

УДК 665.7

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ РАЗРЫВА НЕФТЯНЫХ ПЛАСТОВ

Лурье З.Я., д.т.н.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,

Панченко А.И., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет,

Гасюк А.И., к.т.н.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – работа посвящена разработке математической модели гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов, который учитывает важные нелинейности гидроустройств и разрешает выполнить широкий комплекс исследований динамики на стадии проектирования. Предложен критерий, который позволяет дать оценку конкретной разработке.

Ключевые слова – насосная установка, гидроразрыв пласта, математическая модель, критерий эффективности.

Введение. Гидравлический разрыв пласта (ГРП) можно рассматривать как гидромеханический метод воздействия на продуктивный пласт, при котором порода разрывается по плоскостям минимальных напряжений горного давления в результате воздействия на пласт давления, создаваемого закачкой жидкости разрыва. После разрыва пласта за счет продолжающейся закачки жидкости образовавшаяся трещина увеличивается в размерах, далее этой же жидкостью транспортируется в трещину расклинивающий агент. Он удерживает трещину в раскрытом состоянии после снятия избыточного давления. Таким образом, за счет созданной трещины расширяется область пласта, подключаются ранее не участвующие в разработке участки залежи. Это позволяет увеличить дебит скважины в несколько раз, повысить коэффициент извлечения, тем самым передать часть забалансовых запасов в промышленные. Гидравлический разрыв пласта является

эффективным методом повышения нефтеотдачи и интенсификации притока.

В настоящее время для ГРП используются специальные насосные установки, с помощью которых производится значительное количество гидроразрывов пласта. Известно [1], что в Западной Сибири России работают 15 насосных установок, с помощью которых ежегодно выполняется до 2-х тысяч разрывов.

Следует отметить, что созданная установка ГРП представляет собой в целом динамическую машину, работа которой сопровождается нестационарными процессами движения технологической жидкости в скважине, в разрываемом пласте, при действии горного давления на глубинах свыше 1500 м и др. Это предъявляет важные требования к снижению пульсации подачи и давления, к диапазону и плавности регулирования подачи, т.е. к обеспечению высоких показателей качества рабочего процесса.

Настоящая статья посвящена анализу состояния создания насосных установок для ГРП и построения на конкретном примере математической модели, позволяющей на стадии проектирования исследовать динамику с целью обеспечения технических требований к показателям качества рабочего процесса, влияющего на производительность и технический уровень.

Анализ известных источников. Основные краткие сведения о насосных установках для ГРП взяты с сайтов заводов и фирм-изготовителей. Завод «Синергия» Россия [2] выпускает два типа установок (Син-31 и Син-35.10). На рис.1 изображено фото установки, смонтированной на автомобиле КРАЗ.

Основные технические характеристики установки Син-31, дающие лишь общую оценку изделию без схемы установки и перечня элементной базы реализации, показаны в табл.1. С целью составления насосных установок различных фирм таблицы строятся по одноименным показателям.

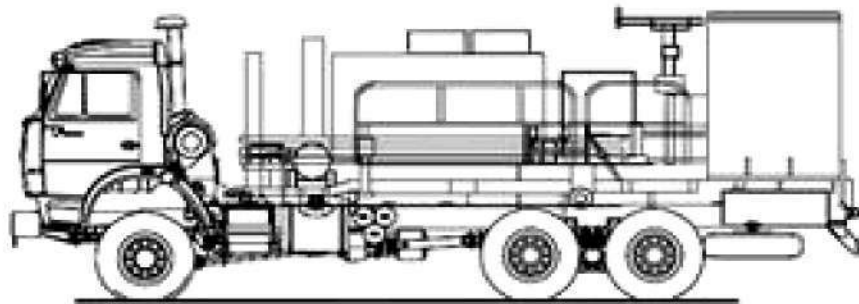


Рис. 1. Установка СИН-31

Таблица 1
Технические характеристики универсальной насосной установки СИН-31

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль КРАЗ
2. Приводной двигатель	дизель, коробка передач на 5 ступеней
3. Максимальное давление, МПа	45 – 100 в зависимости от диаметра плунжера
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1062 – 1650 соответственно при диаметре плунжера 100 и 125 мм и давлении 23 и 15 МПа
5. Габариты [L×B×H], мм	9560×2660×3700
6. Масса, кг	20000

В составе установки имеется трехплунжерный насос высокого давления, в котором могут устанавливаться плунжеры диаметром 80, 100 и 125 мм. Отмечается, что к достоинствам установки относятся: оригинальная конструкция трехплунжерного насоса, позволяющая упростить процесс смены плунжеров и повысить надежность работы как насоса, так и установки в целом; использование гидромеханической пятиступенчатой коробки передач с дистанционным электрогидроуправлением, обеспечившее более плавное изменение подачи рабочей жидкости (РЖ) и процесс переключения передач.

Фирма «Astra» [3] представляет в России установки производства КНР с использованием технологий американских компаний Western Co и OPI Co четырех типов YL70-265, YL70-670, YL105-1320 и YL105-1491. Мощность установок возрастает от типа YL70-265 до YL105-1491. В табл. 2 отражены их характеристики в виде пределов изменений.

Таблица 2
Технические характеристики насосных установок типа YL

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	шасси по заказу клиента
2. Приводной двигатель	дизель с коробкой передач
3. Максимальное давление, МПа	70 – 105 в зависимости от типа установки
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	900 – 1300 в зависимости от типа установки
5. Габариты [L×B×H], мм	9355×2500×3100 – 10250×2500×3800 в зависимости от типа установки
6. Масса, кг	20000 – 34000 в зависимости от типа установки

Насосный агрегат американской фирмы «Stewart and Stevenson» предназначен для закачки всех видов жидкостей для ГРП, а также кислот в скважину [4]. Трехплунжерный насос приводится в движение через трансмиссию Аллисон от двигателя Детройт Дизель, имеющего общую мощность 2250 л.с. Характеристика насосного агрегата показана в табл.3.

Таблица 3

Технические характеристики насосного агрегата фирмы «Stewart and Stevenson»

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	на автомобиле
2. Приводной двигатель	Дизель с трансмиссией, дистанционное управление всеми функциями
3. Максимальное давление, МПа	105
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	2500
5. Габариты [L×B×H], мм	9500×2600×3650
6. Масса, кг	30000

Насосная установка УН-450×700 [5] фирмы «Идель Нефтемаш» (Россия) применяется для:

нагнетания различных жидких сред при ГРП;

гидропескоструйной перфорации;

промывочно-продавочных работ, проводимых на нефтяных и газовых скважинах.

