



ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2015

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ,
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ

ЭЛЕКТРОННЫЙ СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ
МЕЖДУНАРОДНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ СТУДЕНТОВ,
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ
«ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2015»,
ПОСВЯЩЕННОЙ 70-ЛЕТИЮ ВЕЛИКОЙ ПОБЕДЫ

КРАСНОЯРСК, СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

15-25 АПРЕЛЯ 2015 Г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»

Сборник материалов
Международной конференции студентов,
аспирантов и молодых ученых
«Перспектив Свободный-2015»,
посвященной 70-летию Великой Победы

Красноярск, Сибирский федеральный университет, 15-25 апреля 2015 г.

Красноярск, 2015.

«Гидравлические машины. Гидроприводы. Гидропневматика»



ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2015

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ

Красноярск, Сибирский федеральный университет, 15-25 апреля 2015 г.

**МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ЗАГРУЗКИ И ВЫГРУЗКИ СЛИТКОВ
В ЭЛЕКТРОПЕЧЬ С ШАГАЮЩИМИ БАЛКАМИ
ЭПШБСЮО-70.5809/6-И1 УХЛ4**

Барков М.А.

научный руководитель канд. техн. наук Абрамов В.В.

Сибирский федеральный университет

Электропечь предназначена для нагрева под прокатку и для гомогенизации слябов из алюминия и алюминиевых сплавов.

Устройство и работа электропечи.

Исходное положение составных частей электропечи перед работой. Вентиляторы и электронагреватели включены и температура в рабочем пространстве электропечи соответствует требуемой по техническому процессу. Заслонки торцов загрузки и выгрузки слябов закрыты. Шагающие балки находятся в нижнем переднем положении (т.е. у торца выгрузки слябов).

Электропечь работает следующим образом. После подачи сляба по рольгангу в зону загрузки электропечи, подается команда на открывание заслонки торца загрузки. При открывании заслонки на 510 мм подается команда на введение сляба в рабочее пространство электропечи, при этом штанги механизма безударной загрузки(выгрузки) слябов поднимают сляб над рольгангом, вводят его в рабочее пространство электропечи и опускают на стационарные столики воздухопроводов. При полном открывании заслонки подается команда на перемещение шагающих балок, при этом балки перемещаются назад к торцу загрузки затем поднимаются вверх, приподнимая сляб над стационарными столиками. При полном подъеме шагающих балок подается команда на перемещение их вперед затем вниз, при этом сляб перемещается вперед и опускается на стационарные столики. Заслонка торца загрузки опускается, перекрывая проем для загрузки слябов. Сделав два или три цикла перемещения в зависимости от ширины загружаемых слябов электропечь приходит в исходное положение и готова для загрузки следующего сляба, до полного заполнения рабочего пространства электропечи.

Предусматривается работа электропечи в трех режимах:

1. Режим загрузки электропечи слябами.
2. Режим выдачи слябов из электропечи.
3. Режим одновременной загрузки и выдачи слябов.

Все три режима распространяются на транспортировку слябов при двухрядной и однорядной раскладке слябов в рабочем пространстве электропечи.

Загрузка и выгрузка слитков в печь осуществляется с помощью механизма перемещения и подъема. Гидравлическая схема механизма подъема представлена на рисунке 1. В состав механизма подъема входит: гидрораспределители 1 типа Р323-АЛ-4-44-А110-50, регулятор потока 2 типа МПГ 55-25, обратный клапан М-КО32-32, клапаны последовательности с обратным клапаном 3 типа ПВГ 66-15, гидроцилиндры подъема 4.



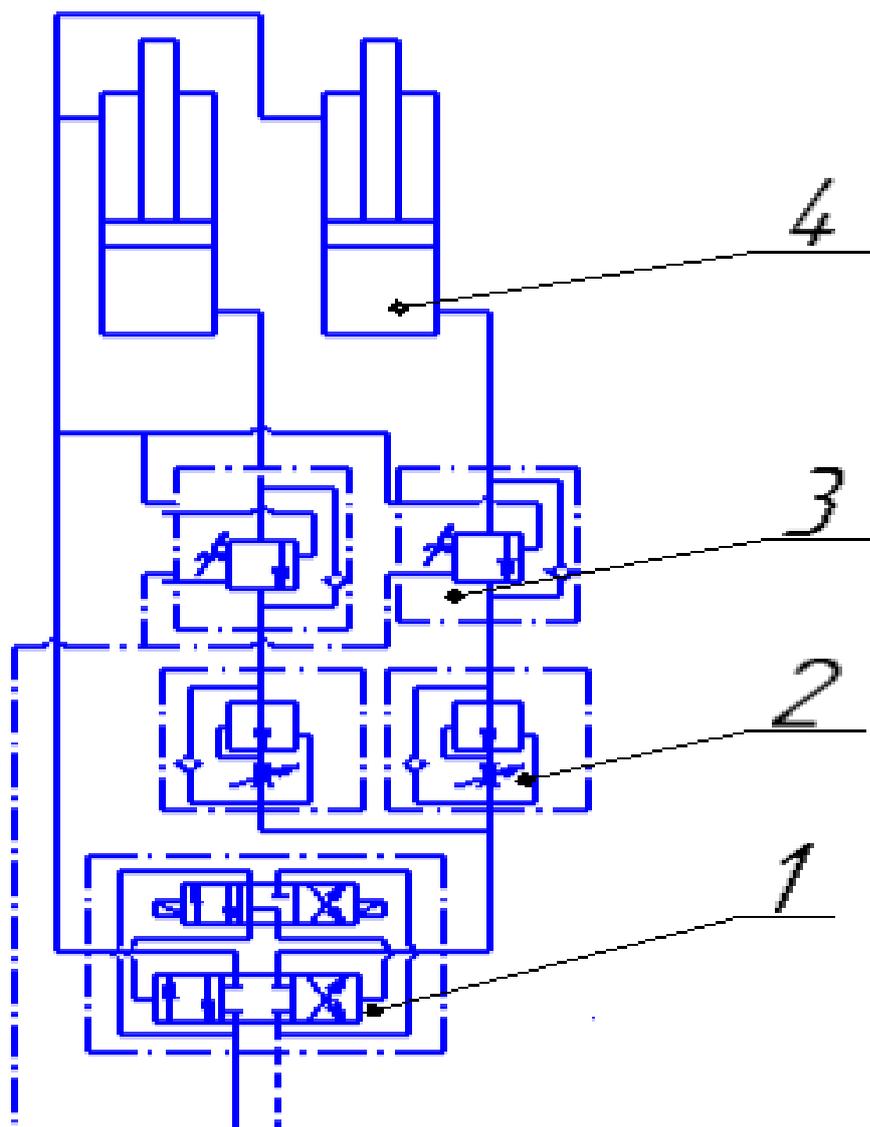


Рис. 1.

Для обеспечения работы механизмов загрузки была предусмотрена насосно-аккумуляторная станция НАС №1, а для механизмов выгрузки насосно-аккумуляторная станция НАС №3. В связи с исключением из работы НАС №1 и переводом работы механизмов на одну насосно-аккумуляторную станцию НАС №3 на основании того, что эти насосно-аккумуляторные станции были рассчитаны на эксплуатацию трех печей, а будет запущена в работу всего одна. В данном случае появляется возможность неравномерной работы выходного звена (гидроцилиндров) механизмов загрузки и выгрузки.

Для устранения этих недостатков рекомендуется модернизировать систему подъема механизмов загрузки и выгрузки, заменив регулятор потока на делитель потока, а регулятор потока установить в сливной гидролинии, таким образом обеспечивается равномерная работа механизмов подъема и опускания выходного звена (гидроцилиндров) при одновременной работе механизма загрузки и выгрузки.



МОДЕРНИЗАЦИЯ КЛАПАНА НАПОЛНЕНИЯ ПРАВИЛЬНО-РАСТЯЖНОЙ МАШИНЫ ПРМ 6000 ТС

Блинов А.Г.

научный руководитель канд. техн. наук Абрамов В.В.

Сибирский федеральный университет

Правильно-растяжная машина типа ПРМ 6000 ТС предназначена для правки растяжением плит и толстых листов из алюминиевых сплавов.

Схематично правильно-растяжная машина представлена на рис. 1. При правке растяжением полосу или лист 1 с двух сторон закрепляют в зажимах 2 правильно-растяжной машины и подвергают одноосному растяжению за пределом упругости. Правка растяжением позволяет получать высокую степень плоскостности тонких, широких полос и листов из высокопрочных сталей и специальных сплавов, правка которых другими способами не дает удовлетворительных результатов. [1]

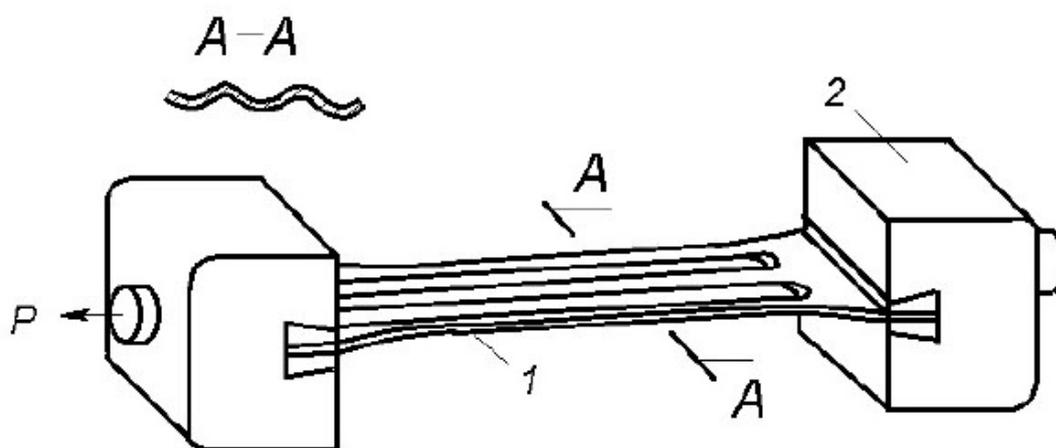


Рис. 1.

Для управления работой гидроцилиндров и демультипликатора правильно-растяжной машины, установленного на фундаменте и предназначенного для обеспечения холостого хода, установлены гидрораспределители типа Р803-М-44 и клапан наполнения. В состав установки клапана наполнения, установленного на отливе цилиндровой траверсы, входят два клапана наполнения с условным проходом 200 мм, с сервоприводом и гидрпанель с гидрозамками, обеспечивающими управление сервоприводом. [2]

Клапан наполнения в сборе с сервоцилиндром 2 представлен на рис. 2. Фланец 5 при помощи восьми шпилек 1 соединяется с корпусом 8 и одновременно, шпильчатое соединение воздействует на втулку 6, таким образом, осуществляется регулирование манжетного уплотнительного узла клапана наполнения. Кроме того, половина шпилек 1 выполнены удлиненными и через промежуточные втулки 3 удерживают сервоцилиндр 2. Очевидно, что регулировка манжетного уплотнения исключает стыковку фланца 5 и корпуса 8 клапана. Это приводит к ряду недостатков данной конструкции соединения элементов. Наиболее значимы следующие: неточность базирования фланцев относительно корпуса и друг друга; большие зазоры между фланцем 5 и корпусом 8, из-за установки между ними втулки 6; необходимость регулирования поджима манжет с определенным усилием; потери на трение в местах

ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Гетц Д. В.

научный руководитель Куликова Н.П.

Сибирский Федеральный университет

Гидрофицированные машины эксплуатируются в различных географических широтах в широком диапазоне температур окружающего воздуха, в том числе и при экстремально низких температурах.

Гидравлический привод, эксплуатирующийся при низких температурах, является наиболее уязвимым узлом, особенно в период пуска машин после длительной остановки. Период разогрева рабочей жидкости характеризуется минимальной эффективностью гидропривода и производительностью машины.

Оптимальный тепловой режим дает возможность уменьшить потери давления жидкости в гидросистеме и потери на трение в гидрооборудовании, увеличить долговечность гидрооборудования, повысить объемный КПД и производительность машин, исключить кавитацию и ее отрицательные последствия. Кроме того, регулирование температуры способствует сохранению химической стабильности рабочей жидкости, уменьшает наружные утечки, позволяет использовать в гидроприводе одно масло в течение всего года, но на сегодняшний день проблема регулирования теплового состояния гидравлического привода до сих пор полностью не решена и является актуальной.

Регулирование теплового состояния гидравлического привода включает в себя предпусковой разогрев рабочей жидкости и регулирование ее температуры после разогрева, кроме того, можно поддерживать температуру рабочей жидкости в оптимальном диапазоне при перерывах в работе машины, не давая ей опуститься до температуры окружающего воздуха.

Повысить эффективность гидравлического привода в условиях низких температур можно поддержанием температуры рабочей жидкости в пределах, обеспечивающих запуск гидросистемы. Одним из способов термостабилизации гидросистемы может служить аккумулирование тепловой энергии. Тепловая энергия может аккумулироваться за счёт изменения температуры аккумулирующего вещества или фазового преобразования. Фазовые преобразования могут осуществляться фазовым переходом или химическими превращениями. При фазовом переходе используется выделение или поглощение скрытой теплоты фазового превращения.

Изотермически протекающие фазовые переходы характеризуются равенством изобарных потенциалов двух сосуществующих фаз и скачкообразным изменением энтропии и объема и относятся к фазовым переходам первого рода. К ним относятся плавление, кристаллизация, испарение и сублимация при постоянном давлении.

В общем виде изменение теплового состояния вещества может быть выражено зависимостью:

$$Q = C_T \cdot G(t_{\phi} - t_n) + \Delta H G + C_{ж} \cdot G(t_k - t_{\phi}),$$

где Q – аккумулируемая тепловая энергия;

G – масса вещества;

$C_T, C_{ж}$ – удельная теплоемкость вещества в смежных фазах;

ΔH – скрытая теплота фазового перехода.

Следует отметить, что основным условием изотермичности являются малые скорости протекания процесса фазового перехода. Из-за невыполнения этого условия,



как правило, наблюдаются отклонения. Постоянство температуры может наступить только в результате выравнивания скоростей подвода и отвода тепла.

Сравнение усредненных показателей теплоты плавления и испарения веществ, приведенных к молярной массе показывает, что энергия плавления на порядок выше, чем у емкостных аккумуляторов. В свою очередь энергия испарения выше, чем у плавящихся веществ в 3-8 раз и энергия разложения на порядок выше, чем у испаряющихся веществ.

Однако при разработке конструкций аккумулялирования тепла для систем низкого давления необходимо учитывать плотность энергии приведенной к единице объема.

Исходя из условий работы аккумулялирующих веществ, тепловых режимов работы термостабилизируемых агрегатов гидрофицированных машин, можно сформулировать достаточно обширный перечень требований:

- высокая плотность аккумулялирования энергии на единицу объема;
- температура фазового перехода должна находиться в области рабочих температур, но не ниже пороговых;
- достаточная теплопроводность;
- отсутствие значительного переохлаждения, разделения фаз, выделения побочных продуктов реакции;
- минимальная коррозионная активность и растворимость конструкционных материалов;
- стабильность при многократных циклах "зарядки-разрядки";
- безопасность и безвредность;
- низкая стоимость и простота эксплуатации устройств с наполнителями из них.

Рассмотрев достоинства и недостатки латентных материалов можно прийти к выводу, что для поддержания в пусковой готовности агрегатов гидрофицированных машин, т.е. эксплуатации в диапазоне отрицательных температур, предпочтительно использовать эвтектику воды при отрицательных температурах.

Выбор необходимой температуры фазового перехода, с соответствующей коррекцией скрытой теплоты можно осуществить согласно диаграммы (рис. 1).

Дополнительным преимуществом использования эвтектик является их широкая распространенность, безопасность и низкая себестоимость.

В гидросистеме без аккумулятора тепла рабочая жидкость, во время остановки машины, остывает до температуры окружающей среды за 2-6 часов. С применением аккумулятора тепла, период остывания рабочей жидкости увеличивается до 14-16 часов за счет выделяемой энергии при кристаллизации вещества.

Представляется актуальным проведение исследований и разработка устройств для термостабилизации рабочей жидкости на уровне пусковых температур с целью повышения эффективности гидравлического привода и производительности гидрофицированных машин при эксплуатации в условиях низких температур.

В расчетах теплового состояния агрегатов при использовании общих зависимостей возникает необходимость конкретизации таких показателей и свойств материалов как теплопроводность, расслоение, характер кристаллообразования и плавления, способы зарядки и разрядки аккумулятора на основе фазового перехода с меньшими энергетическими потерями, теплопередача в окружающую среду и ее изменение в процессе кристаллизации.

Исходя из требований к тепловому состоянию агрегатов и особенностей конструкций машин, разработана методика проведения исследований, экспериментальные модули и экспериментальная установка для их осуществления. Схема установки представлена на рисунке 2.



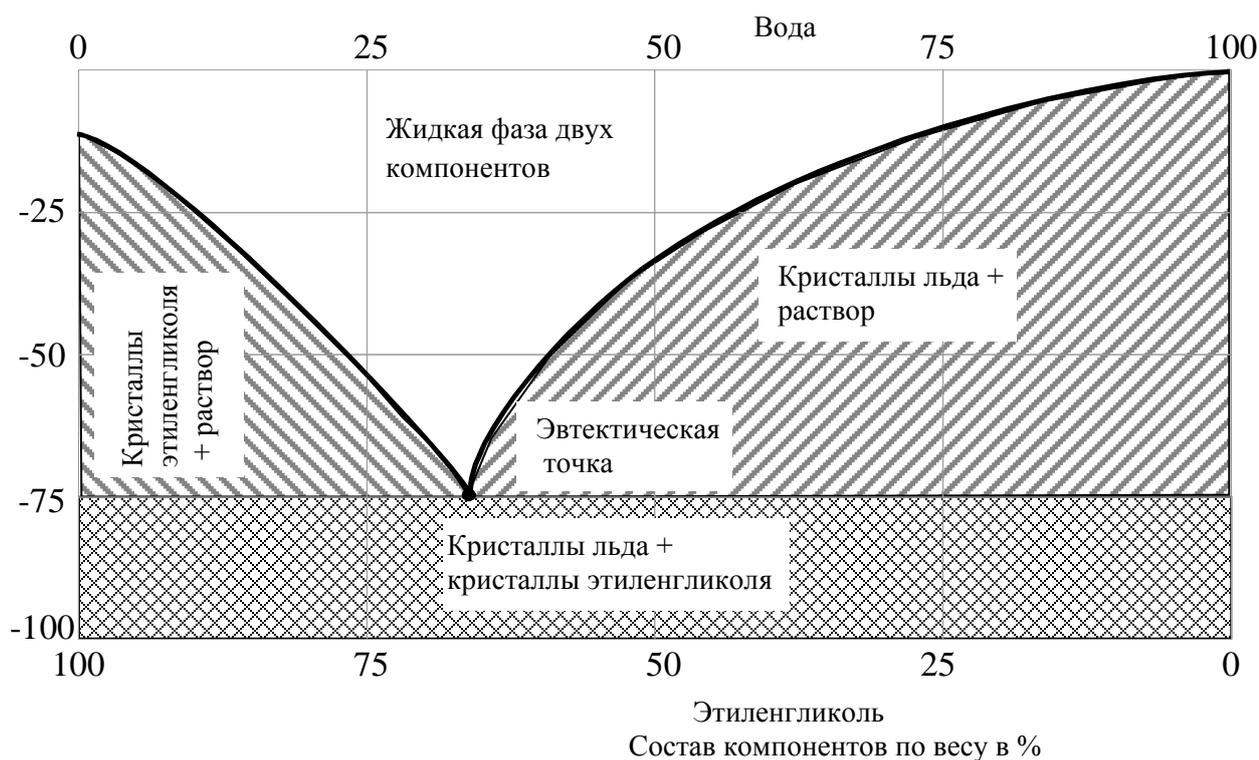


Рисунок 1. Изменение фаз состояния этиленгликолевой низкотемпературной жидкости в зависимости от концентрации этиленгликоля в воде и температуры

Отработка методики проведения экспериментальных исследований осуществлялась с кристаллогидратом глауберовой соли $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$.

Одним из перспективных для практического применения материалов является бишофит $MgCl_2 \cdot 6H_2O$, с достаточно высокой температурой изменения фазового состояния.

Учитывая, что температура перехода бишофита в расплавленное состояние колеблется от 120 до 126 °С для его исследований использовался модуль из нержавеющей стали.

