

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2018 г.

Оглавление

Введение	1
1. Статический синтез гидросистемы.....	5
1.1. Исходные данные для расчёта	5
1.2. Силовой расчёт и выбор цилиндра	5
1.3. Кинематический расчёт и выбор насоса	8
1.4. Выбор трубопроводов и остальных элементов гидроаппаратуры	10
2. Моделирование работы гидропривода моста в различных условиях	11
2.1. Односкоростное испытание (дискретный распределитель).....	11
2.2. Использование ГЗ и ТК.....	23
3. Фильтрация сигнала скорости	26
3.1. Фильтрация с частотой 0,16 Гц.....	26
3.2. Фильтрация с частотой 0,016 Гц.....	30
3.3. Увеличение массы нагрузки	30
4. Изменение скорости по заданному закону.....	32
4.1. Регулирование подачи с помощью пропорционального распределителя	32
4.2. Регулирование подачи с помощью нескольких насосов	33
Список использованной литературы.....	36

Введение

Одним из ключевых этапов моделирования гидравлических систем является точный и правильный подбор параметров моделируемого оборудования. По сути, эта задача сходна с задачей статического синтеза привода, с которой разработчику приходится сталкиваться при проектировании гидросистемы. Эти две задачи можно объединить: расчёт и выбор гидрооборудования позволяет получить параметры проектируемого привода, которые могут быть использованы как для его физической реализации, так и в компьютерной модели.

Вместе с тем число параметров, которые необходимо учитывать при моделировании, должно быть строго обоснованным и ограниченным. Прежде, чем приступить к собственно моделированию, необходимо исследовать системы и отбросить те факторы, которые не оказывают существенного влияния на работу модели. В данном контексте можно рассматривать и фильтрацию паразитных высокочастотных колебаний, возникающих на регистрирующих устройствах, и применение того или иного способа регулирования привода.

Целью данной работы является исследование влияния различных факторов на работоспособность модели конкретного гидропривода и сравнение этого влияния с известными эффектами воздействия тех же факторов на реальные системы. В рамках достижения цели необходимо решить ряд задач:

- Анализ возможности реализации эксперимента
- Силовой и кинематический расчёт гидропривода
- Подбор гидрооборудования по рассчитанным параметрам
- Моделирование работы синтезированного привода в различных условиях
- Фильтрация высокочастотных паразитных колебаний
- Анализ способов управления приводом

Моделирование проводится при помощи расчётного пакета Matlab Simulink, модуля Sim Hydraulics.

1. Статический синтез гидросистемы

1.1. Исходные данные для расчёта

В таблице 1.1 представлены исходные данные для расчёта и выбора гидрооборудования привода механизма разводки моста.

Таблица 1 - Исходные данные

Максимальная нагрузка	55 000 кг
Рабочее давление	16 МПа
Условных проход трубопровода	DN 25
Способ монтажа гидроаппаратуры	Стыковый
Ход штока	2,5 м
Рабочая скорость движения	0,022 м/с

1.2. Силовой расчёт и выбор цилиндра

Зададимся рабочим давлением в системе $p_{\text{раб}} = 160$ бар, что соответствует 16 МПа. Это давление, обеспечиваемое насосом и являющееся номинальным для данной гидравлической системы. С учётом коэффициента потерь давление в поршневой полости гидроцилиндра составит:

$$p_{\text{ц}} = K_g p_{\text{раб}} = 0,9 * 16 * 10^6 = 14,4 * 10^6 \text{ Па} = 14,4 \text{ МПа} \quad (1)$$

Расчет гидроцилиндра состоит в определении его основных параметров (диаметра цилиндра D , диаметра штока d , хода штока, монтажных размеров, и др). Прежде всего необходимо определить площадь поршня гидроцилиндра:

$$\Omega = K \frac{G}{p_{\text{ц}}} = \frac{1,4 * 550\,000}{14,4 * 10^6} = 5,4 * 10^{-2} \text{ м}^2 \quad (2)$$

Диаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4\Omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 5,4 * 10^{-2}}{3,14}} = 0,1 * 2,623 = 262,3 * 10^{-3} \text{ м} = 262,3 \text{ мм} \quad (3)$$

При выборе конкретной модели гидроцилиндра использован каталог компании Atos [1]. В качестве величины диаметра поршня гидроцилиндра,

наиболее близкой к расчётной, выберем 320 мм. В таком случае шток гидроцилиндра имеет диаметр 180 мм.

Необходимо рассчитать выбранный гидроцилиндр на устойчивость. Гидравлические цилиндры в процессе эксплуатации под действием рабочего давления в них и внешней нагрузки работают как сжато-изогнутые балки переменного сечения. На практике наиболее часто встречается случай нагружения шарнирно-закрепленного гидроцилиндра продольной сжимающей силой G , направленной по оси цилиндра. При некотором значении продольной сжимающей силы R в цилиндре может возникнуть прогиб, который при дальнейшем незначительном увеличении нагрузки может привести к разрушению гидроцилиндра.

Критическая сила может быть определена по формуле Эйлера:

$$R = C * \frac{\pi^2 * E * J}{l^2} \quad (4)$$

где E – модуль упругости материала; $E = 22 \cdot 10^4$ МПа; l – полная длина цилиндра с выдвинутым штоком, 3,175 м для цилиндра с шарнирным креплением согласно каталогу; C – коэффициент учета заделки концов цилиндра и штока ($C = 2$).

Момент инерции сечения штока:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,018^4}{64} = 0,515 \cdot 10^{-4} \quad (5)$$

В таком случае, согласно выражению (4), получим критическое усилие на штоке данного гидроцилиндра:

$$R = \frac{2 * 3,14^2 * 22 * 10^{10} * 0,515 * 10^{-4}}{3,175^2} = 22\,163 \text{ кН}$$

Допускаемая (эксплуатационная) нагрузка из условий устойчивости

$$F_3 = \frac{R}{K \cdot n_{\text{ц}}} = \frac{22\,163}{3} = 7\,387 \text{ кН} \quad (6)$$

где K – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме $K = 1,5$; $n_{\text{ц}}$ – запас устойчивости, принимаемый в зависимости от

материала и назначения цилиндра, не менее: 1,5 – 2,0 – для стали; 2 – 4 – для алюминиевых сплавов; 4 – 5 – для чугуна.

Нагрузка на ГЦ в ходе рабочего цикла не превосходит допускаемой величины усилия на штоке. Таким образом, для использования в проектируемом гидроприводе выбран гидроцилиндр с диаметром поршня $D = 320$ мм и диаметром штока $d = 180$ мм.

Исходя из рассчитанных в пункте 4.1 требуемых диаметров поршня (320 мм) и штока (180 мм), а также величины рабочего хода, выбираем из каталога [1] компании Atos цилиндр CH-N-320/180*2500-S362-L.

Таблица 2 – Характеристики гидроцилиндра CH-N-320/180*2500-S362-L компании Atos.

Характеристика	Значение
Диаметр поршня	320 мм
Диаметр штока	180 мм
Максимальный ход	2500 мм
Рабочее давление	160 бар
Минимальная температура эксплуатации	-20 °С
Максимальная температура эксплуатации	+80 °С
Способа монтажа	задняя проушина с шарнирным креплением
Полный габаритный размер (с выдвинутым штоком)	3175 мм
Способ демпфирования	регулируемое, для замедленного хода
Материал уплотнений	нитрил + полиуретан
Наличие сапуна	в поршневой полости
Датчики обратной связи	магнитострикционные
Концевые датчики	спереди и сзади

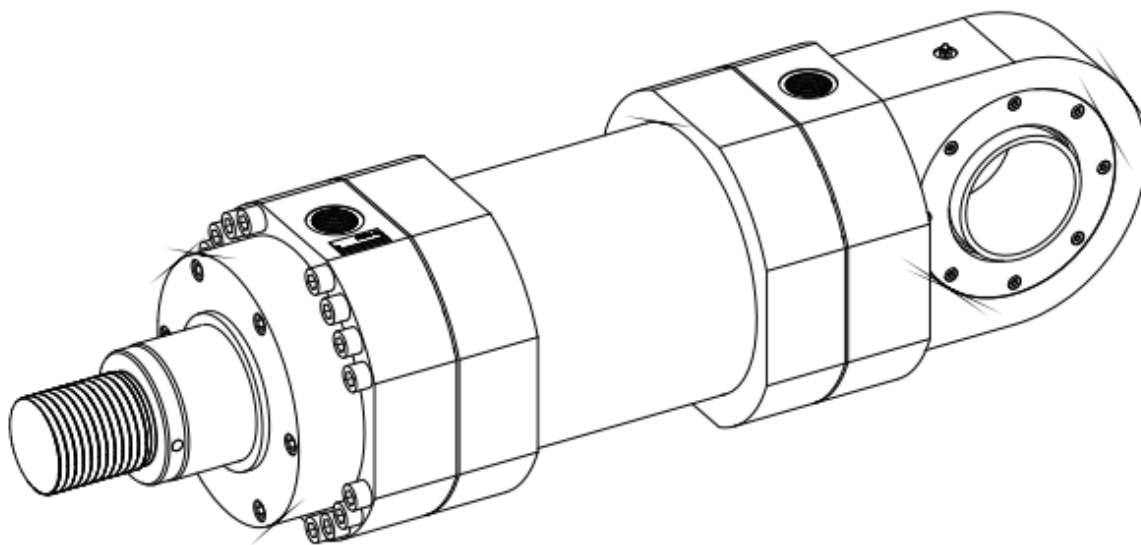


Рисунок 1 – Внешний вид гидроцилиндра

1.3. Кинематический расчёт и выбор насоса

Расход рабочей жидкости на этапе разводки моста:

$$Q = v * \Omega = v * \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{0.022 * 3.14 * 0.32^2}{4} = 17.7 * 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 106,2 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Для определения требуемой подачи насоса необходимо учесть также объёмные потери гидронасоса. Примем объёмный КПД за 0,9. В таком случае:

$$Q_{\text{н}} = \frac{Q}{\eta_{\text{об}}} = \frac{106,2}{0,9} = 118 \frac{\text{л}}{\text{мин}} \quad (10)$$

Определим требуемый рабочий объём насоса – объём жидкости, прокачиваемой гидронасосом за один оборот вала. Частоту вращения приводного электродвигателя примем равной 1450 об/мин.

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{118\,000}{1450} = 81,4 \frac{\text{см}^3}{\text{об}} \quad (11)$$

При выборе конкретной модели гидронасоса использован каталог компании Atos [2]. Выбираем из каталога нерегулируемый пластинчатый насос PFE-41085 с рабочим объёмом 85,3 см³/об.

Согласно принятой частоте вращения вала насоса ($n = 1450$ об/мин), по формуле (11) получим теоретический расход гидронасоса:

$$Q_T = q * n = 85,3 * 1450 = 123\,685 \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} = 123,7 \text{ л/мин}$$

В таблице 3 представлены параметры выбранного шестерённого нерегулируемого гидронасоса.

Таблица 3 – Характеристики гидронасоса PFE-41085 компании Atos.

Характеристика	Значение
Рабочий объём, см ³ /об	85,3
Максимальный расход, л/мин (при $n = 1450$ об/мин)	118
Максимальное рабочее давление, бар	210
Пиковое давление, бар	230
Максимальная частота вращения, об/мин	800
Минимальная частота вращения, об/мин	2000
Максимальная температура эксплуатации, °C	-20
Минимальная температура эксплуатации, °C	+70
Максимальная мощность, кВт	32
Направление вращения вала	по часовой стрелке

Графики зависимости крутящего момента, необходимого для работы насоса, от рабочего давления в системе. Зависимость, отвечающая данной модели насоса, обозначена числом 085.

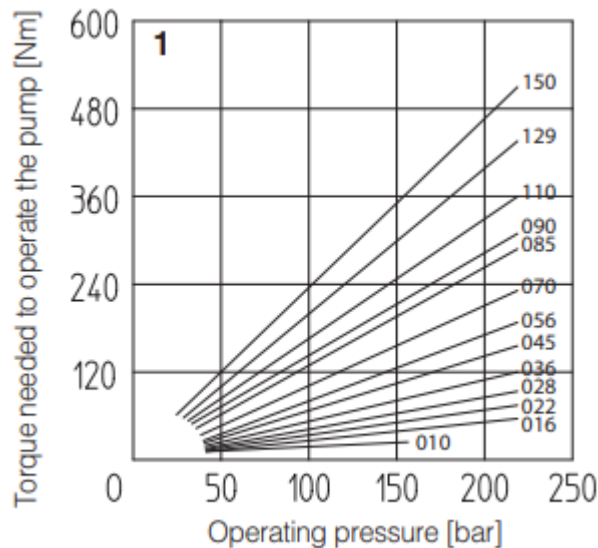


Рисунок 2 – Характеристика выбранного гидронасоса

Максимальный объёмный КПД выбранного гидронасоса:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T} = \frac{118}{123.7} = 0.954 \quad (17)$$

Требуемая мощность электродвигателя, вращающего вал насоса:

$$N_{эд} = \frac{p * Q}{\eta_{гм} \eta_{об}} = \frac{16 * 10^6 * 19,67 * 10^{-4}}{0.8} = 39,34 * 10^3 \text{ Вт} = 39,34 \text{ кВт} \quad (18)$$

В качестве приводного электродвигателя выбран ближайший по своим характеристикам асинхронный электродвигатель переменного тока 200L4 мощностью 45 кВт, выбранный по каталогу фирмы СЗЭМО [3]. Частота вращения ротора двигателя $n = 1475$ об/мин. Окончательно получим величину номинальной подачи насоса:

$$Q = q * n * \eta_{полн} = 85,3 * 1475 * 0,85 = 106\,945 \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} = 107 \text{ л/мин}$$

1.4. Выбор трубопроводов и остальных элементов гидроаппаратуры

Выбираем гидроаппаратуру по условному проходу DN 25. В качестве устройства управления выбран гидрораспределитель Bosch-Rexroth типа 4WEH-NG25-6X.

