

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru
Яманин Александр Иванович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ЯГТУ»
yamaninai@ystu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zhukov Vladimir Anatolevich —
Dr. of Technical Sciences, associate professor.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru
Yamanin Alexander Ivanovich —
Dr. of Technical Sciences, professor.
Yaroslavl State Technical University
yamaninai@ystu.ru

Статья поступила в редакцию 17 февраля 2016 г.

УДК 621. 830. 62

**Е. Н. Андрианов,
А. Н. Иванов**

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СХЕМ КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВЫХ И СУДОВЫХ ПРИВОДОВ

В статье рассматриваются приводы, содержащие планетарно-дифференциальные механизмы, которые обеспечивают разделение общей мощности одного двигателя на два потока с заданным соотношением крутящих моментов и частоты вращения выходных валов. Подобные приводы машин позволяют не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и существенно расширить их функциональные свойства. В общем случае, проектирование распределителя решается таким образом, чтобы конструктор, выбрав ту или иную схему, знал, что он не упустил более простой или более удовлетворяющей назначению схемы. С этой целью создан список структур распределителя и получены зависимости с применением безразмерных силовых и скоростных параметров, определяющие их общие свойства. Изложенные принципы проектирования могут быть использованы при создании специальных крановых и судовых механизмов.

Ключевые слова: распределитель момента, структура, проектирование, планетарный механизм, дифференциальная передача, механизм передвижения, крутонаклонные конвейеры, гребные винты противоположного вращения.

С ВНЕДРЕНИЕМ в приводы машин дифференциально-планетарных передач появилась возможность не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и существенно расширить их функциональные свойства. В частности, дифференциальные механизмы исключают циркуляцию энергии и пробуксовку ленты в конвейерах с двухбарабанным приводом [1]; исключают циркуляцию энергии и проскальзывание ходовых колес в механизмах передвижения машин, резко уменьшая износ ходовых колес из-за различия средних значений радиусов катания [2] – [4]; позволяют учитывать несоответствия линейных скоростей и тяговых усилий грузонесущих элементов, вследствие вытяжки и износа цепи и ленты ленточно-цепного крутонаклонного конвейера [5].

Использование дифференциальных механизмов для привода соосных винтов противоположного вращения в главных судовых установках обеспечивает их более высокую гидродинамическую эффективность и устойчивость к кавитации по сравнению с одиночным винтом равного диаметра [6] – [8]. В частности, огромный интерес у участников Международной выставки судостроительной промышленности и морского дела, которая проходила в Афинах с 2 по 6 июня 2014 г.

вызвала постройка японской компанией *JMU* судна с силовой установкой, использующей один двигатель для привода двух соосных винтов, вращающихся в противоположных направлениях на одном гребном валу. По заявлению *JMU*, благодаря использованию соосных гребных винтов противоположного вращения и дополнительно новым сопутствующим технологиям судно сможет сократить расход топлива на 16 % [9], [10].

В конструктивном отношении распределительные механизмы дают возможность найти более рациональную компоновку привода как в случае параллельно расположенных приводных валов, так и при соосном их расположении, улучшают экономичность, повышают надежность привода. Отметим, что указанные преимущества могут быть реализованы лишь при выборе рациональной схемы подобных устройств. В частности, разработка проекта компанией *JMU* была завершена еще в 1984 г. (см., например, [9]). Однако широкое использование такого вида движителя было ограничено из-за сложности производства надежного редуктора, способного передавать большую мощность. Тем не менее, проектировщикам нужно иметь в виду, что надежное дешевое конкурентоспособное изделие создать невозможно [11]. Для краткости далее распределительный механизм будем называть распределителем.

Основные конструктивно-компоновочные решения. На структурную схему, сложность и организацию конструкции распределителя существенно влияет расположение приводных валов. Основные виды компоновок распределителей, которые выдвинула практика эксплуатации, приведены на рис. 1.