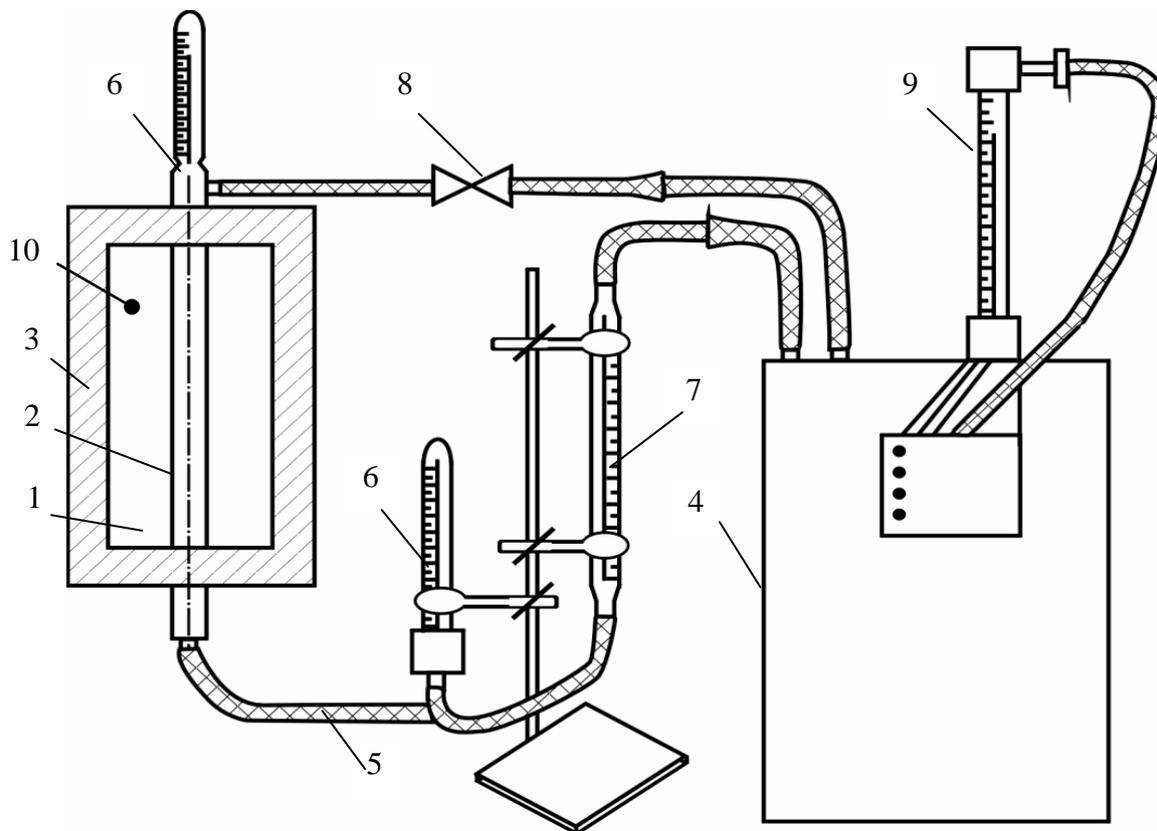
Высокостабильным материалом и поэтому представляющим значительный интерес является тригидрат ацетата натрия $CH_3COONa \cdot 3H_2O$. Экспериментальные исследования выполнялись как с принудительным охлаждением при отводе тепла прокачиваемой по трубке охлаждающей жидкостью, так и при естественной конвекции.

Аналогичные исследования выполнены японскими авторами по гекагидрату хлорида кальция (точка плавления 28 °С) с кристаллообразующими добавками. Из них следует, что коэффициент теплопроводности хлорида кальция в четыре раза меньше, чем у льда, коэффициент вязкости у него на два порядка больше.

Анализ работ и качественная оценка заряда-разряда модулей кристаллогидратов в режимах теплоотдачи, близких к реализуемому на гидрофицированных машинах показывает следующее:

- при конвективной теплоотдаче зарядка теплом аккумулирующих веществ сопоставима по длительности с разрядкой при близком по величине тепловом напоре, т.е. перепаде температур;
- теплопроводность материалов в жидкой фазе в 2-2,5 раза выше, чем в твердой;
- для осуществления эффективной термостабилизации агрегата (узла) температура фазового перехода должна выбираться как можно ближе к температурному пределу потери работоспособности;

– для создания двухрежимных систем термостабилизации с целью улучшения пусковых свойств и оптимизации производительности целесообразно создавать двухслойные системы или эвтектики.



1 – экспериментальный модуль; 2 – теплопередающий элемент; 3 – теплоизолированный корпус; 4 – термостат; 5 – соединительные шланги; 6 – ртутный термометр; 7 – ротаметр; 8 – игольчатый вентиль; 9 – контактный термометр; 10 – термопара.

Рисунок 2. Схема опытной установки

В результате применения аккумуляторов тепла для термостабилизации гидросистемы машины может быть получен экономический эффект за счет снижения количества отказов гидрооборудования, сокращения времени подготовки на запуск машины при низких температурах, а также снижено вредное экологическое воздействие на окружающую среду за счет уменьшения количества сжигаемого топлива для предпускового разогрева агрегатов или их теплового поддержания в пусковой готовности.

Список литературы

1. Алексеев, В. А. Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры с использованием плавящихся веществ/ В. А. Алексеев. – М., «Энергия», 1975. – 88 с.
2. Бекман, Г. Тепловое аккумулирование энергии: пер. с англ. / П. Гили. – М.: Мир, 1987. – 272 с.
3. Каверзин, С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. – Красноярск: 1997. – 240 с.
4. Поисковые исследования по аккумулированию утилизированного тепла СДМ материалами с высокой энергией фазового перехода и дальнейшему использованию его в периоды простоев машин при низких температурах. Отчет о НИР, 1989.



ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ. МЕХАНИЧЕСКИЕ МАНОМЕТРЫ

Зырянова П.С.

научный руководитель ассистент кафедры «ТМиО» Мандраков Е.А.

Сибирский федеральный университет

Приборы для измерения давления называют манометрами. По назначению они подразделяются на барометры (приборы для измерения величины атмосферного давления), манометры абсолютного давления (для измерения абсолютного давления), манометры избыточного давления (для измерения избыточного давления), дифференциальные манометры.

По принципу действия приборы для измерения давления делятся на жидкостные, механические, электрические, грузопоршневые и т.д.

По мере развития промышленности, потребовались более удобные приборы чем жидкостные. Простота и компактность механических приборов, возможность их применения в различных условиях эксплуатации очень быстро поставили их на первое место в технике измерения давления практически во всех отраслях народного хозяйства. Диапазон измерения механических приборов простирается от 10 Па до 1-2 ГПа. При этом достигается высокая точность измерения, в отдельных случаях погрешности измерений не превышает 0,002 – 0,05%.

Манометры показывающие для точных измерений

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры показывающие для точных измерений, предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления неагрессивных, некристаллизующихся жидкостей, газа и пара, в том числе кислорода, и применения в сферах государственного метрологического контроля и надзора и государственной системы промышленных приборов и средств автоматизации. Манометры, вакуумметры и мановакуумметры класса точности 1 и 0,6 имеют корректор нуля на стрелке, либо на корпусе. Приборы класса 0,4 выпускаются с корректором нуля только на корпусе. Приборы класса точности 0,4 допускается использовать в качестве рабочих эталонов при соблюдении необходимых соотношений пределов допускаемых основных погрешностях с рабочими средствами измерений. Методика поверки 5ШО.283.421 утверждена ГЦИ СИ ФГУП «ВНИИМС». Приборы выпускаются для поставки на АЭС.



Рисунок 1. Манометр показывающий для точных измерений

Технические манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры показывающие предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления неагрессивных, некристаллизующихся жидкостей, газа и пара, в том числе кислорода, ацетилена, про-

пан – бутана, метана. Приборы выдерживают воздействие вибрации в диапазоне частот от 5 до 35 Гц.



Рисунок 2 . Технический маномер

Аммиачные манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры показывающие предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления жидкого, газообразного и водного раствора аммиака. Приборы могут иметь дополнительную температурную шкалу. Приборы выпускаются для поставки на АЭС



Рисунок 3. Аммиачный манометр

Коррозионностойкие манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры мембранные показывающие коррозионностойкие предназначены для измерения избыточного и вакуумметрического давления агрессивных некристаллизующихся жидких и газообразных сред.

В качестве чувствительного элемента используется мембрана, встроенная во фланец.



Рисунок 4. Коррозионностойкий манометр

Электроконтактные манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры мембранные показывающие сигнализирующие предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления различных сред и управления внешними электрическими цепями от



сигнализирующего устройства прямого действия. Приборы выпускаются для поставки на АЭС.



Рисунок 5. Электроконтактные манометры

Судовые манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры мембранные показывающие судовые предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления жидкостей (дизельного топлива, масла, воды морской воды), газов и водяного пара, температура которых в месте отбора давления не должна превышать 60 °С, в окружающей среде, насыщенной парами смазочного масла, дизельного топлива, морской воды. Рекомендуются для установок подверженных вибрации. Приборы выпускаются для поставки АЭС.



Рисунок 6. Судовой манометр

Железнодорожные манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры мембранные показывающие железнодорожные предназначены для измерения давления неагрессивных по отношению к медным сплавам жидких и газообразных сред (вода, топливо, масло, воздух) в силовых и тормозных системах и установках подвижного состава железных дорог, метрополитена и вагонов трамваев, а также для измерения давления в холодильных машинах, устанавливаемых в железнодорожных вагонах рефрижераторах.



Рисунок 7. Железнодорожный манометр



Виброустойчивые манометры

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры показывающие виброустойчивые предназначены для измерения избыточного давления и вакуумметрического давления неагрессивных, некристаллизующихся жидкостей, газа и пара, в том числе кислорода, ацетилена, жидкого, газообразного и водного раствора аммиака. Приборы для измерения газообразного и водного раствора аммиака имеют дополнительную температурную шкалу. Виброустойчивость приборов обеспечивается за счет заполнения полости корпуса полиметилсилоксановой жидкостью.



Рисунок 8. Виброустойчивый манометр

Манометры для пищевой промышленности

Манометры показывающие виброустойчивые с мембранным разделительным устройством предназначены для измерения избыточного давления в трубопроводах сепараторов пищевых продуктов. Манометр состоит из манометра и мембранного разделительного устройства. Внутренняя полость трубчатой пружины манометра и надмембранное пространство разделительного устройства заполнены жидкостью полиэтилсилоксановой.



Рисунок 9. Манометр для пищевой промышленности

Список литературы

1. Хансуваров К.И., Цейтлин В.Г. Техника измерения давления, расхода, количества и уровня жидкости, газа и пара: Учебное пособие для техникумов. - М.: Издательство стандартов, 1990. 287 с., ил.
2. Номенклатурный каталог изделий: Томский манометровый завод, 2012. 94 с



ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСКАВАТОРА 6 РАЗМЕРНОЙ ГРУППЫ ПУТЕМ УСТАНОВКИ В ГИДРОСИСТЕМУ ТЕПЛООБМЕННОГО УСТРОЙСТВА

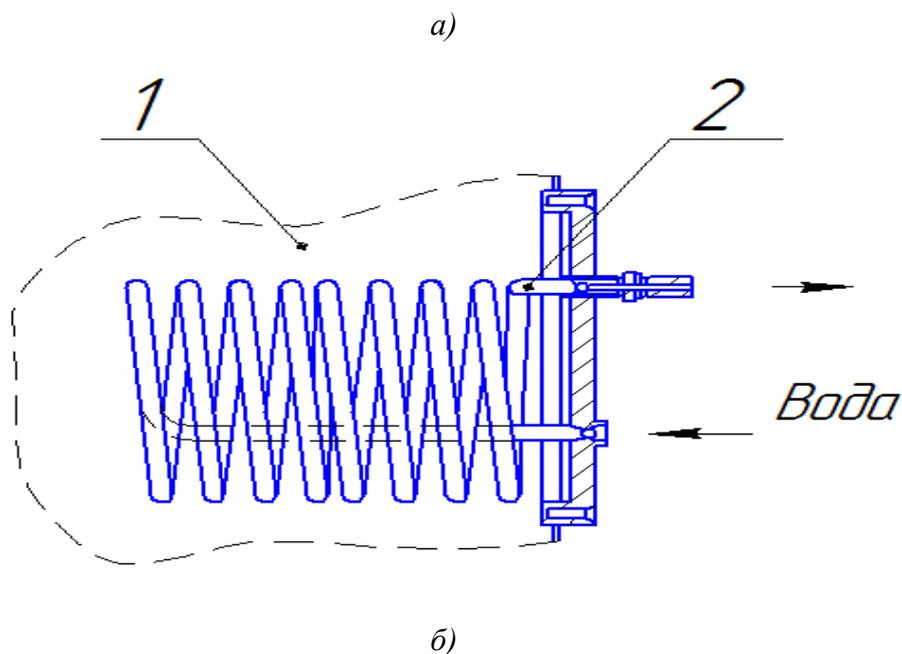
Иванов И.А.

научный руководитель канд. тех. наук Хомутов М.П.

Сибирский федеральный университет

Экскаваторы 6 размерной группы эксплуатируются в самых различных условиях и в различных географических широтах. Эффективность использования машин в летние периоды времени из за высоких температур заметно падает. Высокая температура вызывает понижение вязкости рабочей жидкости, увеличение объема рабочей жидкости, понижение поверхностного натяжения жидкости, достижению температуры вспышки и ряд других нежелательных явлений. При понижении вязкости рабочей жидкости увеличивается ее текучесть, что в свою очередь увеличивает утечки приводящие к потере мощности и снижению объемного КПД. В гидравлических насосах при 80 С и выше существенно снижается КПД, что приводит к частичной а иногда и полной потери работоспособности машины. По этому гидропривод таких машин нуждается в комплексе мероприятий по снижению температуры рабочей жидкости в летние периоды времени. Внастоящее время такая проблема решается увеличением площади теплоизлучающих поверхностей, что требует внесения существенных изменений в конструкцию бака, а так же установкой теплообменных устройств различных конструкций.

Я предлагаю установить теплообменник с водяным охлаждением. Такие теплообменники имеют небольшие размеры и в отличие от воздушных они более эффективны и требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости.



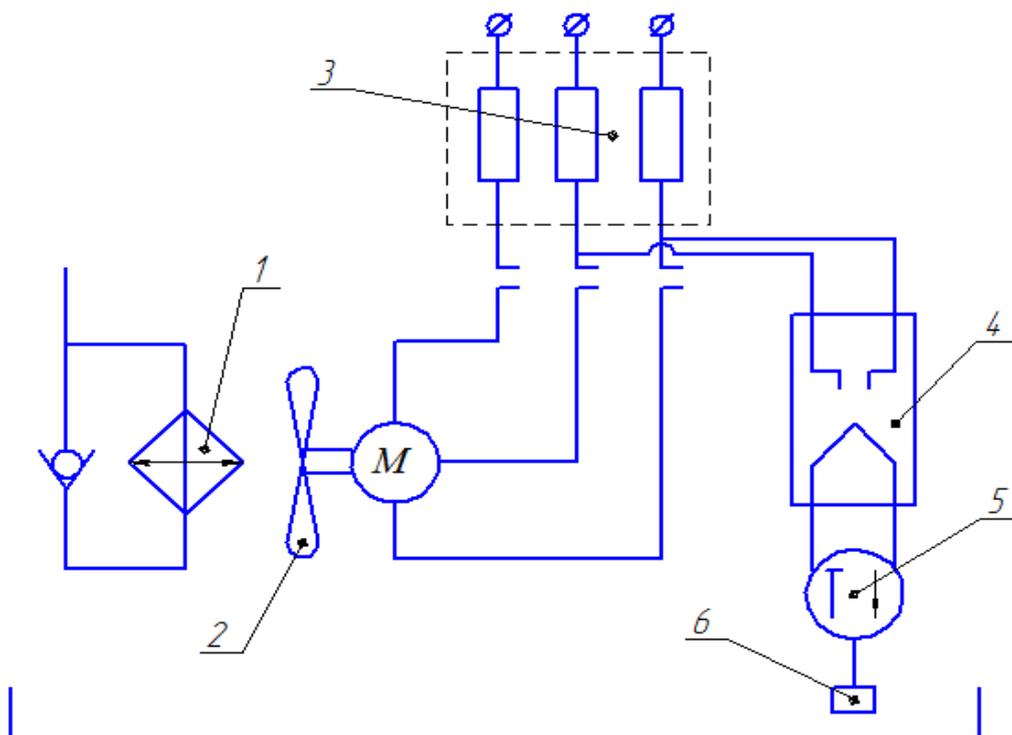


Рис. 1. Теплообменники:

*а – с водяным охлаждением; 1 – бак; 2 – змеевик;
 б – с воздушным охлаждением; 1 – радиатор; 2 – вентилятор; 3 – магнитный
 пускатель; 4 – реле; 5 – терморегулятор; 6 – датчик температуры.*

В бак устанавливаем змеевик по которому циркулирует охлаждающая жидкость который соединен с радиатором (радиатор предназначен для отвода тепла из охлаждающей жидкости и рассеивания его в атмосферу).

Для увеличения эффективности теплопередачи радиатор обдувается воздухом от вентилятора.

Для поддержания постоянной температуры рабочей жидкости может быть применен автоматический терморегулятор. При повышении температуры рабочей жидкости реле 4 терморегулятора 5 замыкает цепь магнитного пускателя 3 электродвигателя, на валу которого установлен вентилятор 2. Поток воздуха обдувает теплообменник 1. При уменьшении температуры ниже заданного уровня электродвигатель вентилятора отключается. Терморегулятор работает от датчика температуры 6.

Такая модернизация позволит повысить эффективность работы экскаваторов в теплое время при высоких окружающих температурах.

ПРИМЕНЕНИЕ АККУМУЛЯТОРОВ ТЕПЛА В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Кох А.В.

научный руководитель канд. техн. наук Сорокин Е.А.

Сибирский федеральный университет

На сегодняшний день гидравлическим приводом оснащено более половины самоходных и стационарных машин различного технологического назначения. Гидрофицированные машины эксплуатируются в различных географических широтах в широком диапазоне температур окружающего воздуха, в том числе и при экстремально низких, температурах. Гидравлический привод в этих условиях является наиболее уязвимым узлом, особенно в период пуска машин после длительной остановки, когда рабочая жидкость остывает до температуры окружающего воздуха. Период разогрева рабочей жидкости характеризуется минимальной эффективностью гидропривода и производительностью машины. Низкие температуры значительно снижают ресурс гидрооборудования. В период разогрева рабочей жидкости гидропривод работает в чрезвычайно неблагоприятном, почти аварийном режиме. Наблюдается быстрый износ оборудования, высокий расход рабочей жидкости и топлива. Велики потери энергии на разогрев гидросистемы. Из-за дополнительных сопротивлений, вызванных высокой вязкостью холодной рабочей жидкости, снижается производительность машин. Особенно велики потери производительности и отказы оборудования при отсутствии в гидросистеме средств оптимизаций температуры рабочей жидкости.

Оптимальный тепловой режим дает возможность уменьшить потери давления жидкости в гидросистеме и потери на трение в гидрооборудовании, увеличить долговечность гидрооборудования, повысить объемный КПД и производительность машин, исключить кавитацию и ее отрицательные последствия. Кроме того, регулирование температуры способствует сохранению химической стабильности рабочей жидкости, уменьшает наружные утечки, позволяет использовать в гидроприводе одно масло в течение всего года.

Регулирование теплового состояния гидравлического привода включает в себя предпусковой разогрев рабочей жидкости и регулирование ее температуры после разогрева, кроме того, можно поддерживать температуру рабочей жидкости в оптимальном диапазоне при перерывах в работе машины, не давая ей опуститься до температуры окружающего воздуха.

Предпусковой разогрев рабочей жидкости может быть осуществлен традиционными техническими решениями: разогревом отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания; уменьшением теплоотдачи за счет снижения вместимости гидробака и площади теплоотдачи; дросселированием рабочей жидкости; электронагревом рабочей жидкости.

Применяемый на практике дроссельный разогрев путем пропускания жидкости через предохранительный клапан при упоре рабочего оборудования в непреодолимое препятствие позволяет интенсивно разогреть рабочую жидкость. Однако в этом случае гидропривод работает под давлением, которое на 15-20 % выше номинального. Такой режим работы сопровождается вибрацией гидросистемы, повышенным шумом и приводит к преждевременному износу, а иногда и к разрушению гидрооборудования.

Наибольший эффект достигается использованием отработавших газов двигателя внутреннего сгорания машины. Продолжительность разогрева рабочей жидкости в этом случае составляет всего 13—15 минут, что подтверждено экспериментальными иссле-



дованиями на погрузчиках П-29, ЛТ-65, П-2С и валочно-трелевочных машинах ВТМ-ЛП-19. Однако данное средство предполагает внесение значительных изменений в конструкции гидробака, усложняет технологию его изготовления и затрудняет обслуживание в процессе эксплуатации.

Применение электроподогрева рабочей жидкости нагревательными элементами, размещенными в гидробаке, возможно лишь при наличии на самоходной машине генератора мощностью не менее 30-50 % номинальной мощности насосной установки или при питании машины от электросети. Электроподогрев масла позволяет в отличие от других средств осуществлять местный разогрев гидрооборудования, весьма: удаленного от гидробака и двигателя внутреннего сгорания. С целью исключения локального перегрева масла и его химического разложения одновременно с включением электроподогревателей или разогрева жидкости отработавшими газами должен быть включен гидронасос, обеспечивающий непрерывную циркуляцию жидкости в гидросистеме.

Предпусковой разогрев агрегатов от температур окружающего воздуха до пусковых температур по затратам энергии соизмерим со способом поддержания теплового состояния агрегата в пусковой готовности. Однако для обоих способов характерен невозполнимый расход сжигаемого топлива или других видов энергии.

Из беззатратных способов поддержания гидросистемы самоходных машин в оптимальном тепловом режиме применяются только мероприятия по снижению теплопотерь при естественном охлаждении агрегатов - теплоизоляция и применение жидкостей со стабильными характеристиками вязкости.

Темп естественных конвективных теплопотерь гидроагрегатов и рабочей жидкости, определяемый их внутренним теплосодержанием (теплоёмкостью), теплопроводностью материалов, входящих в их состав, конструкцией гидроагрегатов, их теплоизолированностью и внешними условиями теплообмена, позволяет, как правило, сохранить температуру гидросистемы, достаточную для запуска только в течение 2-6 часов.

Это вынуждает создавать специальные системы подогрева гидропривода или использовать как крайнюю меру непрерывную работу силовой установки и насоса на холостых режимах между сменами.

В этой связи значительный интерес представляют нетрадиционные системы рекуперации энергии, включая утилизацию тепловыделений гидроагрегатов машин и использование их для термостабилизации после прекращения функционирования машины.

Одним из способов термостабилизации гидросистемы может служить аккумулярование тепловой энергии. При этом для резервирования энергии применяются известные физические свойства материалов: внутреннее теплосодержание и эндотермический или экзотермический эффект при фазовых и химически обратимых превращениях рабочих веществ, протекающих при постоянной температуре.

Веществами, реализующими последние эффекты с высокой плотностью энергии, на порядок большей, чем позволяет обеспечить теплоёмкость вещества, являются кристаллогидраты, органические вещества, эвтектики и некоторые металлы.

