

УДК 62-768

А. С. С л ю с а р е в, А. С. Я б л о к о в

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРЕЙФЕРНОГО ПЛАВУЧЕГО КРАНА

Рассмотрены последствия явления присоса грейфера для плавучих кранов, используемых при подводной добыче. Приведено решение проблемы — включение в привод механизма подъема гидротрансформатора, а также сформулированы требования к характеристикам и конструкции такого гидротрансформатора.

E-mail: alex-vodnik@mail.ru

Ключевые слова: гидротрансформатор, насосное колесо, турбинное колесо, реакторное колесо, грейфер.

При подводной добыче плавучими кранами в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Механизм подъема и зачерпывания грейфера плавучего крана не отличается от механизма подъема портального крана, на котором при перегрузке сыпучих материалов в качестве грузозахватного органа также используется грейфер. Однако во время работы грейфера под водой при зачерпывании и подъеме водонасыщенного материала возникают дополнительные гидростатические силы “присоса”, фильтрации, гидростатики и вязкостного течения материала в грейфере, зависящие от скорости зачерпывания материала и отрыва грейфера, что приводит к нагрузкам в канатах механизма подъема и металлоконструкции крана. Этот эффект, возникающий в короткий промежуток времени, может превышать на 50 % допускаемые нагрузки на кран и является пиковым [1] (рис. 1).

В настоящее время 90 % плавучих кранов имеют срок эксплуатации от 15 лет и более, что делает проблематичным их использование при подводной добыче, так как их металлоконструкции изношены и не рассчитаны на подобные нагрузки (рис. 2).

Кроме того, пиковые нагрузки в механизме подъема отрицательно сказываются на работе дизель-генераторной установки, являющейся источником энергии на грейферных плавучих кранах. На плавучих кранах используются высокооборотные и среднеоборотные дизели с газотурбинным наддувом и без него. Известно, что отклонение частоты вращения вала дизель-генератора вызывают снижение КПД асинхронных двигателей, увеличение потерь мощности и как следствие перерасход топлива дизелем, снижение скоростей. Переходные процессы в генераторе и дизеле (рис. 3) имеют колебательный характер.

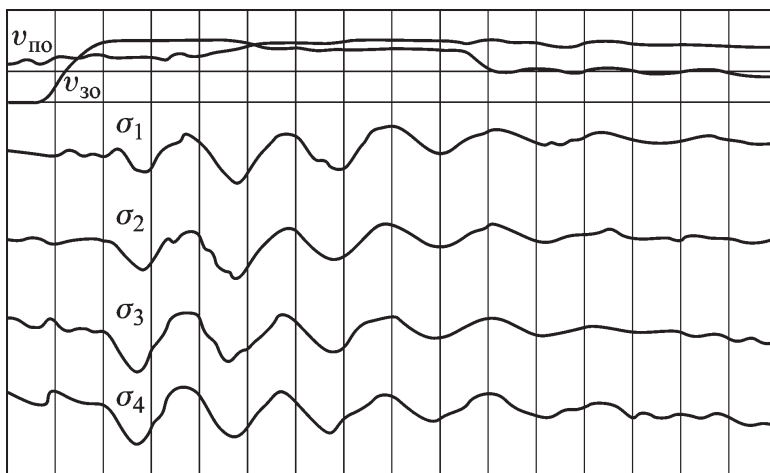


Рис. 1. Процессы в динамических системах крана КПЛ 16-30 при подъеме грузеного грейфера:

$v_{по}$ и $v_{зо}$ — скорости навивки каната поддерживающей и замыкающей лебедок; σ_1 , σ_2 , σ_3 , σ_4 — напряжения в элементах металлоконструкции