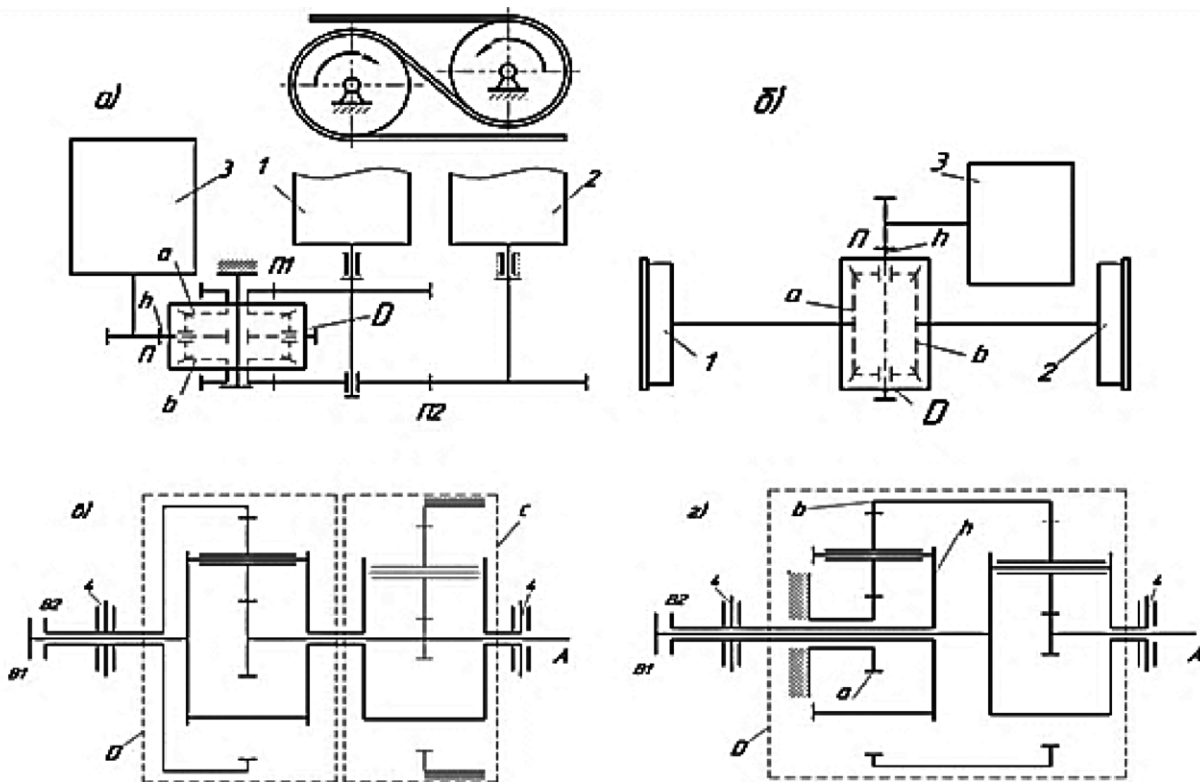


Рис. 1. Кинематические схемы распределительного механизма

- a* — двухбарабанная лебедка конвейера; *б* — устройство передвижения мостового крана;
в — привод соосных гребных винтов противоположного вращения с синхронизирующей ступенью;
г — то же, без уточнения системы синхронного вращения

В схеме рис. 1, *a* несоосное расположение барабанов 1 и 2 потребовало приведения их в движение от двигателя 3 через передачу П, водило *h* конического дифференциала *D* и передачи П1 и П2. Равенство окружных усилий на барабанах одинаковых диаметров обеспечено одинаковостью моментов на звеньях *a* и *b* дифференциала *D*, при этом передаточные отношения передач П1

и $П2$ отличаются только знаком [1]. При шести $n_o = 6$ подвижных основных звеньях ($1, 2, 3, a, b, h$) и четырех $k_m = 4$ механизмах ($П, П1, П2, D$) на основании формулы

$$W = n_o - k_m \quad (1)$$

схема имеет две $W = 2$ степени свободы [12]. Заметим, что в работах [13], [14] число степеней свободы определяют числом ведомых звеньев: при двух независимых ведомых звеньях механизмы обладают двумя степенями свободы. Внешняя связь в виде конвейерной ленты, охватывающей оба барабана, задает определенное кинематическое соотношение между угловыми скоростями двух ведомых звеньев.

В схеме рис. 1, б одинаковое направление моментов и соосное расположение ходовых колес позволило исключить передачи $П1$ и $П2$ [4] и этим упростить конструкцию привода. При $n_o = 4$ (подвижные звенья $1, 2, 3, h$) и $k_m = 2$ (механизмы $П$ и D) схема также имеет две степени свободы. Равенство окружных усилий на ходовых колесах 1 и 2 обеспечивает дифференциал D . Внешняя связь в виде подкранового пути обуславливает соотношение скоростей ходовых колес, катящихся по подкрановому пути. В схемах крановых механизмов применен конический дифференциал автомобильного типа, имеющий ограниченные возможности с точки зрения передаточного числа и отличающийся сложностью монтажа и недостаточной прочностью узлов.

