

родный научно-промышленный форум «Великие реки' 2009»: Труды конгресса. Том 2. – Н. Новгород: Изд-во НГСУ, 2010. – С. 239–242.

[5] Тарнопольская Т.И., Сидорова О.В. К исследованию устойчивости движения автомобиля с упругими связями// «Вестник ВГАВТ». – Н. Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «НГАВТ», 2011. – С. 192–196.

**А.С. Яблоков**  
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

## УВЕЛИЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПЛАВУЧИХ КРАНОВ ПРИ ПОДВОДНОЙ ДОБЫЧЕ МИНЕРАЛЬНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ ГРУЗОВ

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 также в качестве грузозахватного органа используется грейфер. Однако при работе грейфера в водонасыщенном материале под водой при его зачерпывании и подъеме 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 краткий промежуток времени, может превышать на 50% допускаемые нагрузки на кран и является «пиковым» [1] (рис. 1).



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

$V_{10}$  – скорость навивки каната поддерживающей лебедки

$V_{30}$  – скорость навивки каната замыкающей лебедки

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4$  – напряжения в элементах металлоконструкции

Согласно статистике ООО «Нижегородский центр технической диагностики» 98% плавучих кранов отработали нормативный срок эксплуатации, что делает проблематичным их использование при подводной добыче, так как их металлоконструкции изношены и не рассчитаны на подобные нагрузки.

Кроме того, пиковые нагрузки в механизме подъема отрицательно сказываются на работе дизель-генераторной установки, обеспечивающей электроснабжение на плавучих кранах. В качестве судовых энергетических установок используются высокооборотные и среднеоборотные дизели с газотурбинным наддувом и без него. Известно, что отклонение частоты вращения вала дизельгенератора вызывают снижение к.п.д. асинхронных двигателей, увеличение потерь мощности и вытекающей отсюда перерасход топлива дизелем, снижение скоростей. Переходные процессы в генераторе и дизеле (рис. 2) имеют колебательный характер.

При испытаниях энергетических установок на базе дизелей без наддува (8Ч 23/30) [2] было установлено (рис. 2), что при подъеме груженого грейфера провалы напряжения близки по величинам к изменениям частот вращения вала дизеля и составляют у кранов КПЛ 16-30 с электродвигателями МТВ713-10 20–25%, у кранов КПЛ 16-30 с двигателями МТН613-10 8–10% от номинальных значений.

Включение нагрузки на дизель-генератор не сопровождается мгновенным возрастанием движущего 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 производится до 300–400 включений электродвигателей подъемных лебедок и продолжительность переходных процессов в энергетической установке от общего времени кранового цикла 15–20%.

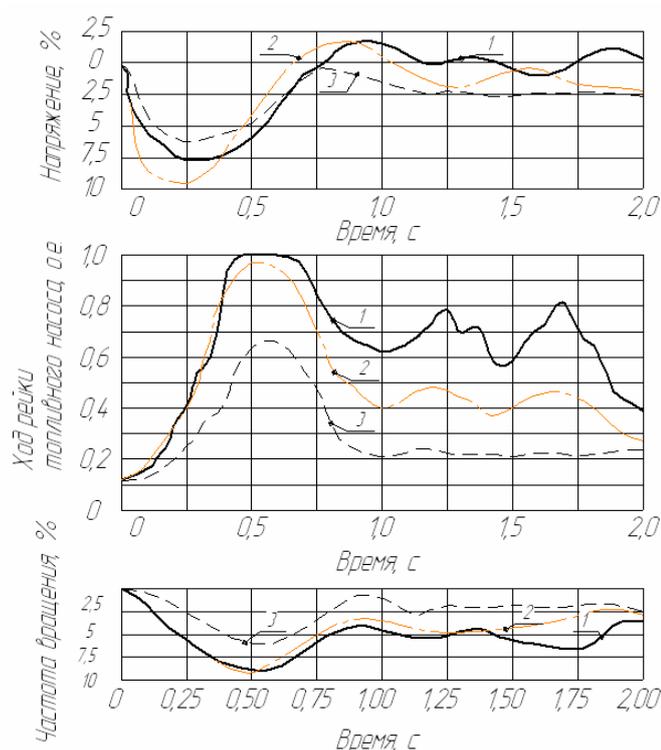


Рис. 2. Осциллограмма экспериментальных испытаний дизель-генераторной установки ДГР 300/750 на плавучем кране КПЛ 16-30.

