

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования

"Южно-Уральский государственный университет"  
(национальный исследовательский институт)  
Политехнический институт  
Факультет «Механико-технологический»  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

Моделирование и расчет гидравлической системы на основе винтового насоса А13В

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ  
РАБОТЕ ЮУрГУ-15.03.02.2017.394.ПЗ ВКР

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_  
Подзерко А.В.

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

Руководитель работы

\_\_\_\_\_  
Школин С.Б.

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017 г.

Автор работы

студент группы П-457

\_\_\_\_\_  
Караашев Х.А.

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2017

Челябинск

2017

## АННОТАЦИЯ

Караашев Х.А. Моделирование и расчет гидравлической системы на основе насоса А13В. – Челябинск: ЮУрГУ, МТ; 2017, 35с., 7 ил., 2 табл., библиогр. список – 10 наим., 2,5 листа чертежей ф.А1.

Создана математическая модель динамики гидравлического привода , а именно скорости переключения золотника распределителя и скорости перемещения штока гидроцилиндра. Произведен расчет типового винтового насоса А13В 16/25 по исходным данным. Выполнены сборочный чертеж и чертежи некоторых деталей. Представлены плакаты с блок-схемами и графиками.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1.ОПИСАНИЕ ПРОТОТИПА ВИНТОВОГО НАСОСА.....	5
1.1.ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ПРЕИМУЩЕСТВА.....	7
ВИНТОВОГО НАСОСА.....	7
2.РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ.....	9
2.1РАСЧЕТ ВЕДУЩИХ И ВЕДОМЫХ ВИНТОВ.....	9
2.2. РАСЧЕТ ОБОЙМЫ.....	11
2.3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ.....	13
2.4. РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ВИНТОВ.....	14
2.5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ.....	15
3.ТОНКОСТЬ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ.....	17
4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИ РАБОТЕ НАСОСА В ГИДРАВ- ЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ.....	18
4.1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВХОДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ.....	20
4.2 РАССМОТРИМ ДИНАМИКУ: РАЗГОН ПРИ МАКСИМАЛЬНОМ НАГРУЖЕНИИ ПРИВОДА.....	21
5. МОДЕЛИРОВАНИЕ КЛАПАНА И ЕГО ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ДИНАМИКУ ПРОЦЕССА.....	27
6. МОДЕЛИРОВАНИЕ В ПРОГРАММЕ VISSIM.....	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	30
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	31
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	32
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	33

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

## ВВЕДЕНИЕ

Математическое моделирование находит самое широкое применение в науке, технике, экономике и образовании. Появление в начале 80-х гг. персональных компьютеров (ПК) создало реальные условия для реализации на них уже достаточно серьезных специализированных систем математического моделирования, в которых была полностью автоматизирована подготовка как моделей, так и их уравнений состояния.

Моделирование можно рассматривать как замещение исследуемого объекта его условным образом, описанием или другим объектом, именуем моделью и обеспечивающим адекватное с оригиналом поведение в рамках некоторых допущений и погрешностей. На самом деле моделирование даже самых простых и широко распространенных устройств ведет к огромной экономии и улучшению качества изделий. Самое широкое применение моделирование находит в радиотехнике и электронике, в технике обработки сигналов и коммуникаций, также применяется в гидро- и пневмоприводе. Главное в математическом моделировании – это понять физическую и математическую модель сущность моделируемых явлений и обосновать оптимальные подходы к проектированию самых различных изделий.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. ОПИСАНИЕ ПРОТОТИПА ВИНТОВОГО НАСОСА

В качестве объекта разработки выбран шестеренный насос, применяемый для нагнетания минерального масла в гидравлических системах (различных механизмов, тракторов, погрузчиков, сельскохозяйственных машин, строительной дорожной техники).



Рис. 1. А1 3В 16/25-20/25Б-3 .

Технические характеристики

1. Частота вращения  $n_n = 2900$  (об/мин)
2. Номинальное давление  $P_n = 2,5$  (МПа)
3. Объёмный расход  $Q_n = 890$  (л/мин)

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2017.394				

Табл.1. Технические характеристики прототипа.

1	Частота вращения $n_n$ , об/мин	2900
2	Номинальное давление $P_n$ , МПа	2,5
3	Объёмный расход $Q_n$ , л/мин	890
4	КПД, %	71
5	Мощность насоса, кВт	19
6	Кинематическая вязкость рабочей жидкости $\nu$ , м <sup>2</sup> /с	$0,1 \cdot 10^{-4} \dots 0,76 \cdot 10^{-4}$
7	Температура перекачиваемой жидкости, °С	до 80

## 1.1.ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И ПРЕИМУЩЕСТВА

### ВИНТОВОГО НАСОСА.

Вращающаяся часть – стальной ротор, представляет собой металлический винт и статор - неподвижная часть из гибкого материала (эластомера).

Главными рабочими органами винтового насоса являются пара ротор-статор, мотор-редуктор и корпус насоса. Ротор винтового насоса представляет собой единственный подвижный элемент конструкции и выполнен в форме наружной спирали, в которой имеются заходы количеством  $n$ . Статор представлен в форме внутренней спирали, оснащенной заходами количеством  $n+1$ . Все полости агрегата изолированы при помощи герметичных уплотнительных линий, которые расположены вдоль границы контакта ротора и статора и важны для бесперебойного функционирования насоса.

Ротор изготавливается из стали высокой прочности, статор представлен кожухом из металла и эластомера, соединяющего с ним. По мере того, как ротор вращается внутри статора, перекачиваемое вещество движется от входа в направлении выхода.