Схемы рис. 1, в, г представляют распределительные механизмы судовых агрегатов для привода гребных винтов противоположного вращения (ВПВ).

В схеме рис. 1, в синхронное вращение ВПВ обеспечено путем присоединения к дифференциалу D дополнительной синхронизирующей ступени C с фиксированным передаточным отношением. Синхронизировать вращение гребных винтов с целью уменьшения колебания их суммарного упора, передаваемого на корпус судна, рекомендовано в работе [10]. В этом случае конструкция при трех основных звеньях (A, B_1, B_2) и двух механизмах (D, C) на основании формулы (1) имеет $W=1$, а необходимое соотношение крутящих моментов в схемах с $W=1$ обеспечивают путем подбора характеристики гребных винтов (направление и шаг лопастей). Данная схема запатентована фирмой «Берг-Хютте-Зонтхофен» [15].

Схема рис. 1, г при четырех основных звеньях (A, B_1, B_2, b) и двух механизмах, образующих дифференциал D , на основании формулы (1) имеет $W=2$. Схема опубликована шведской фирмой «Сталь-Лаваль» [16]. Синхронное вращение ВПВ в данной конструкции можно обеспечить путем присоединения к дифференциалу D дополнительной ступени, аналогичной, например, той, которая имеет место в схеме рис. 1, в. Обе конструкции в конструктивно-компоновочном плане допускают размещение внешних главных упорных подшипников на валах ВПВ. Кроме того, в них применены планетарные механизмы $2k - h$ типа A (по классификации работ [12], [17], [18]). Они содержат два центральных колеса a и b , зацепляющиеся с сателлитами водила h (рис. 1, г). Подобные механизмы наиболее выгодны с точки зрения передаточного числа, простоты в конструктивно-технологическом плане, способны передавать большую мощность и на этом основании получили подавляющее применение в мощных силовых приводах.

Таким образом, при проектировании крановых механизмов конструктор сталкивается с несоосным расположением приводных валов, наличием внешней связи и дополнительных передач, реализующих требуемые компоновочные ограничения. Для судовых агрегатов привода ВПВ характерно соосное расположение рабочих валов распределителя, наличие синхронизирующей ступени с фиксированным передаточным отношением.

Представление структуры распределителя. Структурой подобных распределителей занимались многие авторы (см. например, [5], [7], [8]). Однако большинство работ посвящено исследованию уже существующих схем, вопросы же, касающиеся нахождения новых структур, рассматривались сравнительно мало [6], [9], [14], [17]. В работе [14] предложен прием, сочетающий математические и графические методы построения структур и выбора схем для всех возможных сочетаний трехколесных механизмов (по терминологии [14]); в работе [17] для получения структур предложены области рационального существования, ограниченные линиями

предельных значений параметров для схем $2k - h$; в работах [6], [9] предложены частные решения для распределителей заданной структуры применительно к соосным винтам противоположного вращения главных судовых приводов. В данной статье, в отличие от ранее опубликованных по этому вопросу работ, сделана попытка решить поставленную задачу в наиболее общем виде.

Известны различные представления структуры распределителя, которые иллюстрирует рис. 2. На рис. 2, а приведено представление всех кинематических схем, изображенных на рис. 1 в виде одной обобщенной структурной схемы. Такое представление позволяет легко перевести задачу с предметного языка на язык прикладной математики. В частности, в исследовании [19] при создании структуры используется гиперграф $H = (X^z, U)$, где X^z — множество вершин, совпадающее с множеством звеньев механизма; U — множество ребер, в котором каждое ребро соответствует составной части (рис. 2, б, в). Гиперграф может быть представлен обычным или двудольным графом. Данное представление (рис. 2, з, д) нашло отражение в работе [20]; подробнее о представлении структур см. [21]. Далее вопрос синтеза излагается на основе структурной схемы, получившей наиболее широкое применение в инженерной практике.

Создание списка структур распределителя. При создании структуры использован способ инверсии. В качестве составной части структуры выбран отдельный планетарный механизм с тремя соосными звеньями, а также зубчатые передачи с двумя или несколькими неподвижными осями валов. Связи между механизмами устанавливаются жестким соединением их звеньев. Для исследуемого класса распределителей пригодны структуры дифференциала D , содержащие не более двух планетарных механизмов.