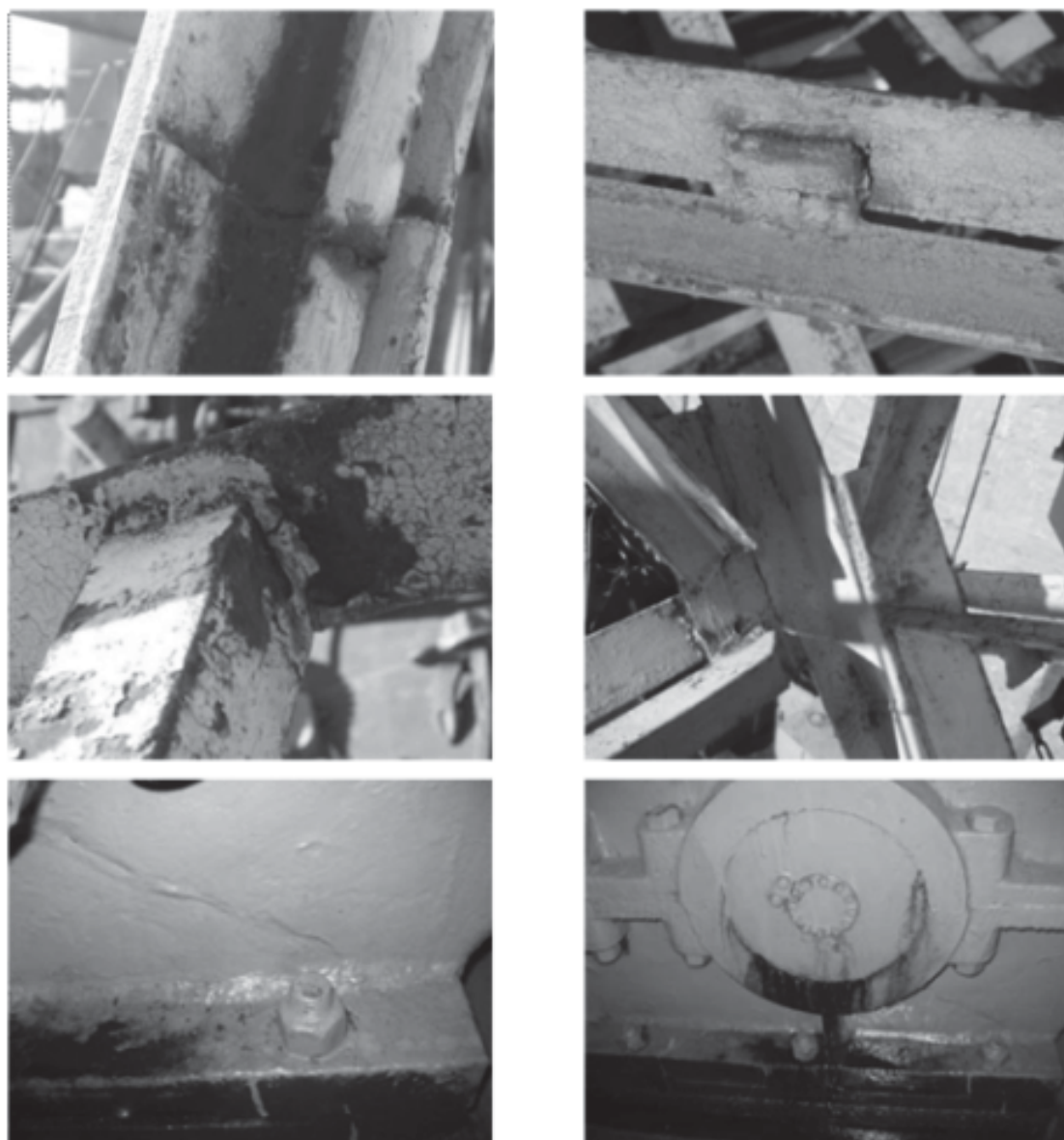


Рис. 2. Характерные дефекты металлоконструкции и механизмов плавучих кранов

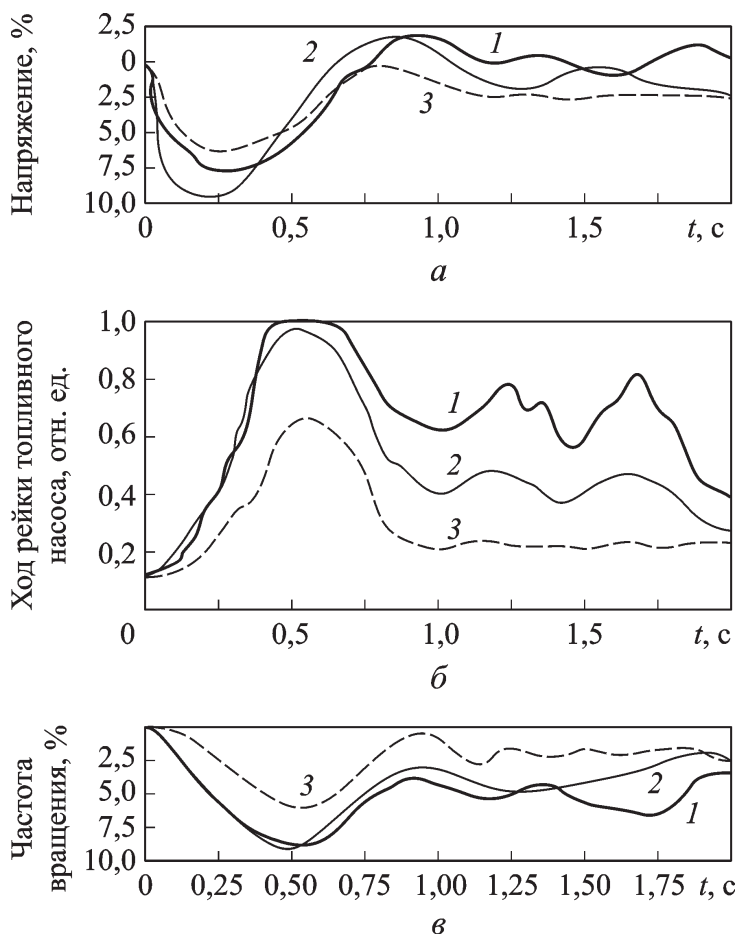


Рис. 3. Осциллограмма экспериментальных испытаний дизель-генераторной установки ДГР 300/750 на плавучем кране КПЛ 16-30:

1 — подъем груженого грейфера; 2 — подъем порожнего грейфера; 3 — начало зачерпывания

При испытаниях энергетических установок на базе дизелей без наддува (8Ч23/30) [2] было установлено (см. рис. 3), что при подъеме груженого грейфера “провалы” напряжения близки по значениям к изменениям частот вращения вала дизеля и составляют у кранов КПЛ 16-30 с электродвигателями МТВ713-10 20...25%, а у тех же с двигателями МТН613-10 8...10% номинальных значений.

Включение нагрузки на дизель-генератор не сопровождается мгновенным возрастанием крутящего момента дизеля, что обусловлено переходными процессами в системе подачи топлива. Движение рейки топливных насосов в переходных процессах начинается с некоторым запаздыванием (инерционность ее деталей, наличие люфтов и т.д.), и, кроме того, необходимо время на поступление и эффективное сжигание дополнительной порции топлива. Момент вращения дизеля нарастает до предельного значения в течение 0,4...0,5 с.

В результате обработки осциллограмм [2] установлено, что в течение часа при обычной эксплуатации крана проводится до 300–400 включений электродвигателей подъемных лебедок и продолжительность переходных процессов в энергетической установке от общего времени кранового цикла составляет 15...20%.

Таким образом, при пиковых нагрузках дизель-генераторная установка работает на низких оборотах, что ведет к снижению крутящего момента, повышенному потреблению топлива, общему износу поршневой группы. Впоследствии продолжительная эксплуатация дизель-генераторной установки в нестабильном режиме с периодическим падением частоты, мощности и крутящего момента приводит к незапланированному дорогостоящему капитальному ремонту.

Пиковые нагрузки возникают из-за физических процессов, происходящих при зачерпывании водонасыщенного материала под водой, таких как фильтрация воды через поры материала при его сжатии в момент схождения челюстей грейфера, поступление воды под днище грейфера для компенсации присоса грейфера из-за гидростатического давления столба жидкости.

Гидротрансформатор позволяет автоматически регулировать скорости подъема и замыкания грейфера путем создания обратной связи между нагрузкой на канатах и скоростями зачерпывания и подъема грейфера. Он позволяет увеличивать в 3,5 раза передаточное отношение от двигателя к редуктору и соответственно увеличивать крутящий момент на валу редуктора, что и обеспечивает преодоление эффекта пиковых нагрузок. Кроме того, он является средством, предохраняющим привод от любых перегрузок, так как крутящий момент в нем передается через жидкость, а не через жесткую кинематическую связь.