На рис. 2 показано фото установки, смонтированной на автомобиле КРАЗ.



Рис 2. Насосная установка УН-450х700

В табл. 4 отражена общая характеристика этой насосной установки.

Таблица 4

Технические характеристики установки УН-450×700

Параметр, размерность	Значение / сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль КРАЗ
2. Приводной двигатель	дизель, коробка передач на 4 ступени
3. Максимальное давление, МПа	70
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1260
5. Габариты [L×B×H], мм	9650×2900×3850
6. Масса, кг	21600

Румынский завод Petal [6] выпускает насосную установку, общий вид которой показан на рис. 3.

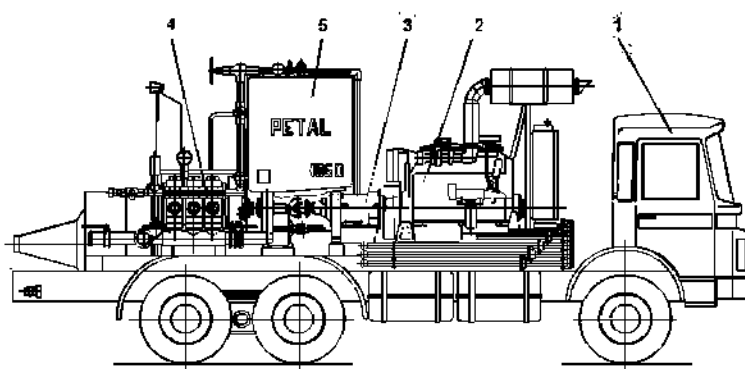


Рис. 3 Насосная установка ACF 1050; 1 – автомобиль; 2 – приводной двигатель; 3 – трансмиссия (коробка передач); 4 – трехплунжерный насос; 5 – бак

Установка имеет параметры, представленные в табл. 5

Таблица 5

Технические характеристики насосной установки ACF 1050

Параметр, размерность	Значение / сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	Автомобиль
2. Приводной двигатель	дизель с коробкой передач
3. Максимальное давление, МПа	8 – 105 в зависимости от диаметра поршня гидроцилиндра продуктового блока
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	1170
5. Габариты [L×B×H], мм	7900×2500×3550
6. Масса, кг	18000

Итак, надо отметить, что в рассмотренных выше насосных установках в качестве привода плунжерных насосов, подающих раствор в скважину, используется механический (дизель с коробкой передач и кривошипно-шатунный механизм для преобразования вращающегося движения в возвратно-поступательное). В качестве сравнения моделей установок по данным таблиц 1 – 5 предлагается критерий, представляющий собой отношение располагаемой гидравлической мощности к массе m и характеристическому размеру L_x , т.е.

$$k_{pmi} = \frac{p \cdot q_t}{m \cdot L_x}, \quad (1)$$

где
$$L_x = \sqrt[3]{L \cdot B \cdot H}. \quad (2)$$

При размерностях p в МПа, q_t - в л/мин, m - в кг и L_x - в метрах (формула (1)) принимает вид

$$k_{pmi} = 16,666 \frac{p q_t}{m L_x}, \text{ Вт/кг} \cdot \text{м} \quad (3)$$

Можно сказать, что k_{pmi} , как критерий эффективности, дает оценку мощности установки, приходящуюся на один кг массы и один метр характеристического размера. В табл. 6 приведены значения k_{pmi} для рассматриваемых установок.

Таблица 6

Результаты расчета критерия k_{pmi}

Модель насосной установки	p , МПа	q_t , л/мин	m , кг	$\sqrt[3]{L \times B \times H}$ м	k_{pmi} Вт/кгм
1. СИН-31	100	1650	20000	4,528	30,4
2. YL105-1491	105	2300	34000	4,6	25,7
3. фирма «Stewart»	105	2500	34000	~4,5	28,6
4. УН-450×700	70	1260	21600	4,76	14,3
5. ACF 1050	105	1170	18000	~4,11	27,6

Анализ данных табл. 6 показывает, что наибольшее значения критерия k_{pmi} имеет установка СИН-31 производства завода «Синергия» (Россия). Затем следует установки фирмы «Steward and Stevenson» (США) и установка ACF 1050 (Румыния). Существенно более низким k_{pmi} обладает установка УН-450×700 фирмы «Идель нефтемаш» (Россия).

Перейдем к насосной установке, в которой, в отличие от предыдущих, есть с одной стороны более полная информация об устройстве, принципе и описанию работы, а с другой стороны она

оснащена не механічним, а гідравлічним приводом насоса. Она розроблена спільно організаціями Росії (ЦКБ «Титан», г. Волгоград) і України (НИИГидропривод г. Харьков) і отримала назву насосного агрегата НА-105. Агрегат включає п'ять секцій.

Спільна робота всіх п'яти секцій насосного агрегата (НА) здійснюється незалежно друг від друга. Однак первинне вступлення секцій в роботу відбувається послідовно з розголасованими по часу (0,2 с). Така спільна асинхронна робота всіх секцій НА забезпечує мінімальну пульсацію подачі, тиску на виході НА. На рис.4 зображена гідравлічна схема однієї секції НА-105, яка в відмінні від насосних установок з дизельним приводом є гідроприводною.

