев: входного A , выходного B , опорного γ . В структуре рис. 5, а рабочими звеньями могут быть лишь простые звенья x_1, x_4 и одно любое двойное, например, x_2 . Переименовать три звена можно шестью способами (подстановками):

$$\left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ A \gamma B \end{matrix} \right), \left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ A B \gamma \end{matrix} \right), \left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ B A \gamma \end{matrix} \right), \left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ B \gamma A \end{matrix} \right), \left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ \gamma A B \end{matrix} \right), \left(\begin{matrix} x_1 x_2 x_4 \\ \gamma B A \end{matrix} \right).$$

Каждая подстановка заключается в том, что на место символа, стоящего в верхней строчке, ставится подписанный под ним символ из нижней строчки. Учитывая, что x_1 и x_4 являются эквивалентными звеньями, различны лишь первые три подстановки. Таким образом, на базе структуры рис. 6, а получим три различные схемы (см. рис. 6), каждая из которых содержит $\sigma(\pi, k_m) = \pi^{k_m} = 6^2 = 36$ кинематических схем, где π — число схем, реализуемых на базе одного механизма $2kh$, среди которых имеются как редукторы, так и мультипликаторы.

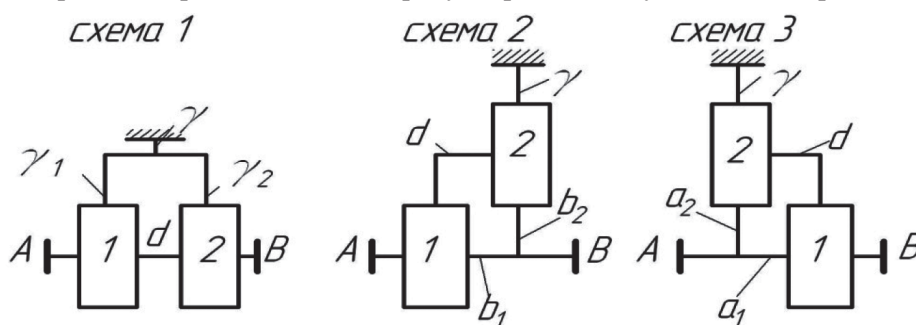


Рис. 6. Структурные схемы двухступенчатых редукторов

Кинематические связи между передаточными отношениями трехзвенных механизмов более целесообразным представляется определять методом последовательного преобразования структурной схемы, превращающего исходную (в общем случае многоконтурную структуру) в такую, где трехзвенные механизмы соединены последовательно друг с другом.

Схема 1. Конструкция образована последовательным соединением двух однорядных механизмов, поэтому ее передаточное отношение запишется как произведение: $i_{AB}^y = i_{Ad}^y i_{dB}^y$. Обозначив для краткости $i_{Ad}^y = i_d$, $i_{dB}^y = i_e$, т. е. обозначив передаточные отношения механизмов номером и опуская нижние символы в обозначении i_{AB}^y , можно записать

$$i^y = i_d i_e. \quad (7)$$

Схема 2. Записывая для нее очевидное равенство: $i_{AB}^y = 1 - i_{A\gamma}^B$, в котором передаточное отношение $i_{A\gamma}^B$ образовано последовательным соединением двух однорядных механизмов: $i_{A\gamma}^B = i_{Ad}^B i_{d\gamma}^B$ и обозначая $i_{Ad}^B = i_d$, $i_{d\gamma}^B = i_e$, находим

$$i^y = 1 - i_d i_e. \quad (8)$$

Схема 3. Поступая аналогично схеме 2, окончательно можем записать

$$i^y = 1/(1 - i_d i_e), \quad (9)$$

где, соответственно, $i_d = i_{Bd}^A$, $i_e = i_{de}^A$.