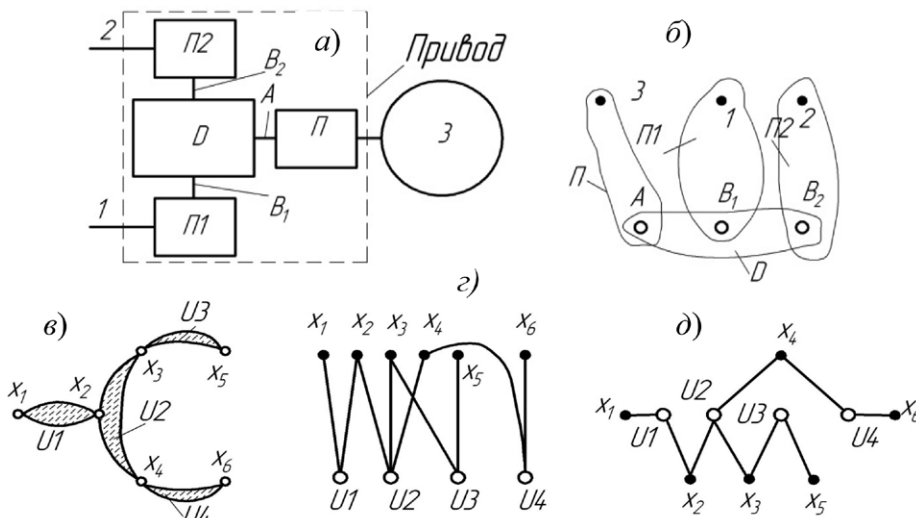


Рис. 2. Представления структуры распределительного механизма
 а — обобщенная структурная схема;
 б, в — гиперграф с вершинами-звеньями; г — двудольный граф;
 д — вариант укладки двудольного графа на плоскости

Распределитель содержит три подвижных рабочих звена — ведущее звено A и ведомые звенья 1 и 2 . При двух планетарных механизмах всевозможные исходные структурные цепи, отвечающие уравнению (1), представлены на рис. 3 и различаются числом степеней свободы. Структурные цепи по схеме рис. 3 а, б, имеют две степени свободы, а схема рис. 3, в — три степени свободы и четыре свободных звена. Вводя в цепи по схеме рис. 3, а, б обозначения ведущего A , ведомых B_1 и B_2 при $W = 2$ семи возможными способами, получаем все множество структурных схем

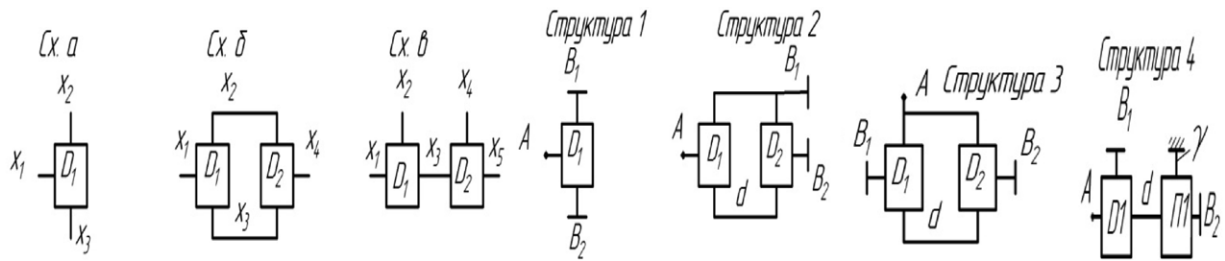


Рис. 3. Образование структур дифференциала D распределителя

дифференциала D (структуры 1, 2, 3 на рис. 3). Поступая аналогично со схемой рис. 3, в, и вводя одно опорное звено g , получаем структуру 4 распределителя. Заметим, что структуру 4 можно рассматривать и как образование, полученное присоединением к структуре 1 дополнительной передачи III. Все полученные структуры можно представить в виде одной обобщенной структурной схемы (см., например, рис. 2, а), в которой для общности решения к звеньям A, B_1, B_2 присоединены дополнительные передачи.

Общие свойства распределителя. Пусть M_A, M_1, M_2 — вращающие моменты, действующие извне на звенья $A, 1$ и 2 (рис. 2, а). Распределитель (если не учитывать трение) должен создавать в общем случае при равномерном движении между этими моментами соотношения

$$M_2 = RM_1 \text{ и } M_1 = i_{p1} M_A, \quad (2)$$

где i_{p1} — некоторое наперед заданное число, которое может быть как положительным, так и отрицательным; при этом отношения скоростей вращения валов должны удовлетворять заданному отношению

$$S = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad (3)$$

где R и S — параметры распределения соответственно моментов и скоростей между валами распределителя, значения которых определяются условиями работы машины.