Как показали исследования [3], несмотря на некоторое снижение КПД привода вследствие возникновения дополнительных потерь в гидротрансформаторе, обеспечивается рост производительности при приемлемой стоимости гидротрансформатора, соизмеримой со стоимостью среднего ремонта механизма подъема. Средняя стоимость гидротрансформатора составляет 30 тыс. руб., что приближается к стоимости среднего ремонта плавучего крана. Установлено также, что благодаря высоким защитным свойствам, надежность электродвигателя повышается в 1,4–1,5 раза, а долговечность редуктора и элементов механической передачи — в 2 раза.

Анализ свойств и характеристик существующих гидротрансформаторов [3, 4] позволяет сформулировать следующие требования к ним для установки в механизме подъема плавучего крана:

1. Гидротрансформатор, обладая высоким быстродействием, должен иметь соответствующие демпфирующие свойства, позволяющие избежать действия высокочастотных колебаний в канатах механизма подъема на работу привода.

2. Гидротрансформатор должен обеспечивать работу электродвигателя привода в оптимальных режимах, не переходя в режимы, на которых вся подводимая мощность расходуется на “мятие” жидкости. Таким требованиям отвечают полностью “непрозрачные” гидротрансформаторы [3, 5, 6], но создание гидротрансформаторов данного типа

проблематично [6, 7], поэтому целесообразно применять гидротрансформаторы с малой степенью прозрачности, в пределах $1,0 \dots 1,1$ в основной рабочей зоне.

Прозрачность — это свойство насосного колеса изменять крутящий момент при изменении передаточного отношения гидротрансформатора. Если с изменением передаточного отношения крутящий момент на насосном колесе остается постоянным, то гидротрансформатор называется непрозрачным.

3. Гидротрансформатор должен преобразовывать крутящий момент в приводе в полном диапазоне рабочей нагрузки. Для плавучего крана максимальное значение коэффициента трансформации должно лежать в пределах $1,4 \dots 1,6$ [1]. В пределах указанных значений максимального коэффициента трансформации и принятой степени прозрачности целесообразно применять одноступенчатый гидротрансформатор простой конструкции [4, 6, 8].

4. Гидротрансформатор должен иметь устройство блокировки, в целях обеспечения работы привода с постоянными низкими скоростями, т.е. муфту свободного хода.

5. При создании привода механизма подъема с гидротрансформатором необходимо совмещать исходные характеристики асинхронного электродвигателя и гидротрансформатора, что осуществляется совмещением номинального момента электродвигателя с зоной максимального КПД гидротрансформатора. В этом случае преобразующие свойства гидротрансформатора используются при всех режимах работы привода с реализацией положительных качеств применительно к подводной добыче.

На основе сформулированных требований необходимо подобрать параметры гидротрансформатора механизма подъема плавучего крана.

Оптимальным является одноступенчатый гидротрансформатор сравнительно простой конструкции и наиболее дешевый в производстве.

Характеристики гидротрансформаторов определяются зависимостями: $K = f(i)$; $\eta = f(i)$; $\lambda_1 = f(i)$, где K — коэффициент трансформации (силовое передаточное число); η — КПД; λ_1 — коэффициент момента ведущего вала (характеризует свойства передачи нагрывать двигатель); i — передаточное отношение.

Указанные характеристики зависят от параметров круга циркуляции и углов наклона лопаток в колесах (насосном, турбинном, реакторном).

В качестве оценочных параметров, характеризующих нагрузочные свойства, используются величины $\lambda_{1\max}$, λ_{10} , λ_{1m} , Π_1 , Π_2 , а для определения преобразующих свойств гидротрансформаторов используются

величины K_0 , η^* , i^* , K^* [8], где $\lambda_{1\max}$ — максимальное значение коэффициента момента ведущего вала; λ_{10} — коэффициент момента ведущего вала, соответствующий максимальному значению коэффициента трансформации; λ_{1m} — минимальное значение коэффициента момента ведущего вала; Π_1 и Π_2 — прозрачность на участке, соответствующем максимальному и минимальному значениям КПД; K_0 — максимальное значение коэффициента трансформации; η^* — максимальное значение КПД гидротрансформатора; i^* — передаточное отношение, соответствующее максимальному значению КПД; K^* — коэффициент трансформации при передаточном отношении, соответствующем максимальному значению КПД; i_p — минимальное значение передаточного отношения в рабочей зоне; K_p — значение передаточного отношения, соответствующее минимальному передаточному отношению в рабочей зоне; η_p — значение КПД, соответствующее минимальному передаточному отношению в рабочей зоне.