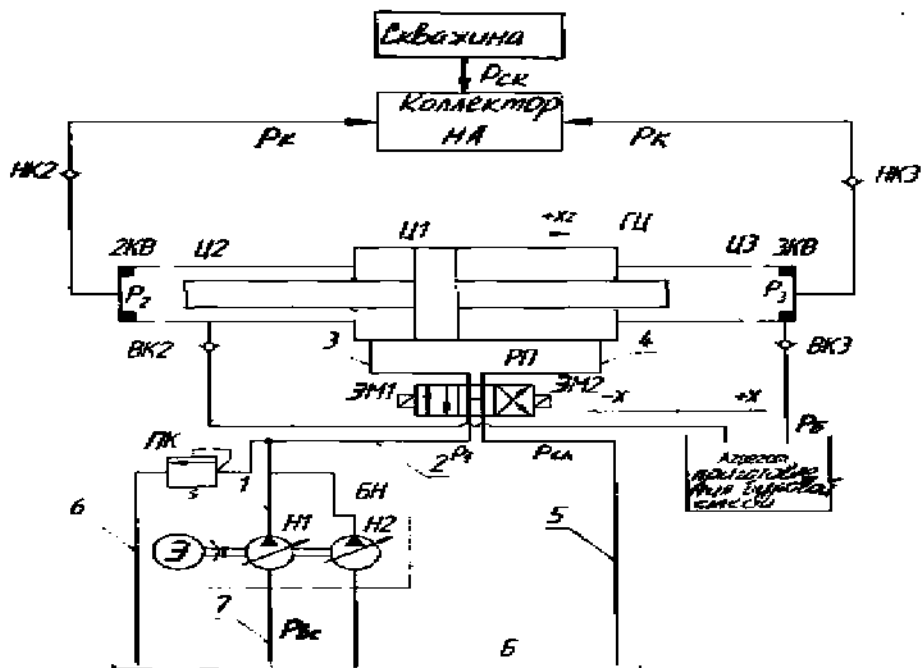


Рис. 4. Гідросхема однієї секції гідроприводного насосного агрегата: x , $-x$ – переміщення золотника РП; x_2 – переміщення штока Ц1 і плунжерів Ц2 і Ц3; $P_1, P_{oc}, P_L, P_R, P_2, P_3, P_{сн}, P_k$ і $P_{ок}, P_6$ тиску масла і суміші в відповідних точках схеми

В склад секції НА входять наступні елементи, задіяні при виконанні основної роботи (закачка суміші в скважину): масляний гідроциліндр двохстороннього дії (позначений Ц1); два плунжерні гідроциліндри бурової суміші (позначені Ц2 і Ц3) з кінцевими вимикачами 2КВ і 3КВ

(формирующими сигнал на переключение распределителя в одно или другое крайнее положение); трехпозиционный четырехлинейный электрогидравлический распределитель РП с «открытым» центром; два одинаковых насоса Н1 и Н2 переменной производительности; предохранительный клапан «ПК» с дистанционным электромагнитным управлением; впускные ВК2, ВК3 и выпускные НК2, НК3 обратные клапаны; гидробак Б; трубопроводы 1 – 7 для рабочих масла и смеси; приводной двигатель «Д» насосов Н1 и Н2. Секция работает следующим образом. В один из гидроцилиндров (Ц2 или Ц3) поступает смесь через клапан ВК2 или ВК3 из агрегата приготовления смеси (ход всасывания), а из другого гидроцилиндра (Ц3 или Ц2) через клапан НК3 или НК2 выдается смесь в скважину (рабочий ход). При достижении штоком, совершающим рабочий ход, крайнего положения срабатывает конечный выключатель (ЗКВ или 2КВ), сигнал которого используется для переключения РП, смены функций на обратное полостей Ц1. Последнее приводит к реверсированию хода поршня и штоков, и достижением вторым штоком крайнего положения. Завершается один рабочий цикл, в течении которого непрерывно выдается смесь в скважину.

Повторение циклов, осуществляется системой управления НА, обеспечивает заданный по длительности режим работы: сочетание всасывания и подачи. Величина давления определяется нагрузкой на агрегат (сопротивление деформируемого пласта или его разрыва), а подача обеспечивается устройством управления, поворачивающим наклонный диск насосов Н1 и Н2 на заданный угол.

Вследствие разных эффективных площадей сечений гидроцилиндра 1 и гидроцилиндров 2 и 3 достигается увеличение давления p_2 и p_3 по сравнению с давлением p_1 , т.е. мультипликация и в целом совокупность гидроцилиндров 1 – 3 можно назвать мультипликатором. В принятой конструкции коэффициент мультипликации составляет 3,62. При давлении насоса 29 МПа можно обеспечить давление в скважине 105 МПа. При давлении насоса 35 МПа можно достичь давления в скважине 126,7 МПа.

Следует отметить, что для НА-105 НИИГидроприводом был разработан впервые в СНГ регулируемый объемный аксиально-поршневой насос с высокими энергетическими характеристиками [7]. Основные параметры его приведены в табл. 7.

Таблиця 7

Параметры насоса АН-П-500/35

Наименование параметра	Значение параметров
1	2
1. Номинальный рабочий объем, см ³	500
2. Частота вращения, с ⁻¹ (об/мин): номинальная максимальная	25(1500) 26,7(1600)
3. Подача, л/мин: номинальная максимальная (теоретическая) минимальная	720 776 20
4. Давление на выходе, МПа: номинальное максимальное минимальное	35 40 3
5. Давление на входе, МПа максимальное	0,2..0,06
6. Коэффициент подачи (теоретический), %, не менее	0,96
7. Общий КПД, %, не менее (теоретический)	0,91
8. Масса (без рабочей жидкости), кг, не более	440
9. Номинальная мощность, кВт, (теоретическая)	452,6
10. Диапазон изменения подачи	36:1
11. Диапазон изменения давления	12:1
12. Время изменения подачи от минимальной до номинальной и наоборот, с, не более	0,3

Учитывая уникальность создания такого насоса, в процессе проектирования были выполнены исследования одного из нагруженных узлов трения «башмак – наклонный диск», завершённые хорошим совпадением с данными испытания на реальном образце насоса [8].

Привод объемных насосов АН-П-500/35 на НА-105 осуществляется от газовых турбин. Агрегат проходил промышленные испытания на реальных скважинах Волгоградской области в 90-х годах, подтвердившие его работоспособность и принятые технические решения.

Насосные агрегаты серии АНА-105, производимые ЗАО ПКБ «Автоматика» (Россия) [9] предназначены для закачки в скважину рабочей смеси под давлением и с производительностью, обеспечивающими процесс гидроразрыва пласта, а также для осуществления гидравлического гидропескоструйного или

химического воздействия на призабойную зону скважины на нефтяных и газовых месторождениях. На рис. 5 показан общий вид агрегата на грузовом автомобиле.