Чтобы улучшить уплотнение насоса и сократить уровень утечек, конструкция может быть оснащена эластичным корпусом, выполненным в форме конуса или цилиндра. Следует учитывать, что насосная установка, оснащенная эластичным корпусом, способна выдержать меньший уровень давления по сравнению с металлическим корпусом.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Основные преимущества:

- высокий объемный КПД(60-80%)
- низкий уровень шума
- удобство в обслуживании и ремонта
- точное дозирование вязких жидкостей
- устойчивость к абразивному износу
- отсутствие пульсации потока на нагнетании
- винтовые насосы могут работать в скважинных условиях, перекачивать смазочные и не смазочные жидкости, могут перекачивать неоднородные среды с различными включениями

										Лист
										8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2017.394					



## 2. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

### 2.1 Расчет ведущих и ведомых винтов

Формула соответствует теоретическому расходу насоса [3, с.164]

$$q_{v2i}^p = \frac{4.144 * d_{a2}^3 * n}{10^3} = 890 \text{ л/мин}$$

При  $d_{a2}=41$  (мм)

$$d_{a1} = \frac{5}{3} d_{a2} = 70 \text{ (мм)}$$

$d_{a2}$ - диаметр ведущего винта;

$d_{a1}$ - диаметр ведомого винта;

$$d_{f1} = d_{a2} = 42 \text{ (мм)}$$

$d_{f1}$  – внутренний диаметр нарезки ведущего винта;

$$d_{f2} = \frac{1}{3} d_{a2} = 14 \text{ (мм)}$$

$d_{f2}$  – внутренний диаметр нарезки ведомого винта.

$$t = \frac{10}{3} d_{a2} = 140 \text{ (мм)}$$

$t$  – шаг нарезки винта;

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Минимальная длина винтов [10, с.266]:

$$L \approx 1,25t$$

$$L = 1,25 * 140 = 175$$

$$\gamma_{sa} = 0,18\pi$$

$\gamma$ - угол вершины зуба ведущего винт;

Номинальная подача:

$$Q_n = 890(\text{л/мин})$$

Площадь поперечного сечения рубашки [3, с.169]:

$$S_p = 3,3766 * d_{a2}^2 = 60 \text{ см}^2$$

Площадь поперечного сечения ведущего винта:

$$S_{в1} = 1,267 * d_{a2}^2 = 22,3 (\text{см}^2)$$

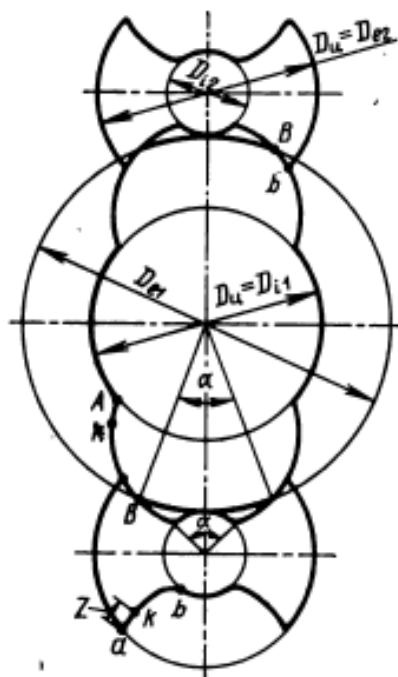


Рис. 4 Разрез винтов насоса

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

10

## 2.2. РАСЧЕТ ОБОЙМЫ

Диаметры отверстий всасывания и нагнетания выбираем из условия ограничения скорости:

- в линии всасывания  $v \leq 4$  (м/с),  $v = \frac{4Q_T}{\pi d_{вс}^2} = \frac{4 \cdot 890}{3,14 \cdot 60000 \cdot 0,07^2} = 3,86 \left(\frac{м}{с}\right)$ , при  $d_{вс} = 70$  (мм).

- в линии нагнетания  $v \leq 6$  (м/с),  $v = \frac{4Q_T}{\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 890}{3,14 \cdot 60000 \cdot 0,06^2} = 5,25 \left(\frac{м}{с}\right)$ , при  $d_H = 60$  (мм).

Напряжения в стенках обоймы имеют максимальное значение на внутренней поверхности и могут быть определены по формуле Ляме:

$$\sigma = P_H \frac{D_K^2 + D_e^2}{D_K^2 - D_e^2}$$

где,

$D_K$  – наружный диаметр корпуса, мм

$D_e$  – диаметр винта, мм

$P_H$  – давление нагнетания, МПа

Проведем расчет обоймы из алюминия или чугуна.

1. Для алюминиевого литья  $\sigma \leq 49$  МПа минимальный диаметр [1]:

$$49 = 2,5 \frac{D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}}{D_K^2 - 70^2 \cdot 10^{-6}}$$

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2017.394				

$$(D_K^2 - 70^2 \cdot 10^{-6}) \cdot 49 = (D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}) \cdot 2,5$$

$$19,6 \cdot D_K^2 - 19,6 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6} = D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}$$

$$18,6 D_K^2 = 20,6 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6}$$

$$D_K = \sqrt{\frac{20,6 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6}}{18,6}} \approx 80 \text{ (мм)}.$$

2. Для чугунного литья  $\sigma \leq 68,6$  МПа минимальный диаметр.

$$68,6 = 2,5 \frac{D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}}{D_K^2 - 70^2 \cdot 10^{-6}}$$

$$(D_K^2 - 330^2 \cdot 10^{-6}) \cdot 68,6 = (D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}) \cdot 2,5$$

$$27,44 \cdot D_K^2 - 27,44 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6} = D_K^2 + 70^2 \cdot 10^{-6}$$

$$26,44 D_K^2 = 28,44 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6}$$

$$D_K = \sqrt{\frac{28,44 \cdot 70^2 \cdot 10^{-6}}{26,44}} \approx 78 \text{ (мм)}.$$

Сделаем обойму из алюминиевого литья и возьмем из расчета, что минимальный диаметр  $D_{k \min} = 80$  мм, примем для обоймы  $D_k = 85$  мм, обеспечив запас устойчивости. Алюминиевое литье уменьшит массу обоймы по сравнению с чугунным литьем.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

### 2.3. ВЫБОР РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Рабочую жидкость выбирают в зависимости от её вязкости при различных температурах, т.к. вязкость жидкости влияет на потери давления и уровень кавитации. При этом вязкость у рабочей жидкости должна быть от  $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  до  $0,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  при работе винтового насоса А13В 16/25-20/25. Верхний предел вязкости ограничивается частотой вращения и мощностью комплектующего привода.

В качестве рабочей жидкости возьмем гидравлическое масло АМГ-10. По назначению их делят:

- для летательных аппаратов, мобильной наземной, речной и морской техники;
- для гидротормозных и амортизаторных устройств различных машин;
- для гидроприводов, гидропередаточных и циркуляционных масляных систем различных агрегатов, машин и механизмов, составляющих оборудование промышленных предприятий.