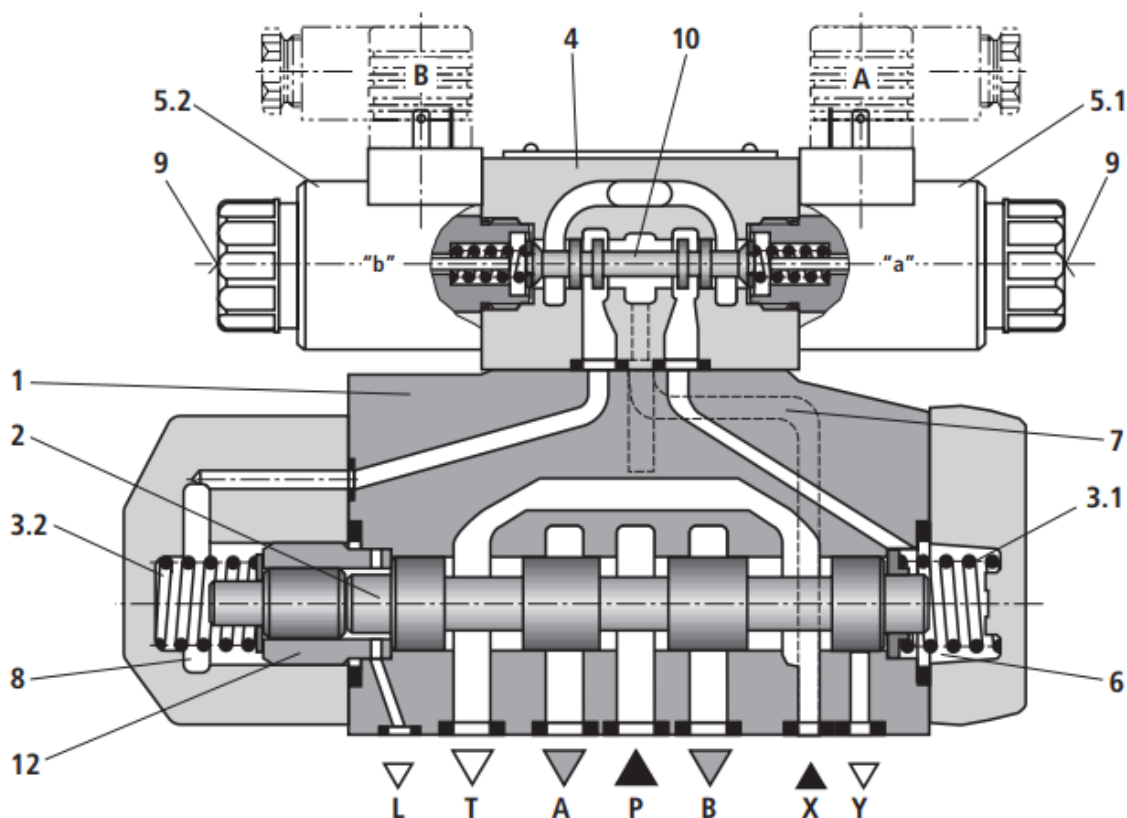


Рисунок 3 – Распределитель 4WEH-NG25-6X

2. Моделирование работы гидропривода моста в различных условиях

В соответствии с выбранными элементами гидроаппаратуры построим модель гидропривода моста в расчётном пакете Matlab Simulink. Параметры гидронасоса, гидромотора и прочих элементов привода задаются, исходя из величин в каталоге.

2.1. Односкоростное испытание (дискретный распределитель)

2.1.1. Односкоростное испытание без учёта местных потерь и свойств жидкости

Время переключения распределителя $t = 0.2$ с.

а) Общее время проведения испытания – 190 секунд. Полное выдвижение штока, выстой 10 секунд и задвижение штока.



Рисунок 4 – Схема переключения электромагнитов распределителя

На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 5 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста.

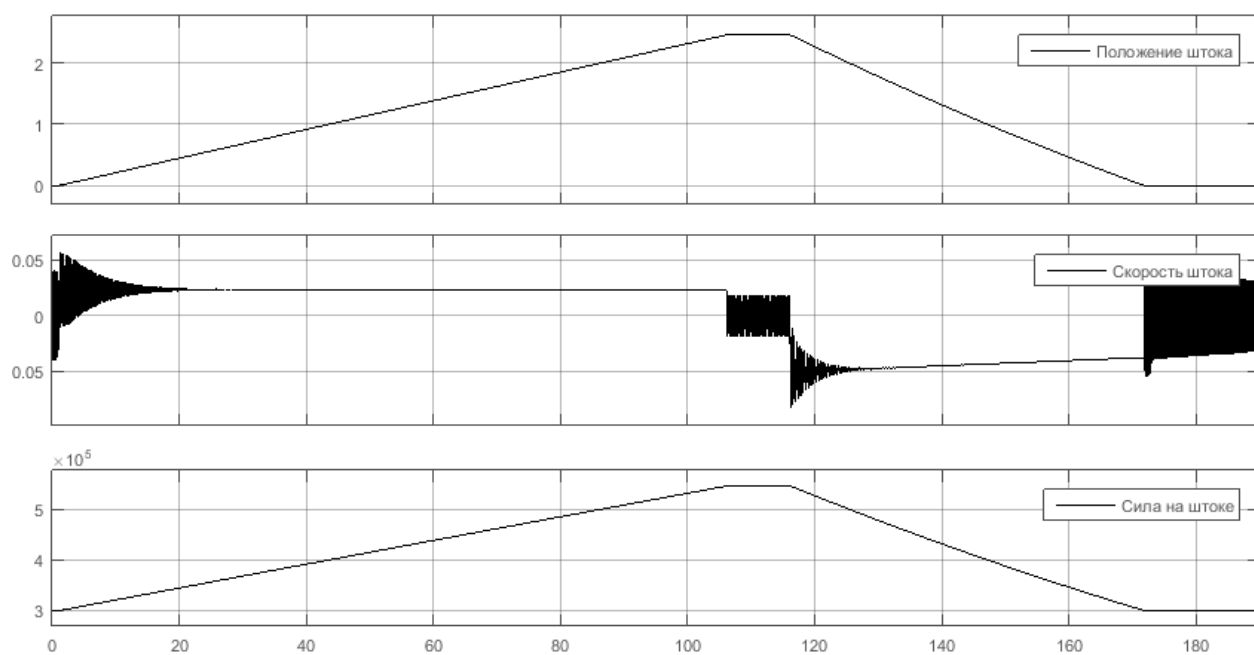


Рисунок 5а – Механические характеристики ИМ гидропривода

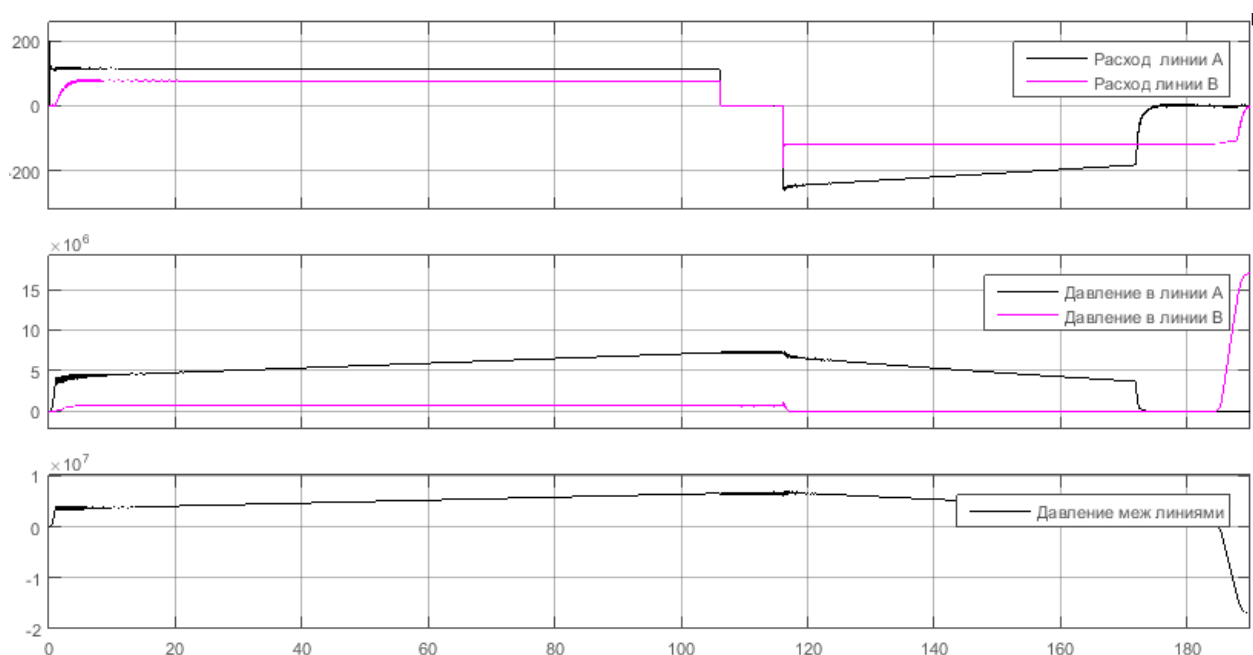


Рисунок 5б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

б) Общее время проведения испытания – 190 секунд. Частичное выдвижение штока в течение 60 секунд, выстой 10 секунд и задвижение штока. Давление в штоковой полости сохраняется постоянным, распределитель в крайнем положении всё время моделирования.

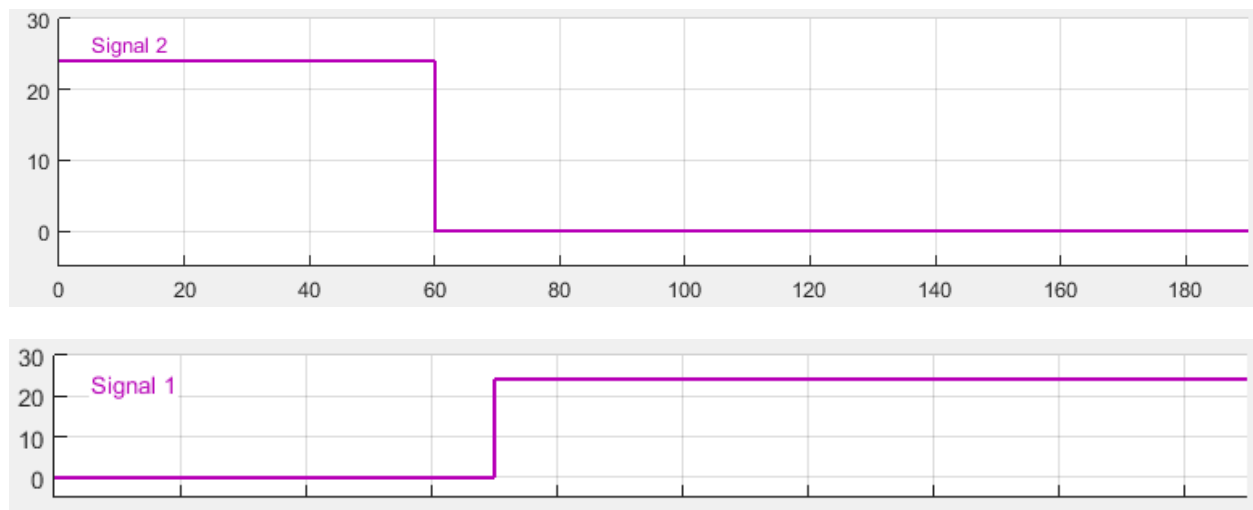


Рисунок 6 – Схема переключения электромагнитов распределителя

На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 7 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста.

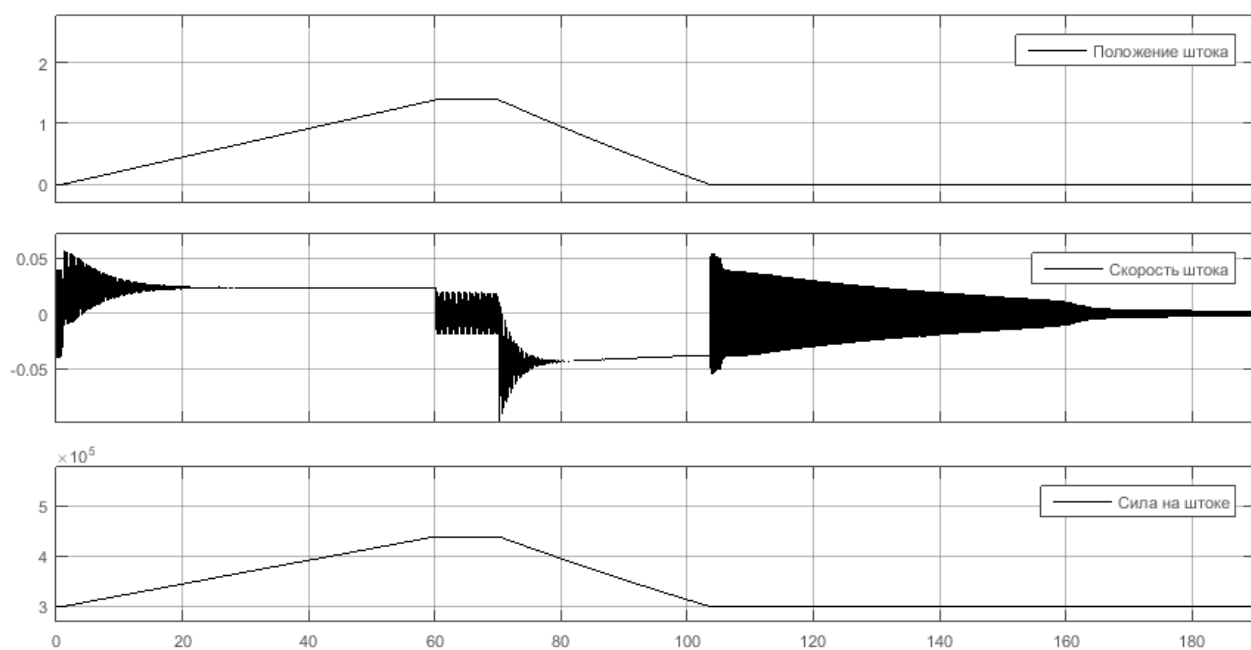


Рисунок 7а – Механические характеристики ИМ гидропривода

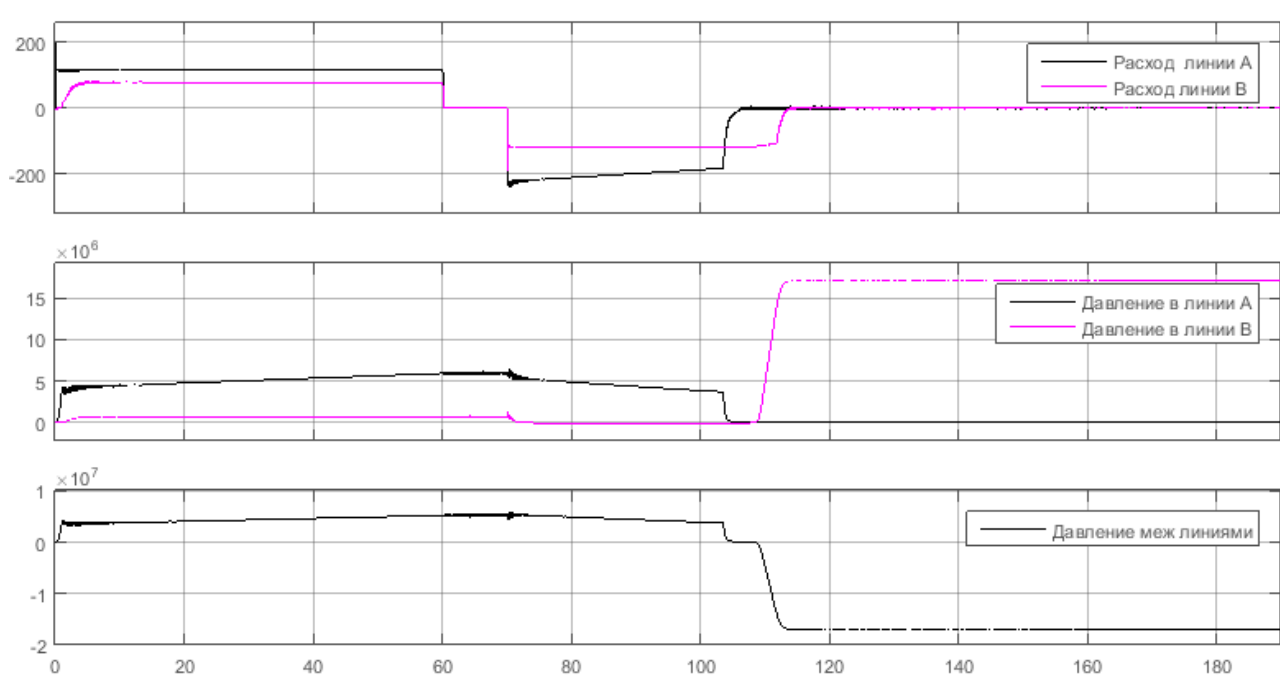


Рисунок 7б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

в) Общее время проведения испытания – 190 секунд. Частичное выдвижение штока в течение 60 секунд, выстой 10 секунд и задвижение штока. Давление в штоковой полости сохраняется постоянным. За 20 секунд до конца моделирования распределитель переводится в нейтральное положение.