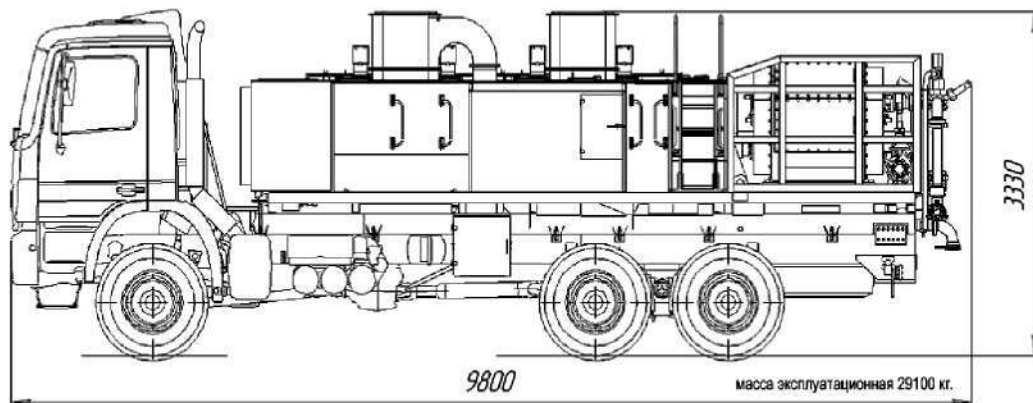


Рис. 5. Насосная установка АНА-105

Как следует из описания [9] АНА-105 обеспечивает:

- плавное регулирование величины производительности агрегата в диапазоне 0 – 2060 л/мин;
- плавное регулирование величины опрессовочного давления, создаваемого агрегатом при работе в стенку в диапазоне 0...105 МПа;
- автоматическое поддержание постоянной величины производительности агрегата из диапазона 0...2,06 м³/мин по отдельной команде оператора;
- автоматическое переключение передач в трансмиссии без разрыва потока мощности и управление режимами работы газотурбинных двигателей в зависимости от величины производительности, устанавливаемой оператором, и величины создаваемого скважиной давления. Здесь следует отметить, что такая функция переключения передач может быть вызвана тем, что АНА-105 состоит из ряда одинаковых секций, которые вводятся при необходимости увеличения подачи смеси по команде оператора. В описании [4] об этом ничего не сказано; защиту от превышения максимально допустимого технологическим процессом давления на скважине в диапазоне установки максимально допустимого давления 10-150 МПа с выдачей оператору информации о срабатывании защиты, а именно, прекращение подачи рабочей смеси в скважину;
- остановку плунжерного насоса без остановки двигателей рабочего оборудования при достижении, выставленного оператором, предельного давления;

- автоматический встроенный контроль состояния узлов и систем агрегата с выдачей информации оператору и при обнаружении неисправности автоматическим включением резервных систем, а также автоматическим переводом при необходимости агрегата в защитные режимы.

Состав и расположение рабочего оборудования агрегата представлены на рис. 6.

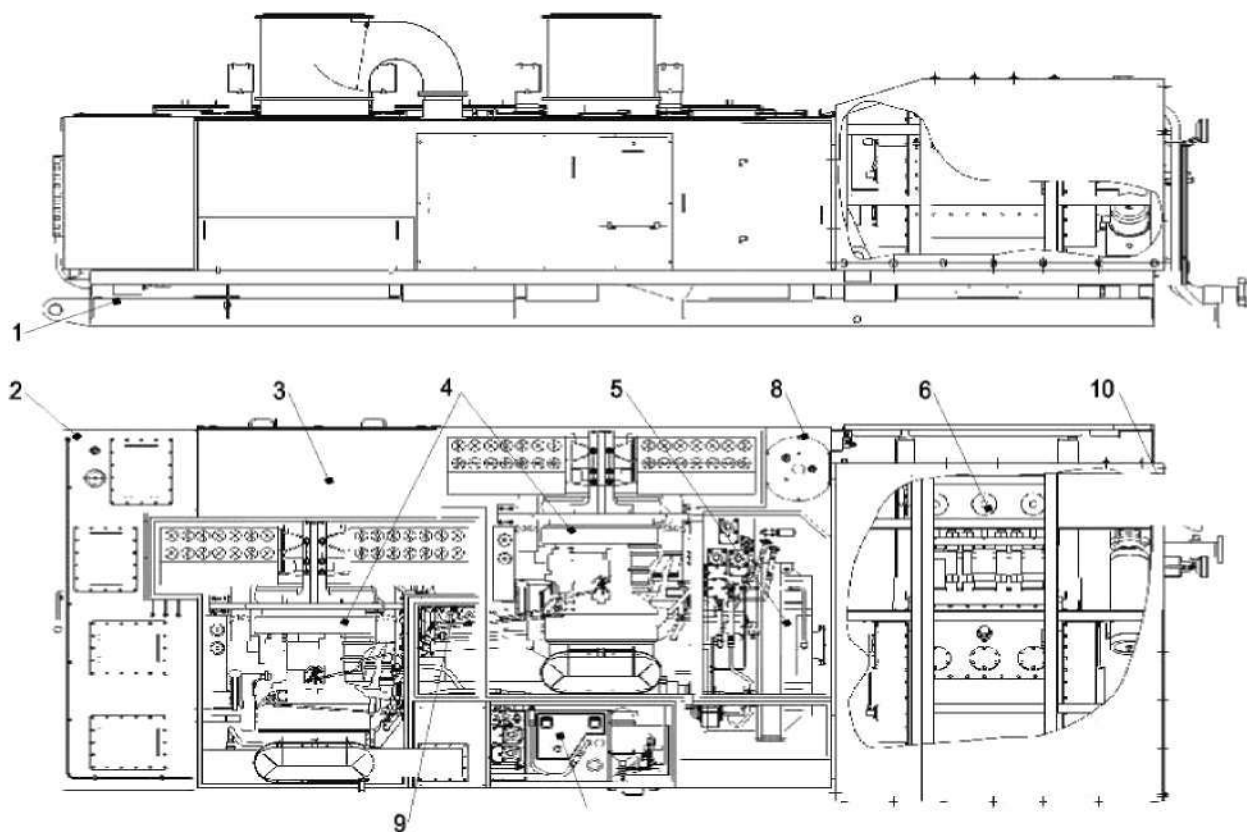


Рис. 6. Рабочее оборудование насосного агрегата серии АНА-105:

1 – рама; 2 – бак топливный; 3 – отсек электрооборудования; 4 – силовые установки с газотурбинным двигателем ГТД-1250; 5 – трансмиссия в моноблочном исполнении (суммирующий редуктор, коробки передач с механизмами распределения, маслобак, трубопроводы и узлы гидроуправления); 6 – насос плунжерный; 7 – бак масляный системы смазки приводной части насоса; 8 – бак системы смазки плунжеров; 9 – пирогенераторы автоматической системы пожаротушения; 10 – тент

Основные технические характеристики агрегата показаны в табл. 8.