В случае пренебрежения потерями, что вполне допустимо на стадии проектирования, для дифференциальной передачи, используя принцип возможных перемещений, можно написать уравнение мощностей

$$M_A \omega_A + M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = 0.$$

С учетом равенств (2), (3) это уравнение представим в виде

$$M(\omega_A + i_{p1} \omega_1 + RS i_{p1} \omega_1) = 0.$$

Имея в виду, что $M_A \neq 0$, получим, заменяя обозначение ω на n , искомую зависимость между скоростями подвижных рабочих звеньев распределителя

$$n_A = -i_{p1}(n_1 + RS n_1). \quad (4)$$

Отражая в верхней части символа i_{A1} условия, при которых происходит работа распределителя, из уравнения (4) получаем связь

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

Частота вращения валов определяется условиями работы машины и может быть задана непосредственно или в виде их отношения. В этом случае передаточные отношения распределителя i_{p1} и i_{p2} определяются следующим образом:

$$i_{p1} = -\frac{i_{A1}^{(S n_1 = n_2)}}{1 + RS}; \quad i_{p2} = R i_{p1}.$$

Особенно часто в рассматриваемых областях промышленности встречаются механизмы, имеющие при одном ведущем звене два ведомых звена и создающие на них равные между собой вращающие моменты, причем при одинаковом направлении вращения выходных валов $n_{B_1} = n_{B_2}$: $S = 1, R = 1$; при противоположном направлении вращения выходных валов $n_{B_1} = -n_{B_2}$: $S = -1, R = -1$. В обоих случаях $RS = 1$ и представляет собой параметр распределения мощностей. В СЭУ по данным работы [10] из-за различия в условиях обтекания гребных винтов ВПВ выдерживают $R = -(1 \dots 1,3)$. Поскольку работа распределителя в отмеченных случаях происходит при равном распределении мощностей $RS \approx 1$, то *передаточное отношение каждой редукторной ветви* (значения частот вращения выходных валов при этом оказываются близкими $n_1 \approx n_2$):

$$i_{p1} = i_{p2} = i_p = 0,5i_{A1}^{(n_1 \approx n_2)} \quad (5)$$

будет в два раза меньше общего передаточного отношения распределителя. Частота вращения звеньев дифференциала, структурные схемы которого показаны на рис. 3, связаны уравнением кинематики

$$n_A = i_{AB_1}^{B_2} n_{B_1} + (1 - i_{AB_1}^{B_2}) n_{B_2}. \quad (6)$$

Определение параметров структурной схемы. Если в качестве распределителя использовать *структуру 1* или *структуру 4*, содержащие один дифференциальный механизм $2k - h$ типа A , то, в связи с конструктивными ограничениями передаточного отношения данного механизма, число $|i_p|$ желательнее назначать не больше 9. Вообще говоря, в технике приводов, использующих планетарные механизмы $2k - h$ типа A , конструктивный параметр p назначают $1,5 \leq p = \frac{z_b}{z_a} = -i_{ab}^h \leq 11$,

где i_{ab}^h — передаточное отношение от звена a к звену b в движении относительно водила h ; z_a, z_b — число зубьев центральных колес a и b . Однако по конструктивным причинам, связанным, в частности, с недостаточным диаметром оси сателлита, используемой для его опоры при малых p , или с пониженной крутильной жесткостью центрального колеса a , при высоких значениях p , сужают интервал конструктивного параметра до значений $2 \leq p \leq 8$. Заметим, что при конструировании значение p может быть подчинено дополнительным компоновочным требованиям: например, если через внутреннее отверстие центрального колеса a должен проходить вал соседней ступени, то параметр p ограничивают значением $p \leq 3$ [4]. Таким образом, общее передаточное отношение распределителя можно назначать до значения $2|i_p| = 2(p + 1) \leq 18$.