1 – подъем груженого грейфера; 2 – подъем порожнего грейфера; 3 – начало зачерпывания.

Таким образом, пиковые нагрузки ведут к работе дизель-генераторной установки на низких оборотах, что ведет к снижению крутящего момента, повышенному потреблению топлива, общему износу поршневой группы. В последствии, 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: 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 скорость подъема и замыкания грейфера путем создания обратной связи между нагрузкой на канатах и скоростями зачерпывания и подъема грейфера. Они позволяют гладко менять передаточное отношение от двигателя к редуктору в 3,5 раза в сторону увеличения и соответственно увеличивая крутящий момент на валу редуктора, что и позволяет преодолевать эффект «пиковых» нагрузок. Кроме того, является средством, предохраняющим привод от любых перегрузок, так как передача крутящего момента в нем осуществляется через жидкость, а не через жесткую кинематическую связь.

Как показали исследования [3], несмотря на некоторое снижение к.п.д. привода вследствие возникновения дополнительных потерь в гидротрансформаторе, обеспечивается рост производительности при приемлемой стоимости гидротрансформатора, соизмеримая со стоимостью среднего ремонта механизма подъема. Средняя стоимость гидротрансформатора составляет тридцать тысяч рублей. Установлено также, что благодаря высоким защитным свойствам, надежность электродвигателя повышается в 1,4–1,5 раза, а долговечность редуктора и элементов механической передачи в 2,0 раза.

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

1. Гидротрансформатор, обладая высоким быстродействием, должен иметь соответствующие демпфирующие свойства, позволяющие избежать действие на его работу высоких частотных колебаний в канатах механизма подъема.

2. Гидротрансформатор должен обеспечивать работу электродвигателя привода в оптимальных режимах, не переходя в режимы, когда вся подводимая мощность расходуется на «мятие» жидкости. Таким требования отвечают полностью «непрозрачные» гидротрансформаторы [3, 5, 6], но создание гидротрансформаторов данного типа проблематично [6, 8], поэтому целесообразно применять гидротрансформаторы с малой степенью «прозрачности», в пределах 1,0...1,1 в основной рабочей зоне.

Прозрачность – свойство насосного колеса изменять величину крутящего момента 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...1,6 [1]. В пределах указанных значений максимального коэффициента трансформации и принятой степени прозрачности целесообразно применение одноступенчатого гидротрансформатора, обладающего наибольшей простотой конструкции [4, 6, 7].

4. Гидротрансформатор должен иметь устройство для блокировки, с целью обеспечения работы привода с постоянными низкими скоростями, то есть иметь муфту свободного хода.

5. При создании привода механизма подъема с гидротрансформатором необходи-

мо совмещать исходные характеристики асинхронного электродвигателя и гидротрансформатора, что осуществляется совмещением номинального момента электродвигателя с зоной максимального к.п.д. гидротрансформатора. В этом случае преобразующие свойства гидротрансформатора используются при всех режимах работы привода с реализацией положительных качеств, применительно к подводной добыче.

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

Оптимальным является одноступенчатый гидротрансформатор, отличающийся сравнительно простой конструкцией 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);

$\eta$  – коэффициент полезного действия;

$\lambda_1$  – коэффициент момента ведущего вала (характеризует свойства передачи нагрузки двигатель);

$i$  – передаточное отношение.

Особенность изменения указанных характеристик определяются параметрами круга циркуляции и углами наклона лопаток в колесах (насосное, турбинное, реакторное).

В качестве оценочных параметров, характеризующих нагрузочные свойства, используются величины –  $\lambda_{1\max}$ ,  $\lambda_{10}$ ,  $\lambda_{1\min}$ ,  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$ , а для определения преобразующие свойств гидротрансформаторов, используются величины  $K_0$ ,  $\eta^*$ ,  $i^*$ ,  $K^*$  [7], где

$\lambda_{1\max}$  – максимальное значение коэффициента момента ведущего вала;

$\lambda_{10}$  – коэффициент момента ведущего вала, соответствующий максимальному значению коэффициента трансформации;

$\lambda_{1\min}$  – минимальное значение коэффициента момента ведущего вала;