Таблица 8

Технические характеристики насосного агрегата АНА-105

Параметр, размерность	Значение/сведения на чем смонтирована установка, тип приводного двигателя
1. Монтажная база	автомобиль
2. Приводной двигатель	Газотурбинные двигатели
3. Максимальное давление, МПа	105
4. Теоретическая подача насоса, л/мин	2060
5. Габариты [L×B×H], мм	9500×2600×3650
6. Масса, кг	19000

Если воспользоваться данными табл. 9, то значения критерия k_{pnt} для АНА-105 составит 60,4 Вт/кгм, т.е. значительно больше чем для рассмотренных насосных установок (в табл. 6 наибольшая цифра 30,4 Вт/кгм).

Авторы сайта [9] отмечают, что по своим техническим характеристикам и эксплуатационным параметрам насосные агрегаты серии АНА-105 не уступают зарубежным аналогам. При этом, благодаря реализации оригинальной схемы газотурбинного привода плунжерного насоса, защищенной патентом РФ, насосные агрегаты АНА-105 имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с дизельными агрегатами соответствующей мощности:

- меньше, как минимум на 4 тонны, вес насосного агрегата;
- повышенная поперечная устойчивость в движении, за счет значительно более низкого расположения центра тяжести;
- трансмиссия обеспечивает переключение передач под нагрузкой без разрыва потока мощности, передаваемой на плунжерный насос.

Краткий обзор состояния создания насосных установок и агрегатов для ГРП показал, помимо главных параметров максимальных подачи и давления важными являются:

- плавное регулирование подачи;
- тип привода плунжерного насоса, подающего раствор в скважину, существенно влияющей на массу установки;
- габариты, снижения которых рассматривается на стадии проектирования.

Следует отметить, что в качестве привода применяются дизельный в большинстве рассмотренных установок, гидроприводной (НА-105) и газотурбинный (АНА-105).

Ответ на вопрос о том какой из приводов является наиболее эффективным, связан с исследованием динамики установки в целом. Однако в известных источниках отсутствует информация о динамике насосных установок и агрегатов для ГРП, работа которых характеризуется неустановившимися процессами разгона, торможения и реверса. Это не позволяет дать должную оценку конкретной разработке.

Постановка проблемы. Обзор известных источников показал, что дальнейшее усовершенствование, развития и повышения эффективности насосных установок и агрегатов для ГРП в частности: обоснованного выбора привода; обеспечения плавного регулирования подачи; существенного снижения пульсации подачи и давления смеси, поступающей в скважину; уменьшения массы и габаритов становится актуальной проблемой нефтегазовой промышленности.

Эта проблема промышленности является целью для разработчиков данного оборудования и ее достижении возможно на постановке и решении научно-практической задачи по исследованию динамики рабочего процесса насосной установки на основе построения математической модели, учитывающей конструктивные особенности, элементную базу, свойства РЖ, ограничений и функционирование насосной установки как единого целого.

Решение первого этапа поставленной задачи – разработка математической модели – выполняется на примере насосного агрегата НА-105, конструкция и схемное решение которого, на наш взгляд, отвечают современному направлению развития данного оборудования.

Решение. Воспользуемся схемой рис. 4, как расчетной, на основе которой строится математическое описание (МО) гидроустройств, их совокупности и рабочего процесса одной секции гидроприводного агрегата. В математической модели должно внимание уделяется гидроприводной части (гидроцепи Н1, Н2 – РП – Ц1).

При разработке моделей гидроустройств применяются следующие допущения: частота вращения двигателя М считается постоянной, пульсация подачи насосов Н1 и Н2 и в гидролиниях 1 и 2 ввиду их малости не учитывается; объемы гидролинии за время переходных процессов не изменяются; волновые процессы не учитываются ввиду больших диаметров напорных и сливных магистралей и относительно невысокого быстродействия гидроаппаратуры; утечки в РП не учитываются ввиду их малости в сравнении с расходами насосов Н1 и Н2; потери давлений в гидролиниях не учитываются поскольку они незначительны в сравнении с потерями в местных сопротивлениях; температура, коэффициент расхода и плотность РЖ принимаются постоянными равными средним значениям.

Модель регулируемого гидронасоса. Подача насоса является его выходной величиной. Наличие нагрузки (гидроцилиндра) приводит к появлению в полостях насоса перепада давлений, которое следует рассматривать как возмущающее воздействие. Входной величиной насоса является параметр регулирования $e(t)$, представляющий для аксиально-поршневого насоса отношение значения угла поворота наклонного диска $\alpha_{\bar{d}}$ к его максимальному значению $\alpha_{\bar{d} \max}$

$$e(t) = \frac{\alpha_{\bar{d}}}{\alpha_{\bar{d} \max}}, \quad 0 \leq e \leq 1.$$

Геометрическая подача $Q_{\text{нг}}$ насоса, т.е. подача несжимаемой жидкости без учета ее утечек и перетечек, определяется уравнением

$$q_{\text{нг}}(t) = W_{\text{XH}} \cdot \omega_{\text{H}}(t) \cdot e(t), \quad (4)$$

где W_{XH} – характерный объем насоса, т.е. объем несжимаемой жидкости при отсутствии утечек и перетечек, подаваемой насосом при повороте его вала на один радиан. Величина $W_{\text{XH}} = \frac{V_{\text{PH}}}{2\pi}$, где V_{PH} – рабочий объем насоса; ω_{H} – угловая скорость вала насоса.