Устройство для термостатирования рабочей жидкости гидросистемы представляет собой бак с рабочей жидкостью и размещенный в нем контейнер, в котором содержится вещество с высокой энергией фазового перехода.

Устройство работает следующим образом: при включении гидросистемы температура рабочей жидкости в баке повышается до температуры плавления вещества, содержащегося в контейнере, вещество начинает изменять свое фазовое состояние (переходить из твердой фазы в жидкую), поглощая тепловую энергию (рис. 1, а).

Во время простоя машины температура рабочей жидкости понижается и достигает точки плавления вещества, содержащегося в контейнере. Последнее при этом пе-



переходит из жидкого состояния в кристаллическое и высвобождает энергию, передавая ее рабочей жидкости в баке (рис. 1,б).

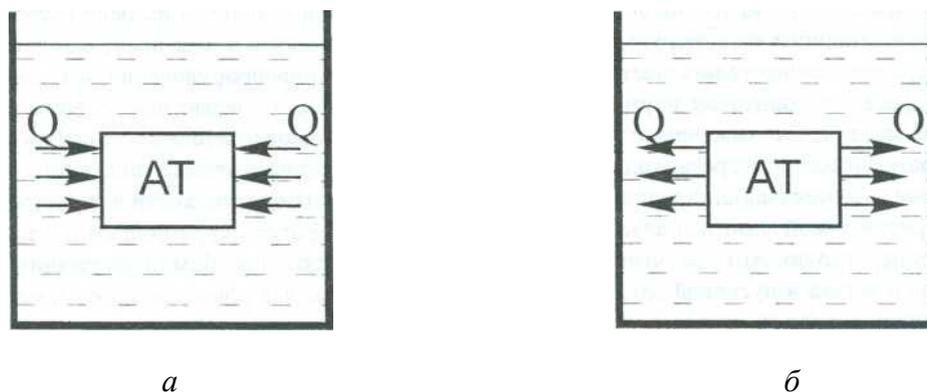


Рис. 1. Схема устройства для термостатирования рабочей жидкости в гидросистеме

В гидросистеме без аккумулятора тепла рабочая жидкость во время остановки машины остывает до температуры окружающей среды за 2-6 часов. С применением аккумулятора тепла период остывания рабочей жидкости увеличивается до 14-16 часов за счет выделяемой энергии при кристаллизации вещества (рис. 2).

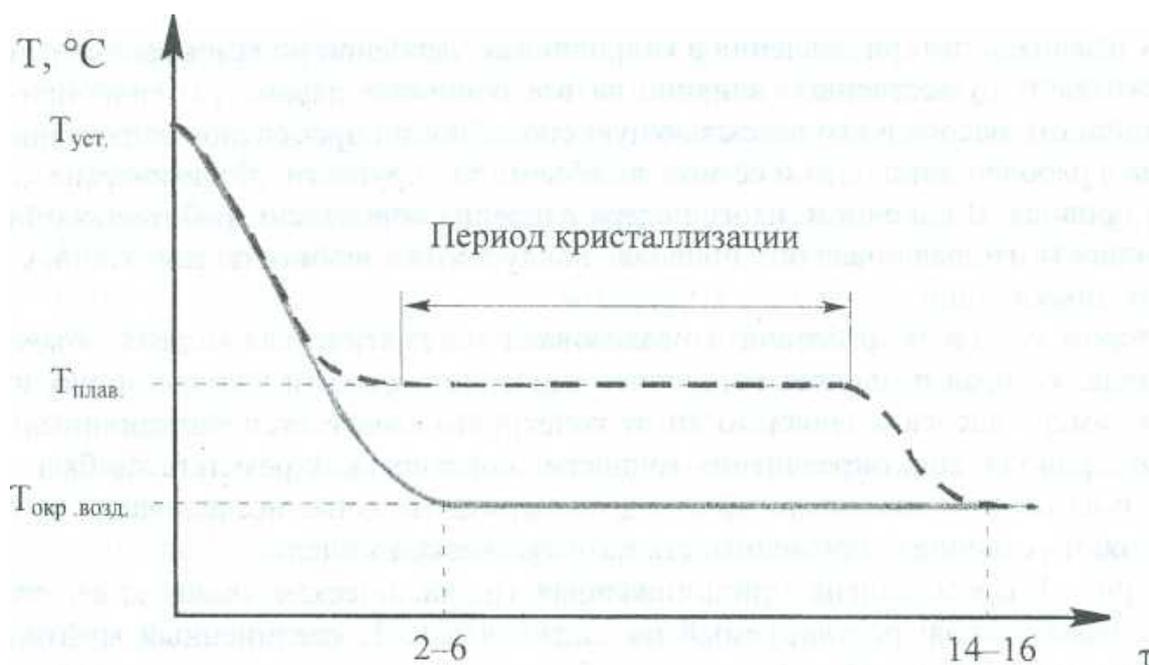


Рис. 2. Зависимость температуры рабочей жидкости в гидробаке от времени простоя машины:

— без применения аккумулятора тепла;
 - - - с аккумулятором тепла

Достоинствами теплового аккумулирования посредством использования теплоты фазового перехода являются высокая тепловая емкость и постоянство температуры.

В результате применения аккумуляторов тепла для термостабилизации гидросистемы машины может быть получен экономический эффект за счет снижения количества отказов гидрооборудования, сокращения времени подготовки на запуск машины

при низких температурах, а также снижено вредное экологическое воздействие на окружающую среду за счет уменьшения количества сжигаемого топлива для предпускового разогрева агрегатов или их теплового поддержания в пусковой готовности.

Список литературы

1. Бекман, Г. Тепловое аккумулирование энергии: Пер. с англ. / Г. Бекман, П. Гилли. М.: Мир, 1987. 272 с.
2. Каверзин С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. Красноярск, 1997. 240 с.



АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МУЛЬТИПЛИКАЦИОННОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ ДЛЯ СВОБОДНОПОТОЧНОЙ МИКРОГЭС

Личадеев И.С

научный руководитель канд. техн. наук Никитин А.А

Сибирский федеральный университет

1. Свободнопоточная МикроГЭС с ортогональной турбиной

Свободнопоточная МикроГЭС представляет собой ротор ортогональной турбины закрепленной на опорах для погружения на дно реки, либо по средствам плавательного устройства (типа понтон, баржа). Поток воды, воздействуя на турбину заставляет ее совершать вращательное движение, которое может быть преобразовано в электрическую энергию по средствам электрогенератора.

Согласно, проведенным ранее, научным исследованиям была выявлена зависимость, мощности вырабатываемой турбиной, от скорости реки и размеров турбины:

$$N_m = 0,5 \cdot C_N \cdot L \cdot D \cdot \rho \cdot v^3 \quad (1)$$

где C_N — коэффициент использования энергии потока;

L — рабочая длина турбины;

D — диаметр турбины;

ρ — плотность воды;

v — скорость реки;

Зависимость мощности турбины диаметром $D = 1 \text{ м}$ и длиной рабочей части $L = 6 \text{ м}$ от скорости реки v , приведена на рисунке 1:

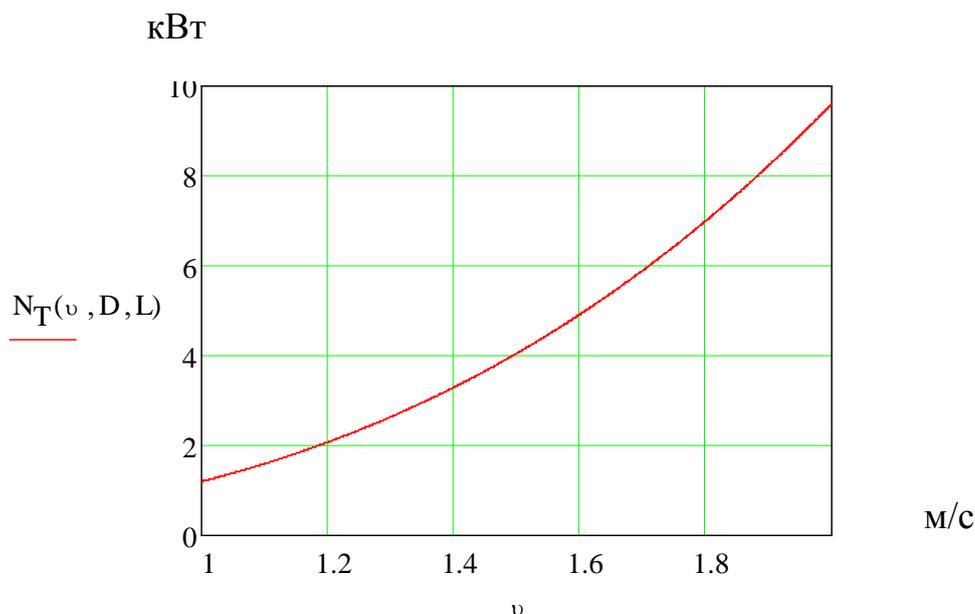


Рисунок 1. Зависимость мощности турбины $L = 6 \text{ м}$ от скорости реки



В рамках проведенных мной исследований совместно с научным руководителем А. А. Никитиным была выявлена зависимость (рис. 2) мощности турбины диаметром $D = 1 \text{ м}$ и длиной рабочей части $L = 2 \text{ м}$ от скорости реки v :

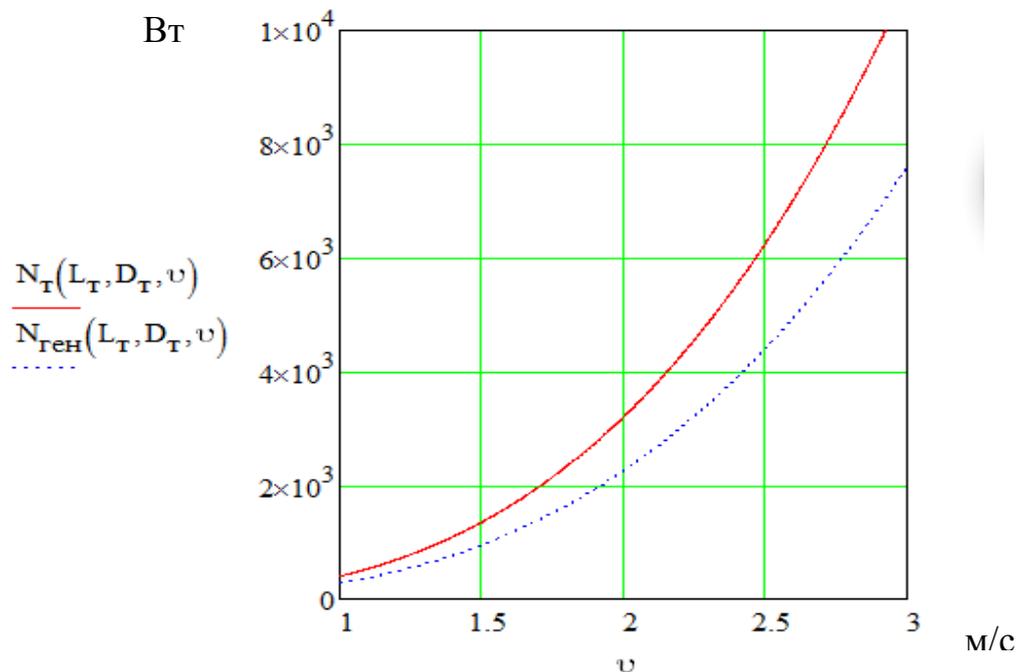


Рисунок 2. Зависимость мощность турбины $L = 2 \text{ м}$ от скорости реки

Из графиков (рис1, рис 2) можно сделать вывод о больших возможностях использования установки в целях получения различной мощности, в зависимости от требований потребителя.

Например, если мы говорим об использовании аккумуляторных батарей для накопления энергии, то целесообразней использовать установку с рабочей длиной турбины $L = 2 \text{ м}$, так как стоимость изготовления элементов заметно снижается по сравнению, к примеру с 6-ти метровой турбиной, однако следует учитывать, что при скорости реки 1 м/с мощность выходящая на генератор будет около 300 Вт. Установка с рабочей длиной турбины $L = 6 \text{ м}$ при скорости реки 1 м/с может вырабатывать мощность около 1 кВт, а на участках рек со скоростью не менее 1,5 м/с можно получать около 4-ти кВт мощности выходящей на генератор.

Частота вращения ортогональной турбины n_m зависит от скорости реки v , диаметра D и быстроходности U турбины:

$$n_m = \frac{v \cdot U}{\pi \cdot D} \quad (2)$$

где U — коэффициент быстроходности турбины, равный отношению окружной скорости лопасти турбины к скорости реки;

По результатам многих авторов среднее значение коэффициента быстроходности для турбины диаметром $D = 1 \text{ м}$ лежит в интервале от 2 до 2,5.

Результаты проведенных ранее исследований показывают следующие зависимости частоты вращения турбины от скорости реки (рис. 3):

Рассматривая возможность использования серийно выпускаемых электрогенераторов с частотой вращения вала от 1500 об/мин до 3000 об/мин, необходимо определить передаточное число i которое выражается в виде зависимости (3):

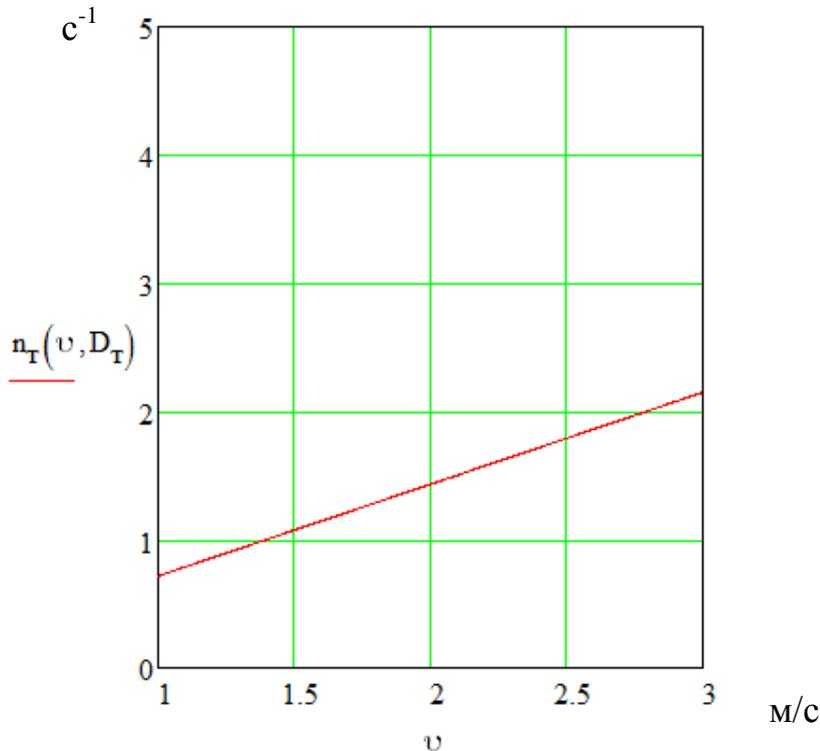


Рисунок 3. Зависимость частоты вращения турбины от скорости реки

$$i = \frac{n_{ген}}{n_{тн}} \quad (3)$$

Из графиков (рис 4, рис 5) видно, что при использовании генератора с частотой вращения вала 25 c^{-1} $i = 11 \div 35$, при использовании генератора с частотой вращения вала 50 c^{-1} $i = 22 \div 70$.

Мультипликацию можно обеспечить гидравлической системой, где используются объемные «гидронасос-гидромотор»

2. Составляющие установки.

В составе установки МикроГЭС имеется:

1) Ортогональная турбина любого из имеющихся типов представленных на рынке, которая удовлетворяет следующим параметрам:

- а) Длина турбины до 2-х метров.
- б) Длина турбины до 6-ти метров

*Диаметр турбины 1 метр

* Возможность использования разъемных модулей (2 метра)



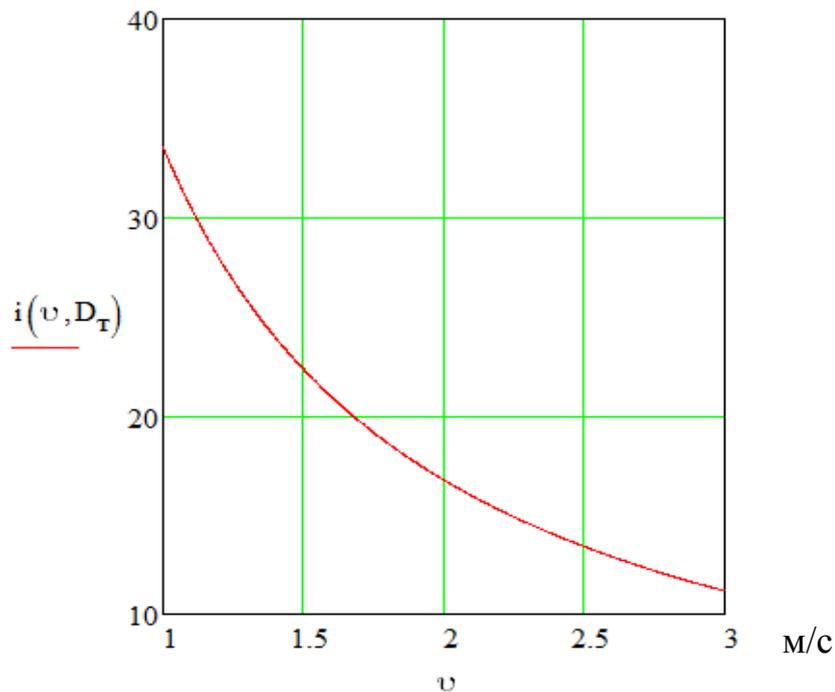


Рисунок 4. Зависимость передаточного числа i от скорости реки v , при частоте вращения вала генератора 25 s^{-1} .

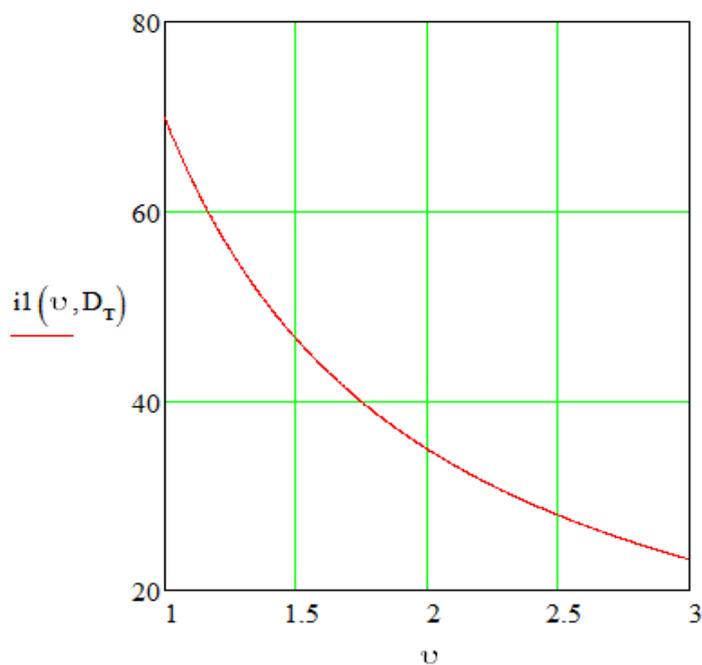


Рисунок 5. Зависимость передаточного числа i от скорости реки v , при частоте вращения вала генератора 50 s^{-1} .

2) Гидросистема «насос – гидромотор» (в зависимости от используемого оборудования):

- а) Закрытого типа
- б) Открытого типа



3) Электродвигатель (в зависимости от требований потребителя):

a) Синхронный

b) Асинхронный

* Частота вращения приводного вала 25 с^{-1} , 50 с^{-1} .

4) Расположение турбины:

a) Горизонтальное (длина до 6-ти метров)

b) Вертикальное (длина до 2-х метров)

5) Компоновка элементов установки МикроГЭС:

a) Использование на плаву – понтон, баржа; (Летний период) – генератор в герметичном ящике.

b) Для погружения на дно реки – на лапах; на плите; (Круглогодичный период) – генератор на берегу.

Установка МикроГЭС, в зависимости от габаритов осуществляется на грузоподъемном плоту с лебедкой. Закрепление МикроГЭС в случае «на плаву» осуществляется по средствам якоря.

3. Энергетические характеристики МикроГЭС.

Мощность МикроГЭС напрямую зависит от габаритов турбины (длина, диаметр), от скорости реки. Далее в таблице приведен анализ использования МикроГЭС на различных реках.

Таблица 1. Энергетические характеристики МикроГЭС

Название реки	Скорость реки	Тип гидросистемы	Мощность на генераторе
1. Енисей (до крск вдхн.)	1. 1,7 м/с	1. 1)1a;2a;3bd;4b;5a; 2)1b;2a;3ad;4a;5b;	1. 1)1,4 кВт 2) 4 кВт
2. Енисей (после впадения Ангара)	2. 1 м/с	2. 1)1a;2a;3bd;4a;5b ¹ ; 2)1b;2a;3bd;4a;5b;	2. 1)0,5 кВт 2) 0,9 кВт
3. Сисим (пос. Березовка)	3. 2 м/с	3. 1)1a;2a;3bd;4b;5a; 2)1b;2a;3ad;4a;5b;	3. 1) 2,3 кВт 2) 6,8 кВт
4. Кан (пос. Кан-Оклаер)	4. 2,5 м/с	4. 1)1a;2a;3bd;4b;5a; 2)1b;2a;3ad;4a;5b ² ;	4. 1) 6,8 кВт 2) 13,2 кВт
5. Мал. Абакан	5. 3 м/с	5. 1)1a;2a;3bd;4b;5a; 2)1b;2a;3ad;4a;5b ³ ;	5. 1)7,6 кВт 2) 22,8 кВт

¹ – длина турбины 4 метра.

² – рабочий объем насоса 310 см^3 при давлении 32 МПа (по расчетам mathcad)

³ – рабочий объем насоса 447 см^3 при давлении 32 МПа (по расчетам mathcad)

3. Достоинства и недостатки представленной гидравлической системы для МикроГЭС.