Переход от структурной схемы к схеме кинематической выполняют разными способами. В работе [11] данные структуры найдены комбинаторным методом и записаны буквенно-цифровым кодом, а построение схем для каждой из трех структур, ведется в системе координат $i_d O i_e$, определяемой множеством прямоугольников, на которое накладывают уравнение, отвечающее заданному передаточному отношению. Проектирование схем с помощью областей рационального существования трехзвенных механизмов, входящих в исследуемую структуру, с указанием, какое звено является водилом, а какие — центральными колесами, выполняется в работе [12]. Комбинаторный метод синтеза кинематических схем предлагается в работе [13]. В работе [14] построение схем предлагается выполнять с помощью матрицы, определяющей кинематические свойства механизма, причем матрица не должна включать равносильных или несовместных уравнений. Данные предложения не позволяют рассматривать всевозможные решения, а лишь формируют полное множество схем для конкретных условий. С учетом указанного обстоятельства в данной статье предлагается вести построение кинематических схем с помощью нахождения областей допустимых решений для каждой конкретной структурной схемы на основе полученных уравнений (7) – (9) с использованием графических построений.

При использовании трехзвенных механизмов в качестве самостоятельных передач возможны шесть схем подключения рабочих звеньев A, B, γ к звеньям a, b и h . Под каждым вариантом указаны интервалы реализуемых схемой передаточных отношений (передаточное отношение от звена a к звену b в движении относительно водила h принято в интервале $-1,6 \geq i_{ab}^h \geq -7$):

1)	2)	3)	4)	5)	6)
a, b, h	a, b, h	a, b, h	a, b, h	a, b, h	a, b, h
A, B, γ	B, A, γ	B, γ, A	γ, B, A	γ, A, B	A, γ, B
$i_1 = i_{ab}^h$	$i_2 = i_{ba}^h$	$i_3 = i_{ha}^b$	$i_4 = i_{hb}^a$	$i_5 = i_{bh}^a$	$i_6 = i_{ah}^b$
$-1,6 \dots -7$	$-0,025 \dots -0,143$	$0,125 \dots 0,385$	$0,615 \dots 0,877$	$1,14 \dots 1,63$	$2,6 \dots 8$

Методику построения кинематических схем редукторов рассмотрим на примере *схемы 1* (рис. 7). Очевидно, что в системе координат $i^y O i_d$ уравнение (7) является уравнением прямой линии. Для значений $i_{dB}^y = i_e$ на рис. 8 построено несколько таких прямых, соответствующих левому и правому концу вышеприведенных интервалов. На чертеж нанесены также прямые $i_{Ad}^y = \text{const}$, соответствующие тем же концам интервала, и вертикальные прямые $|i^y| = 8$. Области, ограниченные данными прямыми, определяют полное множество кинематических схем редукторов, формируемых на основе *схемы 1*, у которых передаточные отношения трехзвенных механизмов лежат в дозволённых интервалах.

Как видно, *схема 1* дает восемь кинематических схем планетарных редукторов. Четыре схемы (*схемы 1 – 11, 1 – 16, 1 – 61 и 1 – 66*) позволяют обеспечивать в одном корпусе весь спектр передаточных отношений, характерных для двухступенчатых редукторов.