На рис. 4 приведены зависимости основных характеристик при изменении передаточного отношения.

Указанные свойства зависят от конструкции одноступенчатых гидротрансформаторов. На рис. 5 показаны основные типы одноступенчатых гидротрансформаторов, отличающихся расположением турбинного колеса. В зависимости от расположения турбинного колеса различают гидротрансформаторы с центростремительной (а), осевой (б) и центробежной (в) турбинами (рис. 5).

Типичные зависимости, характеризующие преобразующие свойства одноступенчатых гидротрансформаторов с различными типами турбинных колес, показаны на рис. 6.

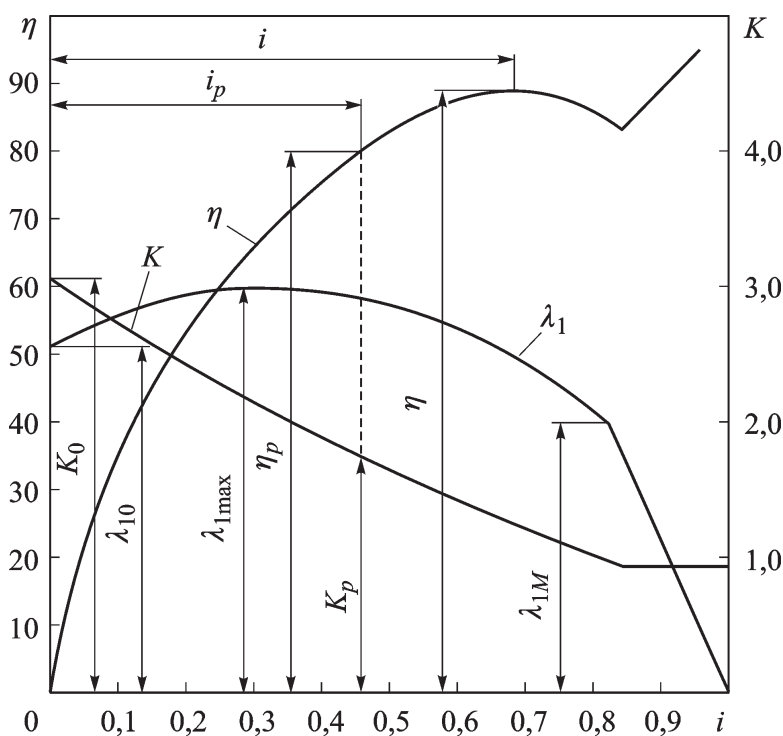


Рис. 4. Характеристика гидротрансформатора и его основные параметры

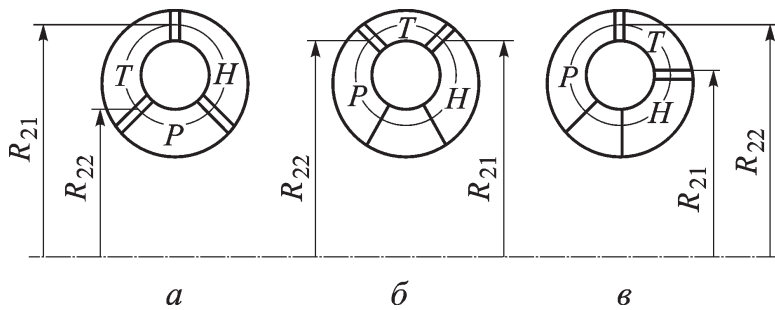


Рис. 5. Типы кругов циркуляции одноступенчатых гидротрансформаторов:
 R_{21} и R_{22} — усредненный радиус на входе и выходе из турбинного колеса