Так как реальная жидкость сжимаема, то его геометрическая подача насоса помимо утечек и перетечек уменьшается за счет компрессии РЖ, проходящей через гидромашину, и деформационного расхода, обусловленного сжатием РЖ при изменении давления, т.е.

$$q_{\text{H}}(t) = q_{\text{H}}(t) - q_{\text{HT}}(t) - q_{\text{HT}}(t) - q_{\text{HT}}(t) - q_{\text{HT}}(t), \quad (5)$$

где $q_{\text{H}}(t)$ – полезная подача;

$q_{\text{HT}}(t)$ и $q_{\text{HT}}(t)$ – утечки и перетечки;

$q_{\text{HT}}(t)$ – расход, определяемый компрессией РЖ;

$q_{\text{HT}}(t)$ – деформационный расход.

Утечки и перетечки определяются выражениями

$$q_{\text{HT}}(t) = C_{\text{HT}} \cdot (p_1(t) - p_{\text{сн}}), \quad (6)$$

$$q_{\text{HT}}(t) = C_{\text{HT}} \cdot [p_1(t) - p_{\text{св}}(t)] \quad (7)$$

Здесь C_{HT} и C_{HT} – коэффициенты соответственно утечек и перетечек насоса.

Расход, вызываемый компрессией РЖ, вычисляется по формуле

$$q_{\text{HT}}(t) = \left[\frac{C_{\text{HT1}}}{E_{\text{ж}}} \cdot \omega_{\text{H}}(t) + \frac{C_{\text{HT2}}}{E_{\text{ж}}} \cdot \omega_{\text{H}}(t) \right] \cdot e(t) \cdot [p_1(t) - p_{\text{св}}(t)] \quad [10], \quad (8)$$

где $C_{\text{HT1}} = \frac{2 \cdot W_{\text{MH}} + W_{\text{XM}}}{2}$, $C_{\text{HT2}} = \frac{W_{\text{XM}}}{2}$ – коэффициент

пропорциональности;

W_{MH} – «мертвый» характерный объем насоса;

$E_{\text{ж}}$ – модуль упругости РЖ.

Деформационный расход находится по выражению

$$Q_{нд}(t) = \frac{V_{нл}}{E_{эс}} \cdot \frac{dp_1(t)}{dt} \quad (9)$$

где $V_{нл} = 0,5 \cdot (V_{пн} + V_{мн})$ Коэффициент 0,5 учитывает расположение в зоне нагнетания в любой момент времени половины цилиндров.

В дальнейшем для упрощения записи уравнений опускаем независимый аргумент t .

Модель гидрораспределителя. Схема распределителя, поясняющая его функционирование и характер изменения площадей проходных сечений изображена на рис. 7. В нейтральном положении золотника ($x=0$) РЖ от насосов через дросселирующие пазы S_1 и S_2 центрального пояска золотника поступает в обе половины РП и через дросселирующие пазы S_3 и S_4 (крайних поясков) сливается в бак.

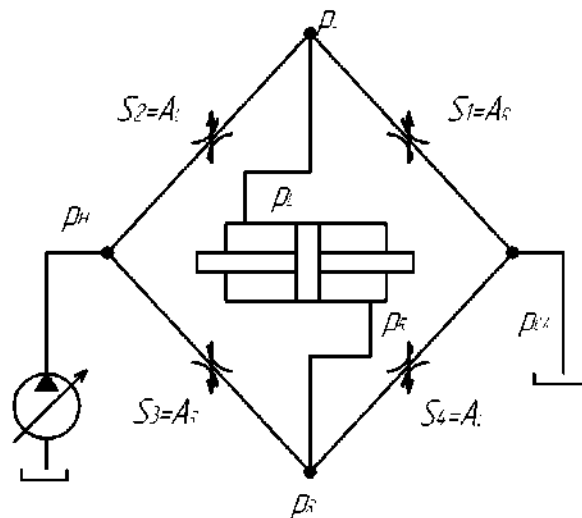


Рис. 7. Гидравлический мостик дросселирующих щелей $S_1 - S_4$ гидрораспределителя с "открытым" центром

Площади проходных сечений S_1 и S_4 определяются по выражениям

$$S_2 = S_1 = A_L = \begin{cases} 0 \text{ при } x \leq (\delta - r), \\ 0,5r^2(\alpha_L - \sin \alpha_L)z \text{ при } (\delta - r) < x < \delta, \\ \pi(0,5r^2z + 2R(\delta - r)) \text{ при } x \geq \delta, \end{cases} \quad (10)$$

где r – радиус паза;

R – радиус пояска золотника;

δ – величина предварительного открытия щели;

$\alpha_L = 2 \arccos\left(\frac{-x + \delta}{2}\right)$ – переменный угол сектора паза.

Площади проходных сечений S_1 и S_3 вычисляются по уравнениям:

$$S_1 = S_3 = A_R = \begin{cases} 0 \text{ при } x \geq (r - \delta) \\ 0,5r^2(\alpha_R - \sin \alpha_R)z \text{ при } -\delta < x < (r - \delta), \\ \pi(0,5r^2z + 2R(r - \delta)) \text{ при } x \leq -\delta, \end{cases} \quad (11)$$

где $\alpha_R = 2 \arccos\left(\frac{x + \delta}{r}\right)$.

Расходы через левую и правую полости распределителя. Величина расхода через левую и правую полости вычисляются по уравнениям

$$q_L = \mu \cdot A_L \cdot \sqrt{\frac{2|p_1 - p_L|}{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(p_1 - p_L) - \mu \cdot A_R \sqrt{\frac{2(p_L - p_{сн})}{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}}, \quad (12)$$

$$q_R = \mu \cdot A_R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1 - p_R|}{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}} \text{sign}(p_1 - p_R) - \mu \cdot A_L \sqrt{\frac{2(p_R - p_{сн})}{\rho \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2\right]}}, \quad (13)$$

где μ – коэффициент расхода;

p_1, p_L, p_R – давление РЖ соответственно на входе и выходе распределителя;

ρ – плотность РЖ;

$\mu \cdot A_L \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \mu \cdot A_R \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость проходных сечений окон;

$\mu \cdot A_K \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость проводящих и отводящих каналов гидрораспределителя.

Величины $\left(\frac{\mu \cdot A_L}{\mu \cdot A_K}\right)^2$ и $\left(\frac{\mu \cdot A_R}{\mu \cdot A_K}\right)^2$ учитывают потери в подводящих и отводящих каналах и для распределителя PI500/35 величина $\mu \cdot A_K \cong 9$.