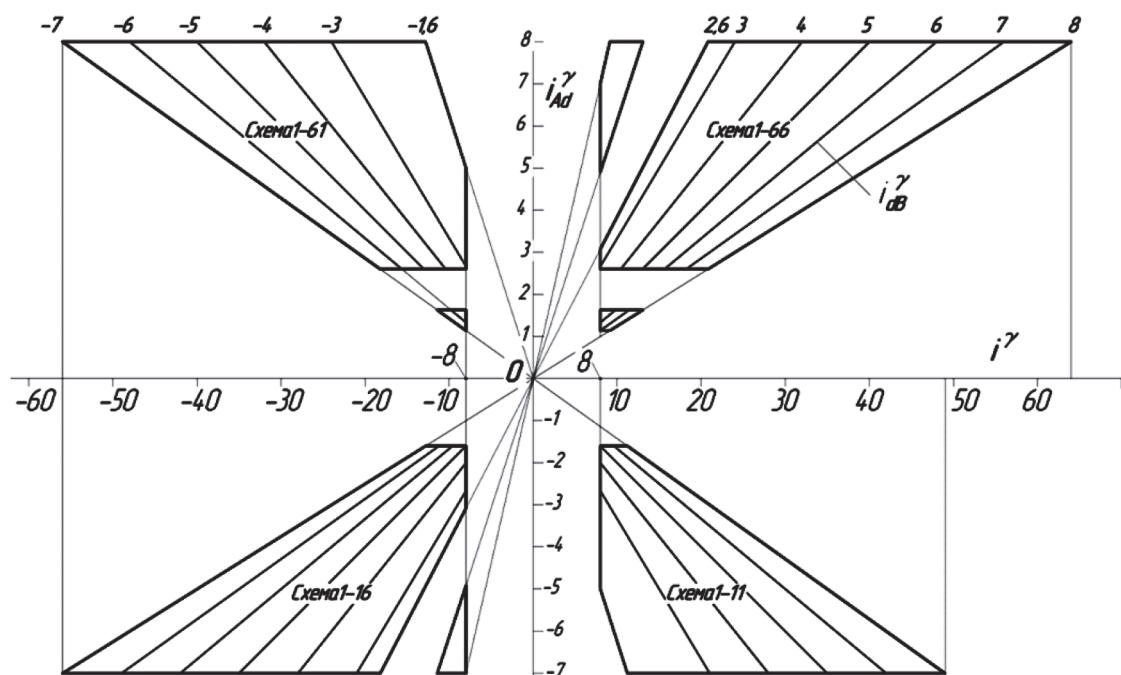


Рис. 7. Области допустимых решений редуктора по схеме 1

В условном обозначении механизма редуктора после номера схемы первая цифра указывает номер интервала передаточного отношения быстроходной ступени i_{Ad}^{γ} , вторая — номер интервала величины тихоходной ступени i_{dB}^{γ} . Так, для схемы 1-61 можно записать: $i_{Ad}^{\gamma} = i_6 = i_{ah}^b$, $i_{dB}^{\gamma} = i_1 = i_{ab}^h$, т. е. звенья A, d, γ механизма 1 соединены, соответственно, с солнечным колесом, водилом и эпициклом, а звенья d, B, γ механизма 2 — соответственно с солнечным колесом, эпициклом и водилом (рис. 8, а, б).

Схема 1. Построим в качестве примера данную схему, для чего разместим механизмы двумя возможными способами (рис. 8, а, б). Попытаемся соединить одноименные звенья (см. штриховые линии) так, чтобы рабочие звенья A и γ могли располагаться снаружи исполнительного устройства (ИУ), а выходное звено B имело к нему доступ (см. рис. 8).