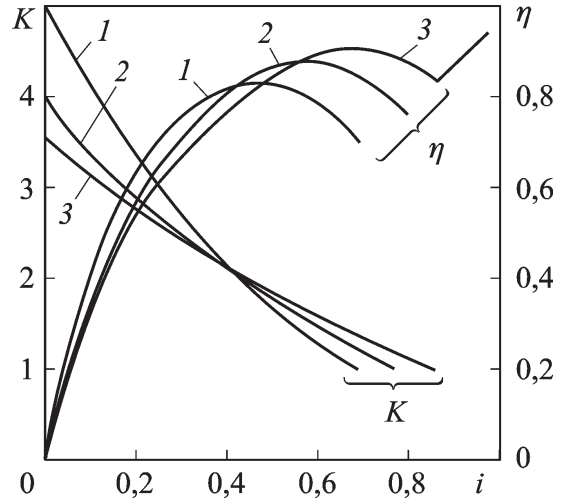


Рис. 6. Преобразующие свойства одноступенчатых гидротрансформаторов:

1, 2, 3 — гидротрансформатор с центробежной, осевой, центростремительной турбиной соответственно

Основное требование к гидротрансформатору — высокий КПД в рабочей зоне. Это требование наиболее полно можно реализовать в комплексных гидротрансформаторах (с центростремительной турбиной и симметричным расположением насосного и турбинного колес (см. рис. 5, а). Кроме того, в гидротрансформаторах с центростремительной турбиной при установке в колесах реактора муфт свободного хода реализуется эффективная работа в режиме гидромуфты. Отмеченное свойство обусловлено тем, что в гидротрансформаторах указанного типа выход рабочей жидкости из насосного колеса располагается на большем диаметре круга ее циркуляции.

В гидротрансформаторах такого типа можно получить как прозрачную, так и малопрозрачную нагрузочную характеристику. Для механизма подъема желательно иметь малопрозрачную характеристику, что достигается соответствующим выбором формы круга циркуляции и углов наклона лопаток в рабочих колесах.

Приведенный анализ требований к характеристикам и конструкции гидротрансформаторов для привода механизма подъема плавучих кранов, отвечающих условиям и нагрузкам, позволяет сделать вывод, что им наиболее соответствует гидротрансформатор комплексного типа с центростремительной турбиной.

На данный привод механизма подъема, разработанный авторами на кафедре подъемно-транспортных машин Волжской государственной академии водного транспорта, получен патент на полезную модель