3.1 МикроГЭС с низкоскоростным генератором (Патент на изобретение №2247859):

Достоинства:

- Нет трудностей в обслуживании



Недостатки:

- Высокая стоимость генератора
- Работа генератора в подводной среде, что усложняет технологичность изделия.

3.2 МикроГЭС с гидравлической мультипликационной системой:

Достоинства:

- Использование серийного оборудования.
- Возможность установки генератора на берегу.

Недостатки:

- Частое обслуживание гидросистемы. (смена жидкости минимум 1 раз в год)
- Сложный запуск гидросистемы требующий обслуживания высококвалифицированных специалистов.

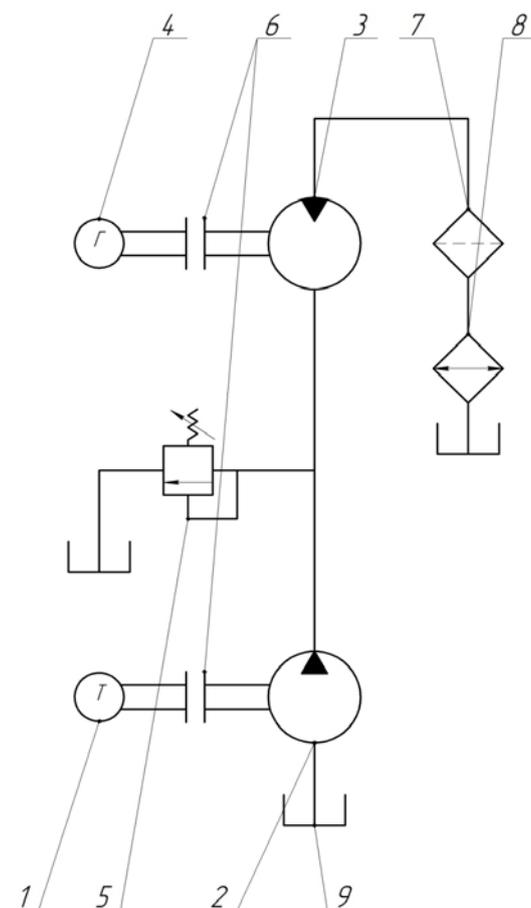
3.3 МикроГЭС с механической мультипликационной системой:

Достоинства:

- Приемлемая цена сравнимая с гидравлической мультипликацией

Недостатки

- Невозможность разорвать связь генератора и турбины.



1 – Турбина, 2 – Гидронасос, 3 – Гидромотор, 4 – Генератор, 5 – Предохранительный клапан, 6 – Соединительная муфта, 7 – Фильтр, 8 – Теплообменник, 9 – Бак

Рисунок 6. Принципиальная гидравлическая схема мультипликационной гидросистемы для МикроГЭС



На рисунках № 2, 3 приведен внешний вид рабочей поверхности гильз гидроцилиндров пришедших в негодность в ходе эксплуатации.

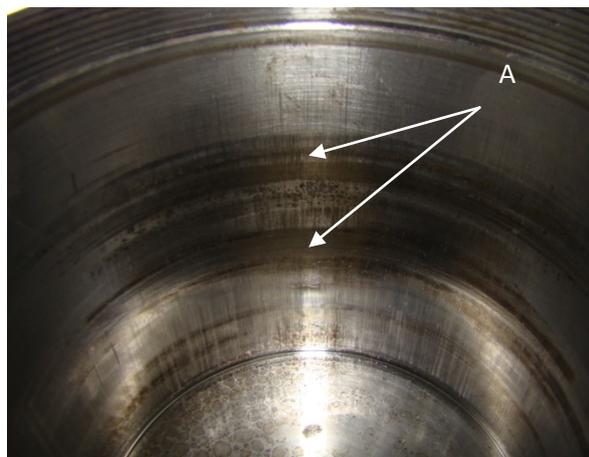


Рисунок 2. Рабочая поверхность цилиндра захвата. А область рабочей поверхности гильзы цилиндра подвергшейся износу.



Рисунок 3. Рабочая поверхность цилиндра захвата. А образование «задира» рабочей поверхности гильзы цилиндра.

Воздействие сил гравитации на элементы конструкции, обладающих двумя степенями свободы, при одновременном воздействии радиальных колебаний вращающегося бурильного инструмента. Рабочая поверхность гильзы гидроцилиндра, из-за биений, повреждается о неподвижный поршень и на ее поверхности появляются кольцевые углубления (рисунок 5) или задиры (рисунок 6) – «выработка», что в свою очередь создает условия для перетока рабочей жидкостью из штоковой в поршневую полость. Корпус цилиндра постепенно смещается к бурильному инструменту, что в этом случае приводит к неконтролируемому контакту плашек с вращающейся бурильной колонной.

В эксплуатационных условиях отмеченная неисправность приводит к частым затруднениям при выполнении операций по свинчиванию или развинчиванию резьбовых соединений бурильного инструмента, связанными с невозможностью создания требуемого усилия зажима трубного ключа, что в конечном итоге негативно сказывается на темпы строительства скважины в целом. В связи с этим, целесообразно произвести модернизацию гидравлической системы.





УДК 62-822

ВЛИЯНИЕ КООРДИНАТ ТОЧЕК КРЕПЛЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРА СТРЕЛЫ НА ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВО ВРЕМЯ ПОДЪЕМА

Мандраков Е.А.

научный руководитель канд. техн. наук Никитин А.А.

Сибирский федеральный университет

В грузоподъемных машинах широко применяют гидропривод с возвратно поступательным перемещением выходного звена, соединенного рычажным механизмом с управляемым устройством. В качестве критерия оптимального выбора координат точек крепления гидроцилиндра к стреле и раме следует использовать величину давления и амплитуду его колебаний.

Минимизация максимального значения давления p_{\max} и его амплитуды, в гидросистеме механизма подъема стрелы с грузом при разных положениях выходного звена, обеспечивает снижение стоимости привода, которая может составить значительную часть стоимости всей машины.

Выбор оптимальных параметров механизма (рис. 1) формулируют, так чтобы найти величины AB , AC и α при которых целевой функции $p_{\max} = p(\varphi)$ при $\varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$ доставляется минимум.

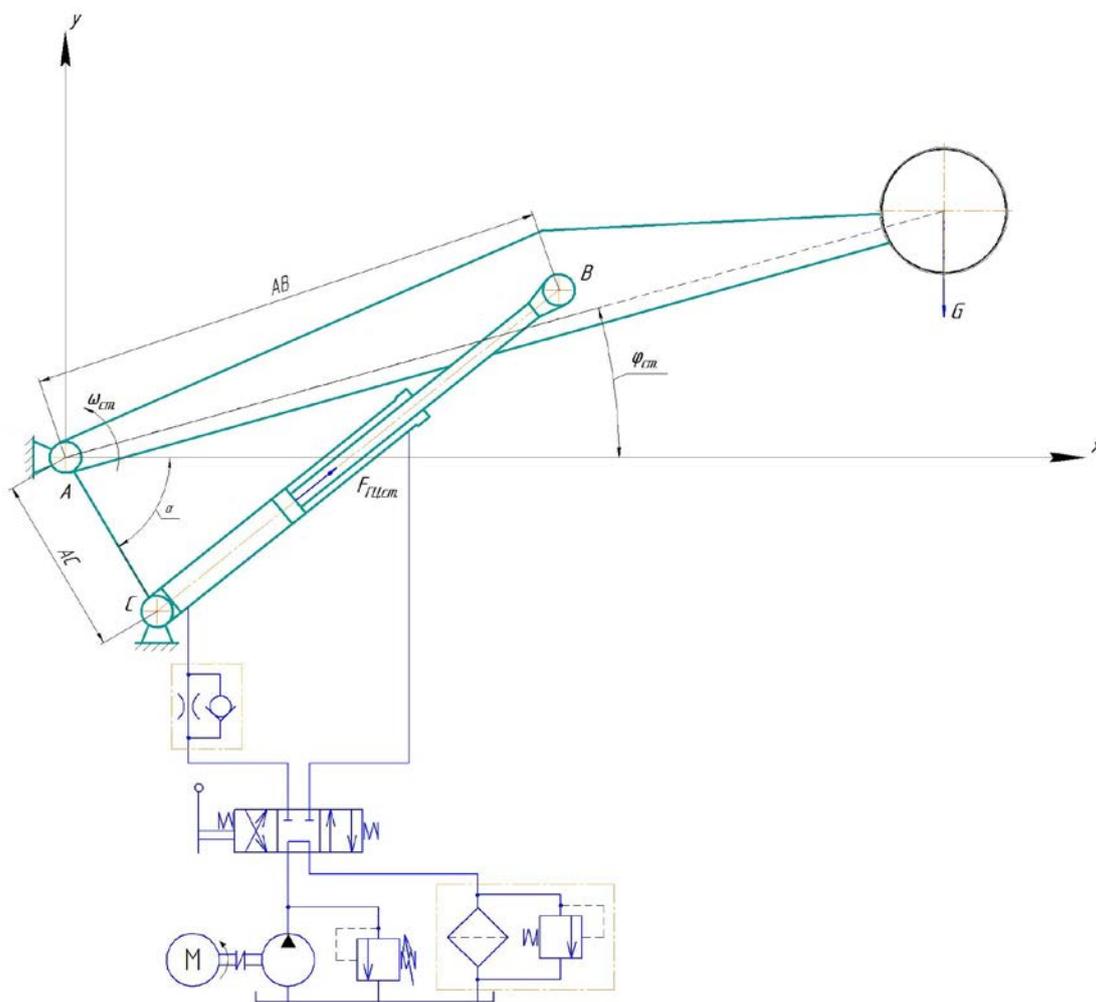


Рис. 1. Расчетная схема гидромеханического механизма подъема стрелы с грузом,



угол поворота стрелы; $\omega_{cm.}$ - угловая скорость стрелы; A - шарнир, относительно которого происходит поворот стрелы; B - точка крепления гидроцилиндра к стреле; C - точка крепления гидроцилиндра к раме; $F_{ГЦ.cm.}$ - усилие, развиваемое гидроцилиндрами стрелы; G - приведенный вес груза и стрелы где $\varphi_{cm.}$ -

При составлении математической модели механизма подъема стрелы, навесное оборудование рассматривается как плоский механизм. Так как большинство трубопроводов обладает большой жесткостью, их упругость не учитывается.

Для расчета в программе MathCAD систему уравнений, описывающих закон движения стрелы, представим в форме Коши:

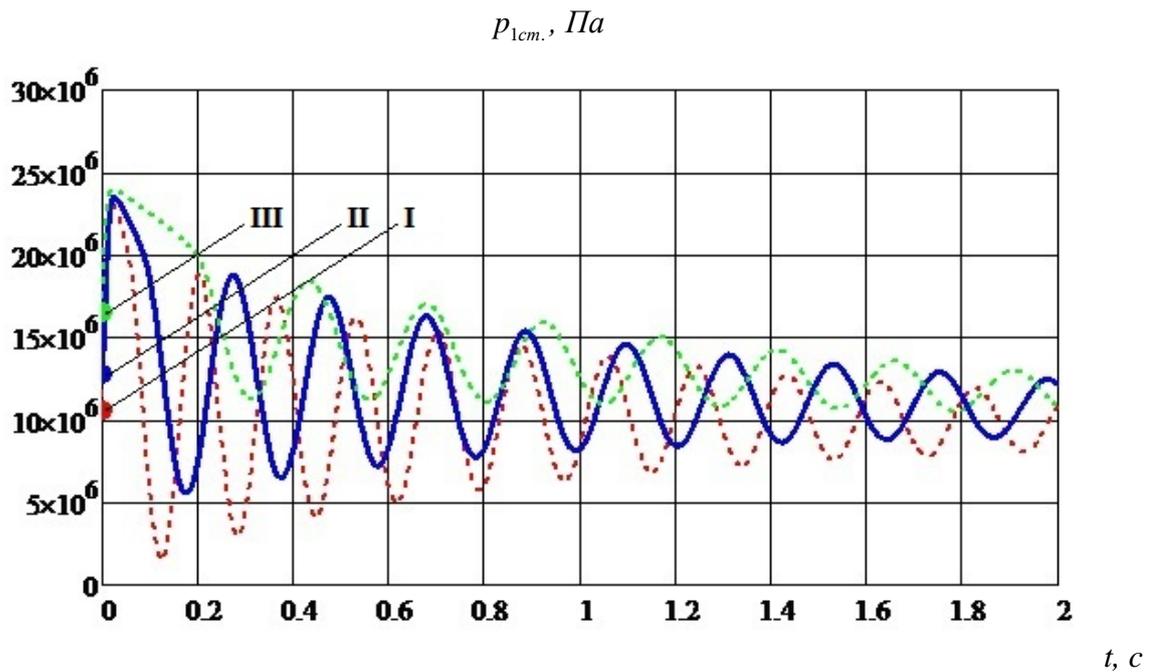
$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{cm.}}{dt} &= \omega_{cm.} \\ \frac{d\omega_{cm.}}{dt} &= \frac{1}{J_{np.cm.}} \cdot \left(M_{ГЦ.cm.} - M_{G.cm.} - \frac{\omega_{cm.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np.cm.}}{d\varphi_{cm.}} \right) \cdot (1) \\ \frac{dp_{1cm.}}{dt} &= \frac{E_{ж1}}{W_{1cm.}} \cdot (Q_0 - Q_{y.cm.} - Q_{к.cm.} - Q_{1cm.}) \\ \frac{dp_{2cm.}}{dt} &= \frac{E_{ж2}}{W_{2cm.}} \cdot (Q_{2cm.} - Q_{сл.cm.}) \end{aligned}$$

где t - время; $p_{1cm.}$, $p_{2cm.}$ - давление соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы; $J_{np.cm.}$ - приведенный момент инерции к стреле; $E_{ж1}$, $E_{ж2}$ - модуль объемной упругости рабочей жидкости соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы; $W_{1cm.}$, $W_{2cm.}$ - объем соответственно поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров стрелы, а также объем трубопроводов соединяющих эти полости с распределителем; $M_{ГЦ.cm.}$ - момент развиваемый гидроцилиндрами стрелы; $M_{G.cm.}$ - момент внешних сил относительно точки поворота стрелы; Q_0 - подача насоса; $Q_{y.cm.}$ - расход, вызванный утечками рабочей жидкости при движении стрелы; $Q_{к.cm.}$ - расход жидкости через предохранительный клапан при движении стрелы; $Q_{1cm.}$, $Q_{2cm.}$ - расход жидкости соответственно, поступающей в поршневые полости и вытесняемой из штоковых полостей гидроцилиндров стрелы; $Q_{сж1cm.}$, $Q_{сж2cm.}$ - расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы; $Q_{сл.cm.}$ - расход жидкости в сливных трубопроводах гидроцилиндров стрелы.

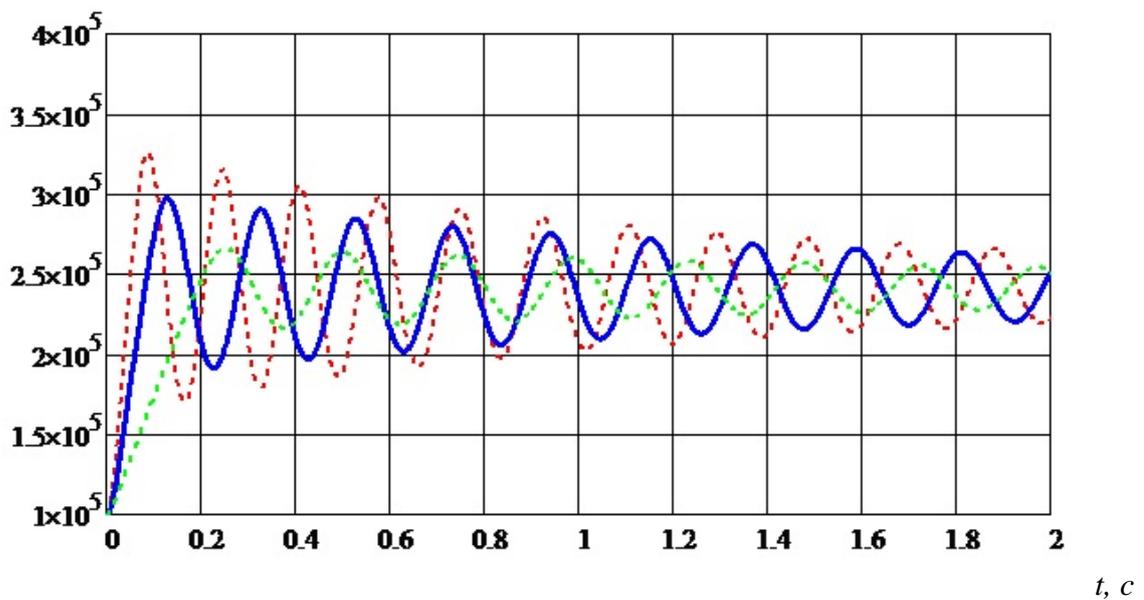
Результаты расчёта зависимости давления в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров подъема стрелы при различных точках крепления к стреле и раме от времени приведены на рис. 2.

Рассмотрен начальный период движения стрелы равный 2 с., при котором в гидроприводе происходят колебания давления с максимальной амплитудой.





а)
 $p_{2cm.}, \text{Па}$



б)

Рис. 2. Зависимость давления в поршневых (а) и штоковых (б) полостях гидроцилиндров стрелы от времени,

- где
- - - - АВ=2.35 м, АС=0.88 м, $\alpha = 68^\circ$, $p_{1cm.min} = 10.6 \times 10^6$ Па (точка I);
 - - АВ=2.45 м, АС=0.85 м, $\alpha = 59^\circ$, $p_{1cm.min} = 12.8 \times 10^6$ Па (точка II);
 - - - - АВ=2.55 м, АС=0.84 м, $\alpha = 49^\circ$, $p_{1cm.min} = 16.5 \times 10^6$ Па (точка III)



Результаты расчёта показали:

- амплитуда колебаний давления в поршневых (рис. 2а) и штоковых (рис. 2б) полостях гидроцилиндров стрелы уменьшается при изменении точек крепления гидроцилиндра к стреле и раме (при котором расстояние АВ увеличивается)
- среднее значение давления в поршневых (рис. 2а) полостях гидроцилиндров стрелы, а также минимальное давление $p_{1cm.min}$, обеспечивающее начало подъема стрелы, увеличивается при изменении точек крепления гидроцилиндра к стреле и раме (при котором расстояние АВ увеличивается)
- среднее значение давления в штоковых (рис. 2б) полостях гидроцилиндров стрелы остается практически без изменений при изменении точек крепления гидроцилиндра к стреле и раме (при котором расстояние АВ увеличивается)

Список литературы

1. Мандраков Е.А., Никитин А.А. Динамика гидросистем: Монография. – М.: ИНФРА-М; Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014. – 128 с.
2. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб. для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001 – 320 с., ил.
3. Теория механизмов и механика машин: Учеб. для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998 – 496 с., ил.



СПОСОБЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ КАВИТАЦИОННОЙ ЭРОЗИИ ГИДРООБОРУДОВАНИЯ

Мельниченко Е.А.

научный руководитель канд. техн. наук Сорокин Е.А.

Сибирский федеральный университет

Явление кавитации связано с образованием в жидкости, при определенных критических условиях, парогазовых полостей (каверн, кавитационных пузырьков), рост которых начинается из ядер кавитации – газовых микровключений, присутствующих в жидкости.

Существуют различные способы возбуждения кавитации:

- тепловой (подвод тепла к жидкости, в которой при этом образуются и растут паровые пузырьки);

- диффузионный (вакуумирование жидкого объема, в результате чего происходит диффузионный переход растворенного газа в свободную фазу с образованием и ростом газовых пузырьков);

- ультразвуковой (акустическое облучение жидкости на определенных частотах, при котором ядра кавитации, обладающие резонансной частотой собственных колебаний, переходят в фазу активного роста) и другие.

В практике эксплуатации различных гидравлических систем в подавляющем большинстве случаев имеет место гидродинамическая кавитация. Кавитация этого типа возникает в областях потока с пониженным до некоторых критических значений давлением, в которых и происходит быстротечный инерционный рост ядер кавитации. Величина критического давления при этом зависит от различных параметров состояния жидкости – температура, плотность, газосодержание и другие.

Понижение давления в потоке обеспечивается локальным увеличением его скорости, то есть в соответствии с законом сохранения энергии увеличение кинетической энергии движения приводит к понижению потенциальной энергии давления. Поэтому возникновение гидродинамической кавитации наблюдается в областях потока с неоднородным течением, в которых происходят достаточные для этого изменения скорости и давления. Увеличение скорости потока происходит при обтекании неподвижных конструктивных элементов, в плоскости установки которых уменьшается площадь живого сечения потока, а также при обтекании подвижных конструктивных элементов, когда возникают большие относительные скорости движения этих элементов и окружающей их жидкости.

Многочисленные исследования в области кавитации позволяют выделить следующие основные процессы, протекающие в кавитирующей жидкости:

возникновение микрозон интенсивных пульсаций давления (порядка 102-103 МПа) и волн разряжения-сжатия при симметричном схлопывании кавитационных пузырьков;

образование кумулятивных микроструек (диаметр около 30-70 мкм, скорость течения 100-200 м/с, давление в зоне удара о твердую поверхность до 200 МПа) при асимметричном схлопывании кавитационных пузырьков;

образование в потоке за обтекаемым телом турбулентных зон, заполненных вихрями и схлопывающимися микропузырьками, излучающих акустические волны широкого диапазона частот;

фазовые переходы, протекающие на поверхности кавитационных пузырьков;

электризация пузырьков на границе жидкой и газовой сред;



пульсации температуры парогазового содержимого кавитационных пузырьков в процессе их расширения-сжатия.

Таким образом, кавитационные эффекты могут оказывать существенное влияние на условие работы гидрооборудования.