С другой стороны, из условия равновесия дифференциала $M_A + M_{B_1} + M_{B_2} = 0$ следует, что вращающие моменты на его выходных валах не могут быть равными и различаются на величину вращающего момента на входном валу. Поэтому равенство $|R| = 1 \dots 1,3$ можно обеспечить, вводя в одну из ветвей дифференциала дополнительную передачу (см., например, структуру 4). Поскольку $M_{B_1} = -M_A i_{AB_1}^d$, $M_{B_2} = -M_A i_{Ad}^{B_1} i_{dB_2}^\gamma$ передаточное отношение $i_{dB_2}^\gamma$ передачи III с учетом (2) определится из равенства

$$i_{dB_2}^\gamma = -\frac{Ri_{AB_1}^d}{1 - i_{AB_1}^d}.$$

Пример расчета. В механизме передвижения специального мостового трехбалочного магнитно-грейферного крана для Новолипецкого металлургического комбината была задана частота вращения двигателя, равная 710 об/мин и ходового колеса 45 об/мин. Расположение двух приводных валов в тележке несоосное.

Принимая $n_A = 710$ об/мин, $n_1 = 45$ об/мин, находим $i_{A1}^{(S_{n_1 \approx n_2})} = 710 / 45 \approx 16$. Тогда передаточное отношение $i_p = 0,5i_{A1}^{(n_1 \approx n_2)} = 0,5 \cdot 16 = 8$, которое, на основании сказанного, реализовано в дифференциале, состоящем из одного однорядного механизма типа $2k - h$. Заменяя в рассмотренном примере символы A, B_1, B_2 соответственно на символы a, h, b передаточное отношение передачи III определится при $R = 1$ отношением $i_{dB_2} = \frac{1+p}{p}$ и будет, при $p = i_p - 1 = 7$, равным $i_{dB_2} = \frac{8}{7}$. Это передаточное отношение получаем в передаче III с неподвижными осями. Передача III структуры 4 должна содержать нечетное число зацеплений, чтобы обеспечить валам B_1 и B_2 вращение в одном направлении, так как водило B_1 и эпицикл d на основании (6) вращаются в разных направлениях.

Конструкция распределителя создана с применением плавающих звеньев [22] – [24]. Применение химико-термических обработок анализировалось по результатам работ [25], [26].

Для создания распределителей с большими значениями $2|i_p|$ следует либо вводить в схему дополнительные передачи (рис. 2, а), либо переходить к схемам с двумя однорядными механизмами типа $2k - h$. В случае установки перед дифференциалом дополнительной передачи II (рис. 2, а) следует проектировать систему с параметрами распределителя до передачи II .

В заключение отметим следующее.

В работе дается литературный обзор схемно-конструктивных решений распределительных механизмов с двумя степенями свободы, нашедших применение в крановых и судовых механизмах и позволяющих не только уменьшить размеры и общую массу привода и сопряженных с ним узлов, но и существенно расширить их функциональные свойства. В конструктивном отношении распределитель моментов дает более рациональную компоновку привода, сложность которого во многом определяется расположением приводных валов, приводящих к необходимости введения в механизм дополнительных передач. Поэтому разработчику еще на начальной стадии создания проекта следует учитывать и формировать компоновочные условия.

В статье методом инверсии получен список всевозможных структур распределителя. Сформулированы их общие свойства с применением безразмерных силовых и скоростных параметров, определяемых условиями работы машины. Общие свойства в сочетании со списком всевозможных структур образуют метод формирования схемно-компоновочных решений распределителей. Приведен пример, иллюстрирующий метод синтеза распределителя применительно к механизму передвижения мостового крана большой грузоподъемности.

Показана возможность представления структур на основе двудольных графов. Использование двудольных графов в процессе проектирования позволит перевести задачу с предметного языка на язык прикладной математики. Данная задача требует дальнейшей разработки и создания топологического метода синтеза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1987. — 560 с.
2. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. — М.: Транспорт, 1986. — 256 с.
3. Андрианов Е. Н. Резервы грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Труды Междунар. науч.-техн. конф. — СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2006.
4. Патент ФРГ №1 406 242 В 66 с. 35b, 1/22, от 26.03.70.
5. Пертен Ю. А. Крутонаклонные конвейеры / Ю. А. Пертен. — Л.: Машиностроение, 1977. — 216 с.
6. Пыж О. А. Редукторы судовых турбоагрегатов / О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец, Р. Р. Гальпер. — Л.: Судостроение, 1975. — 272 с.
7. ЦКБ «Черноморсудопроект» — Бюл. 9, 1993. Заявка SU 1801095 АЗ кл. В 63 Н 23/28, 5/10.
8. Иванов А. Н. Выбор схем планетарных реверсивных редукторов и редукторов привода соосных гребных винтов противоположного вращения / А. Н. Иванов, Ю. А. Державец, А. Л. Филипенков // Труды XXV науч.-техн. конференции: сб. науч. тр. — Ч. 1. — Л.: Изд-во ЛИВТа, 1971. — С. 265–271.
9. Япония. The Motor ship. March 1989. Заявка № 59-8595 кл. В63 Н 23/28, опубл.1984.
10. Budd W. I. Main reduction gears for contra-rotation / W. I. Budd // Marine Technology. — 1969. — Vol. 6. — № 4. — Pp. 440–448.
11. Остяков Ю. А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин / Ю. А. Остяков, И. В. Шевченко. — СПб.: Лань, 2013. — 336 с.
12. Кирдяшев Ю. Н. Проектирование сложных зубчатых механизмов / Ю. Н. Кирдяшев, А. . Иванов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 352 с.
13. Коловский М. З. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / М. З. Коловский, А. Н. Евграфов [и др.]. — 2-е изд., испр. — М.: Изд. центр «Академия», 2008. — 560 с.