Масло АМГ-10 (ГОСТ 6794-75) – для гидросистем авиационной и наземной техники, работающей в интервале температур окружающей среды от  $-60$  до  $+55$  °С. Содержит загущающую и антиокислительную присадки.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

## 2.4. РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ВИНТОВ

На крышки насоса действует давление в 2,5 МПа. Сила, действующая на крышку:

$$N=pS_k=2,5 \cdot 10^6 \cdot 10570 \cdot 10^{-6}=26425 \text{ (Н)}.$$

Где,  $p=2,5$  (МПа) – давление, действующее на крышку;

$$S_k=10570 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{)} – \text{площадь крышки.}$$

Расчетная нагрузка на винт:

$$P=N_3 i + \beta N/i,$$

Где  $N_3 = 500$  Н – усилие от затяжки на 1 винте;

$\beta=0,75$  – коэффициент для прокладки из резины;

$i$  – число винтов.

Для креплений будем использовать винт с шестигранной головкой ГОСТ Р ИСО 4017 – М12 х 35. Его площадь поперечного сечения

$$S=\pi 10^2/4=78,5 \text{ (мм}^2\text{)}.$$

$[\sigma_p]=P/iS$  – допускаемое напряжение при растяжении, МПа.

$$[\sigma_p]=55 \text{ МПа}$$

$$55=6,37+252,5/i^2$$

$$i=\sqrt{\frac{252,5}{55-6,37}} \approx 3 \text{ винта.}$$

Для крепления крышек нужно использовать 3 винта.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

## 2.5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Требованием для выбора подшипника служит неравенство  $C_{тр} < C$ .

$C_{тр}$  – требуемая величина динамической грузоподъемности подшипника;

$C$  – табличное значение грузоподъемности подшипника.

Проведем расчет требуемой динамической грузоподъемности [1]:

$$C_{тр} = Q * L^{1/\alpha}$$

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha$$

$L$  – расчетная долговечность

$\alpha$  – коэффициент, зависящий от формы кривой контактной усталости, у шариковых подшипников принимается равным 3.

$Q$  – суммарная радиальная сила, действующая на подшипник

Момент, развиваемый на валу [3, с.171]:

$$M = \Delta p * 0,6598 * d_{a2}^3 = 24,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$\Delta p$  – перепад давления на гидромашине,

$$M = F_r * d_{a2}$$

$$F_r = \frac{M}{d_{\text{вала}}} = \frac{24,4}{0,03} = 813 \text{ Н}$$

$d_{\text{вала}}$  - диаметр вала. Из расчетов и чертежа известно:

$$d_{\text{вала}} = 30 \text{ мм}$$

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

$L=35000$  (требуемая)

$C=26593$  Н

По данным, полученным из формул, можем подобрать подшипник: 306 шариковый однорядный.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16



### 3. ТОНКОСТЬ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ

Загрязнение жидкостей различными примесями снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов. Механические частицы, попадая в рабочую жидкость, способствуют разрыву масляной пленки, ухудшая режим смазки, а также могут вызывать заклинивание пар трения и закупорку каналов малых сечений [4]. Поэтому принято считать фильтрацию удовлетворительной, если размер капиллярных каналов фильтрующего материала не превышает половины наименьшего зазора в скользящих парах агрегата, для проектируемого насоса А13В 16/25-20/25 -М  $h_{\min}=1,6$  (мкм). Значит фильтр должен иметь предельный размер пор, равный 0,8 (мкм).

По ГОСТу 28028-89 выбираем 7 класс чистоты жидкости, при этом в гидроприводе будет производиться её фильтрация тонкими фильтрами.

					<i>ЮУрГУ 15.03.02.2017.394</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		17

#### 4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИ РАБОТЕ НАСОСА В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ.

Расчет гидравлической системы и построение модели включает в себя несколько пунктов:

- представление гидравлической системы в виде расчетной схемы;
- нахождение начального (входного) воздействия;
- влияние скорости переключения золотника на скорость выдвижения штока гидроцилиндра (без клапана);
- моделирование гидравлической системы( с клапаном);
- получение динамических характеристик( регулирования).

Выбираем схему для дальнейшего моделирования. Изобразим расчетную схему силовой части объемного регулирования (рис. 3).

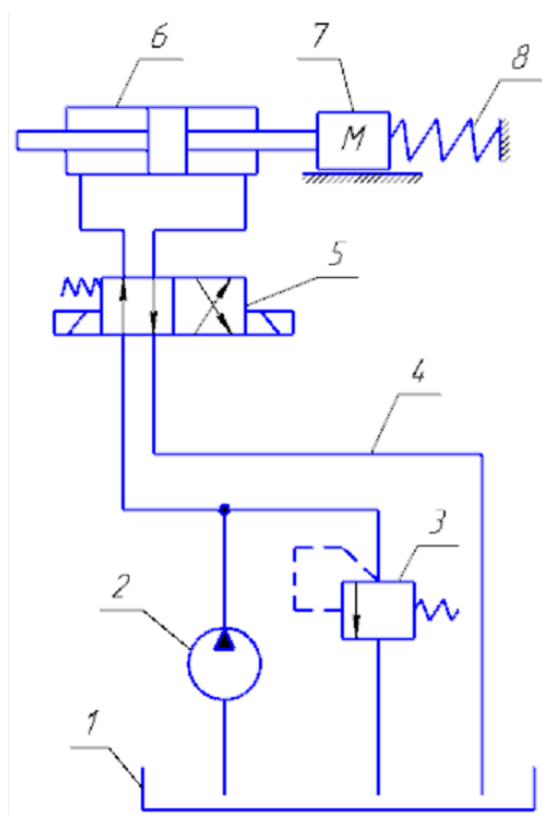


Рис. 3. Расчетная схема гидропривода с объёмным регулированием.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Гидравлический привод с объемным регулированием имеет к.п.д.  $\eta=0,65 \dots 0,75$ . Основным недостатком гидравлического привода с объемным регулированием заключается в сложности системы автоматизированного управления насосом переменной производительности. Применение такого привода следует считать более оправданным при больших мощностях.

Винтовой нерегулируемый насос (2) с заданным расходом, давлением и частотой вращения подаёт жидкость через дискретный пропорциональный распределитель (5) в полость гидроцилиндра двухстороннего действия с двухсторонним штоком (6). Клапан предохранительный (3) служит для защиты системы от повышения давления. Действие позиционной нагрузки заменяется пружиной жесткостью  $C_H$  (8). Линии связи (4) соединяют основные элементы схемы.

В следящем гидроприводе с объемным регулированием можно выделить силовую и управляющую части. Силовая часть включает в себя объемный насос с нерегулируемой подачей, вспомогательные устройства, исполнительный орган – гидроцилиндр. К вспомогательным устройствам относятся клапаны, фильтр, насос, бак системы подпитки рабочей жидкостью силовой части гидропривода.