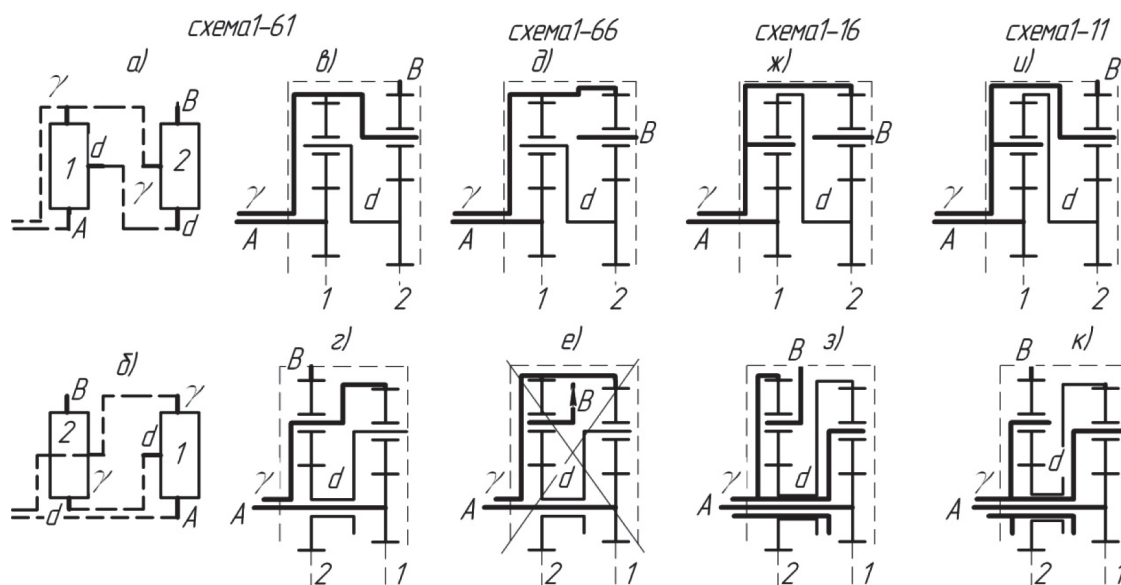


Рис. 8. Построение кинематических схем встроенного редуктора по схеме 1:

а, б — эскизные схемы редуктора по схемам 1-61;

в — к — кинематические схемы при различных способах размещения механизмов

Исполнительное устройство на данном рисунке обозначено штриховой линией. Следует заметить, что недоступность выходного звена снаружи отнюдь не является препятствием при конструктивной разработке редуктора. Как видно, построение встроенного редуктора по схеме 1 – 61 оказывается возможным для обоих способов расположения механизмов. Отметим, что схема на рис. 8, *г* соответствует конструкции редуктора на рис. 3, *а*, запатентованной во Франции для установки в мотор-колесо. В случае расположения быстроходной ступени со стороны, противоположной входу (см. рис. 8, *е*) схема 1 – 66 не может быть построена, так как выходное звено *В* не имеет выхода к ИУ. Схемы 1 – 16 и 1 – 11 при аналогичном расположении быстроходной ступени (см. рис. 8, *з*, *к*) отличаются определенной сложностью (наслоение трубчатых валов). Следует отметить, что в схеме 1 – 11 в обеих ступенях водила неподвижны, и на этом основании схема, оставаясь многопоточной передачей, не является планетарным механизмом.

Схема 2. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов по данной схеме строятся аналогично предыдущему: схемы, в которых быстроходная ступень 1 расположена со стороны, противоположной входу, представлены на рис. 9. Как из рис. 8, схема 2 представляет собой замкнутую одноконтурную передачу, для которой характерны три схемы потоков мощности в замкнутом контуре [15]. Схемы потоков мощности можно определить, например, через относительную мощность $\bar{P}_2 = P_2/P_A$, передаваемую тихоходной ступенью 2, где P_A — мощность на ведущем звене редуктора. Для решения обратимся к формуле, предложенной М. А. Крейнсом [10]:

$$\bar{P}_2 = \frac{i_{dB}^y}{i^y} \cdot \frac{\partial i^y}{\partial i_{dB}^y}. \quad (10)$$

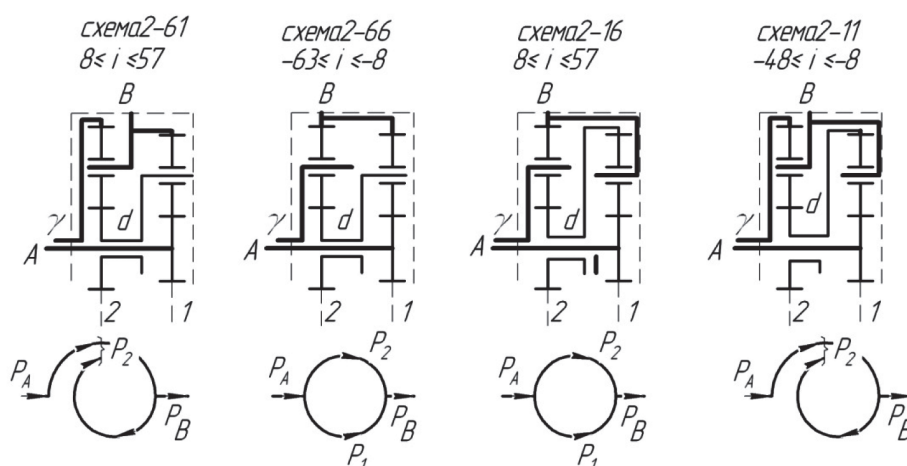


Рис. 9. Кинематические схемы встроенного редуктора по схеме 2 с расположением быстроходной ступени 1 со стороны, противоположной входу, и схемы силовых потоков