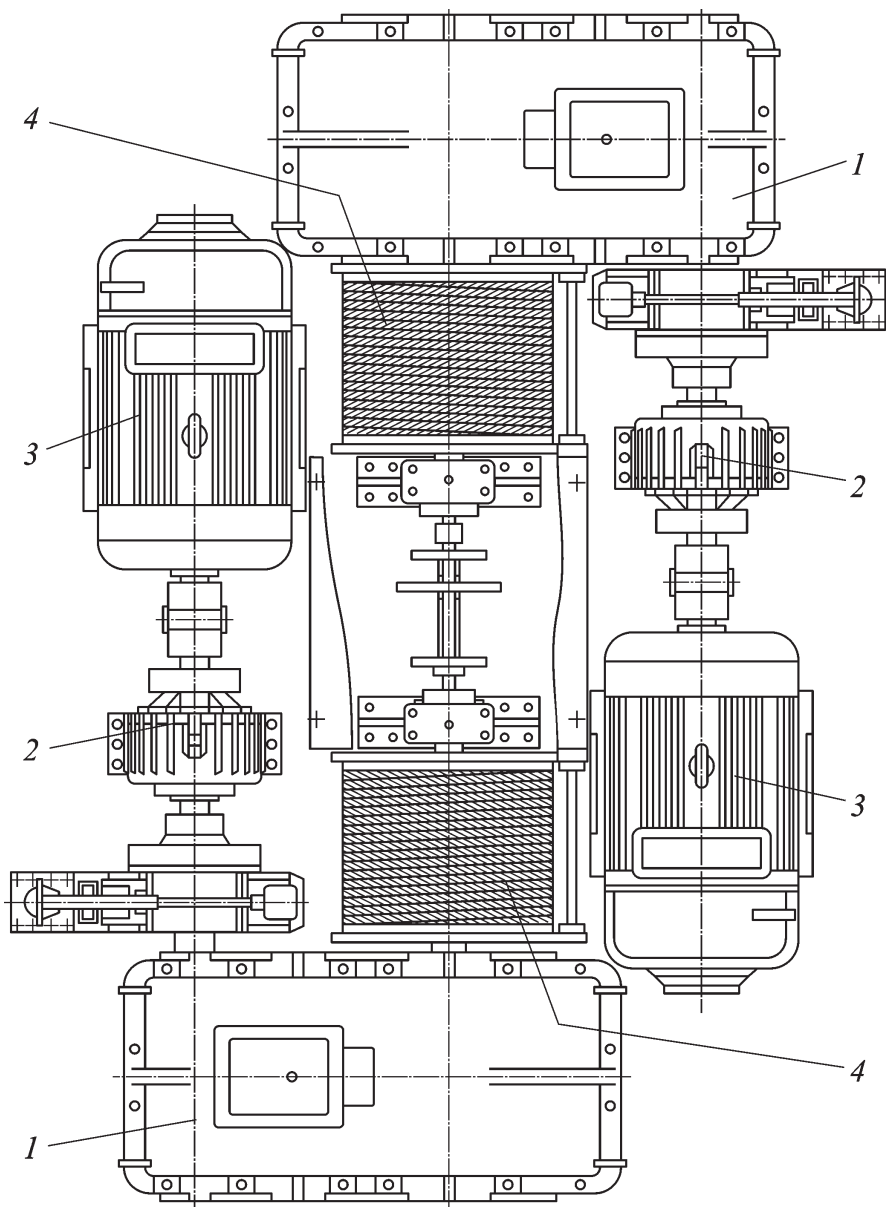


Рис. 7. Общий вид механизма подъема с гидротрансформатором:

1 – редуктор; 2 – гидротрансформатор; 3 – электродвигатель; 4 – канатный барабан

№ 91999 (рис. 7); ведутся также работы по дальнейшей разработке и внедрению данного привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Н и к и т а е в И. В. Судовые энергетические грейферные установки для добычи рудных материалов на континентальном шельфе. – Нижний Новгород: ВГАВТ, 2000. – 26 с.
2. Н е с т е р о в Л. Н. Оптимизация нагрузочного режима энергетической установки грейферного плавкрана. – Горький: ГИИВТ, 1985. – 251 с.
3. А н о х и н В. И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных тракторах. – М.: Машиностроение, 1972. – 304 с.
4. А н о х и н В. И. О выборе основных параметров гидротрансформатора для гидромеханической трансмиссии скоростного гусеничного сельскохозяйственного трактора // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 10. – С. 11–15.
5. К о ч к а р е в А. Я. Гидродинамические передачи. – Л.: Машиностроение, 1971. – 336 с.
6. Н а р б у т А. Н. Гидротрансформаторы. – М.: Машиностроение, 1966. – 218 с.

7. Т р у с о в С. М. Автомобильные гидротрансформаторы. – М.: Машиностроение, 1977. – 211 с.
8. А н и с и м о в В. Б. Гидротрансформаторы для строительных и дорожных машин. – М.: Стройиздат, 1967. – 42 с.

Статья поступила в редакцию 21.03.2011

Анатолий Сидорович Слюсарев родился в 1940 г., окончил Горьковский политехнический институт в 1963 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Прикладная механика и подъемно-транспортные машины” Волжская государственной академии водного транспорта. Автор 138 научных работ в области дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин.

A.S. Slyusarev (b. 1940) graduated from the Gor’kii Polytechnic Institute in 1963. D. Sc. (Eng.), professor of “Applied Mechanics and Hoisting-Transport Machines” department of the Volga State Academy of Water Transport. Author of 138 publications in the field of the road, construction, and hoisting-transport machines.

Александр Сергеевич Яблоков родился в 1987 г., окончил Волжскую государственную академию водного транспорта в 2009 г. Ведущий инженер, аспирант Волжской государственной академии водного транспорта. Автор шести научных работ в области подъемно-транспортного оборудования.

A.S. Yablokov (b. 1987) graduated from the Volga State Academy of Water Transport in 2009. Leading engineer, post-graduate of the Volga State Academy of Water Transport. Author of 6 publications in the field of hoisting-transport equipment.