Управляющая часть следящего гидропривода с объемным регулированием может состоять из механических устройств. Также гидроприводы подразделяются на механическое и электрическое управление.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

#### 4.1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВХОДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ.

Входным воздействием для схемы, приведенной выше (рис.3 ), является скорость переключения золотника распределителя, при этом изменяется направление подачи жидкости в полость гидроцилиндра. Первоначальным временем срабатывания задаем  $t=0,2$  с. На рис 4. показано моделирование в специальной программе скорости выдвижения золотника, максимальное перемещение которого равно  $X_{max}=10$  мм. С помощью блока limit задаем предельные перемещения у золотника.

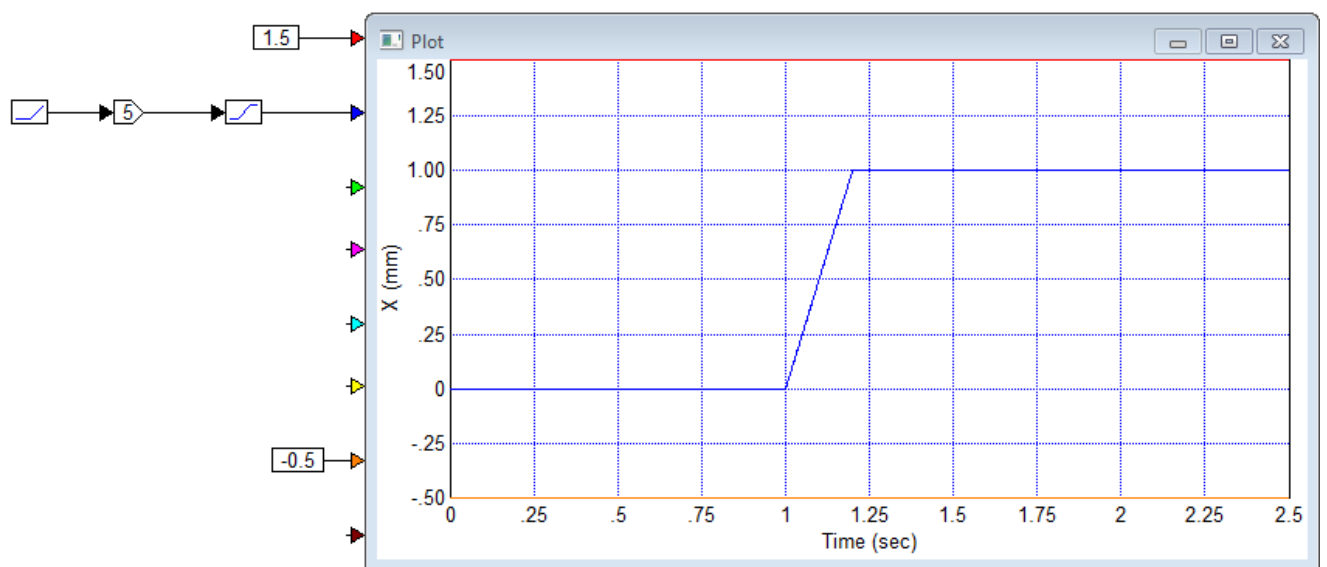


Рис. 4. Модель и график изменения перемещения золотника распределителя.

В дальнейшем при нахождении передаточной функции и при построении моделирования гидравлической системы, данная модель (рис.4. ) будет входным сигналом.

## 4.2 РАССМОТРИМ ДИНАМИКУ: РАЗГОН ПРИ МАКСИМАЛЬНОМ НАГРУЖЕНИИ ПРИВОДА.

Для дальнейшего расчета понадобятся некоторые исходные данные, взятые из предыдущего расчета и типовых схем.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета гидравлического привода.

$V_0, \text{м}^3$	$m, \text{кг}$	$E, \text{МПа}$	$A, \text{м}^2$	$D, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$C, \text{Н/мм}$	$S_{\text{ход}}, \text{мм}$
$237 \cdot 10^{-6}$	50	1305	$474 \cdot 10^{-6}$	27	18	80,95	500

$$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = 474 * 10^{-6}$$

$$V_0 = A * s = 237 * 10^{-6}$$

Так как насос нерегулируемый, то расход номинальный постоянен, запишем уравнение расходов [6, с.333]:

$$Q_{\text{гц}}(t) = \frac{A * dy}{dt} + Q_{\text{ут}}(t) + Q_{\text{сж}}(t)$$

где  $Q_{\text{ут}}(t)$ - расход утечек;

$Q_{\text{сж}}(t)$ - расход, связанный со сжимаемостью жидкости;

$A$  – площадь в полости гидроцилиндра;

$dy/dt$  – скорость движения штока.

Определим каждую составляющую общего расхода:

$$Q_{\text{ут}} = (1 - \eta_0) * Q_{\text{н}} = 0.2 * 0.0015 = 0.0003 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_{\text{ут}} = K_{\text{ут}} * P_{\text{н}}$$

$\eta_0$  – объемный КПД насоса, учитывающий утечки жидкости через зазоры в конструкции насоса.

В первом приближении проводимость щелей, по которым происходит утечка жидкости из насоса, равняется:

$$K_{ут} = \frac{Q_{ут}}{P_H} = \frac{0.0003}{2.5 * 10^6} = 1.2 * 10^{-9}$$

где  $Q_H$  – расход номинальный винтового насоса;

$K_{ут}$  – коэффициент утечек;

$P_H$  – номинальное давление.

$$Q_{сж} = \frac{V_0}{E} * \frac{dP}{dt}$$

$V_0$  – объем полости цилиндра;

$E$  – модуль упругости жидкости (масло АМГ-10).