14. Крейнес М. А. Зубчатые механизмы. Математические основы выбора оптимальных схем / М. А. Крейнес, М. С. Розовский. — М.: Изд-во МГУ, 1965. — 336 с.
15. Gears for contra-rotating propellers // Marine Engineer and Naval Architect. — 1971. — Vol. 94. — №. 1138. — Pp. 42.
16. Jung I. Swedish research on contra-rotating propellers / I. Jung // Marine Engineer and Naval Architect. — 1967. — Vol. 90. — №. 1101. — Pp. 530–533.
17. Волков Д. П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев. — М.: Машиностроение, 1968. — 272 с.
18. Бильдюк Н. А. Детали машин: учебник / Н. А. Бильдюк, С. И. Каратушин, А. Л. Филипенков [и др.]. — СПб.: Политехника, 2015. — 695 с.
19. Сушков Ю. А. Графы зубчатых механизмов / Ю. А. Сушков. — Л.: Машиностроение, 1983. — 216 с.
20. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Ю. А. Державец [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
21. Барышников С. О. Обзор методов представления структуры зубчатых механизмов / С. О. Барышников, А. Н. Иванов // Морской вестник. — 2011. — № 2. — С. 108–110.
22. Андриенко Л. А. Детали машин: учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич [и др.]. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 543 с.
23. Гаркунов Д. Н. Триботехника: учеб. пособие / Д. Н. Гаркунов, Э. Л. Мельников, В. С. Гаврилюк. — 2-е изд., стер. — М.: КНОРУС, 2013. — 408 с.
24. Кудрявцев В. Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков. — СПб.: Политехника, 1993. — 448 с.
25. Зинченко В. М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки / В. М. Зинченко. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. — 303 с.
26. Руденко С. П. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин / С. П. Руденко, А. Л. Валько. — Минск: Беларуская навука, 2014. — 126 с.

GENERAL DESIGN ISSUES OF COMPETITIVE SCHEMES OF DISTRIBUTION MECHANISMS OF THE CRANE AND SHIP DRIVES

The article discusses the drives containing the planetary differential mechanisms, which ensure the separation of the total power in one engine on two threads with a given ratio of torque and rotational speed of the output shafts. Such actuators machines allow not only to reduce the size and overall weight of the actuator and its associated nodes, and to significantly extend their functional properties. In General, the design of the dispenser must be addressed so that the designer, selecting a particular scheme, knew that he did not miss a simpler or more satisfying assignment scheme. That end the list of structures of the distributor was created and the dependences with the use of dimensionless power and speed parameters that determine their overall properties were obtained. The principles of design can be used to create special crane and ship machinery.

Keywords: the distributor point, structure, design, planetary gear, differential gear, the mechanism of movement, high-angle conveyors, screw propellers of opposite rotation.

REFERENCES

1. Krajnev, A. F. *Slovar-spravochnik po mehanizamam*. М.: Mashinostroenie, 1987.
2. Birjukov, I. V., A. I. Beljaev, and E. K. Rybnikov. *Tjagovye peredachi jelektropodvizhnogo sostava zheleznyh dorog*. М.: Transport, 1986.
3. Andrianov, E. N., A. N. Ivanov, and S. N. Fedotov. “Rezervy gruzopodemnyh mashin.” *Trudy Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii*. SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2006.
4. Federal Republic of Germany. Patent №1 406 242 B 66 c. 35b, 1/22. 26 March 1970.
5. Perten, Ju. A. *Krutonaklonnye konvejery*. L.: Mashinostroenie, 1977.
6. Pyzh, O. A., L. M. Garkavi, Ju. A. Derzhavec, and R. R. Galper. *Reduktory sudovyh turboagregatov*. L.: Sudostroenie, 1975.
7. СКВ «Chernomorsudoproekt», Bull. 9, 1993. Application SU 1801095 A3 cl. V 63 N 23/28, 5/10.