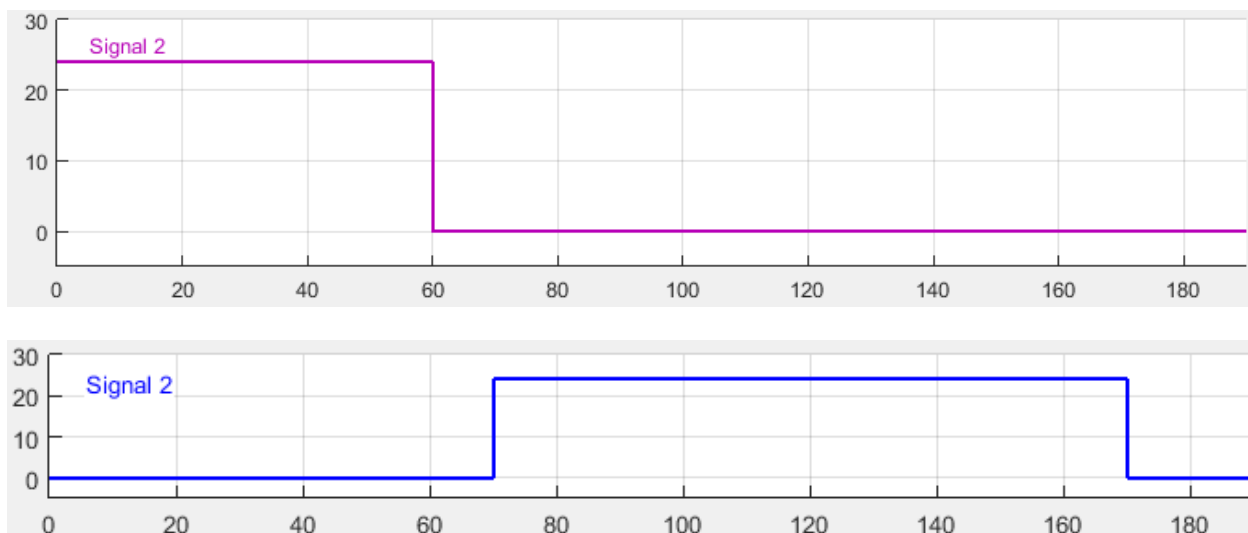


Рисунок 8 – Схема переключения электромагнитов распределителя

На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 9 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста.

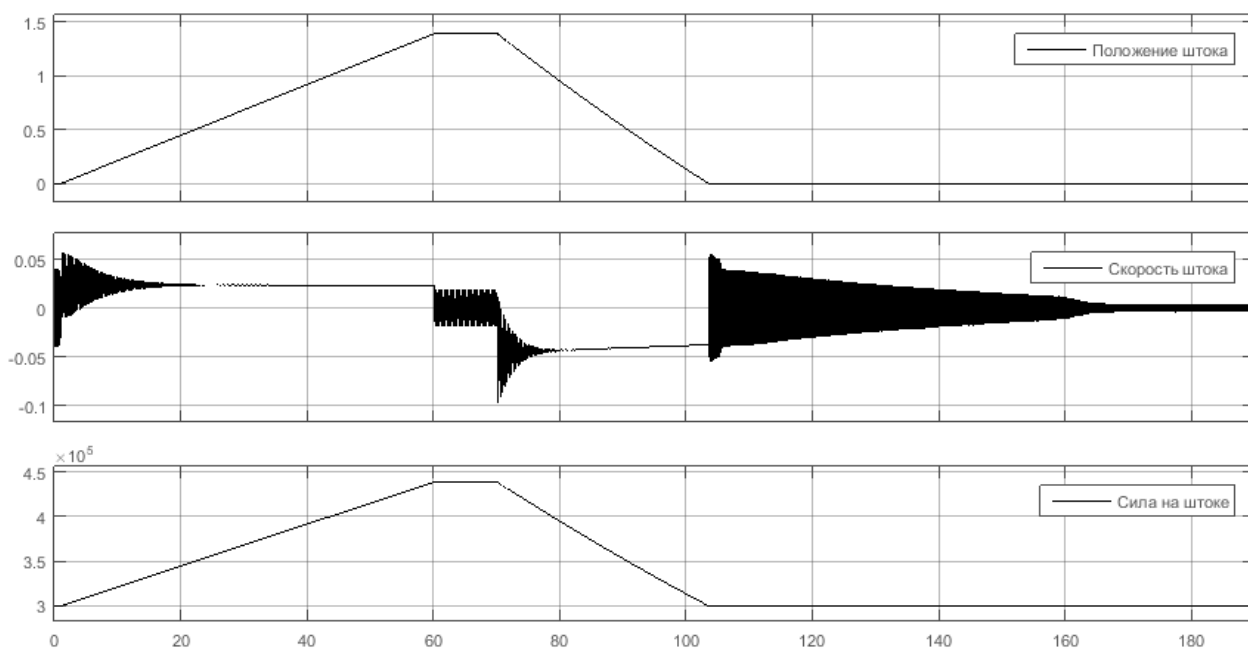


Рисунок 9а – Механические характеристики ИМ гидропривода

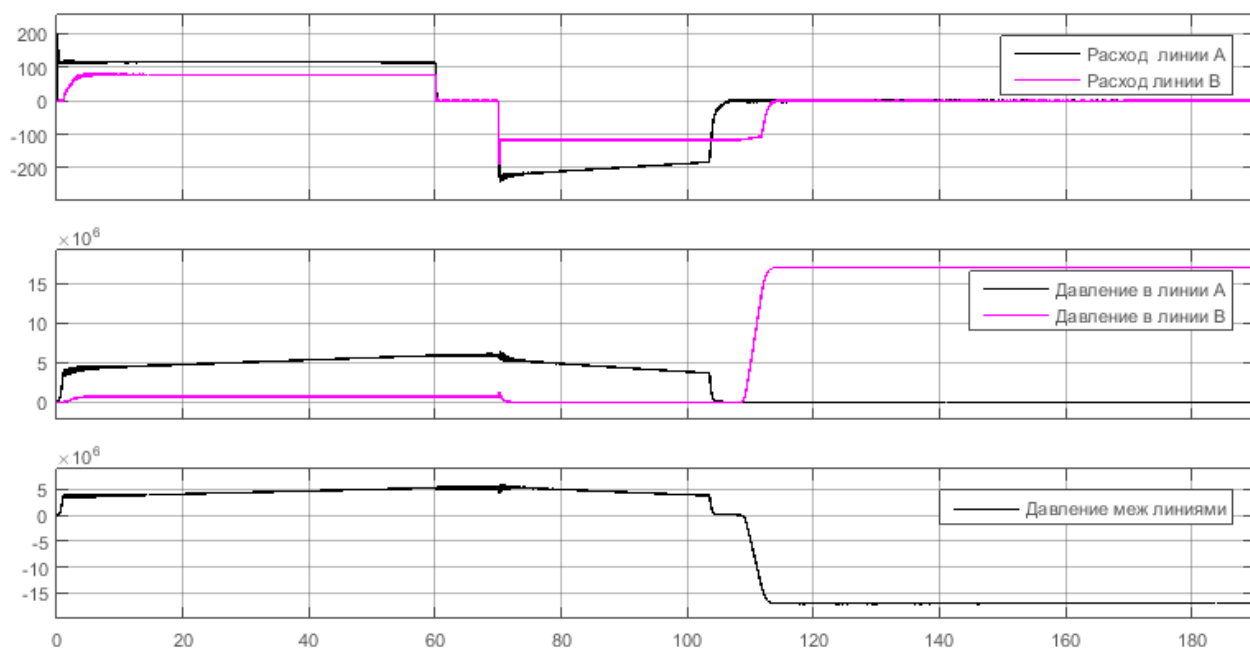


Рисунок 9б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Как видно из графиков на рисунках 8 и 9, различия между различными способами завершения рабочего цикла отсутствуют, как и планировалось теоретически.

Время переключения распределителя $t = 1$ с.

Для испытания зависимости характеристики гидропривода от времени задержки включения электромагнитов распределителя будем рассматривать случай (а), то есть, полное выдвижение штока с 10-секундным выстоем и дальнейшим задвижением штока. Схема переключения электромагнитов дискретного распределителя представлены на рисунке 4. На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 10 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя.

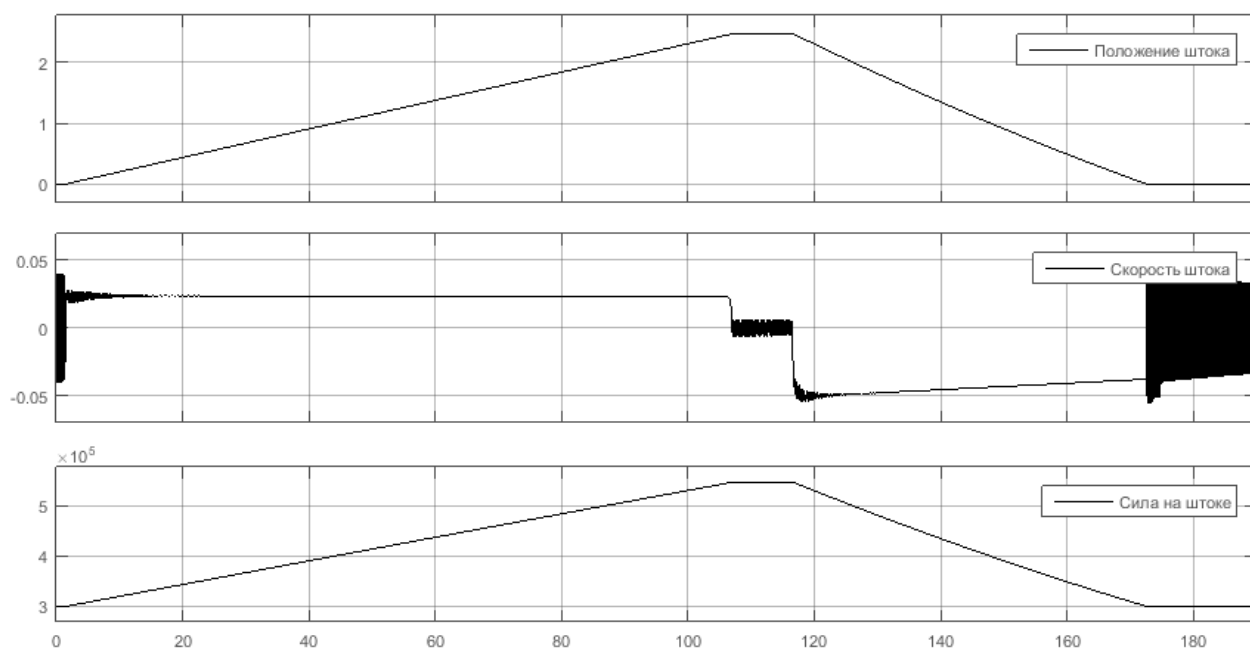


Рисунок 10а – Механические характеристики ИМ гидропривода

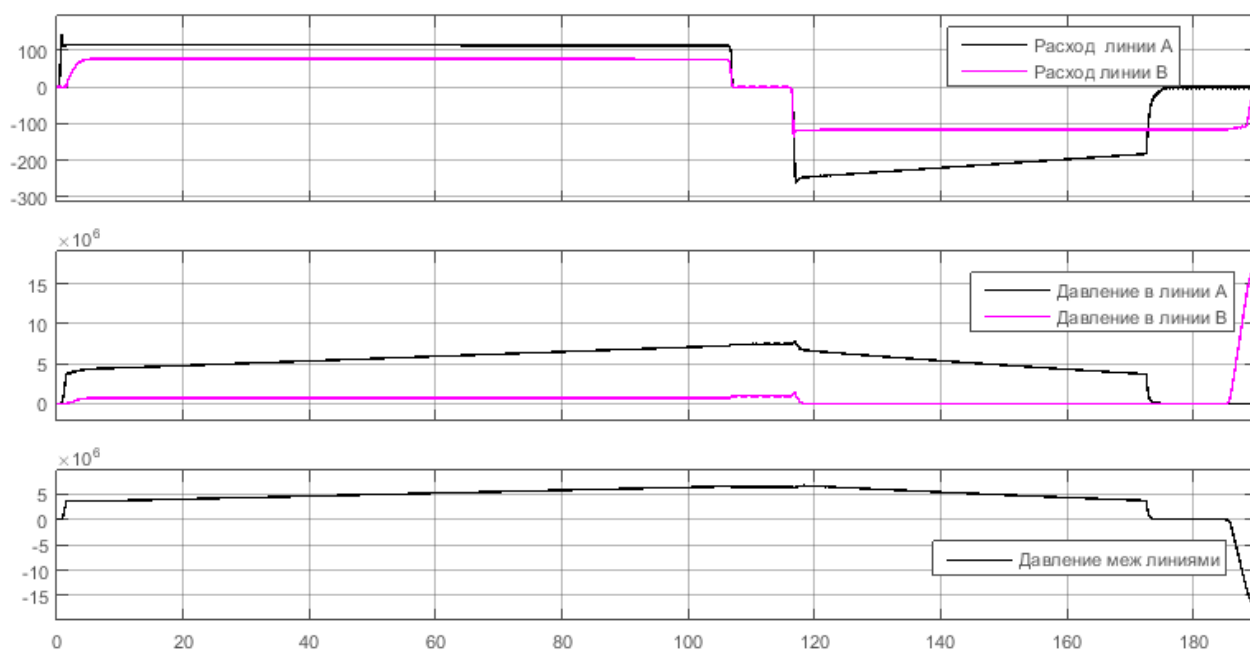


Рисунок 10б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Время переключения распределителя $t = 5$ с.

На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 11 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя.