Запишем уравнение сил:

$$\frac{md^2y}{dt^2} = P * A - F_{вт} - F_{поз}$$

$y(t)$  – координаты штока гидроцилиндра;

$m$  – масса объекта регулирования ;

$F_{вт}$  – сила вязкостного трения;

$F_{поз}$  – сила позиционной нагрузки.

$$P = \frac{1}{A} \left( m \frac{dy^2}{dt^2} + K_{\text{BT}} \frac{dy}{dt} + c * y \right)$$

$$F_{\text{max}} = p * A = 2.5 * 10^6 * 474 * 10^{-6} = 1185 \text{ Н}$$

$$v = \frac{Q_H}{A} = \frac{0.0015}{474 * 10^{-6}} = 31.6 \text{ м/с}$$

При известной максимальной силе и скорости, действующей на поршень гидроцилиндра, можно найти коэффициент вязкостного трения:

$$K_{\text{BT}} = \frac{v}{0.1 * F_{\text{max}}} = \frac{31.6}{0.1 * 1185} = 0.027$$

$$qn = \frac{A dy}{dt} + \frac{K_{\text{yT}}}{A} \left( m \frac{d^2 y}{dt^2} + K_{\text{BT}} * \frac{dy}{dt} + c * y(t) \right) + \frac{V_0}{E * A} \left( \frac{m d^3 y}{dt^3} + K_{\text{BT}} * \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{C dy}{dt} \right)$$

Произведем преобразование Лапласа, из которого, при нахождении функции, распишем и вычислим коэффициенты перед "s":

$$qn = Ay(s)s + \frac{K_{\text{yT}}}{A} (my(s)s^2 + K_{\text{BT}}y(s)s + c * y(s)) + \frac{V_0}{E * A} (my(s)s^3 + K_{\text{BT}} * y(s)s^2 + Cy(s)s)$$

$$qn = \frac{V_0 m}{E * A} s^3 y(s) + \left( \frac{m K_{\text{yT}}}{A} + \frac{V_0 K_{\text{BT}}}{E * A} \right) y(s) s^2 + \left( A + \frac{K_{\text{BT}} K_{\text{yT}}}{A} + \frac{VC}{AE} \right) y(s) s + \frac{CK_{\text{yT}}}{A} y(s)$$

$$a1 = \frac{V_0 m}{E * A} = \frac{237 * 10^{-6} * 500}{1305 * 10^6 * 474 * 10^{-6}} = 1.916 * 10^{-7},$$

$$a2 = \frac{m K_{\text{yT}}}{A} + \frac{V_0 K_{\text{BT}}}{E * A} = \frac{500 * 1.2 * 10^{-6}}{474 * 10^{-6} * 1305 * 10^6} = 1.266,$$

$$a_3 = A + \frac{K_{\text{вТ}}K_{\text{уТ}}}{A} + \frac{VC}{AE} = 474 * 10^{-6} + \frac{0.027 * 1.2 * 10^{-6}}{474 * 10^{-6}} +$$

$$+ \frac{237 * 10^{-6} * 80.95 * 10^3}{474 * 10^{-6} * 1305 * 10^{-6}} = 0.000505,$$

$$a_4 = \frac{CK_{\text{уТ}}}{A} = \frac{80.95 * 10^3 * 1.2 * 10^{-9}}{474 * 10^{-6}} = 0.205$$

Так как все нужные коэффициенты известны, то приступим к получению передаточной функции [6, с. 335] :

$$W(s) = \frac{y(s)}{X(s)} = \frac{K_{QX}}{a_1s^3 + a_2s^2 + a_3s + a_4}$$

$$X = \frac{Q_H}{K_{QX}}$$

X – перемещение золотника распределителя;

K<sub>QX</sub> – коэффициент, характеризующий быстродействие системы.

$$y(s)(a_1s^3 + a_2s^2 + a_3s) = X(s) * K_{QX} - a_4 * y(s) = E(s)$$

$$W(s) = \frac{y(s)}{E(s)} = \frac{1}{a_1s^3 + a_2s^2 + a_3s}$$

Построим схему для моделирования в программе и для получения динамики процесса.



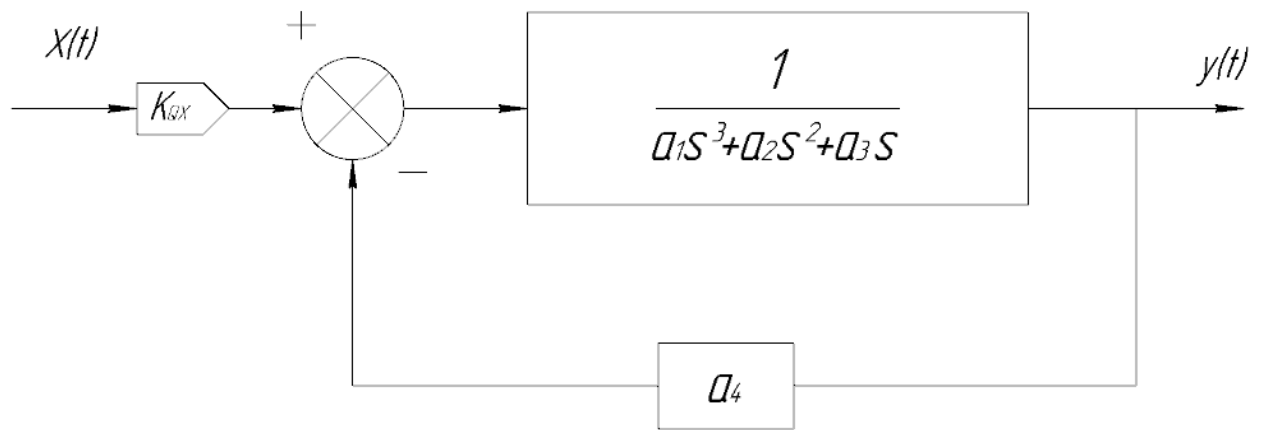


Рис. 5. Блок-схема гидропривода объемного регулирования.

Далее подставляем все найденные значения в уже известные схемы, строим динамику процесса в программе VisSim. Зададим разное время переключения в первом случае –  $T_1=0.2$  с, во втором –  $T_2=0.4$  с, в третьем –  $T_3=0.6$ с .