При применении данной формулы все передаточные отношения, входящие в формулу для i^y , кроме i_{dB}^y , нужно считать постоянными. Перепишав выражение (8) в виде $i^y = 1 - i_d(1 - i_{dB}^y)$, найдем

$$\bar{P}_2 = \frac{i_d(1 - i_{dB}^y)}{i^y}. \quad (11)$$

Анализируя применительно к найденным схемам данное равенство, приходим к следующему выводу: для схем 2 – 61 и 2 – 11 характерно наличие циркулирующей мощности в замкнутом контуре, перегружающей тихоходную ступень ($\bar{P}_2 > 1$), что нежелательно с точки зрения прочности, габаритных размеров проектируемого редуктора и снижения КПД; в схемах 2 – 66 и 2 – 16 мощность передается от входного звена к выходному двумя потоками ($\bar{P}_2 < 1$). Схемы 2 – 66 соответствуют схеме редуктора на рис. 4, *б* и являются базовой конструкцией для построения *n*-ступенчатых встроенных редукторов (рис. 10) различными европейскими производителями (см., например, каталоги Brevini, Zollern, Siebenhaar и др.). Передаточное отношение таких конструкций редуктора определяется расширенной формулой вида (8): $i = 1 - i_d i_e i_f \dots i_k$. Редуктор,

выполненный по схеме 2 – 16, находит применение в приводах авиационной техники с выводом рабочих звеньев по разные стороны корпуса редуктора (см., например, [16]).

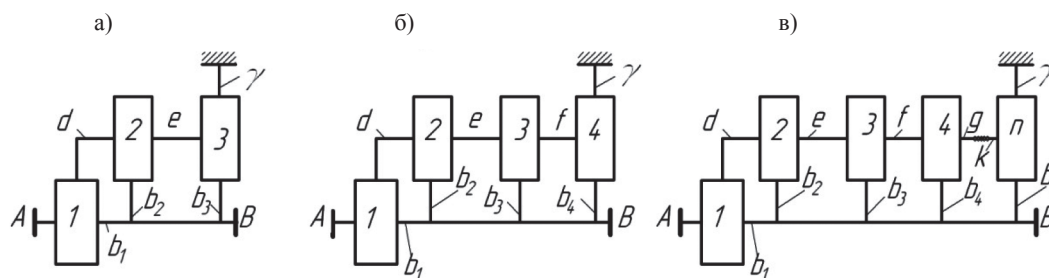


Рис. 10. Схема построения встроенных редукторов фирм европейских производителей:
а — трехступенчатых; б — четырехступенчатых; в — n -ступенчатых

Схема 3. Аналогично построению, выполненному для схемы 2, по данной схеме на рис. 11 построены кинематические схемы двухступенчатых редукторов, в которых быстроходная ступень 1 расположена со стороны, противоположной входу, а схемы, отличающиеся большей сложностью, например, схема 3 – 63 и аналогичные им, исключены из рассмотрения. Передаточные механизмы, выполненные по данной схеме, не нашли применения на практике в качестве редукторов, о чем могут свидетельствовать, например, низкие значения КПД подобных механизмов [6]. Ознакомиться с выбором значений конструктивного параметра планетарного ряда, определяющих наименьшие массогабаритные показатели редуктора, можно по данным работы [17].