Вторые члены в правых частях формул (12) и (13) учитывают уменьшение расходов, связанное с перемещением золотника РП в зоне «открытого» центра (рис. 7).

Давления p_L и p_R в полостях гидроцилиндра Ц1 (на масле). Допуская равенство расходов $q_{цл}$ и $q_{цр}$ в полостях Ц1 и

соответствующих расходов q_L и q_R в полостях РП, определяем давление следующими дифференциальными уравнениями:

Для левой полости

$$\dot{p}_L = \frac{E_{ЖЛ}}{V_L} (q_L - \vartheta_Z \cdot A_Z), \quad (14)$$

где $E_{ЖЛ}$ - модуль объемной упругости РЖ;

$V_L = V_{L0} + X_Z \cdot A_Z$ - объем РЖ в левой полости;

V_Z и X_Z - линейная скорость и перемещение поршня и штоков;

A_Z - эффективная площадь полостей Ц1;

V_{L0} - начальный объем левой полости;

для правой части

$$\dot{p}_R = \frac{E_{ЖР}}{V_R} (q_R + \vartheta_Z \cdot A_Z), \quad (15)$$

здесь $V_R = V_{R0} + X_Z \cdot A_Z$, V_{R0} - начальный объем правой полости.

Следует учесть, что правая полость нагнетательная, то скорость V_Z имеет отрицательный знак.

Расходы через впускные и выпускные клапаны Ц2 и Ц3 (на смеси) определяются следующими формулами:

для впускных

$$q_{вк2} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_6 - p_2) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa} (p_6 - p_2 - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_6 - p_2) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (16)$$

$$q_{вк3} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_6 - p_3) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa} (p_6 - p_3 - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_6 - p_3) > \Delta p_{кл}; \end{cases} \quad (17)$$

для выпускных

$$q_{нк2} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_2 - p_{\kappa}) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa} (p_2 - p_{\kappa} - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_2 - p_{\kappa}) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (18)$$

$$q_{нк3} = \begin{cases} 0 & \text{при } (p_3 - p_{\kappa}) \leq \Delta p_{кл}, \\ c_{\kappa} (p_3 - p_{\kappa} - \Delta p_{кл}) & \text{при } (p_3 - p_{\kappa}) > \Delta p_{кл}, \end{cases} \quad (19)$$

где p_6 - давление в агрегате приготовления смеси, p_{κ} - давление смеси на входе в коллектор насосного агрегата, $\Delta p_{кл}$ - перепад давления смеси, при котором открывается клапан, c_{κ} - коэффициент пропорциональности между расходом через клапан и перепадом давлений на нем.

Давления в полостях гидроцилиндров Ц2, Ц3 (на смеси) представлены уравнениями

$$\dot{p}_2 = \frac{E_{\kappa2}}{V_2} (-A_{ш} v_Z - q_{нк2} + q_{вк2}), \quad (20)$$

$$\dot{p}_3 = \frac{E_{\kappa3}}{V_3} (A_{ш} v_Z - q_{нк3} + q_{вк2}), \quad (21)$$

где $E_{к2}, E_{к3}$ - модули объемной упругости смеси в Ц2 и Ц3; $A_{ш}$ - эффективная площадь штока; $V_2 = V_{20} + A_{ш} X_Z, V_3 = V_{30} - A_{ш} X_Z$ - объемы смеси в Ц2 и Ц3; V_{20}, V_{30} - начальные объемы смеси в Ц2 и Ц3. Давление смеси, поступающей в коллектор насосного агрегата от одной секции. Процесс, определяющий давление p_k смеси, можно описать дифференциальным уравнением

$$\dot{p}_k = \frac{E_k}{V_k} \left[q_{нк2} + q_{нк3} - G_k \sqrt{p_k - p_{ск}} |sign(p_k - p_{ск})| \right], \quad (22)$$

где V_k - условный объем коллектора, приходящейся на одну секцию; G_k - проводимость магистрали от коллектора до скважины в расчете на одну секцию; $p_{ск}$ - заданное давление смеси в скважине; E_k - приведенный модуль упругости магистрали, заполненной смесью.

Упругость двухфазной РЖ. В РЖ работающей гидросистемы всегда имеется газовоздушная фаза в виде пузырьков нерастворенного воздуха и модуль упругости для масла применительно к давлению P_1 на выходе насосов Н1 и Н2 вычисляется по формуле.

$$E_{ж} = K \cdot (p_1 + 10^5) \frac{(1 - m_0)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_1 + 10^5}}}{K \cdot (p_1 + 10^5) (1 - m_0)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{A \cdot p_0 + B}{A \cdot p_1 + B}} + m_0 (A \cdot p_1 + B)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_1 + 10^5}}} \quad [11],$$

где A и B - параметры, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидросистемы;

m_0 - содержание нерастворенного воздуха в относительных единицах;

K - показатель политропы воздуха.

Аналогичные уравнения составляются для левой и правой полости Ц1, т.е. $E_{жЛ}, E_{жР}$ для давлений p_L и p_R , для полостей Ц2 и Ц3 с другими A, B и K с именем $E_{с2}$ и $E_{с3}$ и давлениями p_2 и p_3 , для коллектора E_k с давлением p_k .

Гидролиния насос - трубопровод - гидрораспределитель. Если учесть трубопровод, соединяющий обобщенный насос (с суммарным рабочим объемом 1000 см^3) с гидрораспределителем, то давление РЖ определяется по выражению

$$\dot{p}_1 = \frac{q_{нг} - q_L - q_R - q_{пк} - \Delta q}{AO_1} \quad (24)$$

$$\text{где } AO_1 = \frac{V_T}{E_1} + \frac{V_{PH} + V_{MH}}{2 \cdot E_{ж}};$$

$$\Delta q = q_{HV} + q_{HP} + q_{HK} \text{ (уравнения (6) - (8))}$$

V_T - объем РЖ в трубопроводе;

V_{MH} - «мертвый» объем насоса;

$$E_T = \frac{E_{Ж} \cdot \delta_{T1} \cdot E_M}{\delta_{T1} \cdot E_T + E_{Ж} \cdot d_{01}} - \text{приведенный модуль упругости магистрали}$$

насос – трубопровод – гидрораспределитель;

d_{01} , δ_{T1} , E_M - соответственно внутренний диаметр, толщина стенок и модуль упругости материала трубопровода;

$q_{ПК}$ - расход РЖ через предохранительный клапан при его срабатывании.