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

25

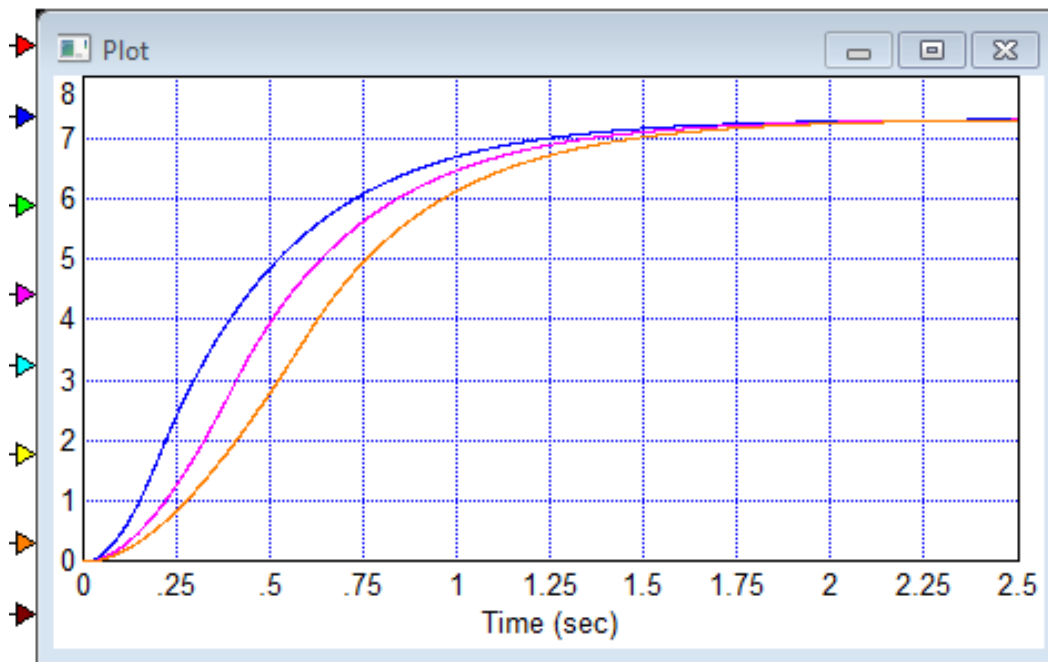
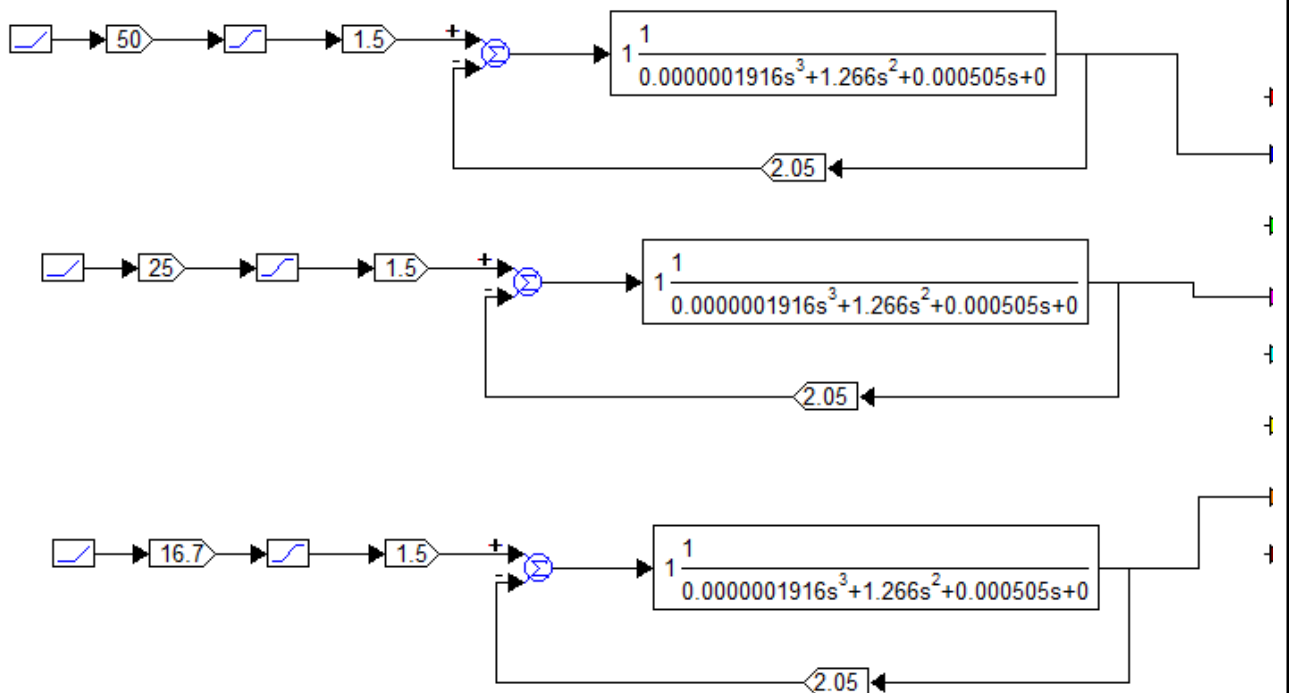


Рис.6. Модель гидросистемы без учета динамики клапана.

## 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ КЛАПАНА И ЕГО ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ДИНАМИКУ ПРОЦЕССА.

В данном расчете используется предохранительный клапан прямого действия с пропорциональным управлением типа DSAE1017E32 LA Parker. Основные характеристики: Ду= 32 мм; клапан допускает рабочее давление до 4 МПа и расход до 950 л/мин.

Запишем основные уравнения: расхода, сил, изменения давления и перемещения клапана [6, с.412]. В первом приближении расход через клапан равняется:

$$Q = K_h * h(t) \quad (1)$$

Максимальное перемещение примем  $h_{max} \approx 3$  мм, тогда при таком положении клапана, расход через клапан максимальный и составляет  $Q=0.015$  м<sup>3</sup>/с:

$$K_h = \frac{Q_{max}}{h_{max}} = 5$$

Запишем уравнение сил, действующих на клапан:

$$m_k \frac{d^2 h}{dt^2} = p(t) * A - c_k * h - K_{гд} * \frac{dh}{dt} \quad (2)$$

$K_{гд}$  – коэффициент гидродинамической силы,

$c_k$  - жесткость пружины клапана. Жесткость примем  $c_k = 8$  Н/мм.

Проведем расчет недостающих коэффициентов. Сила, действующая на клапан при максимальном его выдвигении определяется:

$$F = p * A = c_k * h_{max}$$

Примем, что  $F_{гд}$  – гидродинамическая сила равна 0,2 от максимальной, а скорость  $v_{кл} = 30$  м/с:

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$F_{ГД} = 0,2 * F = K_{ГД} * v_{кл}$$

$$K_{ГД} = \frac{0,2 * c_k * h_{max}}{v_{кл}} = \frac{0,2 * 8000 * 0,003}{30} = 0.16$$

Давление, подводимое к клапану, вычисляется по формуле:

$$p = \frac{1}{A} \left( m_n \frac{d^2 y}{dt^2} + K_{вт} \frac{dy}{dt} + c * y(t) \right)$$

$K_{вт}$  – коэффициент вязкостного трения, взятый по значению из предыдущего расчета.