Одной из мер по защите гидрооборудования от кавитационных разрушений является применение кавитационноустойчивых материалов (легированных сталей, специальных покрытий, наплавки) и обеспечение высокой частоты обработки их поверхности.

Применение высоколегированных кавитационно-стойких сталей с экономической точки зрения выгодно лишь для деталей ответственного назначения с длительным сроком службы, замена которых связана с большими трудностями. Во всех остальных случаях более целесообразным следует считать защиту поверхности деталей машин какими-либо покрытиями, устойчивыми в эрозионно-активной среде.

В настоящее время применяется два основных типа покрытий. К первому типу следует отнести демпфирующие покрытия, которые ослабляют вибрационное поле детали и устраняют явление образования и схлопывания пузырьков. Второй тип включает твердые и тугоплавкие покрытия, которые защищают поверхность от воздействия кавитации.

К первому типу покрытий можно отнести лаки и полиэфирные смолы. Но их применение было признано неэффективным. Например, эпоксидные смолы, нанесенные на поверхность образца, удалялись с нее в течение 5-10 минут испытаний, что объясняется низкой механической прочностью и высокой хрупкостью смол.

Более высокую стойкость против эрозионного воздействия кавитации позволяет получить покрытие деталей слоем резины толщиной 1,5-2мм. Однако даже при оптимальной толщине резиновые покрытия не обеспечивают длительной защиты, так как переход поглощенной энергии в тепловую вызывает ее отслаивание и быстрое разрушение.

Более высокими прочностными свойствами обладают покрытия типа найрит. Найритовые покрытия, обладая повышенной кавитационной стойкостью, легко наносятся на поверхность деталей.

Перспективными методами защиты от кавитационной эрозии являются металлические и металлоподобные покрытия, которые могут наноситься на защищаемые поверхности самыми разнообразными способами: наплавкой, гальваническим и химическим осаждением, термодиффузионной обработкой, плазменным напылением.

В настоящее время для повышения поверхностной прочности деталей, работающих в условиях кавитационной эрозии, наиболее широко применяется наплавка более прочными металлами. Стойкость наплавки из легированных сталей и твердых сплавов против микроударного воздействия кавитации близка к эрозионной прочности этих же сплавов.

Высокой стойкостью обладает наплавка с условным обозначением У30Х30С2НТ1 которая по своим показателям превосходит наиболее кавитационноустойчивую сталь 30Х10Т10.

Широкое применение наплавки для защиты от кавитационного воздействия сдерживается в настоящее время технологическими трудностями нанесения и повышенной дефектностью наплавленного слоя.

Существует возможность использования гальванических покрытий алюминием, медью, хромом, никелем и другими металлами. При испытании в эксплуатационных условиях оказалось, что цинковые и медные покрытия не могут служить достаточно надежным средством защиты от кавитационного разрушения вследствие недостаточной механической прочности.



Покрытие хромом характеризуется хорошей сцепляемостью с обрабатываемым материалом, а также высокими механическими свойствами. Несмотря на отсутствие рекомендаций по оптимальной толщине гальванического покрытия хромом, отмечается, что это покрытие является рентабельным при защите некоторых деталей от кавитационного разрушения.

Для повышения эрозионной стойкости сталей часто применяется диффузионное хромирование. Но следует отметить, что кавитационная эрозия хромированных образцов происходит преимущественно под диффузионным слоем. Разрушение подложки приводит к интенсивному образованию трещин в диффузионном слое, что резко снижает сопротивляемость кавитационному разрушению.

Диффузионное хромирование рекомендуется использовать для упрочнения деталей, работающих непродолжительное время в условиях сильного кавитационного воздействия. Наибольший эффект достигается в случае использования диффузионного хромирования с последующей термической обработкой. Так, например, закалка стали 40 после насыщения хромом и последующий отпуск при $T=450^{\circ}\text{C}$ повышает кавитационную стойкость образца в 70 раз.

Титанирование стали 35 позволяет повысить ее кавитационную стойкость в 15 раз по сравнению с отожженным состоянием. Применение титанирования для железуглеродистых сплавов позволяет увеличить их кавитационную стойкость в 3-20 раз.

Таким образом, диффузионное насыщение способствует повышению кавитационной стойкости материалов, однако оно связано с определенными технологическими трудностями осуществления процесса насыщения.

Меры по защите рабочих элементов гидрооборудования от кавитационного воздействия могут быть приняты уже на стадии конструирования путем задания формы проточных трактов, при которой обеспечивается режим течения жидкости без кавитации.

Проектирование подобных конструкций представляет собой достаточно сложную процедуру из-за необходимости учета многих факторов, влияющих на процесс развития кавитации: возрастание скорости течения жидкости в сжатом сечении, понижение давления в потоке при обтекании поверхностей различной конфигурации, вибрации конструктивных элементов, нестационарные явления в потоке жидкости, изменение режимов работы оборудования, газосодержание жидкости и наличие в ней различных примесей, физические и термодинамические свойства жидкости, качество обтекаемой поверхности, продолжительность прохождения жидкости через зону пониженного давления и другие. Учет указанных факторов делает обязательным выполнение не только предварительных теоретических расчетов, но и проведение экспериментальных исследований, если речь идет о разработке новой конструкции гидрооборудования. Но данный метод позволяет решить проблему предотвращения кавитационной эрозии на более долгий срок эксплуатации гидрооборудования.

Список литературы

1. Голубев В.И. – Монтаж, испытания и эксплуатация гидроприводов: Учебное пособие по курсу: «Монтаж, испытания и эксплуатация гидро- и пневмоприводов». / В.И.Голубев – М.:Издательство МЭИ, 2000. – 132с.
2. Каверзин С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / С. В. Каверзин, В. П. Лебедев, Е. А. Сорокин. Красноярск, 1997.240 с.



ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА

Романов Р. В.

научные руководители: старший преподаватель кафедры ТМиО Зубрилов

Г. Ю. канд. техн. наук, доцент Мельников В. Г.

Сибирский федеральный университет

При проектировании грузоподъемных гидрофицированных механизмов необходимо обеспечить заданную скорость перемещения груза с учетом удовлетворения условий неразрывности потока рабочей жидкости.

В грузоподъемных машинах и механизмах широко применяются гидропривода с дроссельным регулированием расхода рабочей жидкости

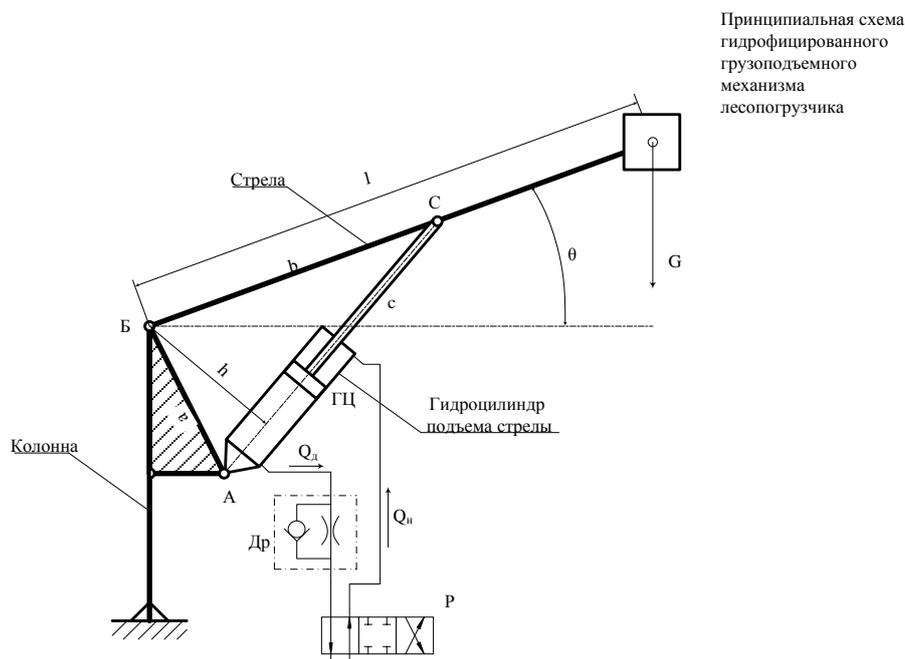


Рисунок 1. Схема механизма опускания стрелы

В докладе рассматривается вопрос дроссельного регулирования скорости опускания стрелы грузоподъемного механизма, под действием веса груза и приведенных к его центру массы всех подвижных элементов системы.

При опускании стрелы рабочая жидкость от насоса через распределитель подается в штоковую полость гидроцилиндра, а из поршневой полости вытесняется, через дроссель, на слив в бак. Дроссель ограничивает расход жидкости вытесняемый из поршневой полости гидроцилиндра.

Оптимальная скорость перемещения поршня, при опускании стрелы, которая обеспечивает неразрывность потока рабочей жидкости, поступающей в штоковую полость гидроцилиндра равна:

$$v_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{S_{\Pi}} \quad (1)$$

где v_{Π} - скорость перемещения поршня гидроцилиндра, м/с;

Q_n - Подача насоса, м³/с;

$S_{ш}$ - площадь поршня со стороны штока, м².

Расход рабочей жидкости из поршневой полости гидроцилиндра, проходящий через дроссель:

$$Q_d = v_{п} \cdot S_{п} \quad (2)$$

где $S_{п}$ - площадь поршня, м².

Скорость перемещения поршня из выражении (1) подставим в выражение (2), получим:

$$Q_d = \frac{Q_n}{S_{ш}} \cdot S_{п} \quad (3)$$

Расход рабочей жидкости проходящей через дроссельное отверстие также можно определить из выражения:

$$Q_d = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (4)$$

где μ - коэффициент расхода рабочей жидкости;

S_o - площадь отверстия дросселя, м²;

ΔP - перепад давления, Па.

Перепад давления:

$$\Delta P = P^n - P^z \quad (5)$$

где P^n - давление перед дросселем, Па;

P^z - давление за дросселем, Па.

Величиной потерь давления на участке от поршневой полости гидроцилиндра до дросселя, в виду сравнительно малой величины по сравнению с потерями давления в дросселе можно пренебречь, тогда давлений поршневой полости гидроцилиндра, и давление перед дросселем практически равны. Давление перед дросселем зависит от длины стрелы, угла наклона стрелы, приведенного веса, высоты плеча (h), и диаметра поршня цилиндра ($S_{п}$).

Плечо (h) определяется из треугольника АВС, у которого длины сторон «а» и «b» величины постоянные (const), а сторона «с» - переменная, зависящая от хода (S) гидроцилиндра. Для каждого положения стрелы, величина «с» может быть определена из кинематической схемы механизма опускания, как разность максимальной длинны гидроцилиндра (в выдвинутом положении штока) и величины хода поршня.

Давление (P^n), создаваемое приведенным весом всех подвижных элементов, без учета сил трения в гидроцилиндре, и шарнирах грузоподъемного механизма:

$$P^n = \frac{G \cdot \cos \theta}{S_{п} \cdot h} \quad (6)$$

Высота (h), из треугольника АВС:

$$h = \frac{2\sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)}}{c} \quad (7)$$

где P - полупериметр стрелы треугольника АВС.

Полупериметр стрелы треугольника АВС:



$$P = \frac{a+b+c}{2}.(8)$$

Подставим в выражение (6) значение(h)из выражения (7), получим:

$$P^n = \frac{G \cdot \cos \theta \cdot c}{S_{\Pi} \cdot 2 \sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)}}.(9)$$

Давление за дроссельным отверстием (P^3), определяется суммированием потерь давления по длине трубопроводов и местных потерь давления каждого элемента гидросистемы:

$$P^3 = \sum_1^K (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \xi_i) \frac{v_i^2}{2} \rho + \alpha \frac{v_k^2}{2} \rho, (10)$$

где l_i – длина прямого участка трубопровода, м;

d_i – внутренний диаметр прямого участка трубопровода, м;

v_i – величина средней скорости в каждом участке, м/с;

v_k – величина средней скорости потока на входе в гидробак, м/с;

α – коэффициент кинетической энергии;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

λ_i – коэффициент сопротивления трения по длине i -того участка трубопровода;

ξ_i – коэффициент местного сопротивления i -того элемента;

$\alpha \frac{v_k^2}{2} \rho$ – выражение, отражающее величину потерь давления при выходе рабочей жидкости из трубопровода в полость гидробака, где $\xi = \alpha$.

В выражении (5) произведем замену(P^n) и (P^3)из (9) и (10), получим:

$$\Delta P = \frac{G \cdot \cos \theta \cdot c}{S_{\Pi} \cdot 2 \sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)}} - \sum_1^K (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \xi_i) \frac{v_i^2}{2} \rho + \alpha \frac{v_k^2}{2} \rho. (11)$$

Подставим значение ΔP (11) и Q_d (3) в выражение (4) из которого выразим диаметр отверстия в дросселе, обеспечивающий неразрывность потока в штоковой полости гидроцилиндра и постоянную скорость поршня (v_{Π}):

$$Q_H \cdot \frac{S_{\Pi}}{S_{Ш}} = \mu \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left[\frac{G \cdot \cos \theta \cdot c}{S_{\Pi} \cdot 2 \sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)}} - \sum_1^K (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \xi_i) \frac{v_i^2}{2} \rho + \alpha \frac{v_k^2}{2} \rho \right]}{\rho}} , (12)$$

$$d_d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_H \cdot S_{\Pi}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \left[\frac{G \cdot \cos \theta \cdot c}{S_{\Pi} \cdot 2 \sqrt{P(P-a)(P-b)(P-c)}} - \sum_1^K (\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \xi_i) \frac{v_i^2}{2} \rho + \alpha \frac{v_k^2}{2} \rho \right]}{\rho}} \cdot \mu \cdot \pi \cdot S_{Ш}}} . (13)$$

Уравнение (4), с учетом выражения значения ΔP (11) можно записать в следующем виде:

$$d_d = \sqrt{\frac{4 Q_H \cdot S_{\Pi}}{\mu \pi \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} S_{Ш}}} . (14)$$



Коэффициент расхода для малого круглого отверстия с острой кромкой при значении числа Рейнольдса $Re = 1,5 * 10^4 \div 1 * 10^6$, можно принимать $\mu = 0,6$, тогда:

$$d_d = 1,225 \sqrt{\frac{Q_n \cdot S_{II} / S_{III}}{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}} \quad (15)$$

На рисунках 1 и 2 приведена графическая интерпретация результатов расчетов выше изложенной методики для лесопогрузчика ЛП-188, при использовании рабочей жидкости марки МГ-15-В₂, в условиях установившейся температуры 60 °С.

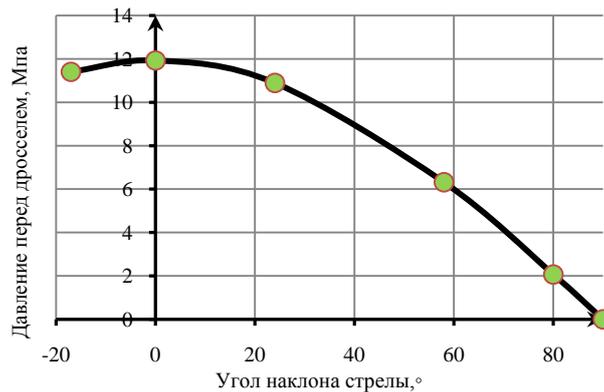


Рисунок 1. Зависимость давления перед дросселем от угла наклона стрелы относительно горизонта

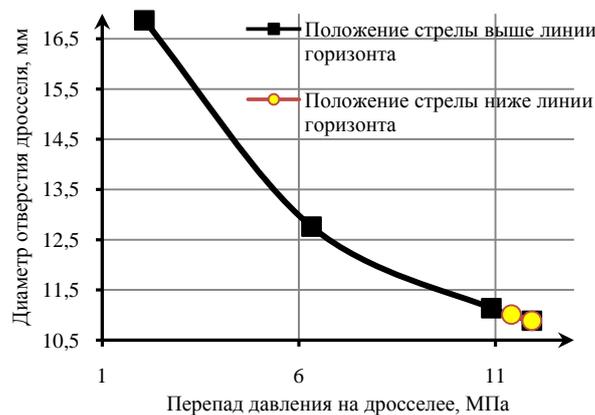


Рисунок 2. Зависимость диаметра отверстия дросселя от перепада давления на дросселе.

Зачастую, при практических расчетах, пренебрегают изменением величины давления за дроссельным отверстием (P^3), тогда:

$$d_d = 1,225 \frac{\sqrt{Q_{H^*} \Psi}}{\sqrt[4]{\frac{2P^H}{\rho}}} .(16)$$

Анализ выражения (6) показывает, что давление P^H величина переменная и зависит от угла наклона стрелы θ и как следствие от h , поэтому дроссель должен иметь возможность автоматического регулирования диаметра пропускного отверстия в зависимости от P^H или применяться дроссель не регулируемый, но с наименьшим из расчетных диаметров отверстия.



КАВИТАЦИЯ, СПОСОБЫ БОРЬБЫ, ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ**Ю. Р. Сайфетдинова,****научный руководитель сотрудник кафедры "ТМиО" Мандраков Е.А.***Сибирский федеральный университет*

Под кавитацией понимается местное выделение из жидкости в зонах пониженного давления паров и газов (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией паровых и смыканием газовых) выделившихся парогазовых пузырьков при попадании в зону повышенного давления. Это разрушение пузырьков сопровождается местными гидравлическими микроударами большой частоты и высокого уровня ударных давлений.

Во многих источниках физика этого явления объясняется следующим образом. Физический процесс кавитации близок процессу закипания жидкости. Основное различие между ними заключено в том, что при закипании изменение фазового состояния жидкости происходит при среднем по объёму жидкости давлении равном давлению насыщенного пара, тогда как при кавитации среднее давление жидкости выше давления насыщенного пара, а падение давления носит локальный характер.

Однако более поздние исследования показали, что ведущую роль в образовании пузырьков при кавитации играют газы, выделяющиеся внутрь образующихся пузырьков. Эти газы всегда содержатся в жидкости, и при местном снижении давления начинают интенсивно выделяться внутрь указанных пузырьков.

Поскольку под воздействием переменного местного давления жидкости пузырьки могут резко сжиматься и расширяться, то температура газа внутри пузырьков колеблется в широких пределах, и может достигать нескольких сот градусов по Цельсию. Имеются расчётные данные, что температура внутри пузырьков может достигать 1500 градусов Цельсия. Следует также учитывать, что в растворённых в жидкости газах содержится больше кислорода в процентном отношении, чем в воздухе, и поэтому газы в пузырьках при кавитации химически более агрессивны, чем атмосферный воздух — вызывают в итоге окисление (вступление в реакцию) многих обычно инертных материалов. Примеры кавитации изображены на (рис. 1 а, б).

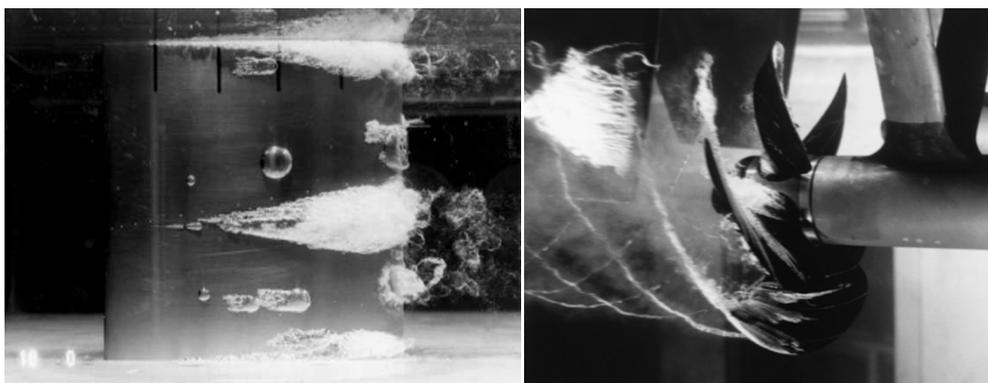


Рис. 1. а) Кавитация на неподвижном подводном крыле, снятая в высокоскоростной гидродинамической трубе; б) Пример кавитации на гребном винте

Число кавитации.

Кавитационное течение характеризуют безразмерным параметром (числом кавитации):

$$X = \frac{2(P - P_s)}{\rho V^2}, \text{ где}$$

P — гидростатическое давление набегающего потока, Па;

P_s — давление насыщенных паров жидкости при определенной температуре окр. среды, Па;

ρ — плотность среды, кг/м³;

V — скорость потока на входе в систему, м/с.

Известно, что кавитация возникает при достижении потоком граничной скорости $V = V_c$, когда давление в потоке становится равным давлению парообразования (насыщенных паров). Этой скорости соответствует граничное значение критерия кавитации.

В зависимости от величины X можно различать четыре вида потоков:

- докавитационный — сплошной (однофазный) поток при $X > 1$,
- кавитационный — (двухфазный) поток при $X \approx 1$,
- пленочный — с устойчивым отделением кавитационной полости от остального сплошного потока (пленочная кавитация) при $X < 1$,
- суперкавитационный — при $X \ll 1$.

Вредные последствия.

Химическая агрессивность газов в пузырьках, имеющих к тому же высокую температуру, вызывает эрозию материалов, с которыми соприкасается жидкость, в которой развивается кавитация. Эта эрозия и составляет один из факторов вредного воздействия кавитации. Второй фактор обусловлен большими забросами давления, возникающими при схлопывании пузырьков и воздействующими на поверхности указанных материалов.

Поэтому кавитация во многих случаях нежелательна. Например, она вызывает разрушение гребных винтов судов (рис. 2 б), рабочих органов насосов (рис. 2 а), гидротурбин и т. п., кавитация вызывает шум, вибрации и снижение эффективности работы.