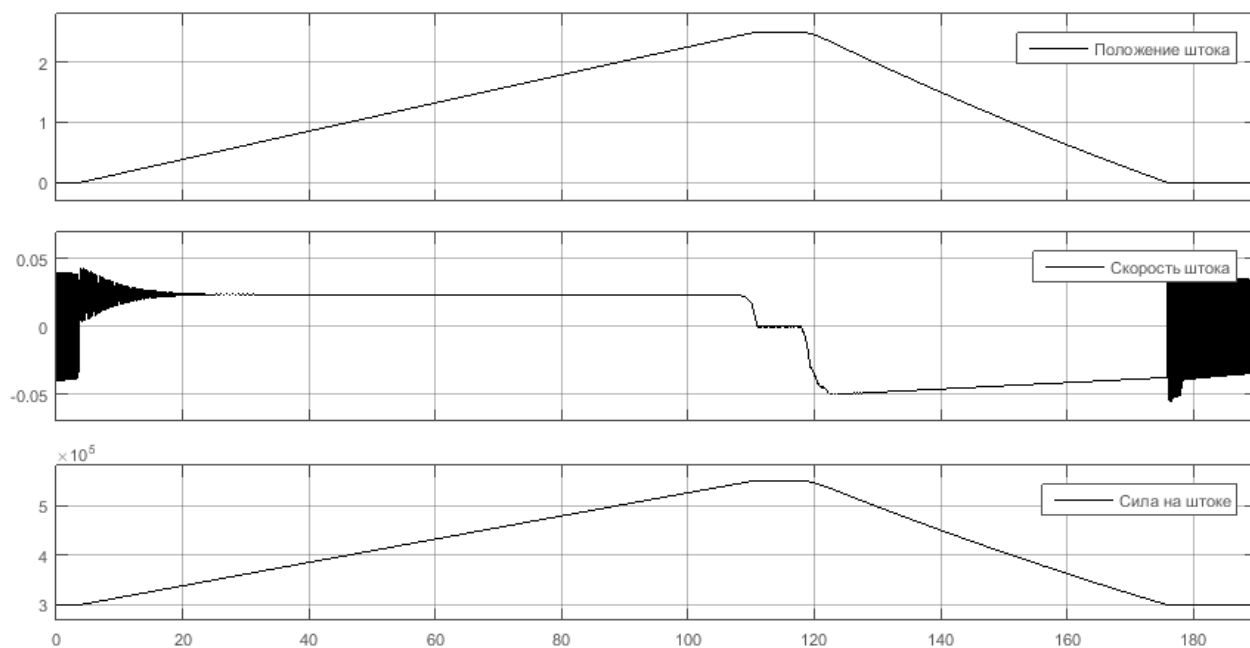


Рисунок 11а – Механические характеристики ИМ гидропривода

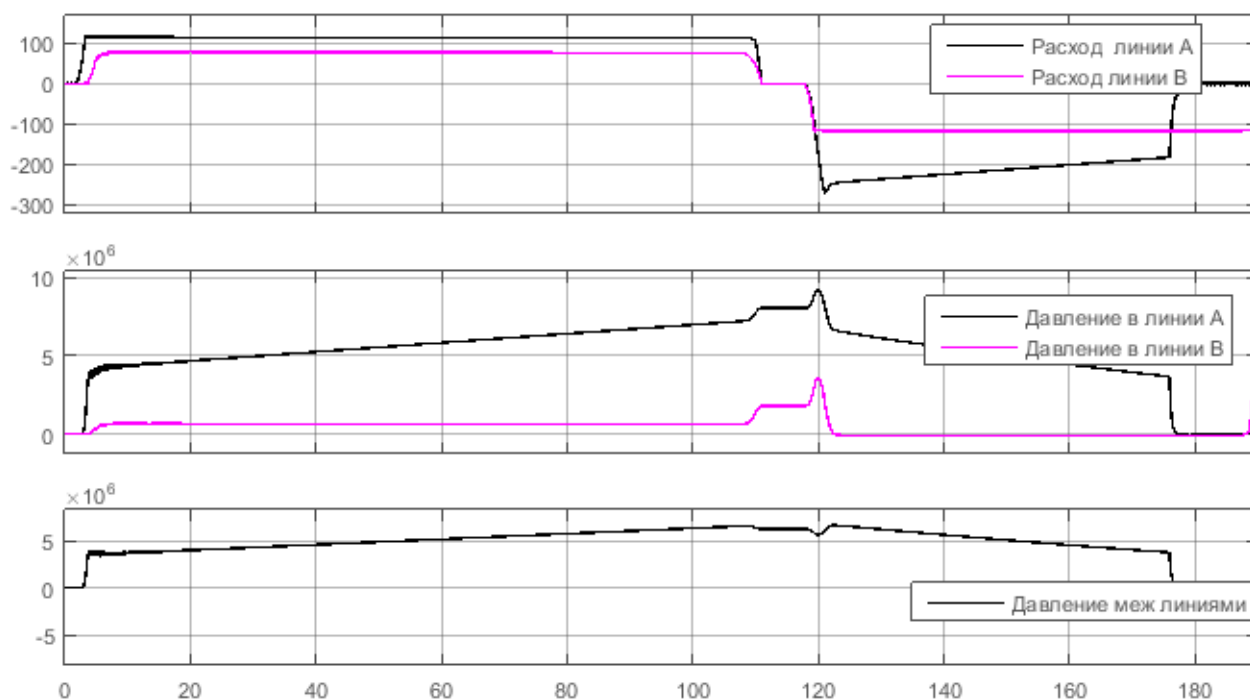


Рисунок 11б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

2.1.2. Односкоростное испытание с учётом дополнительных факторов

Учёт местных сопротивлений

Рассматриваемой модели (а) при принятом времени задержки переключения распределителя введём местные сопротивления – расширение и

сужение потока в местах соединения гидролиний с полостями гидроцилиндра, а также изгибы трубопровода в напорной линии. На предохранительном клапане устанавливается ограничение давления в гидросистеме 18 МПа. На рисунках 12 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя и наличии местных гидравлических сопротивлений.

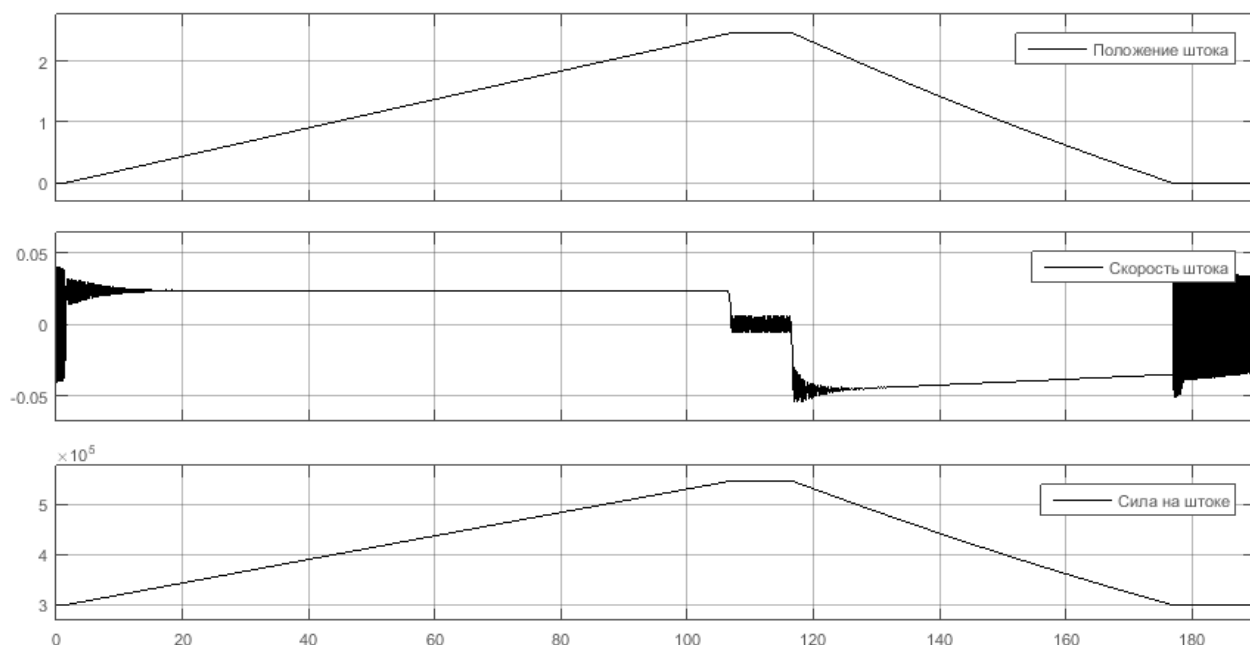


Рисунок 12а – Механические характеристики ИМ гидропривода

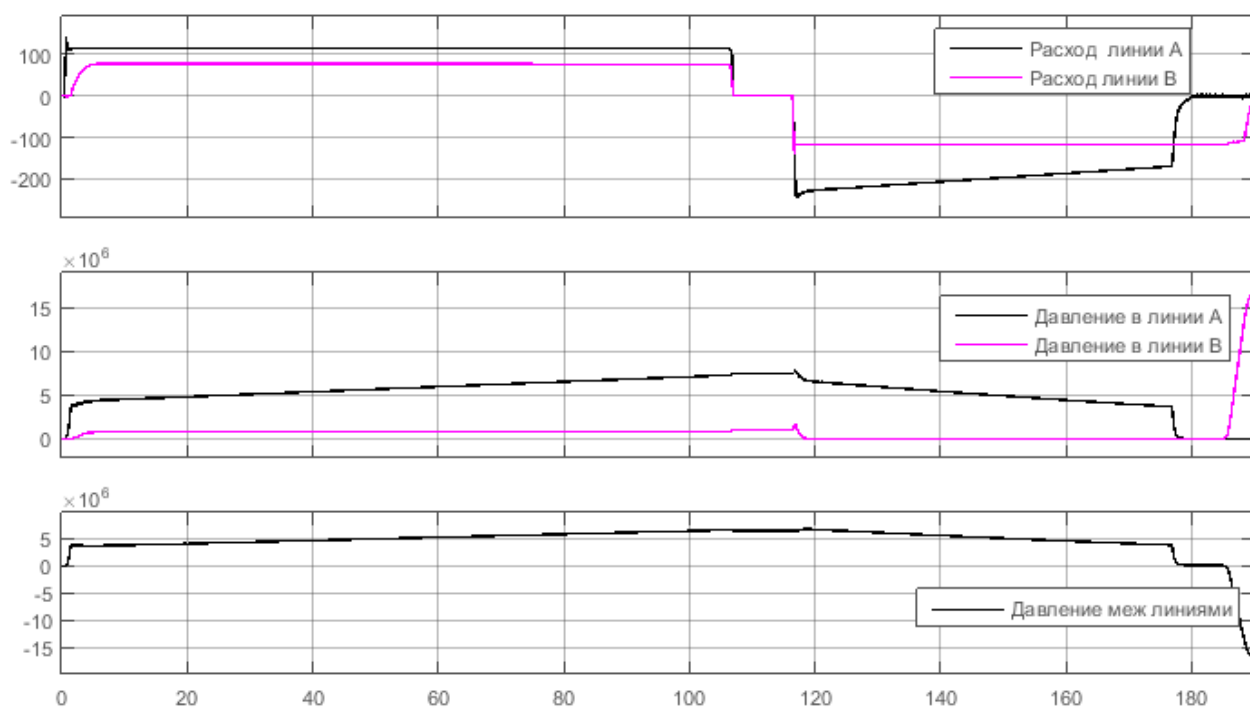


Рисунок 12б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Содержание воздуха в жидкости

В предыдущих опытах рассматривалась работа привода при относительном содержании воздуха в жидкости в количестве 0,5%. В опытах данного раздела рассматривается схема (а) с наличием местных сопротивлений и временем задержки переключения распределителя 1 с.

а) Относительное содержание растворённого воздуха составляет 0,05%.

На рисунках 13 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя и указанном содержании растворённого воздуха в жидкости.