$m_n$  – нагрузка (масса).

Линеаризуем и получим, что:

$$p = \frac{1}{A} (m_n y(s) s^2 + K_{вт} y(s) s + c * y(s))$$

Последним этапом построения динамики клапана является получение передаточной функции, которая связывает расход с давлением. Из (1) и (2):

$$p \frac{A * K_h}{m_k * s^2 + K_{ГД} * s + c_k} = K_h * h(s) = Q \quad (3)$$

Формула (3) является исходной для получения передаточной функции.

## 6. МОДЕЛИРОВАНИЕ В ПРОГРАММЕ VISSIM.

Для проектирования динамики привода необходимы: заданное начальное (входное) воздействие на золотник с определенным временем переключения, полученная выше блок-схема и модель динамики клапана.

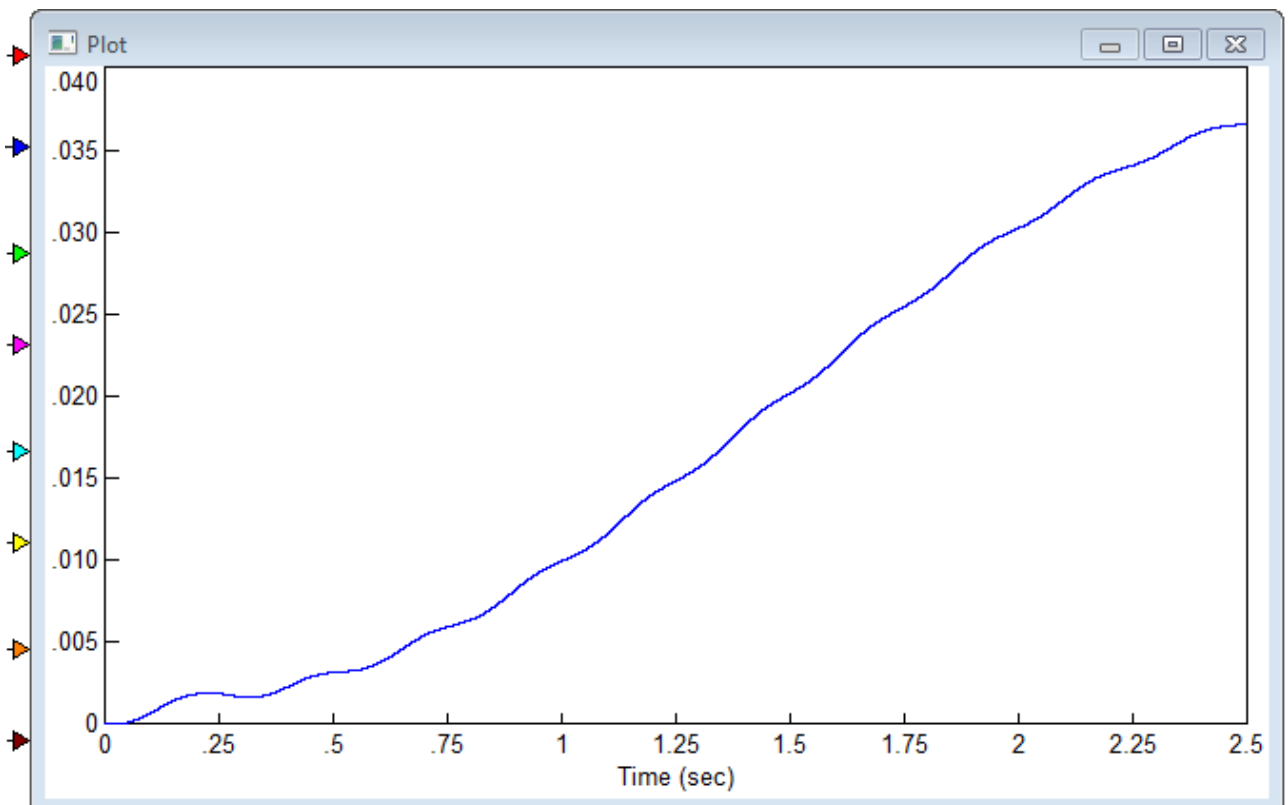
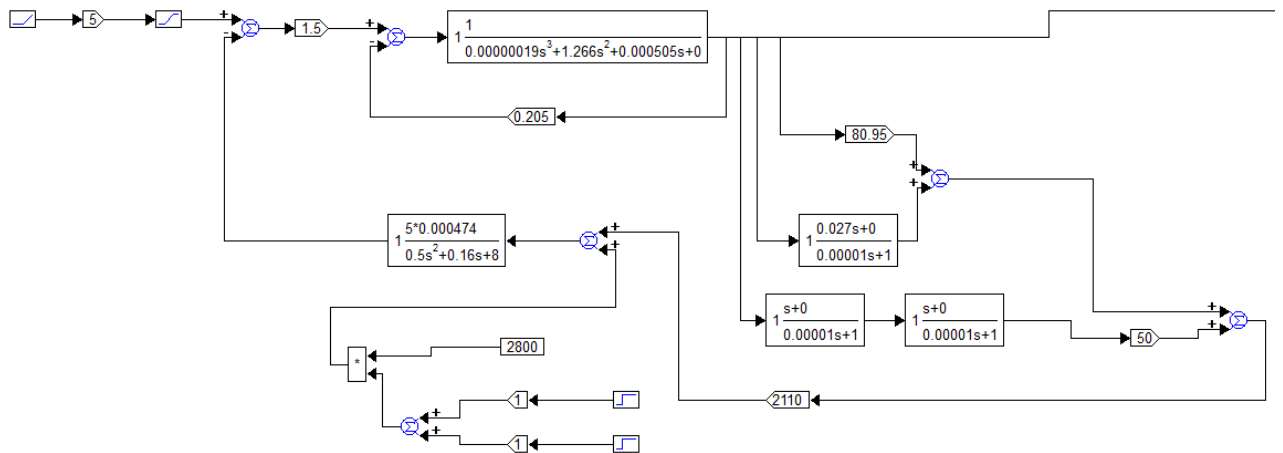


Рис. 7. Динамика гидравлической системы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы был рассчитан насос А1 3В 16/25-20/25Б-3, сделан сборочный чертеж, детализовка. Смоделирована динамика гидравлической системы в программе VisSim, получены: динамика системы с клапаном и без, в которых отражена зависимость скорости перемещения золотника (времени переключения золотника) от скорости выдвижения штока гидроцилиндра.