8. Ivanov, A. N., Ju. A. Derzhavec, and A. L. Filipenkov. "Vybor shem planetarnyh reversivnyh reduktorov i reduktorov privoda soosnyh grebnyh vintov protivopolozhnogo vrashhenija." *Trudy HHV nauchno-tekhnicheskoy konferencii: sbornik nauchnyh trudov. Ch. I.* L.: Izd-vo LIVTa, 1971: 265–271.
9. Japan. The Motor ship. Application № 59-8595 cl. B63 H 23/28, publ. 1984.
10. Budd, W. I. "Main reduction gears for contra-rotation." *Marine Technology* 6.4 (1969): 440–448.
11. Ostjakov, Ju. A., and I. V. Shevchenko. *Proektirovanie detalej i uzlov konkurentosposobnyh mashin.* SPb.: Izdatelstvo «Lan», 2013.
12. Kirdjashev, Ju. N., and A. N. Ivanov. *Proektirovanie slozhnyh zubchatyh mehanizmov.* L.: Mashinostroenie, 1973.
13. Kolovskij, M. Z., A. N. Evgrafov, et al. *Teorija mehanizmov i mashin: uchebn. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zavedenij. 2-e izd., ispr. M.: Izd. Centr «Akademija», 2008.*
14. Krejnes, M. A., and M. S. Rozovskij. *Zubchatye mehanizmy. Matematicheskie osnovy vybora optimalnyh shem.* M.: Izd. MGU, 1965.
15. "Gears for contra-rotating propellers." *Marine Engineer and Naval Architect* 94.1138 (1971): 42.
16. Jung, I. "Swedish research on contra-rotating propellers." *Marine Engineer and Naval Architect* 90.1101 (1967): 530–533.
17. Volkov, D. P., and A. F. Krajnev. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitelnyh i dorozhnyh mashin.* M.: Mashinostroenie, 1968.
18. Bildjuk, N. A., S. I. Karatushin, A. L. Filipenkov, et al. *Detali mashin: uchebnik.* SPb.: Politehnika, 2015.
19. Sushkov, Ju. A. *Grafy zubchatyh mehanizmov.* L.: Mashinostroenie, 1983.
20. Kudrjavcev, V. N., Ju. N. Kirdjashev, Ju. A. Derzhavec, E. G. Ginzburg, A. N. Ivanov, et al. *Planetarnye peredachi: Sprav.* L.: Mashinostroenie, 1977.
21. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. "Obzor metodov predstavlenija struktury zubchatyh mehanizmov." *Morskoy vestnik* 2 (2011): 108–110.
22. Andrienko, L. A., B. A. Bajkov, I. K. Ganulich, et al. *Detali mashin: ucheb. dlja vuzov.* M.: Izd-vo MGTU im. N. Je. Baumana, 2002.
23. Garkunov, D. N., Je. L. Melnikov, and V. S. Gavriljuk. *Tribotekhnika: uchebnoe posobie.* M.: KNORUS, 2013.
24. Kudrjavcev, V. N., I. S. Kuzmin, A. L. Filipenkov. *Raschet i proektirovanie zubchatyh reduktorov.* SPb.: Politehnika, 1993.
25. Zinchenko, V. M. *Inzhenerija poverhnosti zubchatyh koles metodami himiko-termicheskoy obrabotki.* M.: Izd-vo MGTU im. N. Je. Baumana, 2001.
26. Rudenko, S. P., and A. L. Valko. *Kontaktная ustalost zubchatyh koles transmissij jenergonasysyhennyh mashin.* Minsk: Belaruskaja navuka, 2014.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Андрианов Евгений Николаевич —
кандидат технических наук, профессор.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
fkt_pt@gumrf.ru
Иванов Анатолий Николаевич —
кандидат технических наук, доцент.
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
адмирала С. О. Макарова»
fkt_pt@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Andrianov Evgenij Nikolaevich —
PhD, professor.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
fkt_pt@gumrf.ru
Ivanov Anatolij Nikolaevich —
PhD, associate professor.
Admiral Makarov State University
of Maritime and Inland Shipping
fkt_pt@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 декабря 2015 г.