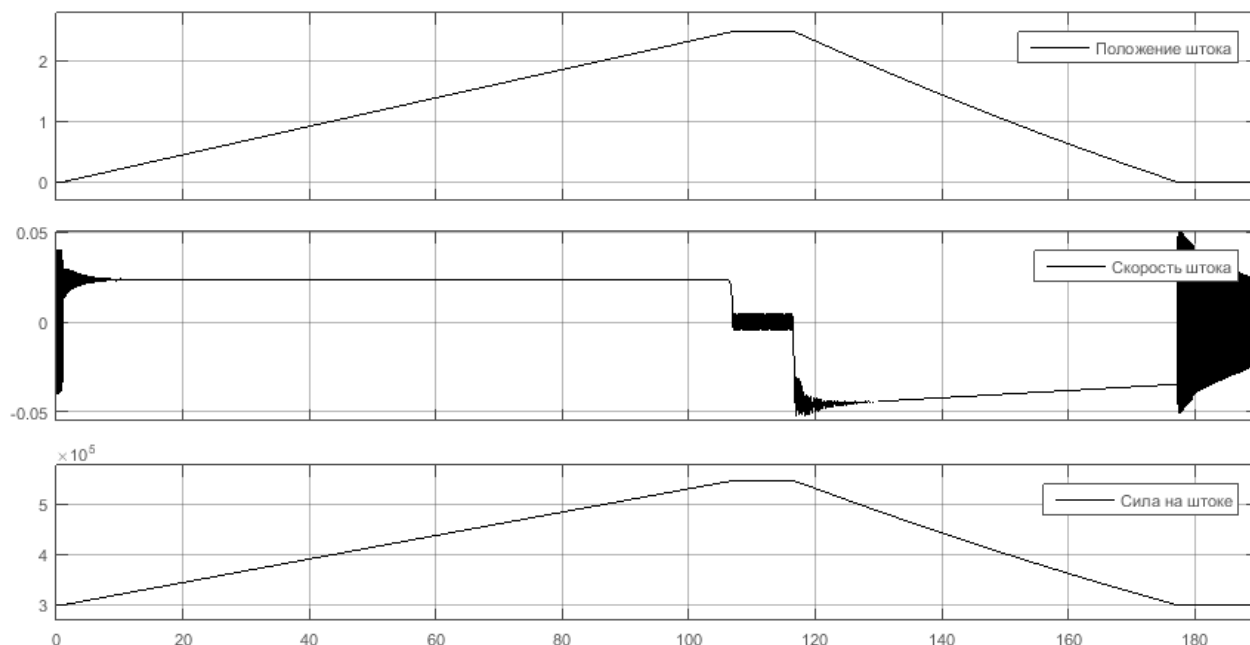


Рисунок 13а – Механические характеристики ИМ гидропривода

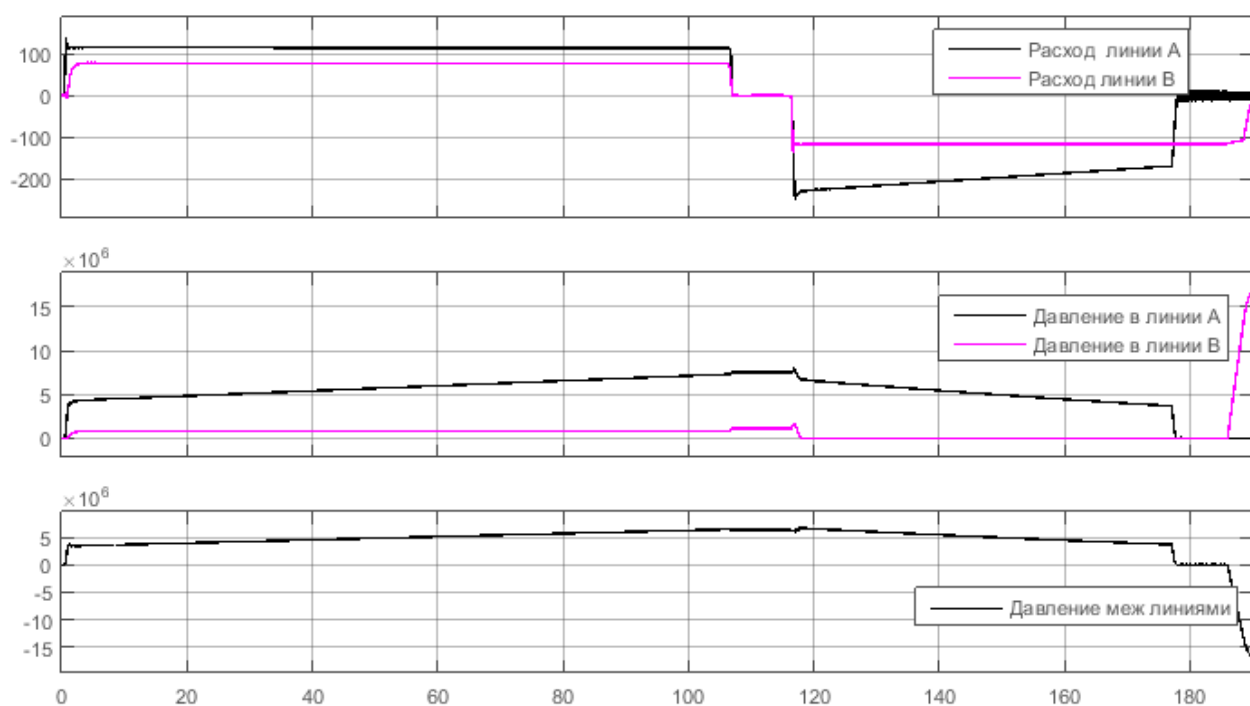


Рисунок 13б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

б) Относительное содержание растворённого воздуха составляет 1%.

На рисунках 14 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя и указанном содержании растворённого воздуха в жидкости.

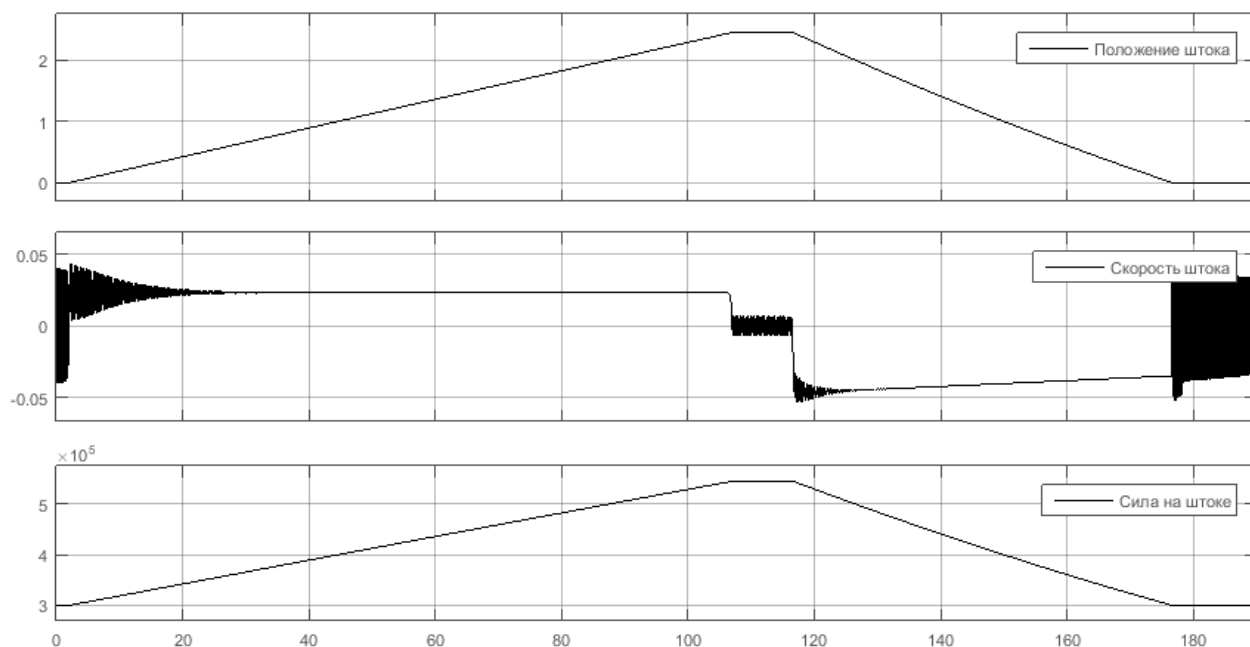


Рисунок 14а – Механические характеристики ИМ гидропривода

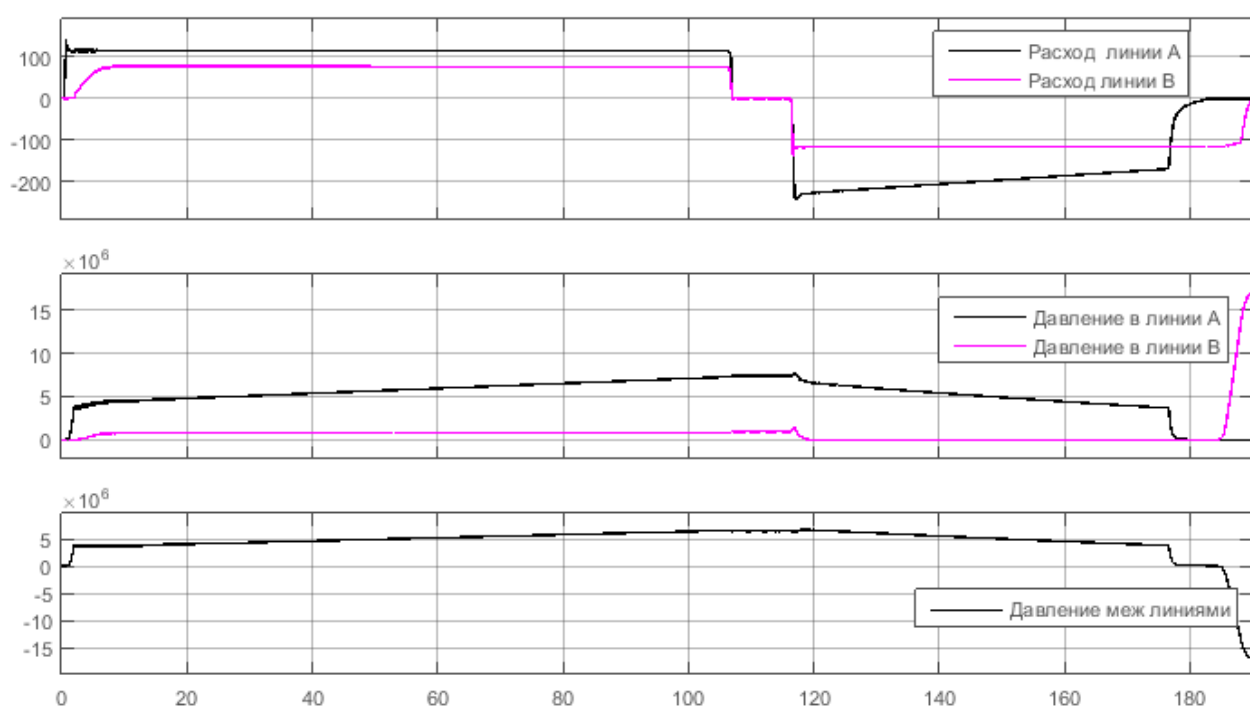


Рисунок 14б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

в) Относительное содержание растворённого воздуха составляет 10%.

На рисунках 15 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанном времени задержки включения распределителя и указанном содержании растворённого воздуха в жидкости.

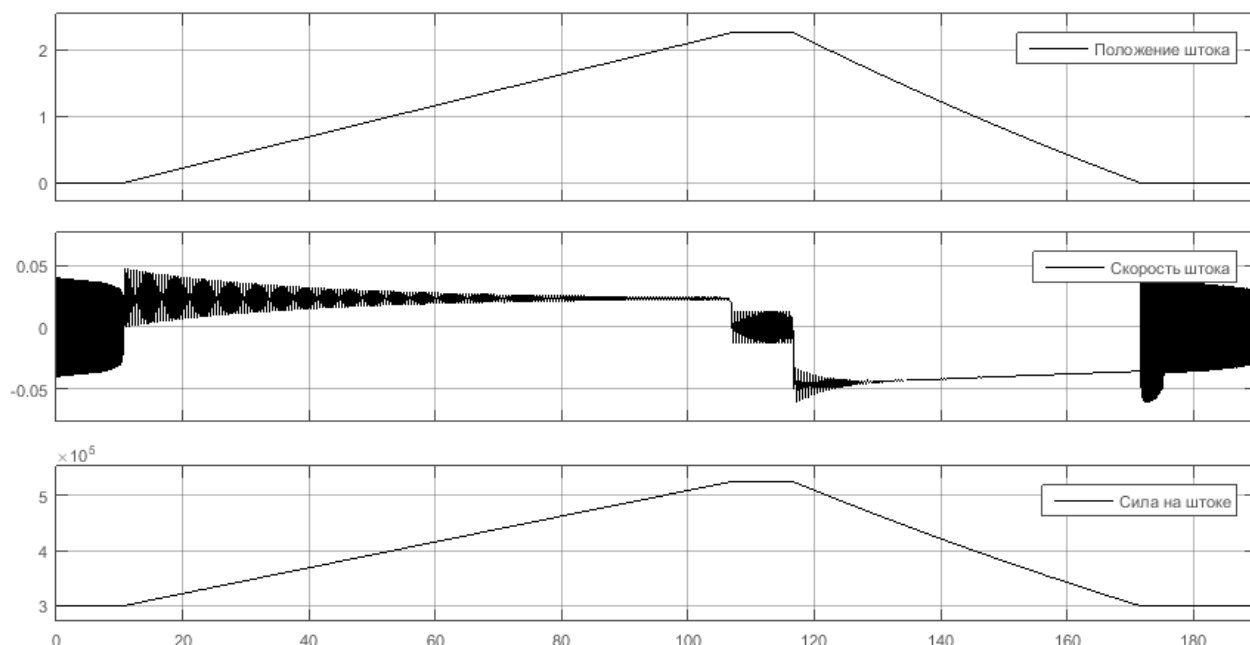


Рисунок 15а – Механические характеристики ИМ гидропривода

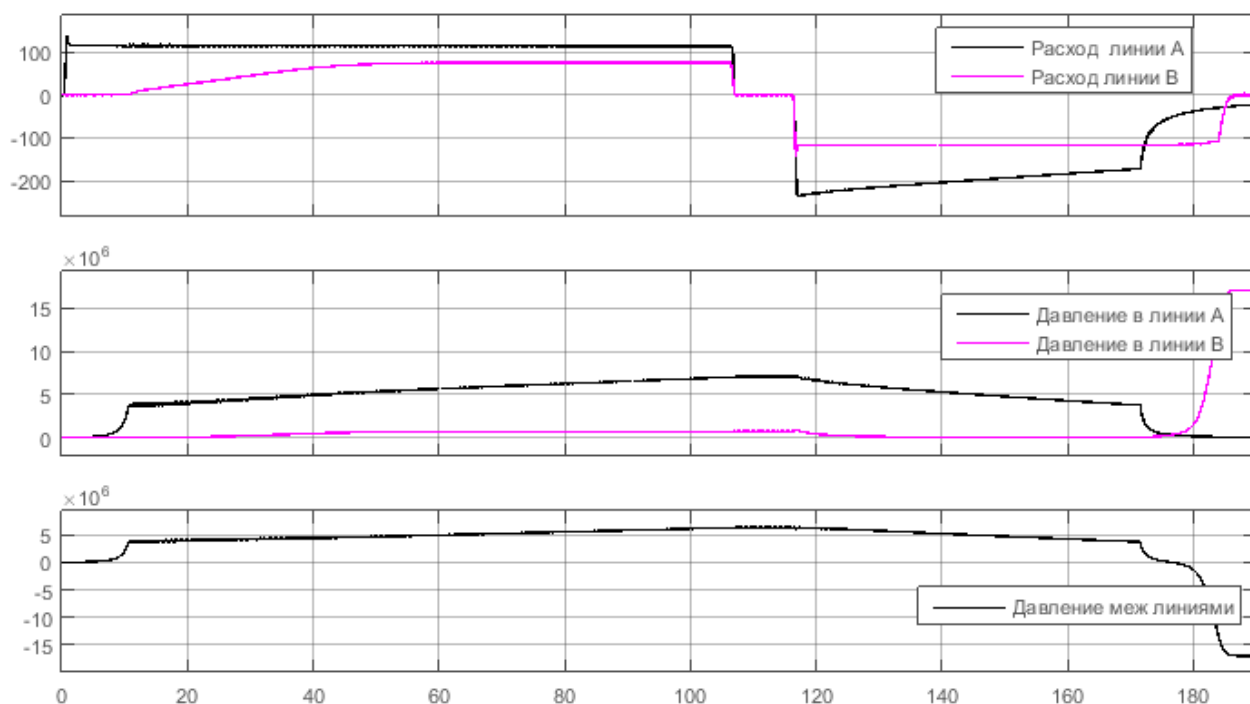


Рисунок 15б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

2.2. Использование ГЗ и ТК

2.2.1. Использование гидрозамка

В опытах данного раздела рассматривается схема (а) с наличием местных сопротивлений и временем задержки переключения распределителя 1 с. Устанавливается гидрозамок с установленным давлением открытия 1 МПа. На рисунках 16 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных характеристиках привода.