Движение поршня и штоков Ц1. Уравнение движения имеет вид

$$m\ddot{x}_z = A_z(p_R - p_L) - A_{ш}(p_2 - p_3) - F_{TP} - \beta\dot{x}_z, \quad (25)$$

где m - масса поршня, штоков и РЖ;

x_z - перемещение системы (координата), отсчитываемое от среднего положения поршня в Ц1;

$$\left. \begin{aligned} A_z &= \frac{\pi}{4}(d_{п} - d_{ш})^2, \\ A_{ш} &= \frac{\pi d_{ш}^2}{4}; \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$d_{п}$, $d_{ш}$ - диаметры соответственно поршня и штоков;

$$F_{TP} = \pi d_{п} l_{п} f_1 p_{T1} + \pi d_{ш} l_{ш} f_2 (p_{T2} + p_{T3}) + \pi d_{ш} l_{ш} f_1 (p_{TL} + p_{TR}) \quad (27)$$

сила трения в уплотнениях поршня и штоков [12];

$l_{п}$, $l_{ш}$ - ширина уплотнения соответственно поршня и штоков;

p_{T1} - радиальное давление уплотнения поршня на стенки Ц1;

p_{TL} , p_{TR} - радиальные давления уплотнения штоков Ц1;

p_{T2} , p_{T3} - радиальные давления уплотнений штоков Ц2 и Ц3;

f_1 , f_2 - коэффициенты трения;

β - коэффициент демпфирования, характеризующий диссипативные силы в элементах конструкции мультипликатора. Определение величины β на реальном объекте представляет значительные экспериментальные трудности. Поэтому величина будет выбираться при моделировании.

Укрупненная модель предохранительного клапана. Не рассматривая детально динамические процессы внутри клапана, представляем его функционирование уравнением

$$q_{ПК} = \begin{cases} 0 & \\ (q_{нр} - \Delta q) \left(1 - e^{-\left(\frac{t-t_{1К}}{T}\right)} \right) & \text{при } p_1 < p_{1К}, \\ & \text{при } p_1 \geq p_{1К}. \end{cases} \quad (28)$$

Здесь $q_{ПК}$ - расход, перепускаемый клапаном при повышении давления в напорной магистрали в момент времени $t_{1К}$ выше давления $p_{1К}$ срабатывания клапана; T - постоянная величина времени клапана, учитывающая динамику его работы.

Если разрешить уравнения (4) – (28) относительно одной из переменных ($p_1, p_L, p_R, p_2, p_3, x_z$ и \dot{x}_z), то получаем нелинейное дифференциальное уравнение 8-го порядка. Для однозначного его решения нужно располагать 8-мю начальными условиями.

Выводы.

1. Выполненный аналитический обзор известных источников позволил установить, что к современной тенденции развития насосных установок и агрегатов, обладающих рядом преимуществ следует отнести гидроприводные.

2. Отсутствие информации об исследованиях динамики насосных установок не позволяет дать должную оценку конкретной разработке и обоснованно выбирать наилучшую.

3. Предложенный критерий эффективности, представляющий собой отношение располагаемой гидравлической мощности к массе и характеристическому размеру насосной установки, позволяет дать в первом приближении значения удельной мощности, приходящейся на один килограмм массы и один метр характеристического размера.

4. Разработанная математическая модель насосного агрегата, на примере одной секции НА-105, с учетом двухфазности РЖ на масле и буровой смеси, нелинейностей проходных сечений дросселирующих щелей, зависимостей расходов через полости гидрораспределителей с «открытым» центром, полусухим трением в уплотнениях поршня и штоков гидроцилиндров на масле и смеси с учетом геометрии поршня и штоков, открывает возможности выполнить широкий комплекс исследований динамики и на стадии проектирования новых и модернизации действующих установок улучшить показатели качества рабочего процесса в целом.

Литература

1. *Лысенко В.Д.* Разработка малопродуктивных месторождений / *В.Д. Лысенко, В.И. Грайфер.*- М.:ООО «Недра-бизнесцентр», 2001.-562с
2. «Синергия» - <http://sinergia/Ru/sin31/shtm/>,
http://sinergia/Ru/sin35_komplex/shtm/
3. «Астра» - <http://www.astratan.Ru>.
4. Фирма «Stewart and Stevenson» - <http://www.SSSS.com>.
5. Фирма «Идель нефтемаш» - <http://www.oilmach.ru/un-450x450.htm>.
6. Фирма «Petal» - <http://Petal.Ro/produse-Sub-agregate-in-6-land-Ru.html>.
7. Насос аксиально-поршневой регулируемый типа АН-П-500/35. Технические условия.-Харьков: НИИГидропривод, 1992.-архивный №2022/1.-26с.
8. *Лурье З.Я.* Исследования опоры трения башмак-наклонная шайба в гидронасосе с высокими энергетическими характеристиками. Труды

международной научно-технической конф. / З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, О.Н. Фоменко. – Харьков: ХГПУ, 1997, Ч.2. -С.135-137.

9. Сайт – <http://www.automatika.ru>.

10. Следящие приводы / [ред. Б.К.Чемоданов]. -М.:Энергия, 1976. -Т. 2.-384с.

11. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова // Изв. ВУЗов Машиностроения. - 1968. - №2. - С.87-93.

12. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. - К.: Техніка, 1977.-320с.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПРИВОДНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ РОЗРИВУ НАФТОВИХ ПЛАСТІВ

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Гасюк А.І.

Анотація – робота присвячена розробці математичної моделі гідроприводного насосного агрегату для розриву нафтових пластів, що враховує істотні нелінійності гідропрстроїв і дозволяє виконати широкий комплекс досліджень динаміки на стадії проектування. Запропоновано критерій, що дає можливість дати оцінку конкретній розробці.

MATHEMATICAL MODEL HYDROPRIVOD OF THE PUMP UNIT FOR BREAK OF OIL LAYERS

Z. Lure, A. Panchenko, A. Gasyuk

Summary

Work is devoted to development of mathematical model гидроприводного the pump unit for break of oil layers which considers important nonlinearity of hydrodevices and allows to execute a wide complex of researches of dynamics on a design stage. The criterion which states dates an estimation to concrete development is offered.