Когда схлопываются кавитационные пузыри, энергия жидкости сосредотачивается в очень небольших объемах. Тем самым, образуются места повышенной температуры и возникают ударные волны, которые являются источниками шума. Шум, создаваемый кавитацией, является особой проблемой на подводных лодках (субмаринах), так как из-за шума их могут обнаружить. При разрушении каверн освобождается много энергии, что может вызвать повреждения. Эксперименты показали, что вредному, разрушительному воздействию кавитации подвергаются даже химически инертные к кислороду вещества (золото, стекло и др.), хотя и намного более медленному. Это доказывает, что помимо фактора химической агрессивности газов, находящихся в пузырьках, важным является также фактор забросов давления, возникающих при схлопывании пузырьков. Кавитация ведёт к большому износу рабочих органов и может значительно сократить срок службы винта и насоса. В метрологии, при использовании ультразвуковых расходомеров, кавитационные пузыри модулируют волны, излучаемые расходомером, что приводит к искажению его показаний.





Рис. 2. Повреждения, наносимые эффектом кавитации на части насоса (а), гребном винте (б)

Способы борьбы с кавитацией.

Основным способом борьбы с кавитацией является максимальное снижение разрежения в зонах возможной кавитации, которое частично может быть достигнуто за счет повышения окружающего давления. В частности, в борьбе с кавитацией во всасывающей камере насосов основным является обеспечение на всасывании такого давления, которое способно было бы преодолеть без разрыва потока жидкости гидравлические потери во всасывающей магистрали и в самой камере всасывания, включая сопротивление, обусловленное инерцией жидкости.

Очевидно, что для того, чтобы жидкость развила в рабочей камере насоса (в цилиндре и пр.) необходимое ускорение, требуемое для предотвращения отрыва ее от всасывающего элемента (поршня и пр.), к ней необходимо приложить соответствующее давление. Сила P инерции жидкости при этом определится так: $P=mj$, где m — масса рассматриваемого объема движущейся жидкости; j — максимальное ее ускорение.

Для преодоления этой силы на входе во всасывающую камеру насоса должно действовать давление $P=P/F$, где F - сечение потока.

Повышение давления достигается наддувом бака гидросистемы газом (поддавливанием), а также установкой подкачивающих насосов, эжекторов и прочими средствами.

Для уменьшения действия кавитации применяют коррозионно-стойкие материалы (стали с добавкой хрома и никеля) при одновременной тщательной обработке их поверхностей, омываемых кавитируемой жидкостью. Применяют также покрытия деталей материалом, стойким против кавитационного разрушения (бронзой, хромом и пр.). Как правило, стойкость материалов кавитационному разрушению повышается с увеличением механической и химической (окислительной) стойкости, причем лучшие результаты дают материалы, в которых совмещаются оба эти качества. Увеличением твердости можно также несколько повысить антикавитационную стойкость углеродистых сталей, однако детали из этих сталей не могут обеспечить приемлемый ресурс времени при- возможных твердостях.

Полностью устранить разрушительное действие кавитации путем применения стойких против коррозии материалов не представляется возможным. Разрушению, хотя и менее интенсивному, подвергаются при известных условиях детали из таких материалов как стекло, золото и пр., что свидетельствует о преобладании в рассматриваемом процессе их разрушения механических факторов.

Практическое использование эффекта кавитации.

Эффект кавитации часто используют для практических целей. В частности он используется в устройствах для стабилизации расхода жидкости. Устройство (рис. 3) состоит из дроссельной шайбы 1, измеряющей расход жидкости, и осесимметричной

дроссельной иглы 2, служащей для введения устройства в кавитационный режим работы. При понижении давления $P_{\text{вых}}$ на выходе, в данном случае из сопла Вентури, при постоянном давлении $P_{\text{вх}}$ на входе в него скорость потока жидкости будет повышаться, в соответствии с чем давление в суженном сечении сопла будет понижаться. После достижения этого давления до величины, соответствующей началу кавитации жидкости, последняя вскипает. Поскольку сопротивление сопла после этого будет увеличиваться пропорционально интенсивности кавитации, которая, в свою очередь, будет повышаться с увеличением перепада давления, расход через сопло после возникновения кавитации стабилизируется, сохраняясь постоянным независимо от дальнейшего снижения давления на выходе из сопла. При уменьшении этого давления будет лишь расширяться зона кавитации по диффузорной части, начиная от суженного сечения.

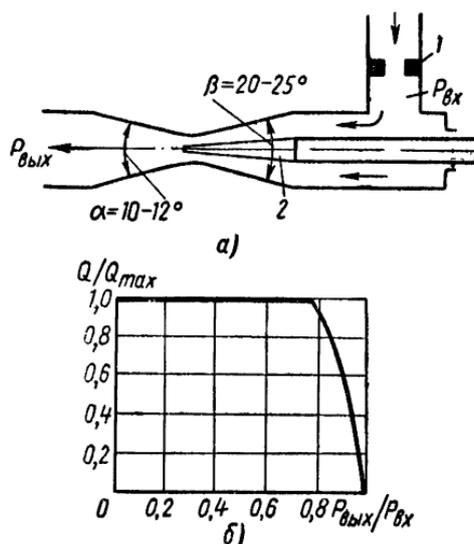


Рис. 3. а) Принципиальная схема кавитационного устройства для стабилизации расхода жидкости; б) Кривая, характеризующая стабильность расхода через него

Кавитация используется при ультразвуковой очистке поверхностей твёрдых тел. В промышленности кавитация часто используется для гомогенизации (смешивания) и отсадки взвешенных частиц в коллоидном жидкостном составе, например, смеси красок или молока. Кавитацию используют для обработки топлива. Также были разработаны кавитационные водные устройства очистки, в которых граничные условия кавитации могут уничтожить загрязняющие вещества. В медицине кавитация играет важную роль для уничтожения камней в почках и мочеточнике посредством ударной волны прибора для разрушения камней без открытого хирургического вмешательства. Кавитация, создаваемая прохождением ультразвука в жидкостной среде, используется в работе хирургических инструментов для бескровного иссечения тканей плотных органов. Кавитация также применяется в стоматологии при ультразвуковой чистке зубов, разрушая зубной камень и пигментированный налет, а также косметологии.

Список литературы

1. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М.: Маши- Машиностроение, 1971. 672 с.
2. Башта Т. М. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика, М.: Машиностроение, 1972. 320 с.
3. Пирсол И. Кавитация / Пер. с англ. Ю. Ф. Журавлёва; Под ред., с предисл. и доп. Л. А. Эпштейна.. — М.: Мир, 1975. — 96 с. — (В мире науки и техники). (обл.)



СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Соколов Сергей Николаевич

научный руководитель канд. техн. наук Абрамов В.В.

Сибирский федеральный университет

Изобретение относится к области шестеренного гидромашиностроения и может быть применено в конструкциях насосов, гидромоторов и делителей потока для создания противоположного знака эпюр сил, действующих на шестерни со стороны жидкости высокого давления, путем гидравлического соединения впадин зубьев шестерен, находящихся в момент вращения на стороне гидромашин, обращенной к отверстию низкого давления, с жидкостью высокого давления.

Известна конструкция шестеренного насоса согласно патенту США № 4124335 А, 07.11.1978, F01С 19/08, в компенсаторе которого выполнены отверстия, соединяющие полость манжеты с рабочей поверхностью компенсатора и с впадинами между зубьями шестерен для отбора части находящейся в них рабочей жидкости под определенным давлением в манжетную полость для прижима компенсатора с этим давлением к торцам венцов шестерен, а также подачи жидкости под этим же давлением в стык подшипников скольжения для их прижима к поверхности расточки корпуса с целью снижения величины вибрации от неравномерности подачи, характерной для шестеренных насосов.

Недостатком данной конструкции является соединение полости манжеты отверстиями с рабочей поверхностью компенсатора с жидкостью, находящейся между зубьями шестерен, давление в которых не равно давлению нагнетания, т.к. отверстия гидравлически не соединены с выходом из насоса, что не позволяет обеспечить при более высоких давлениях нагнетания герметичность объема жидкости, запертой между зубьями. Таким образом, насос рассчитан для работы на низких давлениях и в гидросистемах с повышенными требованиями к неравномерности подачи и к вибрации насоса. Для снижения уровня вибрации шестерен в корпусе насоса от неравномерности подачи производится фиксация шестерен отводимой из-под манжет жидкостью в стык между подшипниками скольжения.

Задачу снижения сил от давления нагнетаемой жидкости на шестерни данная конструкция решить не может.

На рисунке 1 изображена шестеренная гидромашин в продольном разрезе.



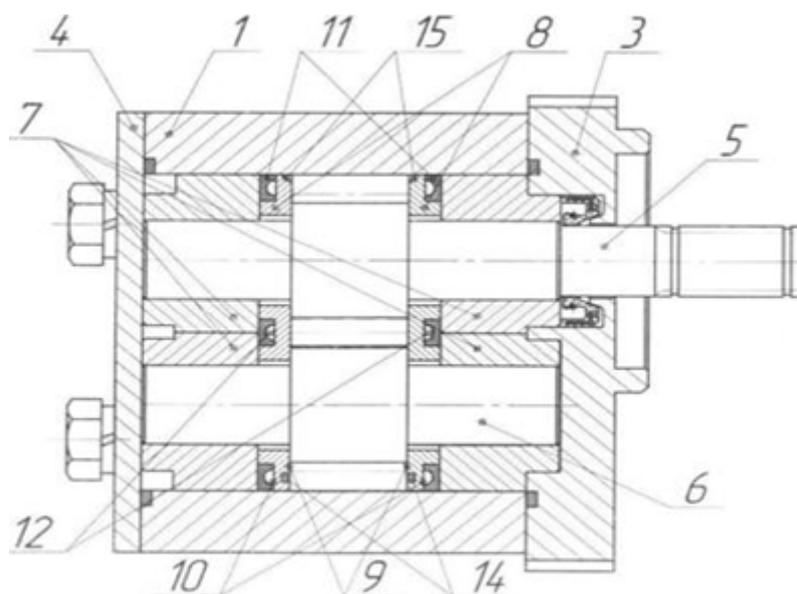


Рисунок 1. Шестеренная гидромашина

В качестве ближайшего аналога принята конструкция шестеренного насоса по а.с. СССР № 1312250 А1, 23.05.1987, F04С 2/04, в котором пазы выполнены не на рабочей поверхности компенсатора, контактирующей с торцами венцов шестерен, а на нерабочей, в которую устанавливается манжета для увеличения объема находящейся там рабочей жидкости. Два симметричных отверстия соединяют эти пазы, расположенные на внутренней поверхности компенсатора, с рабочей поверхностью компенсатора и предназначены для дополнительного заполнения рабочей жидкостью высокого давления впадин между зубьями шестерен, проходящих в конкретный момент вращения через эти отверстия. Таким конструктивным решением авторы предполагают снизить температурный режим насоса за счет создания постоянной циркуляции рабочей жидкости из манжетной полости компенсатора в пространство между зубьями ведущей и ведомой шестерен, не до конца заполненные, по их мнению, жидкостью на входе насоса.

Недостатком данной конструкции с точки зрения заявляемого изобретения является создание кратковременного импульса высокого давления во впадине между зубьями, исчезающего сразу же после прохождения отверстия, соединенного с полостью манжеты, но ни в коем случае не создание постоянного сектора эпюр высокого давления, образующегося несколькими впадинами между зубьями вращающихся шестерен, гидравлически соединенных с полостью манжеты длинным пазом по рабочей поверхности компенсатора, в расточке корпуса или рядом отверстий. Только постоянный сектор высокого давления, созданный на стороне входного отверстия, может создать такой же постоянный эпюр, нейтрализующий силы давления нагнетаемой жидкости на шестерни с подшипниками со стороны нагнетания, т.е. выходного отверстия.

Задача предлагаемого изобретения состоит в снижении сил, действующих на пару шестерен со стороны жидкости высокого давления, и, как следствие, уменьшении сил трения в подшипниках скольжения цапф шестерен.

Таким образом, появляется запас несущей способности подшипников скольжения, который можно использовать для повышения рабочего давления, частоты вращения, крутящего момента или ресурса гидромашины в целом. Кроме того,

уменьшение сил трения создает благоприятные условия для применения любых смазывающих жидкостей без опасности разрушения масляного клина в парах трения.

Поставленная задача достигается следующими вариантами технических решений.

1. Шестеренная гидромашина, содержащая, по меньшей мере, корпус с отверстиями высокого и низкого давления и внутренними расточками, в которых установлены ведущая и ведомая шестерни, и компенсаторы с рабочей поверхностью, контактирующей с торцами венцов шестерен, и нерабочей поверхностью с установленной в ней, по меньшей мере, одной манжетой, внутренняя полость которой гидравлически соединена с отверстием высокого давления, причем половина рабочей поверхности компенсатора, обращенная к отверстию низкого давления, снабжена рядом отверстий в полость манжеты и/или, по меньшей мере, одним открытым пазом и/или фаской, имеющими выход к отверстию высокого давления и/или сообщающимися с отверстием высокого давления гидравлически через, по меньшей мере, одно отверстие во внутреннюю полость манжеты, при этом кромка ближайшего из ряда отверстий и/или начало открытого паза или фаски находятся от кромки отверстия низкого давления, как минимум, на расстоянии шага зацепления шестерен.

2. Шестеренная гидромашина, содержащая, по меньшей мере, корпус с отверстиями высокого и низкого давления и внутренними расточками с установленными в них ведущей и ведомой шестернями, причем расточки корпуса в месте контакта с венцами шестерен снабжены, по меньшей мере, одним открытым пазом, начинающимся от кромки отверстия высокого давления и заканчивающимся у кромки отверстия низкого давления на расстоянии, равном, как минимум, шагу зацепления шестерен.

Таким образом, появляется возможность выбора для улучшения технических характеристик гидромашин: повышение давления нагнетания, увеличение частоты вращения, повышение ресурса или крутящего момента.

Список литературы

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974.
2. Атлас конструкций гидромашин и гидропередаточных устройств Б.М. Бим-Бад, М.Г.Кабаков, С.П.Степин, Машиностроение 1990.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Машиностроение, 1964.



МОДЕРНИЗАЦИЯ ГИДРОВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПУТЕМ ДОБАВЛЕНИЯ ГИДРОАККАМУЛЯТОРА

Тарасов А.Н.

научный руководитель стар. преподаватель Зубрилов Г.Ю.

Сибирский федеральный университет

Гидроаккумулятор – сосуд работающий под давлением, который позволяет накапливать энергию сжатого газа или пружины и передавать ее в гидросистему потоком жидкости, находящейся под давлением.

Работоспособность, эффективность, а также срок службы гидросистемы определяет надежность, безопасность и производительность гидрофицированного механизма в целом.

Необходимо отметить, что стоимость самих гидроаккумуляторов не так уж и велика, но простой машин и объем монтажно-демонтажных работ при замене изношенного насоса снижают производительность машин и оборудования, что приводит к удорожанию выполняемых работ.

Насос работает в весьма тяжелых условиях. Значительные удельные нагрузки на насос, вызываемые давлением, широким диапазоном температуры, агрессивностью рабочей среды и другими факторами снижают срок его службы. В большинстве случаев выход из строя насоса обусловлен износом и разрушением (старением) материала изделия.

Применение новых современных материалов, а так же внедрение новых конструктивных решений при конструировании элементов гидросистемы позволяет увеличить срок наработки гидрофицированных машин на отказ и повысить их технико-экономические показатели.

Мембранный гидроаккумулятор - ввиду своих небольших размеров, используется чаще всего там, требуется моментальное высвобождение энергии при небольших размерах (например, станки или мобильная техника). Диапазон вместимости рабочей жидкости варьируется от 0,75 до 4 литров. Принцип работы схож с поршневым аккумулятором, только в качестве разделителя сред применяется каучуковая мембрана. Различают два типа мембранных аккумуляторов: со сварным и разборным корпусом. В сварной конструкции мембрана запрессована в кольцевой паз внутри корпуса, а специальная технология обеспечивает минимальный нагрев во избежание повреждений мембраны при сварке. В этом заключается отличие от разборной мембраны, где верхняя и нижняя части корпуса соединены посредством резьбы. Такое устройство позволяет заменять мембрану, не меняя корпус. Допустимая рабочая температура от -10°C до +80°C.

В качестве базовой модели для модернизации гидропривода была выбрана машина «БелАЗ–53Л». Для модернизации были использованы современные гидроаккумуляторы группы компаний ООО «Гудрей».

Технические характеристики:

Номинальный объем: 0.075...4л.;

Максимальное рабочее давление: 50...750 бар;

Материал эластомера: NBR (от -50°C до +80°C), ECO (от -30°C до +120°C), IIR, FKM (от -10°C до +150°C) [FPM];

Материал корпуса: углеродистая сталь, нержавеющая сталь, алюминий и др.



Достоинства мембранного гидроаккумулятора:

максимальная функциональность при малом весе;
возможность установки в любом положении;
отсутствие перепада давлений между жидкостью и газом;
долгосрочные гарантия и время эксплуатации.

Пневмогидроаккумуляторы и их функции:

- Являясь незаменимым элементом в современной гидравлике, гидропневмоаккумуляторы выполняют множество функций, среди которых: снижение необходимой мощности насосов и уменьшение потребления энергии;

- обеспечение резервного питания системы в случае аварийной ситуации;
- выравнивание пульсаций давления;
- поддержка постоянного давления;
- компенсация утечек гидравлической жидкости;
- гашение гидравлических ударов.

Какие преимущества дают гидропневмоаккумуляторы:

- повышение эффективности системы;
- снижение операционных издержек;
- обеспечение высокой надежности гидросистемы;
- увеличение срока службы узлов системы;
- повышение производительности гидравлической системы и ее КПД.

При модернизации гидропривода была произведена установка, **Мембранного гидроаккумулятора**. Типа ЕСО (от -30°C до +120°C),

Проведенные предварительные расчеты технических и конструктивных характеристик модернизированной модели (табл. 1) показали повышение надежности и увеличение периода наработки на отказ по отношению к базовой модели на 3,5 года.

Таблица 1. Технические и конструктивные характеристики базовой и модернизированной моделей

Технические и конструктивные характеристики:	Численное значение параметров и показателей	
	Базовой модели	Модернизированная модели
Производительность, Тн/см	55	70
Надежность, тыс. час	0,93	0,95
Наработка на отказ, лет	4,5	8
Мощность, кВт	40	40





УДК 735.29

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ДЛЯ СВОБОДНОПОТОЧНОЙ МИКРОГЭС

Тюкпеев М. Н.,

научный руководитель канд. техн. наук Никитин А. А.

Сибирский федеральный университет

Особенностью свободнопоточной микроГЭС является низкая частота вращения турбины, определяемая скоростью свободного потока воды. В зависимости от скорости реки и мощности установки, турбина свободно-поточной микроГЭС вращается с частотой 60 – 150 об/мин. Если генератор соединен непосредственно с валом турбины, то ротор генератора должен вращаться с той же частотой 60 – 150 об/мин. Этот вариант передачи энергии от турбины к генератору требует создания низкоскоростного генератора. В настоящее время изготовлены опытные образцы низкоскоростного генератора. Низкоскоростной генератор значительно уступает по цене, массе и габаритам скоростным генераторам, которые серийно выпускаются. Таким образом, для создания свободнопоточной микроГЭС научно – технической проблемой является разработка конструкции низкоскоростного герметичного торцевого синхронного генератора. Второй вариант передачи энергии от турбины к генератору требует использования механической, гидравлической или гидромеханической передачи с повышением частоты вращения на выходе до 1000-3000 об/мин.

Предлагаем гидромеханическую передачу: ортогональная турбина 1, закреплённая под плотом, передаёт момент вращения своего вала валу насоса 3 с помощью цепной передачи 2, тем самым увеличив передаточное отношение. Приводя насос в рабочее состояние, он начинает передавать энергию рабочей жидкости гидромотору 4, который в свою очередь приводит во вращение ротор генератора 7, при этом увеличив его частоту вращения, а жидкость проходя через фильтр 5 попадает в бак 6.

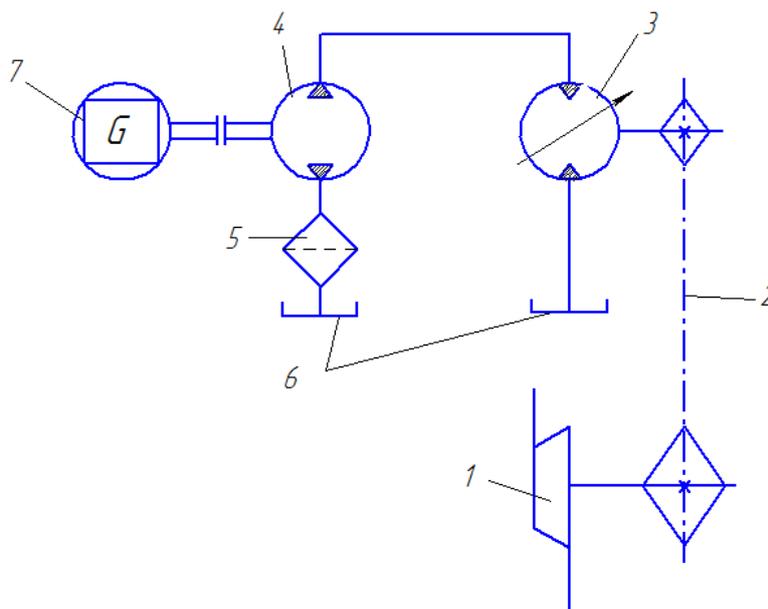


Рис.1. Привод микроГЭС.



Наиболее широко на рынке представлены скоростные генераторы с частотой вращения ротора 1500 об/мин, исходя из этого условия следует, что частота вращения гидромотора должна быть такой же.

Зададим следующие условия:

скорость течения реки $v_p = 2$ м/с ;

диаметр турбины $D_T = 0,5$ м ;

длина лопасти турбины $L_L = 3$ м .