$\Pi_1$  – величина прозрачности на участке, соответствующему максимальному значению к.п.д.;

$\Pi_2$  – величина прозрачности на участке, соответствующему минимальному значению к.п.д. в рабочей зоне;

$K_0$  – максимальное значение коэффициента трансформации;

$\eta^*$  – максимальное значение к.п.д. гидротрансформатора;

$i^*$  – передаточное отношение, соответствующее максимальному значению к.п.д.;

$K^*$  – величина коэффициента трансформации при передаточном отношении, соответствующему максимальному значению к.п.д.;

$i_p$  – минимальное значение передаточного отношения в рабочей зоне;

$K_p$  – значение передаточного отношения, соответствующее минимальному передаточному отношению в рабочей зоне;

$\eta_p$  – значение к.п.д. соответствующее минимальному передаточному отношению в рабочей зоне.

На рис. 3 отображены зависимости основных характеристик при изменении передаточного отношения:

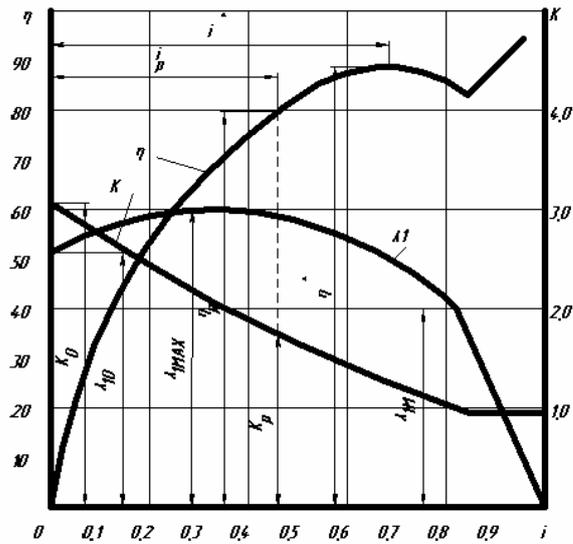


Рис. 3. Характеристика гидротрансформатора и его основные параметры

Указанные свойства зависят от конструкции одноступенчатых гидротрансформаторов. На рис. 4 показаны основные типы одноступенчатых гидротрансформаторов, отличающихся расположением турбинного колеса.

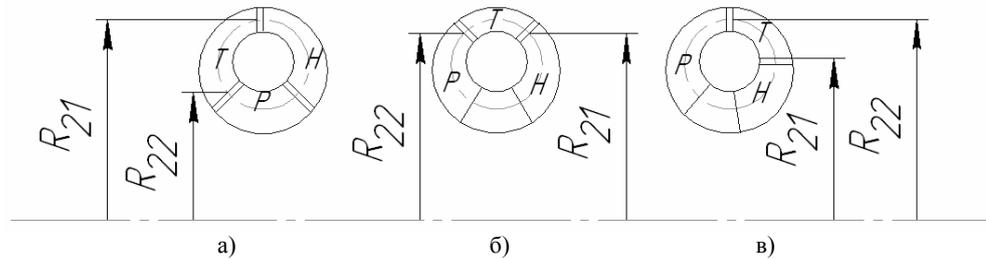


Рис. 4. Типы кругов циркуляции одноступенчатых гидротрансформаторов

$R_{21}$  – осредненный радиус на входе в турбинное колесо;

$R_{22}$  – осредненный радиус на выходе из турбинного колеса

В зависимости от расположения турбинного колеса различают гидротрансформаторы: с центростремительной турбиной (рис. 4а), осевой турбиной (рис. 4б) и центробежной турбиной (рис. 4в).

Типичные зависимости, характеризующие преобразующие свойства одноступенчатых гидротрансформаторов с различными типами турбинных колес, показаны на рис. 5.

Основное требование к гидротрансформатору – высокий к.п.д. в рабочей зоне. Это требование наиболее полно можно реализовать в комплексных гидротрансформаторах (с центростремительной турбиной и симметричным расположением насосного и турбинного колес. 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.