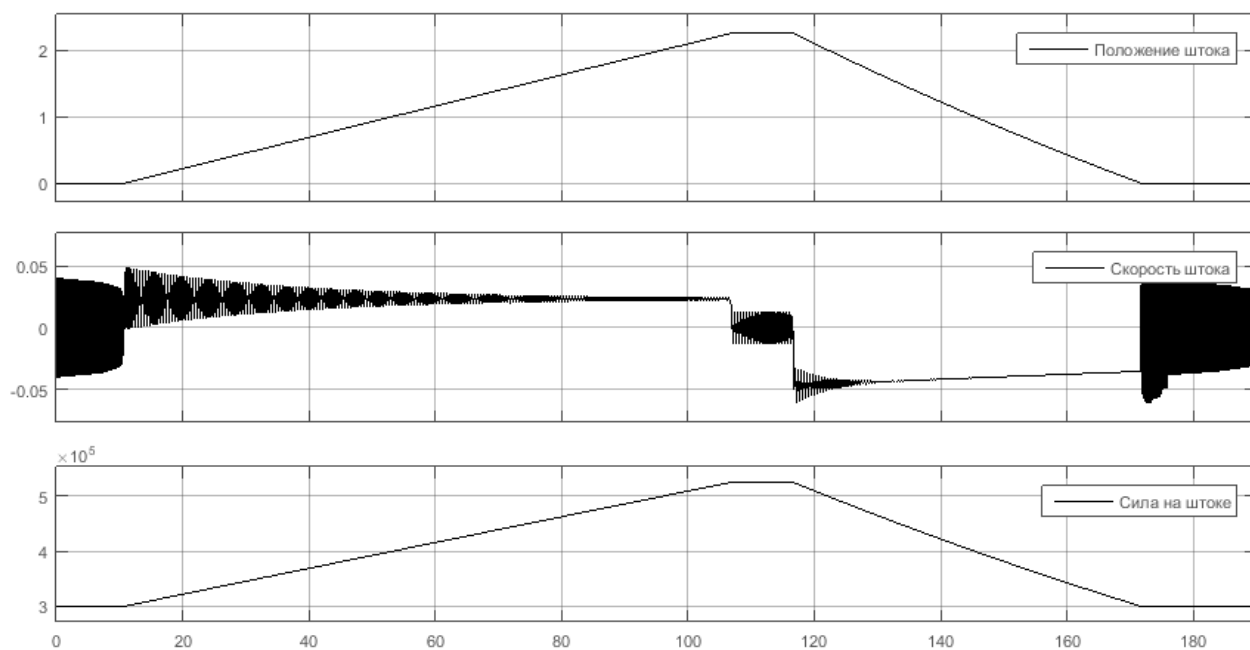


Рисунок 16а – Механические характеристики ИМ гидропривода

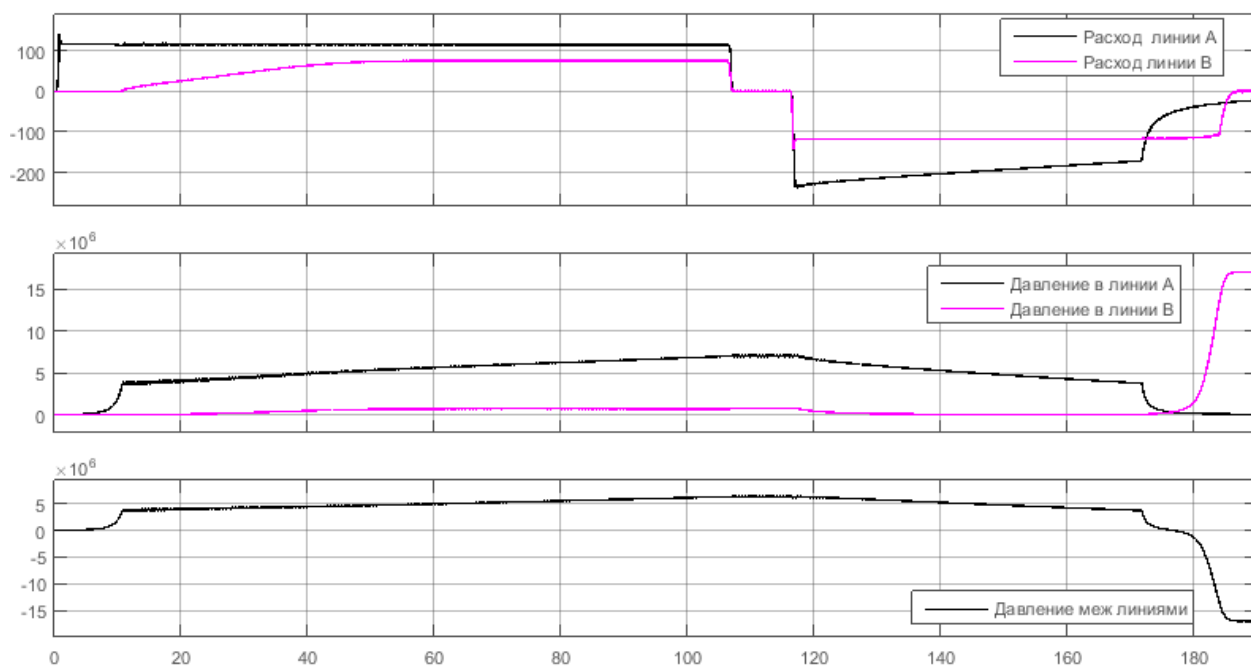


Рисунок 16б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

2.2.2. Использование тормозного клапана

В опытах данного раздела рассматривается схема (а) с наличием местных сопротивлений и временем задержки переключения распределителя 1 с. Устанавливается тормозной клапан с установленным давлением открытия 5 МПа. На рисунках 17 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных характеристиках привода.

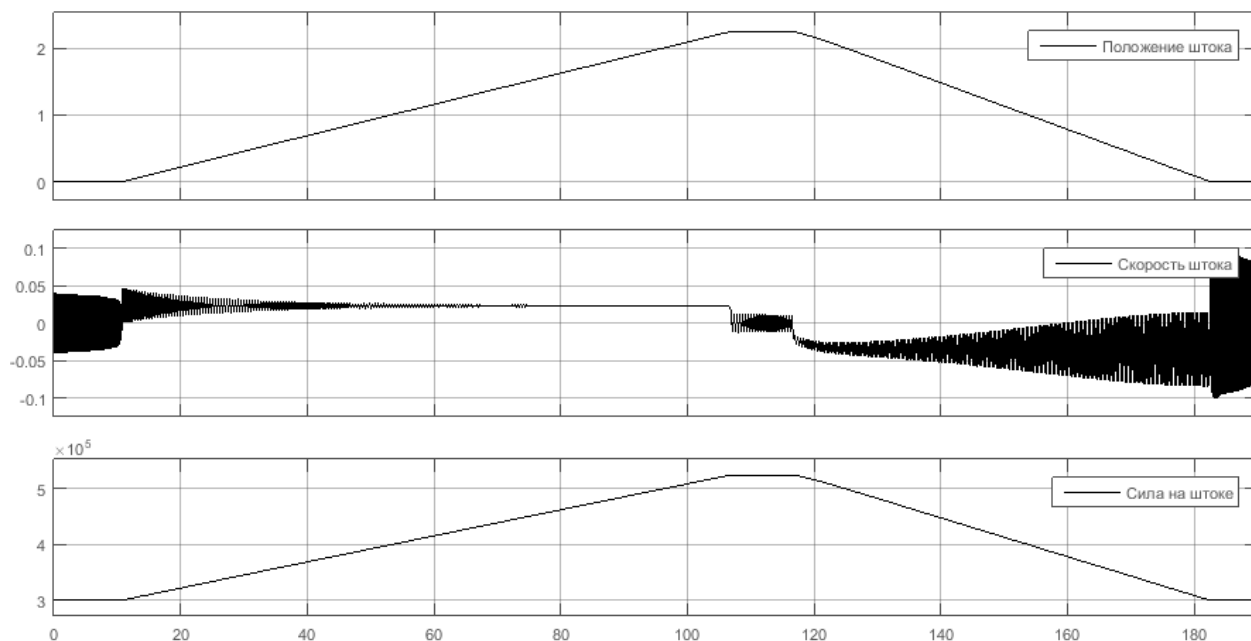


Рисунок 17а – Механические характеристики ИМ гидропривода

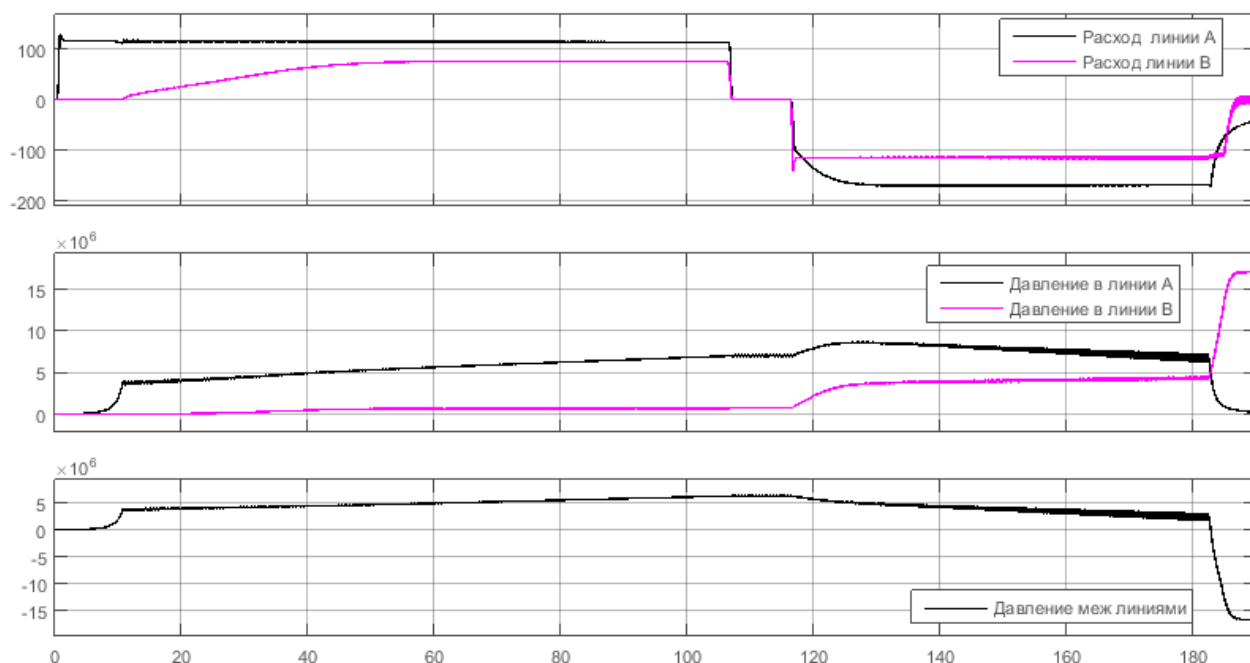


Рисунок 17б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

2.3. Совместное использование тормозного клапана и гидрозамка

В опытах данного раздела рассматривается схема (а) с наличием местных сопротивлений и временем задержки переключения распределителя 1 с. Устанавливается тормозной клапан с установленным давлением открытия 5 МПа и гидрозамок с установленным давлением открытия 1 МПа. На рисунках 18 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных характеристиках привода.

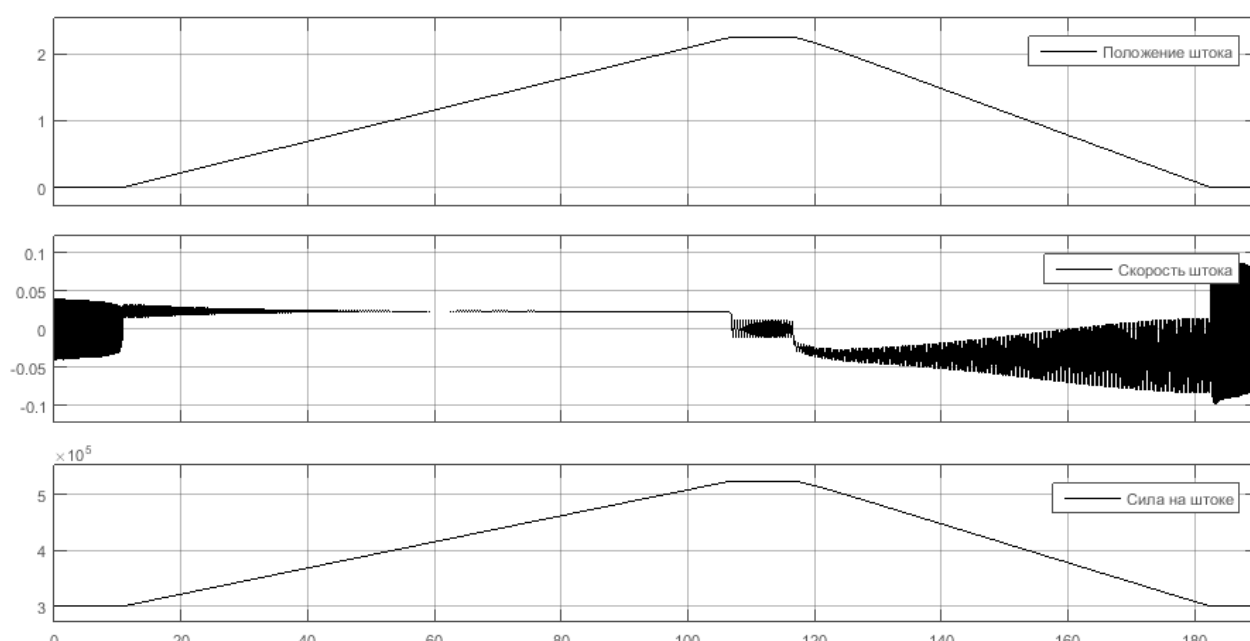


Рисунок 18а – Механические характеристики ИМ гидропривода

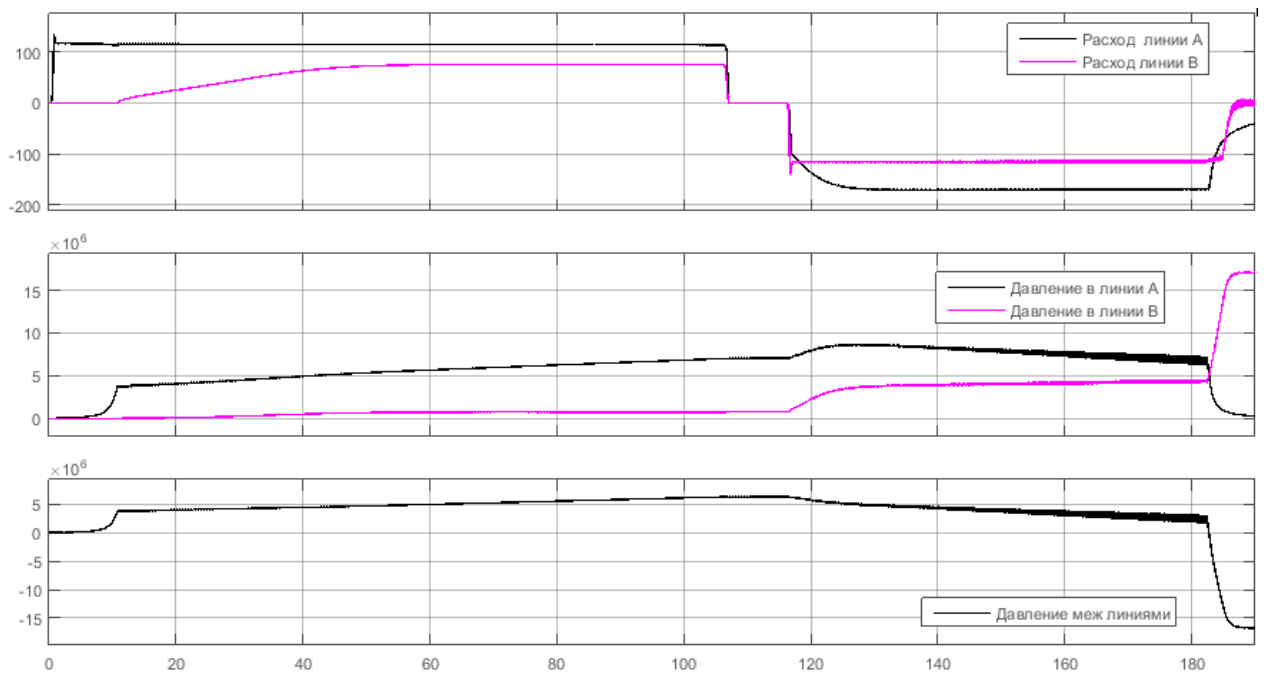


Рисунок 186 – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

3. Фильтрация сигнала скорости

3.1. Фильтрация с частотой 0,16 Гц.