Мощность турбины:

$$N_T = C_N \cdot D_T \cdot L_L \cdot \frac{\rho \cdot v_p^3}{2} \quad (1)$$

$$N_T = 0,45 \cdot 0,5 \cdot 3 \cdot \frac{1000 \cdot 2^3}{2} = 2,7 \text{ кВт}$$

Частота вращения турбинного колеса:

$$n_T = \frac{\omega_T}{2\pi} = \frac{2 \cdot v_p \cdot U}{2\pi \cdot D_T} \quad (2)$$

где U – коэффициент быстроходности.

$$n_T = \frac{2 \cdot 2 \cdot 2,2}{2\pi \cdot 0,5} = 2,8 \text{ об/с}$$

Найдём частоту вращения вала гидронасоса:

$$n_H = i \cdot n_T \quad (3)$$

где i – передаточное отношение цепной передачи .

$$n_H = 4 \cdot 2,8 = 11,2 \text{ об/с} = 672 \text{ об/мин}$$

Исходя из того, что подача насоса равна расходу гидромотора, находим частоту вращения вала гидромотора:

$$Q_H = Q_{ГМ} \quad (4)$$

$$Q_H = V_H \cdot n_H \cdot \eta_{ОН} \quad (5)$$

$$Q_{ГМ} = V_{ГМ} \cdot n_{ГМ} \cdot \frac{1}{\eta_{ОГМ}} \quad (6)$$

$$V_H \cdot n_H \cdot \eta_{ОН} = V_{ГМ} \cdot n_{ГМ} \cdot \frac{1}{\eta_{ОГМ}} \quad (7)$$

$$n_{ГМ} = \frac{V_H}{V_{ГМ}} \cdot n_H \cdot \eta_{ОН} \cdot \eta_{ОГМ} \quad (8)$$

где $V_H, V_{ГМ}$ – рабочий объём насоса и рабочий объём гидромотора; $\eta_{ОН}, \eta_{ОГМ}$ – объёмный КПД насоса и гидромотора.



Так как частота вращения вала гидромотора известна и приняв приблизительные значения объёмных КПД можно найти необходимое соотношение рабочих объёмов насоса и гидромотора.

$$\frac{V_H}{V_{ГМ}} = \frac{n_{ГМ}}{n_H \cdot \eta_{ОН} \cdot \eta_{ОГМ}} \quad (9)$$

$$\frac{V_H}{V_{ГМ}} = \frac{1500}{672 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 2,47$$

Мощность на выходе генератора:

$$N_{Ген} = N_T \cdot \eta_H \cdot \eta_{ГМ} \cdot \eta_{Ген} \quad (10)$$

где $\eta_H, \eta_{ГМ}, \eta_{Ген}$ – КПД насоса, гидромотора и генератора.

$$N_{Ген} = 2700 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1968 \text{ Вт.}$$

Отсюда следует, чтобы добиться необходимой частоты вращения генератора, который может меняться из-за изменения скорости течения реки, нужно выбрать такой насос, который имел бы рабочий объём примерно в три раза больше рабочего объёма гидромотора. Исходя из этого принимаем:

регулируемый аксиально-поршневой насос типа 313.4.55 с рабочим объёмом равным $55 \text{ см}^3/\text{об}$, $n_{min} = 400 \text{ об/мин}$;

нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 310.4.12 с рабочим объёмом равным $11,6 \text{ см}^3/\text{об}$, $n_{ном} = 2400 \text{ об/мин}$.

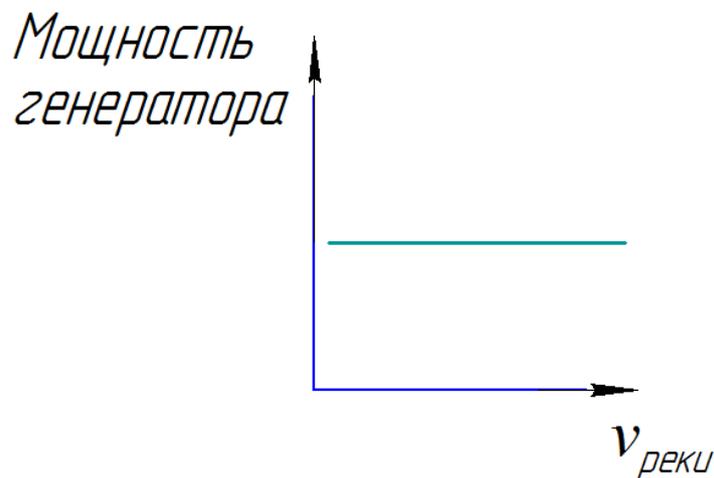


Рис. 2. График зависимости мощности генератора на выходе от скорости течения реки

Вывод: Таким образом, разработанная модель гидропривода позволит вырабатывать электроэнергию, не зависящую от скорости течения реки из-за особенности конструкции выбранного типа насоса.



УДК 621.22-226

РАЗРАБОТКА ГИДРОПРИВОДА ХОДА АВТОМОБИЛЯ

Цветков М.В.,

научный руководитель -доцент. канд. техн. наук Никитин А.А.,

доцент, канд. техн. наук Мельников В.Г.

Красноярский политехнический университет

Известен вездеход ТРЭКОЛ – 39041 в нём применены узлы и агрегаты популярного УАЗ - 3151 и его модификаций, доработанных применительно к ТРЭКОЛ - 39041. Проведённая переработка шасси УАЗ под установку шин ТРЭКОЛ включая расширение колеи мостов, базы, подъём штатного кузова над рамой, а также замену раздаточной коробки УАЗ на ГАЗ - 33027, которая позволяет обеспечить вездеходу постоянный полный привод с блокировкой межосевого дифференциала.

К недостаткам данного автомобиля относится отсутствие плавности страгивания с места, повышенные динамические нагрузки, выход из строя полуосей автомобиля, редуктора, раздатки, повышенная нагрузка на двигатель и коробку передач.

При применении гидрообъёмной передачи позволяет:

- повысить плавность передвижения;
- защита двигателя от нагрузки;
- обеспечить бесступенчатое регулирование скорости передвижения и плавную передачу крутящего момента;
- возможность исключения коробки передач и всей механической трансмиссии;
- простоту реверсирования;

Это позволяет повысить производительность мобильных машин.

Гидрообъёмная передача имеет массу преимуществ перед механическим приводом. Одно из достоинств — упрощение механической разводки по машине. Это позволяет получить выигрыш в надёжности, ведь зачастую при большой нагрузке на машину карданы не выдерживают, и приходится ремонтировать машину. В северных условиях это происходит ещё чаще при низких температурах. За счёт упрощения механической разводки удастся так же освободить место для вспомогательного оборудования. Применение гидрообъёмной передачи (рисунок 1), может позволить полностью убрать валы и мосты, заменив их насосной установкой и гидромоторами, встраиваемыми прямо в колеса. Либо, в более простом варианте (рисунок 2), гидромоторы могут быть встроены в мосты.

Принципиальная гидравлическая схема гидропривода хода автомобиля показана на рисунке 1.



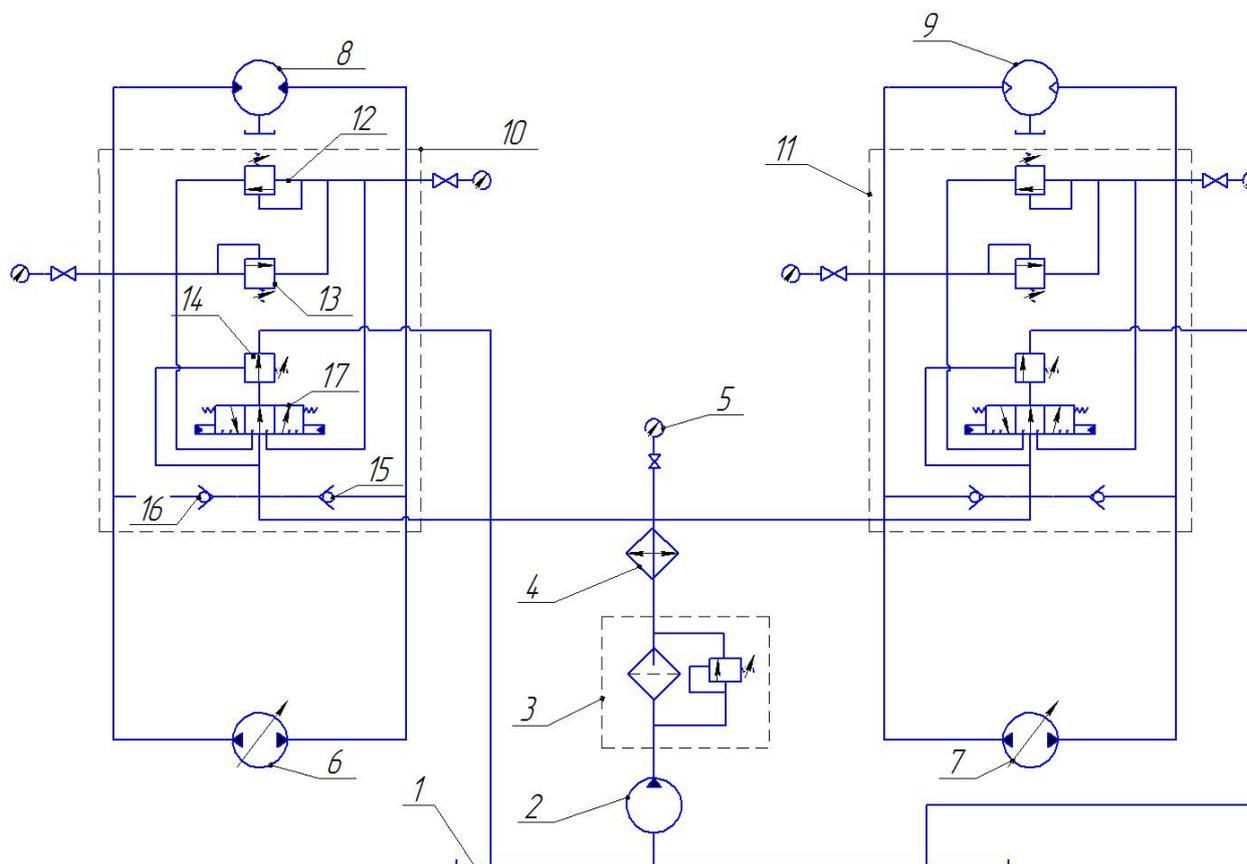


Рисунок. 1. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода хода автомобиля

Принципиальная гидравлическая схема состоит из двух гидросистем закрытого типа, которые обеспечивают вращение правого и левого колеса.

Схема включает: бак 1, регулируемый насос 2, фильтр 3 с переливным клапаном, теплообменник 4, манометры 5, два регулируемых насоса 6 и 7, гидромоторы 8 и 9, клапанные коробки 10 и 11, которые состоят из предохранительных клапанов 12, 13, 14, обратных клапанов 15 и 16, золотника 17 с сервоклапаном.

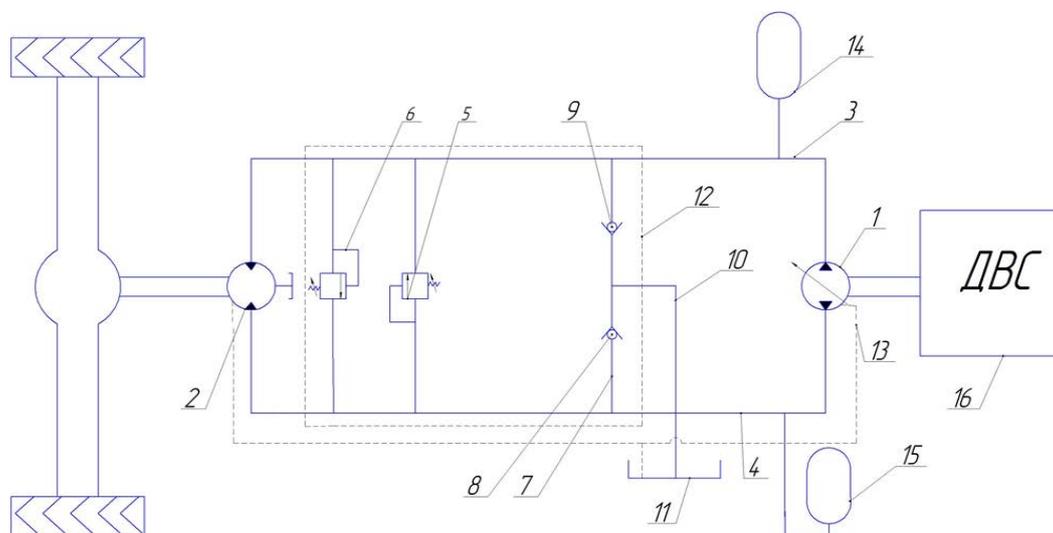


Рисунок 2. Кинематическая схема гидропривода хода автомобиля

Гидромоторы могут быть встроены в мосты. (Рисунок 2). Гидропривод хода автомобиля содержит насос 1, гидромотор 2, соединённые по замкнутой схеме силовыми магистралями 3 и 4. К магистралям 3 и 4, подсоединены предохранительные клапаны 5 и 6, параллельно гидромотору, а также к магистралям 3 и 4 подключена гидролиния 7, со встречно включёнными обратными клапанами 8 и 9, которая соединена с источником подпитки 10, гидролинией 11. Клапаны 5,6,8,9 конструктивно объединены в единой клапанной коробке 12. Источник подпитки сообщается с линией дренажа 13, насоса 1 и гидромотора 2. К силовым магистралям, между обратными клапанами 8 и 9 и насосом 1, подключены гидроаккумуляторы 14 и 15.

Гидропривод хода автомобиля работает следующим образом.

Двигатель внутреннего сгорания 16, приводит во вращение вал насоса 1, и рабочая жидкость подаётся насосом 1 по магистралям 3 или 4 и поступает в гидромотор 2. Гидромотор приводит во вращение передаточные пары, вследствие чего, возникают динамические нагрузки в начальный момент запуска гидропривода, в результате эти нагрузки поступают в гидроаккумуляторы 14,15 по магистрали 3 и 4 вследствие чего происходит снижение динамических нагрузок в момент запуска гидропривода, и затем рабочая жидкость возвращается в насос по магистрали 3 или 4. Каждая из гидравлических линий может быть под высоким давлением. В случае повышения давления в напорной магистрали 3 выше допустимого, предохранительный клапан 6, сообщается с магистралью низкого давления 4. В случае повышения давления в магистрали 4, выше допустимого, предохранительный клапан 5, сообщается с магистралью 3. Если понизится давление в магистрали 3, низкого давления, под действием давления жидкости, поступающей от источника подпитки, открывается обратный клапан 9. В случае понижения давления в магистрали 4, низкого давления под действием давления жидкости, поступающей от источника подпитки, открывается обратный клапан 8.

Использование гидроаккумуляторов, позволяет снизить динамические нагрузки в момент запуска системы, и пики давления.

По проведенному исследованию подана заявка на полезную модель.

Вывод: Проведённое исследование позволяет сделать вывод, что для автомобиля Трэкол можно заменить механическую трансмиссию на гидрообъемную с использованием серийно выпускаемого гидрооборудования.

Список литературы

1. Книга Гидравлика: учебник - Ухин, Гусев, Издательство: ИНФРА-М, 2010 г.
2. Моргунов Константин Петрович Серия: Учебники для вузов. Специальная Издательство: Лань Год выпуска: 2014.



МОДЕРНИЗАЦИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕКЦИОННОГО НАСОСА

Черногор И.В.,

научный руководитель, ст. преподаватель кафедры МОНГП Вихорева М.И.
Сибирский федеральный университет

Современная нефтяная промышленность не может обойтись без использования насосных агрегатов. Насосы различных видов нашли свое применение практически на всех этапах нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности. Для перекачивания нефти, в большинстве случаев используются центробежные секционные насосы(ЦНС).

Для обеспечения высокого напора в ЦНС применяется большое количество секций, что приводит к большим габаритам насоса и большой металлоемкости. С целью уменьшения массогабаритных показателей предлагается модернизация ступени ЦНС.

Известна центробежно-вихревая ступень погружного насоса. Особенностью конструкции насоса является рабочее колесо, на заднем диске которого размещен дополнительный вихревой венец в виде вихревых лопаток. Данные лопатки исполняют роль диспергатора(турбулизатора), обеспечивая увеличение напора на 11-23% и создавая более совершенную характеристику Q-H. При этом данная ступень может эксплуатироваться в скважинах при повышенном содержании свободного газа и без установки газосепараторов.

Так же существует полезная модель № 77651, где описывается центробежно-вихревая ступень погружного насоса. Центробежно-вихревая ступень погружного насоса, содержащая ротор в виде диска, в котором выполнены всасывающее отверстие, лопатки и межлопаточные каналы центробежного колеса закрытого типа и кольцевое углубление с установленными в нем лопатками, и статор с входом и выходом и свободным кольцевым каналом, расположенным напротив кольцевого углубления с лопатками с образованием вихревой части ступени, имеющей всасывающее и нагнетательное окна, при этом в статоре также выполнена сборная камера, сообщающая зону нагнетания центробежной части ступени, образованной центробежным колесом и статором, и всасывающее окно вихревой части ступени, отличающаяся тем, что свободный кольцевой канал снабжен разделителем, сборная камера и выход ступени выполнены кольцевыми, нагнетательное окно - осевым, а всасывающее окно вихревой части ступени и выход ориентированы от периферии к центру.

На основе изученной информации была разработана центробежно-вихревая ступень секционного горизонтального насоса. Суть технического предложения заключается в следующем.

Центробежно-вихревая ступень насоса содержит ротор(Рисунок 1) в виде центробежного колеса 1 закрытого типа с вихревыми лопатками и статор, представляющий из себя направляющее устройство 2 и корпус ступени(секции) 3. В центробежном колесе 1 на тыльной стороне несущего диска выполнены вихревые лопатки 4. Направляющее устройство 2 имеет спиральные углубления(зона нагнетания)5, расположенные напротив лопастей ротора, причем в конце каждого углубления имеется всасывающее окно 6, сообщающееся полукольцевым каналом 7 напротив вихревых лопаток 4. Так же каждый полукольцевой канал 7 имеет свой выход 8 в спиральный двусторонний подвод 9. Спиральный двусторонний подвод 9 является



сборным, одна его половина выполнен в направляющем устройстве 2, другая непосредственно в корпусе ступени 3.

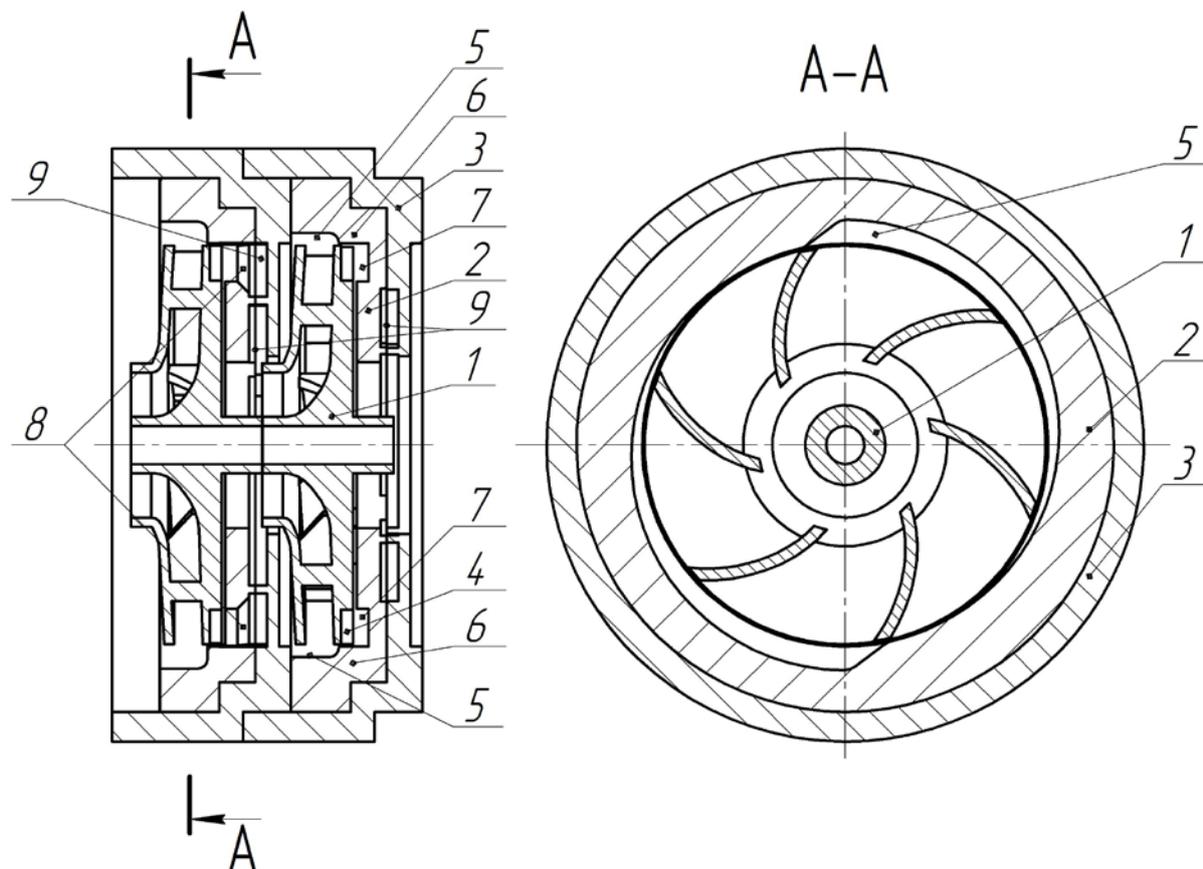


Рисунок 1. Центробежно-вихревая ступень

Принцип работы центробежно-вихревой ступени. Перекачиваемая жидкость, как и в обычном центробежном насосе, поступает на вход лопастного колеса, откуда попадет в межлопастное пространство и нагнетается в спиральные углубления. Далее через всасывающие окна жидкость нагнетается в свободные полукольцевые каналы, в которых за счет взаимодействия с вихревыми лопатками получает дополнительное приращение энергии по мере перемещения по каналам. После чего поток жидкости через выход попадает в спиральный подвод, через который нагнетается в новую ступень насоса.