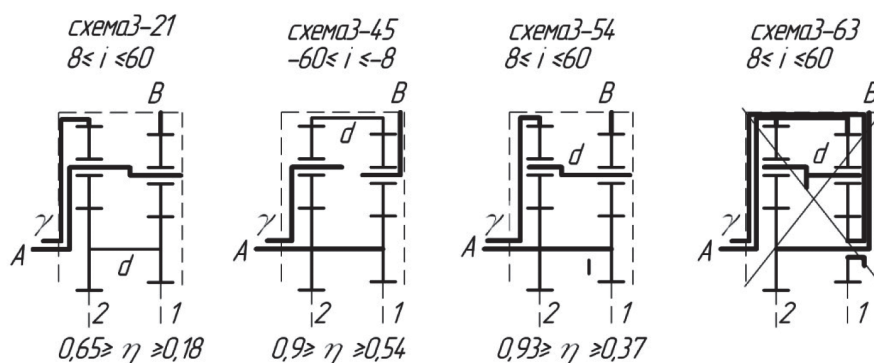


Рис. 11. Кинематические схемы встроенного редуктора по схеме 3 с расположением быстроходной ступени 1 со стороны, противоположной входу

Выводы (Summary)

1. Поскольку в судовых и крановых приводах отечественных производителей нашли применение планетарные механизмы типа $3k$, приводящие к усложнению конструкции и увеличению массогабаритных показателей, в статье рассмотрены приводы, построенные на базе однорядного планетарного механизма с одновенцовыми сателлитами, которые позволяют формировать наиболее простое в конструктивном и более надежное в прочностном отношении устройство, создавая компактные энергоемкие машины. Следует отметить, что исследования, проведенные в статье, применимы также и к механизмам другого типа.

2. С использованием теории двудольных графов определены уравнения, которым должна отвечать формируемая структура. С целью сокращения объема статьи на основе решения полученных уравнений построено все множество структур, пригодных для образования двух- и трехступенчатых редукторов.

3. Предложен способ получения расчетных зависимостей, имеющих простую структуру, для определения передаточного отношения через параметры планетарных рядов редуктора любой сложности.

4. На примере двухступенчатых редукторов показана методика построения схем встроенных редукторов. Для образования структурных схем применен комбинаторный метод в сочетании с методом постановки структуры на различные рабочие звенья.

5. Для выделения на базе данной структурной схемы множества кинематических схем редукторов использован графический метод, в основе которого лежит построение областей допустимых решений на базе полученных расчетных зависимостей.

6. При построении кинематических схем используется метод эскизных схем, при этом для разработки конструкций редукторов, пригодных для встраивания в канатный барабан, учитываются ограничения на расположение рабочих звеньев.

7. Можно надеяться, что разработанная методика поможет российским проектировщикам создавать новые конструкции, не только соответствующие характеристикам изделий европейских производителей, но и опережающие их по своим внешним потребительским свойствам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кипарский Г. Р. Судовые краны и лебедки (Атлас конструкций) / Г. Р. Кипарский. — Л.: Судостроение, 1978. — 84 с.
2. Ватипко Б. А. Эксплуатация судовых палубных механизмов / Б. А. Ватипко, Г. П. Нерубенко, С. С. Павлов. — М.: Транспорт, 1991. — 198 с.
3. Кулешов А. А. Пневмоколесные машины с бортовыми приводами и мотор-колесами / А. А. Кулешов, И. И. Марголин. — М.: Машиностроение, 1995. — 312 с.
4. Планетарный зубчатый редуктор. Патент Франции кл. F 16 H 1/28 № 2342434.
5. Филипенков А. Л. Планетарные редукторы, встраиваемые в барабаны грузовых лебедок судовых кранов / А. Л. Филипенков, А. К. Пшизов // Вестник ИжГТУ им. М. Т. Калашникова. — 2017. — Т. 20. — № 2. — С. 90–93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.
6. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справ. / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Ю. А. Державец, Е. Г. Гинзбург [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
7. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2. — С. 108–110.
8. Зыков А. А. Основы теории графов / А. А. Зыков. — М.: Наука, 1987. — 384 с.
9. Сушков Ю. А. Графы зубчатых механизмов / Ю. А. Сушков. — Л.: Машиностроение, 1983. — 216 с.
10. Mollian S. Kinematics of Compound Differential Mechanisms / S. Mollian // Proc. I Mech. E. — 1970. — Vol. 185. — 54/71. — Pp. 733–739.
11. Крейнс М. А. Зубчатые механизмы. Математические основы выбора оптимальных схем / М. А. Крейнс, М. С. Розовский. — М.: Изд-во МГУ, 1965. — 336 с.
12. Волков Д. П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1968. — 272 с.
13. Кристи М. К. Новые механизмы трансмиссий / М. К. Кристи, В. И. Красненьков. — М.: Машиностроение, 1967. — 216 с.
14. Прокофьев В. Н. Основы теории гидромеханических передач / В. Н. Прокофьев. — М.: Машгиз, 1957. — 420 с.
15. Кирдяшев Ю. Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю. Н. Кирдяшев, А. Н. Иванов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
16. Механические передачи вертолетов / под ред. В. Н. Кестельмана. — М.: Машиностроение, 1983. — 119 с.
17. Андрианов Е. Н. Особенности проектирования приводов грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Вестник ИНЖЭКОНа. — 2007. — № 6 (19). — С. 102–112.