					ЮУрГУ 15.03.02.2017.394	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.1 и т.2: Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 1768 с.
2. Анухин, В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах: учебное пособие / В.И. Анурьев. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – 219 с.
3. Ю.М.Орлов Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Изд-во Москва «Машиностроение» 2006.
4. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
5. Балденко Д.Ф. Винтовые насосы. Изд-во: Москва «Машиностроение» 1982.
6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.Машиностроение 1977 г.
7. Хохлов В.А., Прокофьев В.Н. Электрогидравлические следящие системы. Машиностроение.Москва 1971 г.
8. Насос трехвинтовой А1 3В 16/25 и агрегаты электронасосные на его основе. Руководство по эксплуатации.
9. Дьяконов В.П. VisSim+Mathcad+MATLAB Визуальное математическое моделирование.Москва Солон-Пресс. 2004 г.
10. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Издательство «Высшая школа», 1976 г.

										Лист
										31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ 15.03.02.2017.394					

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

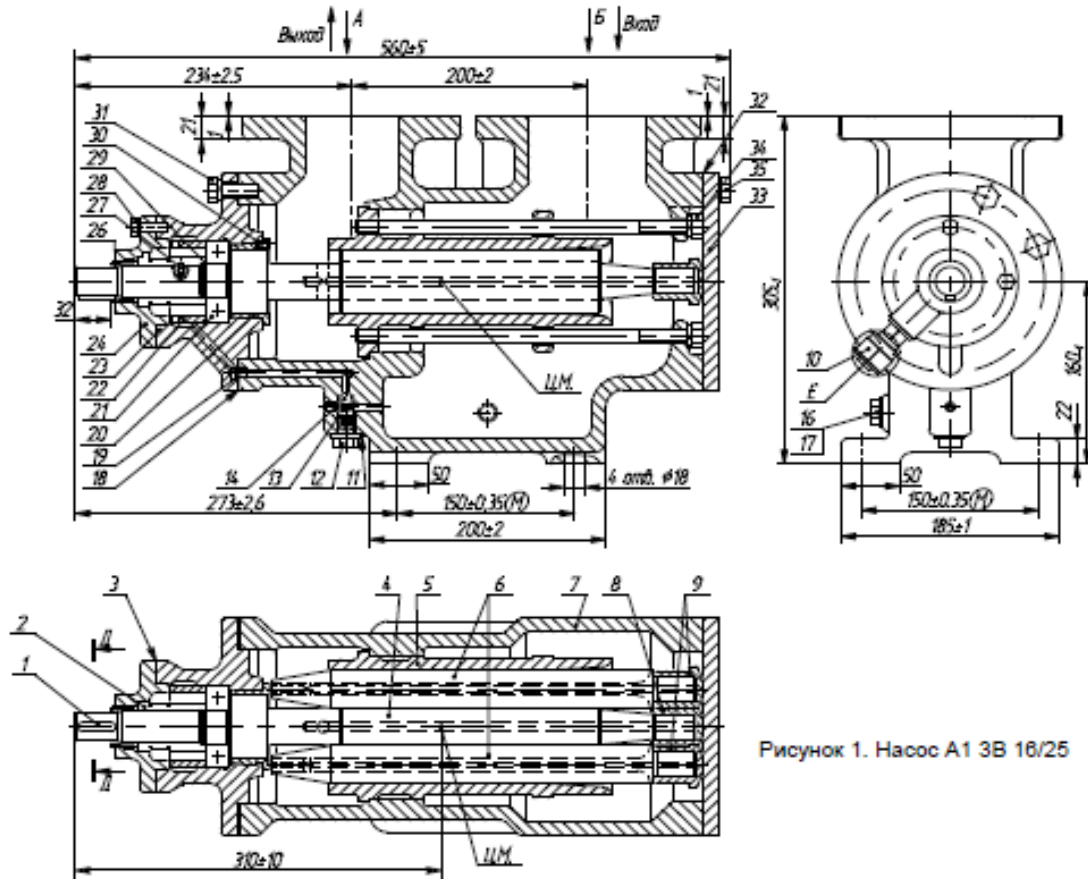


Рисунок 1. Насос А1 3В 16/25

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

32



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

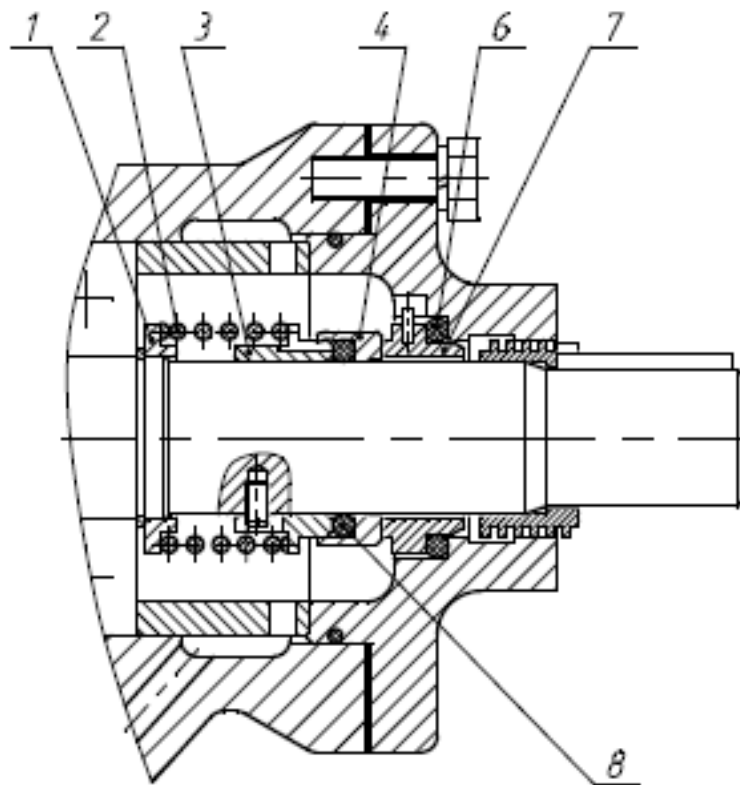


Рисунок 4– Торцовое уплотнение

Перечень деталей уплотнения торцового к рисунку 4:

- 1- кольцо упорное;
- 2- пружина сальника;
- 3- втулка упорная;
- 4- пята;
- 6- кольцо;
- 7- подпятник;
- 8- кольцо

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ 15.03.02.2017.394

Лист

33