В предыдущих разделах на графиках изменения скорости штока гидроцилиндра заметны паразитные высокочастотные колебания большой амплитуды. Для борьбы с этим явлением и выделения сигнала используется фильтра низких частот (ФНЧ). Передаточная функция простейшего ФНЧ выглядит следующим образом:

$$W(s) = \frac{K}{Ts + 1}$$

K – коэффициент усиления фильтр, в данном случае примем его за 1. T – постоянная времени, связана с частотой среза фильтра следующим соотношением:

$$T = \frac{1}{2\pi f_{\text{ср}}}$$

Частота среза показывает граничную частоту полосы пропускания. При этом фильтр не может полностью подавить сигнал вне частоты пропускания, однако амплитуда паразитных колебания значительно уменьшается.

На рисунке 19 представлено сравнение сигналов скорости штока цилиндра, полученных тремя различными способами – непосредственно с блока датчика движения, дифференцированием сигнала перемещения штока с блока датчика движения и путём фильтрации исходного сигнала скорости.

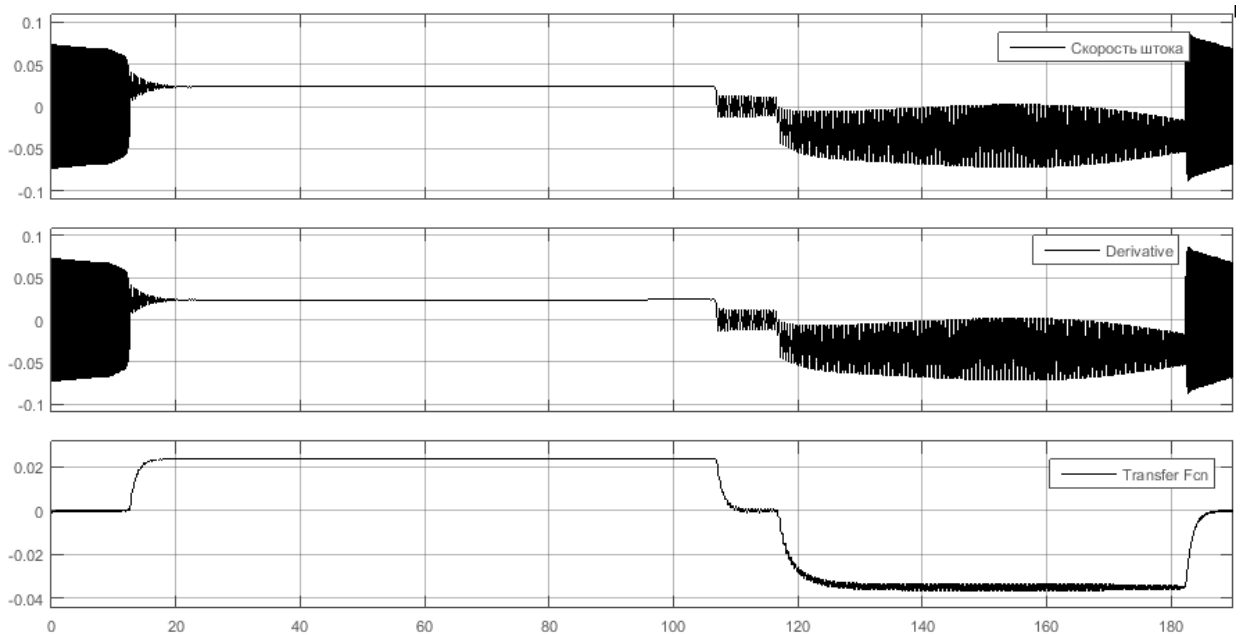


Рисунок 19 – Сравнение сигналов скорости

В данном опыте выбрана частота среза, соответствующая постоянной времени $T = 1$. Соответственно, частота составляет:

$$f_{\text{ср}} = \frac{1}{6,28 * 1} = 0,16 \text{ Гц}$$

На рисунках 20 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных характеристиках привода.

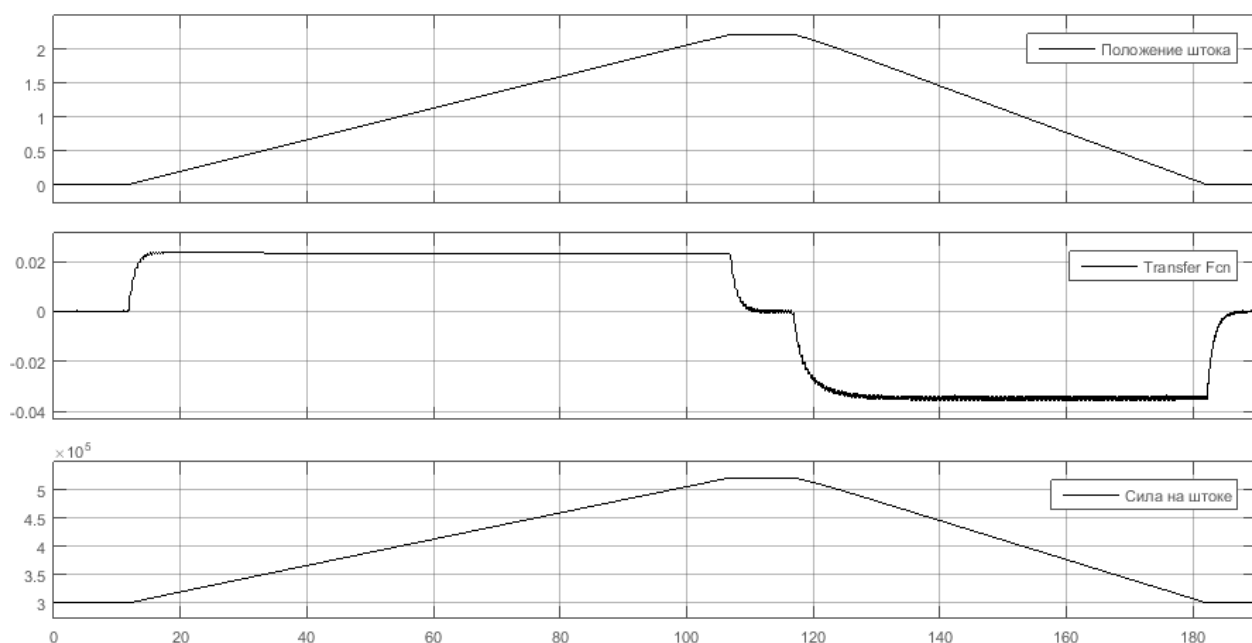


Рисунок 20а – Механические характеристики ИМ гидропривода

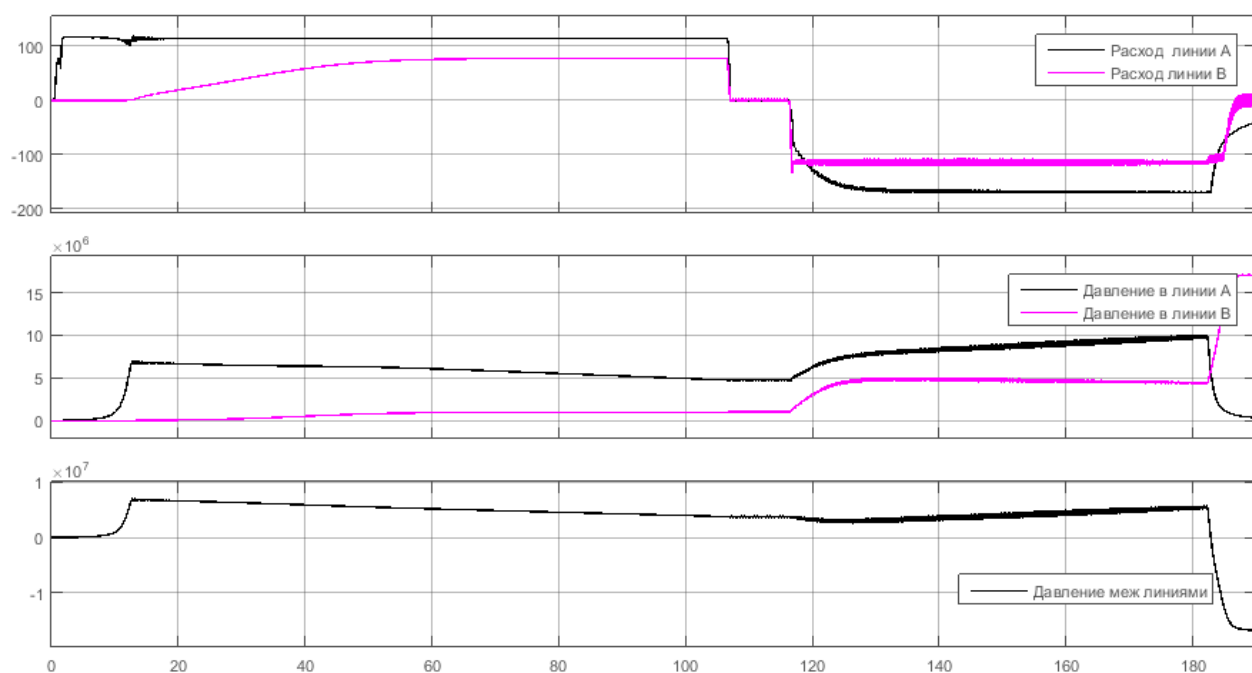


Рисунок 20б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Увеличив графики скорости и перемещения, рассмотрим возникающие колебания. На рисунках 21 (а, б) представлены увеличенные графики колебаний перемещения и скорости при разгоне и торможении штока гидроцилиндра соответственно при частоте среза фильтрующего звена 0,16 Гц.

На разгоне 2 Гц

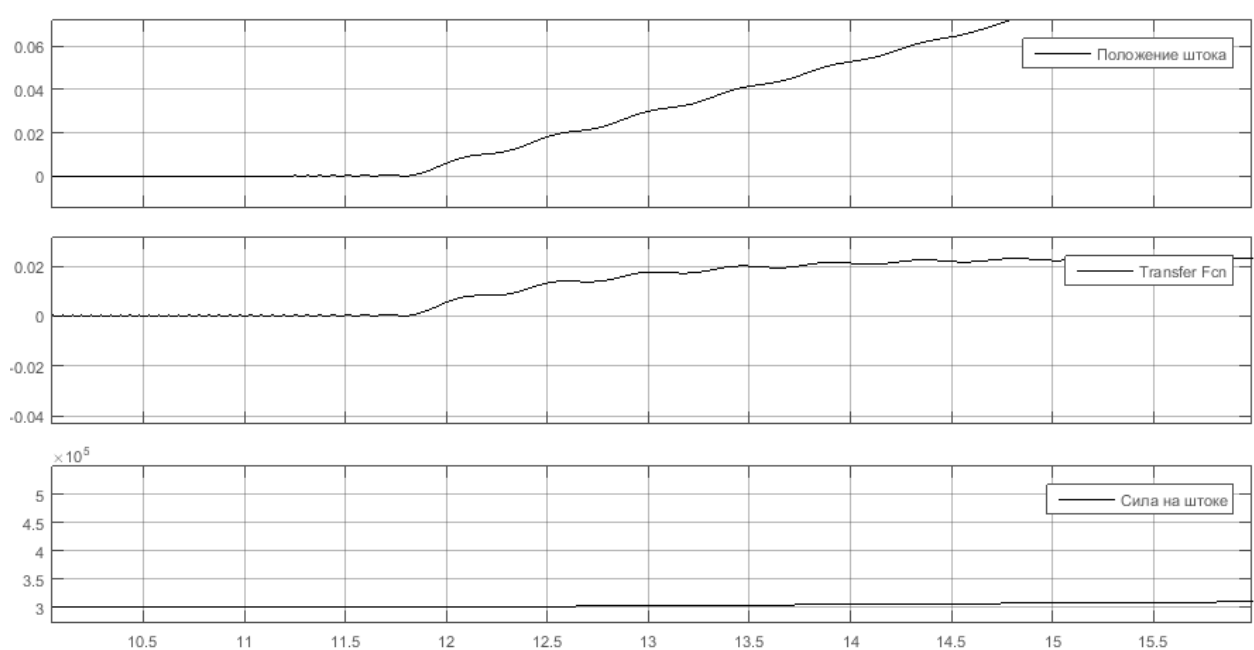


Рисунок 21а – Колебания механических характеристик цилиндра при разгоне

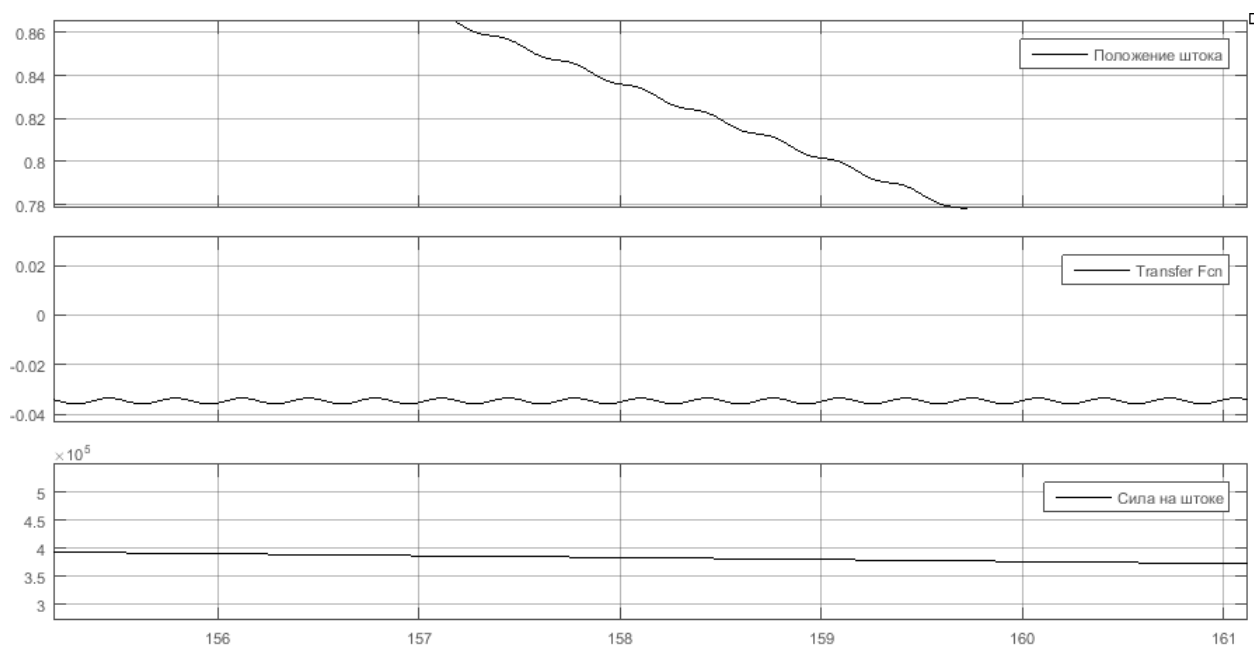


Рисунок 21б – Колебания механических характеристик цилиндра при торможении

По представленным графикам можно сделать вывод о приближённом значении частоты колебаний – при разгоне она составляет около 2 Гц, при торможении – около 3 Гц. Следовательно, частоты данных колебаний лежат вне пределов полосы пропускания фильтра.