REFERENCES

1. Kiparskii, G.R. *Sudovye krany i lebedki (Atlas konstruktii)*. L.: Sudostroenie, 1978.
2. Vatipko, B.A., G.P. Nerubenko, and S.S. Pavlov. *Ekspluatatsiya sudovykh palubnykh mekhanizmov*. M.: Transport, 1991.

3. Kuleshov, A.A., and I.I. Margolin. *Pnevmokolesnye mashiny s bortovymi privodami i motor-kolesami*. M.: Mashinostroenie, 1995.
4. France. Patent F 16 H 1/28 № 2342434. Planetarnyi zubchatyi reduktor.
5. Filipenkov, A.L., and A.K. Pshizov. "Integrated Planetary Gearboxes for Hoisting Winches in Shipboard Cranes." *Bulletin of Kalashnikov ISTU* 20.2 (2017): 90–93. DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-90-93.
6. Kudryavtsev, V.N., Yu.N. Kiryashev, Yu.A. Derzhavets, E.G. Ginzburg, A.N. Ivanov, et al. *Planetarnye peredachi: spravochnik*. L.: Mashinostroenie, 1977.
7. Baryshnikov, S.O., and A.N. Ivanov. "Obzor metodov predstavleniya struktury zubchatykh mekhanizmov." *Morskoi vestnik* 2 (2011): 108–110.
8. Zykov, A.A. *Osnovy teorii grafov*. M.: Nauka, 1987.
9. Sushkov, Yu.A. *Grafy zubchatykh mekhanizmov*. L.: Mashinostroenie, 1983.
10. Mollian, S. "Kinematics of Compound Differential Mechanisms." *Proc. I Mech. E.* 54/71.185 (1970): 733–739.
11. Kreines, M.A., and M.S. Rozovskii. *Zubchatye mekhanizmy. Matematicheskie osnovy vybora optimal'nykh skhem*. M.: Izd-vo MGU, 1965.
12. Volkov, D.P., and A.F. Krainev. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitel'nykh i dorozhnykh mashin*. M.: Mashinostroenie, 1968.
13. Kristi, M.K., and V.I. Krasnen'kov. *Novye mekhanizmy transmissii*. M.: Mashinostroenie, 1967.
14. Prokof'ev, V.N. *Osnovy teorii gidromekhanicheskikh peredach*. M.: Mashgiz, 1957.
15. Kiryashev, Yu.N., and A.N. Ivanov. *Proektirovanie slozhnykh zubchatykh mekhanizmov*. L.: Mashinostroenie, 1973.
16. Kestel'mana, V.N., ed. *Mekhanicheskie peredachi vertoletov*. M.: Mashinostroenie, 1983.
17. Andrianov, E.N., A.N. Ivanov, and S.N. Fedotov. "Osobennosti proektirovaniya privodov gruzopod'emnykh mashin." *Vestnik INZhEKONA* 6(19) (2007): 102–112.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Андрянов Евгений Николаевич —
кандидат технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Иванов Анатолий Николаевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Матвеева Елена Владимировна —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Andrianov, Evgenii N. —
PhD, professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Ivanov, Anatoly N. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.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: fkt_pt@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 18 ноября 2017 г.
Received: November 18, 2017.