Таким образом техническое предложение позволяет улучшить эффективность работы насоса за счет увеличения напора центробежно-вихревой ступени по сравнению с аналогичной центробежной ступенью. В итоге при одинаковом требуемом напоре насос с центробежно-вихревыми ступенями может иметь меньшее количество секций, чем подобный центробежный секционный насос.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В МОМЕНТ ЗАПУСКА СКРУББЕРА

Чернышков Д. И.,

научный руководитель канд. техн. наук Мельников В. Г.

Сибирский федеральный университет

Скруббер предназначены для дезинтеграции глинистых и илистых примесей из природных грунтов, песков рудных и россыпных месторождений, промывки руд россыпных, коренных месторождений и нерудных материалов с последующей классификацией, а также для промывки различного рода сырья в схемах утилизации вторичных материалов искусственного происхождения. Скруббер имеет в своем составе сварную раму, на которой смонтирован барабан цилиндрической формы и приводной механизм, состоящий из мотор — редукторов и приводных колес. Мотор-редуктора задают вращение приводным ролам, которые, в свою очередь, передают вращение установленному на них барабану. Для повышения эффективности использования полезной площади скруббера, внутреннее пространство барабана разделено перегородками, с увеличивающимися пропускными диаметрами. Имеющиеся на перегородках разгрузочные лопатки, а на внутренней поверхности барабана рабочие лопатки повышают производительность оборудования.

Принцип работы скруббера заключается в том, что сухая масса исходного материала, совместно с технологической водой, подается в загрузочное окно, расположенное с торца скруббера. Вращение барабана скруббера приводит к измельчению продукта рабочими лопатками, смешиванию и промывке технологической водой. Рабочие лопатки улучшают процесс измельчения, перемешивания и промывки насыпного продукта, а разгрузочные лопатки — к передвижению его во внутренних камерах барабана. Пульпа из скруббера попадает в бутару, где разделяется на необходимую крупность исходного материала. Размеры просеивающих отверстий или щелей определяются исходя из крупности полезного компонента и выбора обогатительных аппаратов.

В момент разгона скруббера в гидросистеме происходит резкое повышение давления.

Для определения величины заброса давления в момент разгона составим уравнение динамического равновесия выходного вала гидромотора:

$$M_{кр} = M_c + I_{\Pi}^M \frac{d\omega_M}{dt} + \frac{\omega_M^2}{2} \frac{dI_{\Pi}}{d\varphi}$$

(1)

$M_{кр}$ – крутящий момент гидромотора

M_c – момент сопротивления скруббера, приведенный к валу гидромотора при установившемся времени

I_{Π}^M – приведенный момент инерции скруббера с породой к валу гидромотора

$\frac{d\omega_M}{dt}$ – угловое ускорение вала гидромотора

Ввиду малого значения $\frac{\omega_M^2}{2} \frac{dI_{\Pi}}{d\varphi}$ уравнение (1) можно записать:

$$M_{кр} = M_c + I_{\Pi} \frac{d\omega_M}{dt} \quad (2)$$

Определим момент сопротивления, необходимый для вращения скруббера с породой, при установившемся вращении:



$$\frac{G \cdot h}{\eta} \quad M_c^p = \quad (3)$$

где: G – все породы;

h – плечо;

η – КПД (потери на трение скруббера – опорные катки);

Приведенный к валу гидромотора момент сопротивления:

$$M_c = \frac{G \cdot h}{i \cdot \eta}; \quad i = \frac{R}{r};$$

Выразим в (2) крутящий момент через давление:

$$M_{кр}^M = 0,159 \Delta p \cdot g_M \cdot \eta_{мех} \quad (4)$$

где: Δp – перепад давления между входом и выходом из гидромотора;

g_M – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{мех}$ – механический КПД гидромотора;

Подставим $M_{кр}$ из выражения (4) и M_c из выражения (3) в выражение (2) и, учитывая малую величину давления на выходе из гидромотора, получим:

$$\frac{G \cdot h}{i \cdot \eta} + J_{п}^M \frac{d\omega_M}{dt} = 0,159 p \cdot g_M \cdot \eta_{мех} \quad (5)$$

Величина давления в момент разгона скруббера равна:

$$P = \left(\frac{G \cdot h}{\eta \cdot i} + J_{п}^M \frac{d\omega_M}{dt} \right) \cdot \frac{1}{0,159 \cdot g_M \cdot \eta_{мех}} \quad (6)$$

где:

$$P_0 = \frac{G \cdot h}{i \cdot \eta} \cdot \frac{1}{0,159 \cdot g_M \cdot \eta_{мех}} = \quad (7)$$

P_0 – давление, при установившемся вращении скруббера

В выражении (6) заменим:

$$\frac{J_{п}^M}{0,159 \cdot g_M \cdot \eta_{мех}} = K \quad (8)$$

Тогда выражение (6) можно записать следующим равенством:

$$P = P_0 + K \frac{d\omega_M}{dt} \quad (9)$$

Объем рабочей жидкости, подаваемый насосом в гидромотор, выразим через частоту вращения вала насоса:

$$dQ_H = \frac{g_H \cdot \Pi_H \cdot \eta_{об.н}}{60} dt \quad \left(\frac{см^3}{с} \right) \quad (10)$$

где: g_H – рабочий объем насоса ($м^3$)

n_H – частота вращения вала насоса ($мин^{-1}$)

$\eta_{об.н}$ – объемный КПД насоса

Объем рабочей жидкости, проходящий через гидромотор, выраженный через угловую скорость вала гидромотора:

$$dQ_M = \frac{g_M \cdot \omega_M}{2\pi \cdot \eta_{об.м}} dt \quad \left(\frac{см^3}{с} \right) \quad (11)$$

где: g_M – рабочий объем гидромотора ($см^3$)



ω_M – угловая скорость вала гидромотора ($\frac{\text{рад}}{\text{с}}$)

$\eta_{\text{об.м}}$ – объемный КПД гидромотора

Разность $dQ_H - dQ_M = dQ$ – это объем, затрачиваемый на деформацию рабочей жидкости, трубопроводов и рукавов высокого давления в момент пуска гидромотора

$$dQ = \frac{g_H * \pi_H * \eta_{\text{об.н}}}{60} dt - \frac{g_M * \omega_M}{2\pi * \eta_{\text{об.м}}} dt$$

(12)

Из уравнения (12) выразим угловую скорость:

$$\omega_M = \left(\frac{g_H * \pi_H * \eta_{\text{об.н}}}{60} dt - dQ \right) : \frac{g_M}{2\pi * \eta_{\text{об.м}}} dt$$

(13)

Преобразуем и получим:

$$\omega_M = \frac{\frac{g_H * \pi_H * \eta_{\text{об.н}}}{30} * \frac{\pi * \eta_{\text{об.м}}}{g_M} - \frac{dQ}{dt} * \frac{2\pi * \eta_{\text{об.м}}}{g_M}}{2\pi * \eta_{\text{об.м}}} \quad (14)$$

Известно, что

$$\frac{Q}{E_r} dP \quad (15)$$

где: Q – объем рабочей жидкости в трубопроводах и рукавах высокого давления от насоса до гидромотора;

E_r – приведенный модуль упругости гидросистемы (трубопроводов, рукавов высокого давления и рабочей жидкости, находящейся в них)

Выражение (15) можно записать:

$$\frac{Q}{E_r} \frac{dP}{dt} = \frac{dQ}{dt} \quad (16)$$

(это объем, затраченный на деформацию (м^3))

Заменим:

$$\frac{Q}{E_r} = K^V \quad (17)$$

где: K^V – коэффициент пропорциональности, учитывающий изменение объема рабочей жидкости от давления

В уравнении (14) произведем замену $\frac{dQ}{dt}$ из (16) и (17) и получим:

$$\omega_M = \frac{g_H * \pi_H * \eta_{\text{об.н}}}{30} * \frac{\pi * \eta_{\text{об.м}}}{g_M} - K^V * \frac{2\pi * \eta_{\text{об.м}}}{g_M} * \frac{dP}{dt} \quad (18)$$

С учетом зависимости объемных КПД насоса и гидромотора от давления в гидросистеме уравнение (18) можно записать в виде:

$$\frac{d\omega}{dt} \omega_M = \frac{g_H * \pi_H * \pi * \eta_{\text{об.н}}}{30 * g_M} [\eta_{\text{об.н}} * \eta_{\text{об.м}} + P(K_H * \eta_{\text{об.н}} + K_M * \eta_{\text{об.м}})] + K^V * \frac{2\pi * \eta_{\text{об.м}}}{g_M} * \frac{dP}{dt} \quad (19)$$

где K_H и K_M – коэффициенты пропорциональности, учитывающие зависимость объемного КПД насоса и гидромотора от давления:

P – давление (МПа)

$P_1 = 15 \text{ МПа}$, $P_2 = 30 \text{ МПа}$

В уравнении (19) произведем замену:



$$C = f(P); C \frac{dP}{dt} = \frac{g_H * \Pi_H * \pi}{30 * g_M} \left[\eta_{об.н} * \eta_{об.м} + c \frac{dP}{dt} (K_H * \eta_{об.н} + K_M * \eta_{об.м}) \right]$$

(20)

$$b = K \sqrt{\frac{2\pi * \eta_{об.м}}{g_M}}$$

(21)

Тогда уравнение (21) можно записать в виде:

$$\omega_M = C + b \frac{dP}{dt}$$

(22)

Процесс изменения давления в момент запуска скруббера описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} P = P_0 + K \frac{d\omega_M}{dt} \\ \omega_M = C + b \frac{dP}{dt} \end{cases}$$

(23)

Система уравнений (23) равносильна следующему уравнению относительно P:

$$P = P_0 + Kb \frac{d^2P}{dt^2} + K * C \frac{dP}{dt}$$

(24)

Вывод: Таким образом, с помощью полученных дифференциальных уравнений мы можем описать процесс изменения давления в момент запуска скруббера



ГИДРОМУФТА, ОБЗОР И ПРИНЦИП РАБОТЫ

Шаповалов Н.Л.

научные руководители: сотр. каф. Мандраков Е.А.

Сибирский федеральный университет

Гидродинамические муфты (гидромуфты) нашли широкое применение в качестве составной части привода различных машин. Трудно назвать какую-либо отрасль промышленности и техники, в которых не использовались бы гидромуфты. В первую очередь это относится к горнорудной, химической, металлургической, нефтедобывающей и лесотехнической промышленности. Гидромуфты используются также в приводах широкого класса машин строительной, строительного-дорожной и транспортной техники.

На рис.1 схематично в меридиональном сечении показана гидромуфта, имеющая ведущее лопастное насосное колесо центробежного типа 1(насос) и ведомое лопастное колесо, выполняющее функцию реактивной турбины 2(турбина). Оба колеса имеют, как правило, плоские радиальные лопатки 3 и 4. К насосу 1 присоединен вращающийся при работе корпус 5. Диски 6 и 7 насоса и турбины выполнены в виде чаш с криволинейными образующими.

В совокупности с межлопастными каналами торообразная часть полости гидромуфты, заключенная между чашами насоса и турбины, является рабочей полостью. Между торцами колес имеется небольшой осевой зазор, благодаря чему возможно вращение одного колеса относительно другого. Замкнутая полость гидромуфты заполняется рабочей жидкостью (РЖ), в качестве которой используются чаще всего минеральные маловязкие масла.

В пожароопасных условиях применяются вода и водные эмульсии, а также трудновоспламеняемые синтетические масла.

В гидромуфте (гидропередача без внешней опоры) момент на турбине всегда равен моменту на насосе, но передача энергии в ней происходит с определенными потерями, характеризующимися в рабочем режиме значением К.П.Д. Поскольку моменты колес равны, то К.П.Д. численно равен отношению частоты вращения турбины n_2 к частоте вращения насоса n_1 , т.е. передаточному отношению i ($i = n_2/n_1$). Крутящий момент гидромуфты передается всегда при некотором отставании скорости турбины от скорости насоса. Это значит, что гидромуфта работает со скольжением $S_r = (n_1 - n_2)/n_1 = 1 - i$. Скольжение отображает долю потерь мощности, идущих на нагрев РЖ и деталей гидромуфты.

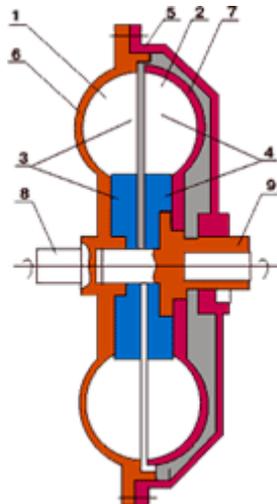


Рисунок 1. Схема гидромуфты

Основные функциональные особенности гидромуфт.

При использовании гидромуфт привод машин приобретает целый ряд положительных свойств, из которых наиболее важными являются:

- срабатывание с места с нулевыми значениями начального момента и ускорения, а также плавный разгон машин до рабочей скорости,
- предохранение приводного двигателя и механической трансмиссии от недопустимых перегрузок при резком торможении и пуске,
- возможность замены сложных электродвигателей с фазным ротором на простые и более надежные короткозамкнутые двигатели с обеспечением благоприятных условий их пуска под нагрузкой, в том числе и при большом моменте инерции машины,
- суммирование мощности нескольких двигателей, работающих на общий исполнительный орган при равномерном распределении нагрузки на эти двигатели, и возможность их поочередного запуска, - стабильность и автоматичность срабатывания при заданном значении предельного момента и самовосстанавливаемость рабочего режима при устранении перегрузки,
- возможность гидродинамического и генераторного торможения машины, а также ее торможения противовращением при реверсировании двигателя,
- демпфирование и гашение крутильных колебаний крутящего момента и скорости вращения широкого спектра частот, имеющих место при работе многих машин.

К этому целесообразно добавить также такие особенности как высокий К.П.Д. гидромуфты (0,96-0,98), простота конструкции и настройки, отсутствие силовых пар трения, передающих крутящий момент. Изменение наполнения РЖ и введение в полость гидромуфты простого дросселирующего диска позволяют расширить диапазон передаваемой мощности.

Гидромуфты подразделяются на регулируемые и замкнутые.

Регулируемые гидромуфты предназначены, как правило, для относительно неглубокого (до 30-40%) регулирования частоты вращения ведомого вала привода.

Наиболее экономичным такое регулирование является лишь для машин, у которых мощность нагрузки в процессе работы изменяется пропорционально кубу частоты вращения турбины, т.е. $N_2 = (i^3) N_n$ (N_n - номинальная мощность при полной скорости и $n_1 = \text{const.}$). К таким машинам относятся мощные (до 15 тыс.квт) центробежные насосы, турбогенераторы, вентиляторы. Менее экономичным регулирование с помощью гидромуфт является в случае, когда мощность изменяется пропорционально квадрату частоты вращения, т.е. $N_2 = (i^2) N_n$. Максимальные потери мощности $N_{\text{пот.}}$ в первом случае составляют $N_{\text{пот.}} = 0,148 N_n$ при $i=0,666$, а во втором случае $0,25 N_n$ - при $i=0,5$. Для многих лопастных машин регулирование гидромуфтой имеет ряд преимуществ по сравнению с другими способами регулирования скорости.

Наибольшее распространение в мировой практике получили более простые по конструкции и обслуживанию нерегулируемые замкнутые гидромуфты.

Более подробно устройство, характеристики и принцип действия замкнутых гидромуфт рассмотрен ниже.

Основные типы и характеристики замкнутых гидромуфт.

Замкнутые гидромуфты постоянного наполнения условно могут быть подразделены на предохранительные и пускопредохранительные.

Предохранительные гидромуфты ограничивают крутящий момент значением, меньшим на 15-20% максимального (опрокидного) момента приводного электродвига-



теля (двигатель). Значение пускового(стопового) момента в отдельных моделях таких гидромуфт может иметь значение 1,3-1,4 от величины номинального момента. В этом случае предохранительная гидромуфта выполняет функцию муфты предельного момента. Пускопредохранительная гидромуфта предназначена для поддержания вращающего момента привода в течение всего периода разгона машины в пределах 1,3-1,5 от номинального момента.

Характерным примером применения предохранительной гидромуфты как муфты предельного момента является роторный экскаватор, а пускопредохранительной гидромуфты - ленточный конвейер большой длины.

На рис.2 показана предохранительная гидромуфта ГП 740, имеющая симметричные насос 1 и турбина 2, межлопастные каналы которых образуют рабочую полость 3. Насос 1 соединён посредством фланцев с вращающимся корпусом 4. Турбина 2 установлена на полем валу 5, имеющем посадочное отверстие для монтажа гидромуфты на входной вал редуктора. Насос 1 посредством пальцев 6 и упругих втулок 7 связан с полумуфтой 8 вала электродвигателя. В центральной части полости гидромуфты имеется камера 9. При работе гидромуфты на установившемся режиме вся РЖ находится в рабочей полости 3 и, как было указано выше, циркулирует по каналам насоса и турбины. В указанном режиме в камере 9 РЖ отсутствует, т.к. оба колеса (насос 1 и турбина 2) вращаются с большой частотой вращения при минимальном их скольжении. В случае возрастания нагрузочного момента скорость турбины 2 начинает уменьшаться.

При определённой величине внешней нагрузки РЖ опускается по лопаткам турбины 2 к центру гидромуфты и достигает границ камеры 9. С дальнейшим ростом нагрузки и скольжения всё большее количество РЖ устремляется в камеру 9, в то время как количество ее в рабочей полости 3 уменьшается. Так как расход РЖ по каналам насоса и турбины в этом переходном режиме падает, то крутящий момент, передаваемой гидромуфтой, не возрастает и ограничивается вполне определённой величиной. Остановка турбины 1 (скольжение 100%) соответствует практически полному заполнению камеры 9 РЖ, находящейся в ней в состоянии динамического равновесия. Последнее обусловлено тем, что насос 1 постоянно всасывает ту порцию жидкости, которая в данный момент поступает из турбины 2 в указанную камеру. При снятии внешней нагрузки первоначальная картина восстанавливается, поскольку вся РЖ перетекает вновь из камеры 9 в рабочую полость 3. Пуск гидромуфты сопровождается аналогичным гидравлическим процессом, но с той лишь разницей, что он протекает в обратном порядке по сравнению с режимом торможения ведомого вала.

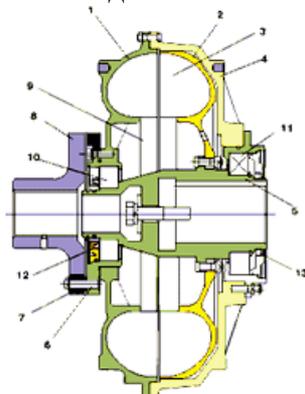


Рисунок 2. Предохранительная гидромуфта ГП 740

На рис.3 приведена конструкция пускопредохранительной гидромуфты ГПП530 с тормозным шкивом, которая устанавливается на входной вал коническо-цилиндрического редуктора приводного блока ленточного конвейера.

Отличительной особенностью этой гидромуфты в сравнении с предохранительной является то, что помимо насоса 1, турбины 2, корпуса 3 и вала 4 турбины в центральной части полости муфты предусмотрена пусковая камера (камера) 5, образованная внутренней нерабочей поверхностью насоса 1 и прикрепленной к нему крышкой 6. Заполнение камеры 5 РЖ при неподвижной гидромуфте и при ее вращении происходит через кольцевой вход 7, имеющийся в крышке 6.

Выход РЖ из камеры 5 в рабочую полость 8 при работе гидромуфты осуществляется через ряд отверстий 9 небольшого сечения, выполненных в цилиндрической стенке указанной камеры. При неподвижном состоянии гидромуфты РЖ свободно заполняет

большую часть объема камеры 5. В процессе быстрого пуска двигателя камера 5 под напором насоса полностью заполняется РЖ и остается максимально заполненной практически до полного разгона машины. Расход РЖ, перетекающей постоянно в рабочую полость 8 из камеры 5, сполна компенсируется большим расходом РЖ, поступающей в нее из каналов турбины 2. Объем РЖ в камере 5 начинает уменьшаться лишь после разгона ведомого вала привода до скорости, близкой к номинальной.

При этой скорости центробежные силы, действующие на РЖ в каналах турбины, будут препятствовать ее проникновению к кольцевому входу 7. В связи с этим рабочая полость будет постепенно пополняться через отверстия 9 РЖ, поступающей из камеры 5. Последняя полностью опорожнится лишь после окончания разгона машины

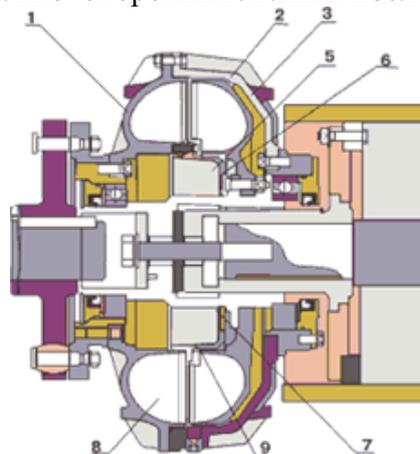


Рисунок 3. Конструкция пускопредохранительной гидромуфты ГПП1530

Способность пускопредохранительной гидромуфты удерживать в пусковом процессе значительную часть РЖ в полости пусковой камеры обеспечивает снижение пускового момента привода до значения $(1,3-1,6) M_n$ и тем самым растянутый во времени плавный разгон машины.

Ограничение пускового момента в указанных пределах необходимо для большинства ленточных конвейеров, поскольку при этом устраняются опасные динамические колебания натяжения ленты и ее пробуксовка по барабанам.

Список литературы

1. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: Учеб. пособие для студ. высш. учебн. заведений / Т.В.Артемова, Т.М.Лысенко, А.Н.Румянцева, С.П.Стесин; Под ред. С.П.Стесин. - М.: Издательский центр "Академия", 2005. - 336 с.

2. Гидравлические и пневматические системы: Учебник для сред. проф. образования / А.В.Лепешкин, А.А.Михайлин; Под ред. Ю.А.Беленкова. -М.: Издательский центр "Академия", 2004. - 336 с.