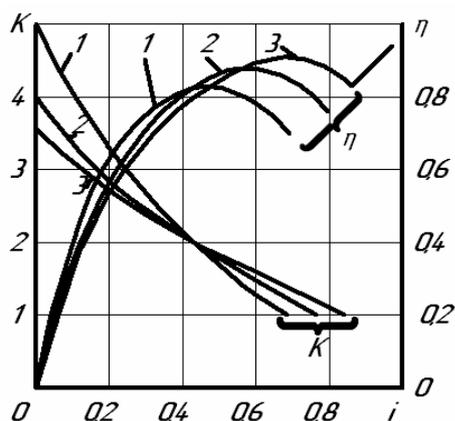


Рис. 5. Преобразующие свойства одноступенчатых гидротрансформаторов  
1,2,3 – гидротрансформатор с центробежной, осевой, центростремительной турбиной соответственно

В гидротрансформаторах этого 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.

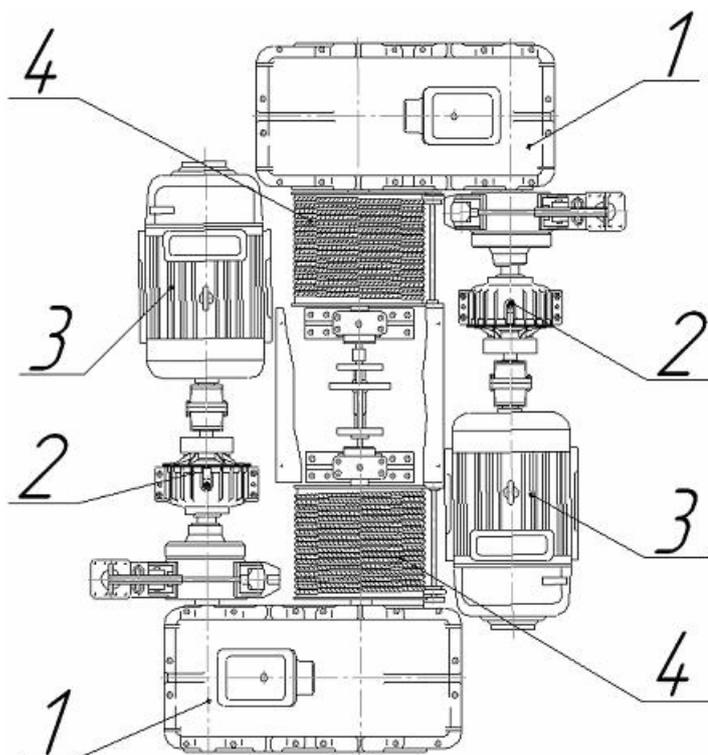


Рис. 6. Общий вид механизма подъема с гидротрансформатором  
1 – редуктор; 2 – гидротрансформатор; 3 – электродвигатель; 4 – канатный барабан.

Приведенный анализ требований к характеристикам и конструкции гидротрансформаторов для привода механизма подъема плавучих кранов, соответствующих 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 №91999 (рис. 6), а также ведутся работы по дальнейшей разработке и внедрению данного привода.

**Список литературы:**

- [1] Никитаев И.В. Судовые энергетические грейферные установки для добычи рудных материалов на континентальном шельфе/ И.В. Никитаев – Нижний Новгород: ВГАВТ, 2000. – 26 с.
- [2] Нестеров Л.Н. Оптимизация нагрузочного режима энергетической установки грейферного плавкрана/ Л.Н.Нестеров – Горький: ГИИВТ, 1985. – 251 с.
- [3] Анохин В.И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных тракторах/ В.И. Анохин – М.: Машиностроение, 1972. – 304 с.
- [4] Анохин В.И. О выборе основных параметров гидротрансформатора для гидромеханической трансмиссии скоростного гусеничного сельскохозяйственного трактора / В.И. Анохин, [ и др.]. // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – №10. – С. 11–15.
- [5] Кочкарев А.Я. Гидродинамические передачи/ А.Я. Кочкарев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 336 с.
- [6] Нарбут А.Н. Гидротрансформаторы/ А.Н. Нарбут. – М.: Машиностроение, 1966. – 218 с.
- [7] Анисимов В.Б. Гидротрансформаторы для строительных и дорожных машин/ В.Б. Анисимов – М.: Стройиздат, 1967. – 42 с.
- [8] Трусов С.М. Автомобильные гидротрансформаторы/ С.М. Трусов – М.: Машиностроение, 1977. – 211 с.