3.2. Фильтрация с частотой 0,016 Гц.

В следующем опыте выбрана частота среза, соответствующая постоянной времени $T = 10$. Соответственно, частота составляет:

$$f_{\text{ср}} = \frac{1}{6,28 * 10} = 0,016 \text{ Гц}$$

На рисунке 22 представлена механическая характеристика работы привода разводки моста при указанных характеристиках привода.

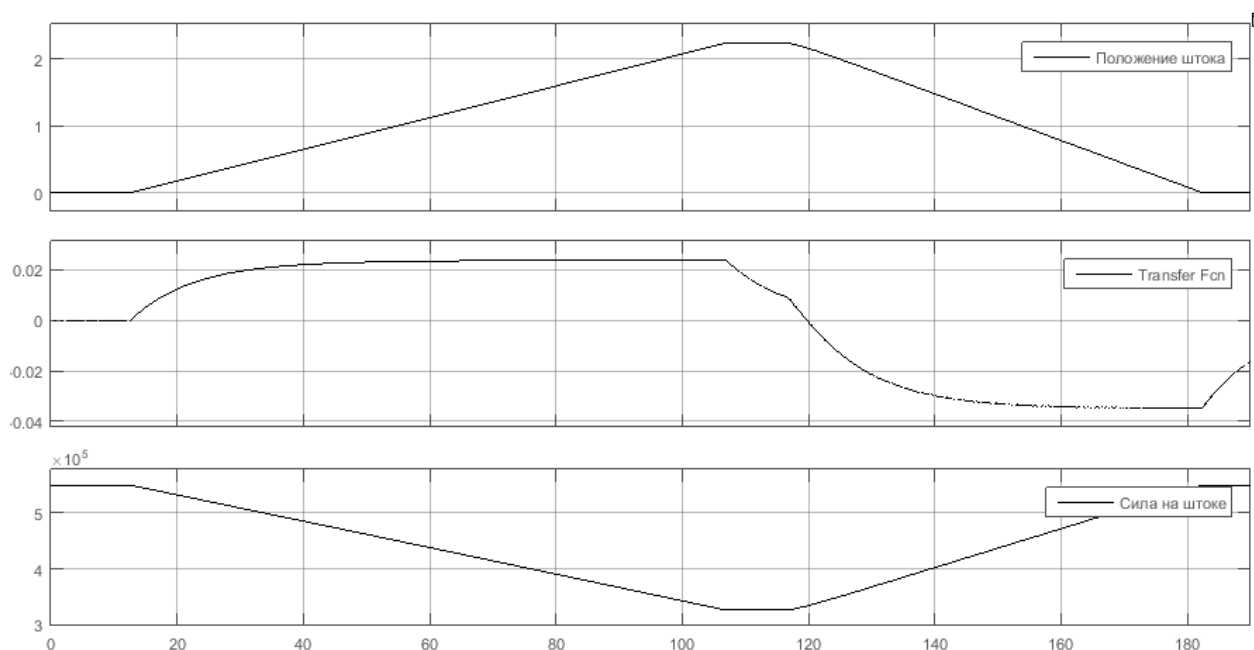


Рисунок 22 – Механические характеристики ИМ гидропривода

Амплитуда паразитных колебаний практически полностью подавлена фильтром, однако в силу его большей инерционности переходный процесс для скорости сильно затянут, вследствие чего график скорости не соответствует реальному процессу и графику перемещения штока цилиндра.

При анализе частоты сохранившихся ослабленных колебаний путём увеличения графиков был сделан вывод: аналогично предыдущему опыту, частоты составляют порядка 2 Гц на разгоне и 3 Гц на торможении привода.

3.3. Увеличение массы нагрузки

Вернёмся к частоте среза 0,16 Гц и исследуем зависимость частоты колебаний от присоединённой массы. Увеличив массу в 10 раз повторим моделирование системы. На рисунках 23 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных параметрах привода.

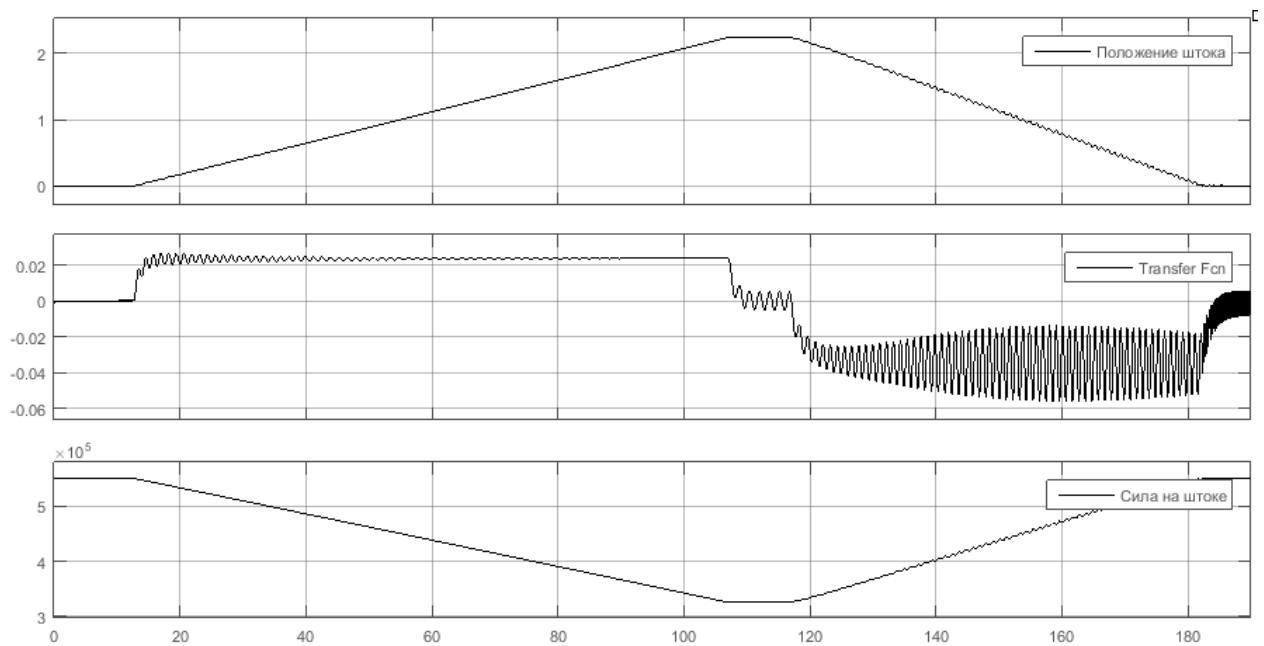


Рисунок 23а – Механические характеристики ИМ гидропривода

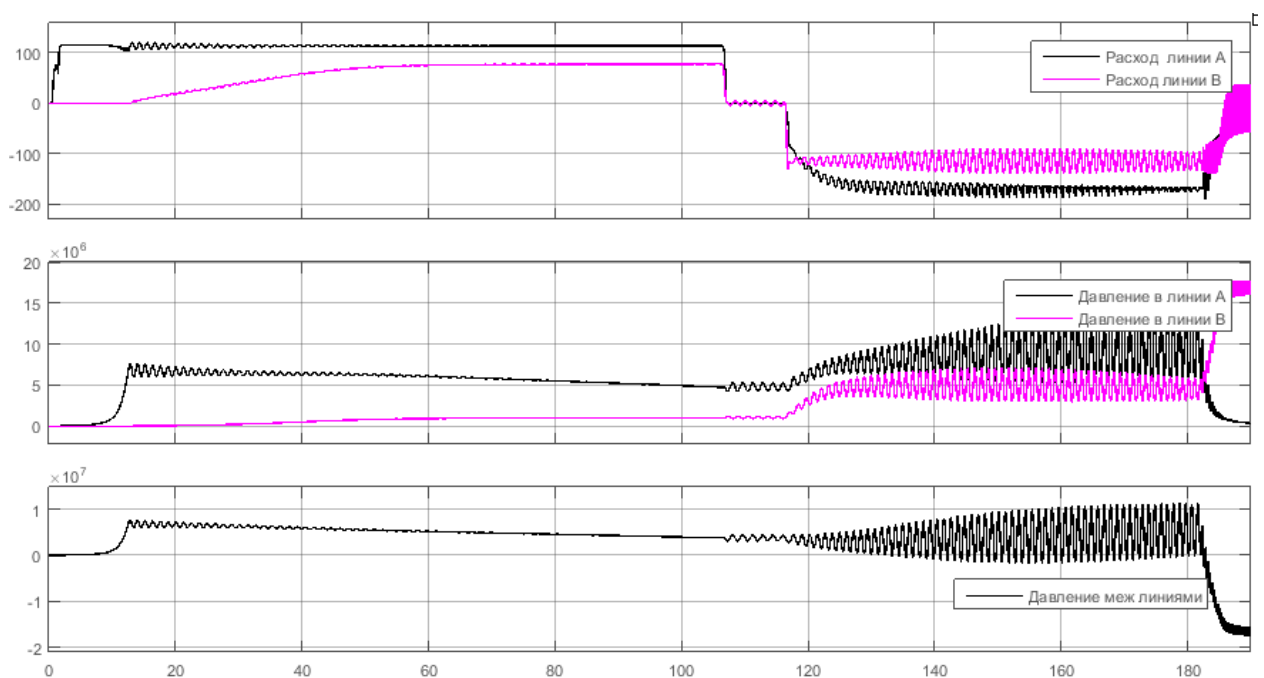


Рисунок 23б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

При анализе возникающих колебаний можно сделать вывод: частота колебаний при увеличении массы 10 раз снизилась примерно вдвое и составляет около 1 Гц при разгоне штока гидроцилиндра и около 1,5 Гц при его торможении. Вместе с тем амплитуда колебаний заметно возросла.

4. Изменение скорости по заданному закону

4.1. Регулирование подачи с помощью пропорционального распределителя

Перейдём в переключению распределителя по заданном закону. На рисунке 24 представлен закон перемещения золотника распределителя.

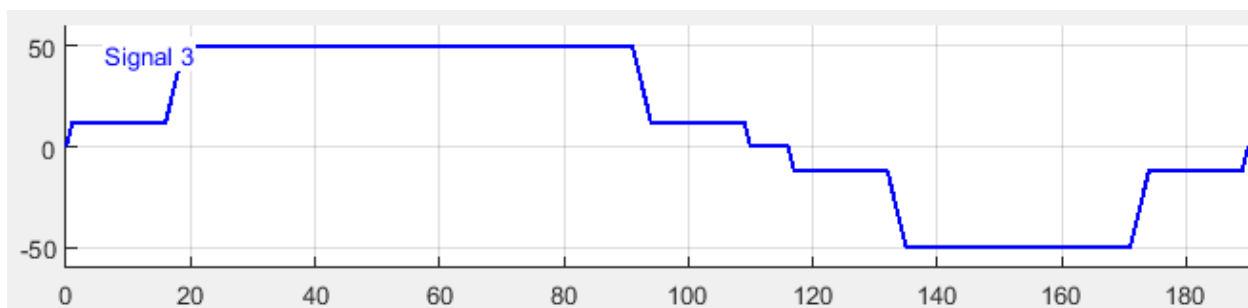


Рисунок 24 – Закон перемещения золотника распределителя

Частота среза фильтра 0,16 Гц. На рисунках 25 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных параметрах привода.

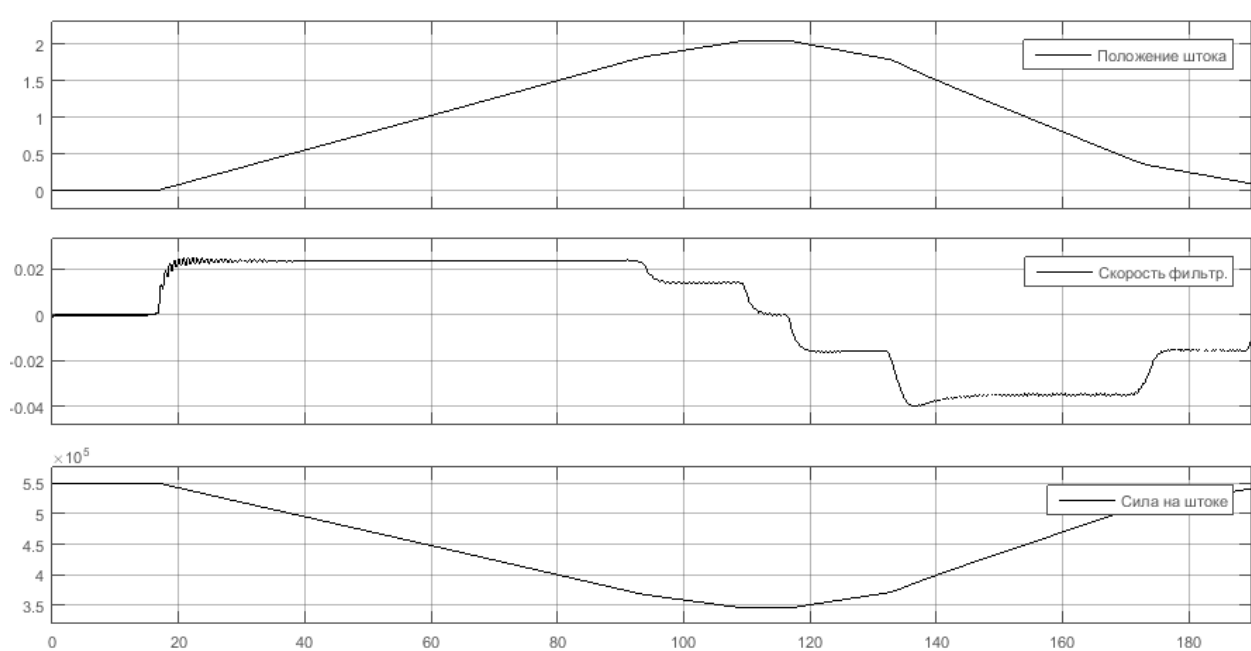


Рисунок 25а – Механические характеристики ИМ гидропривода

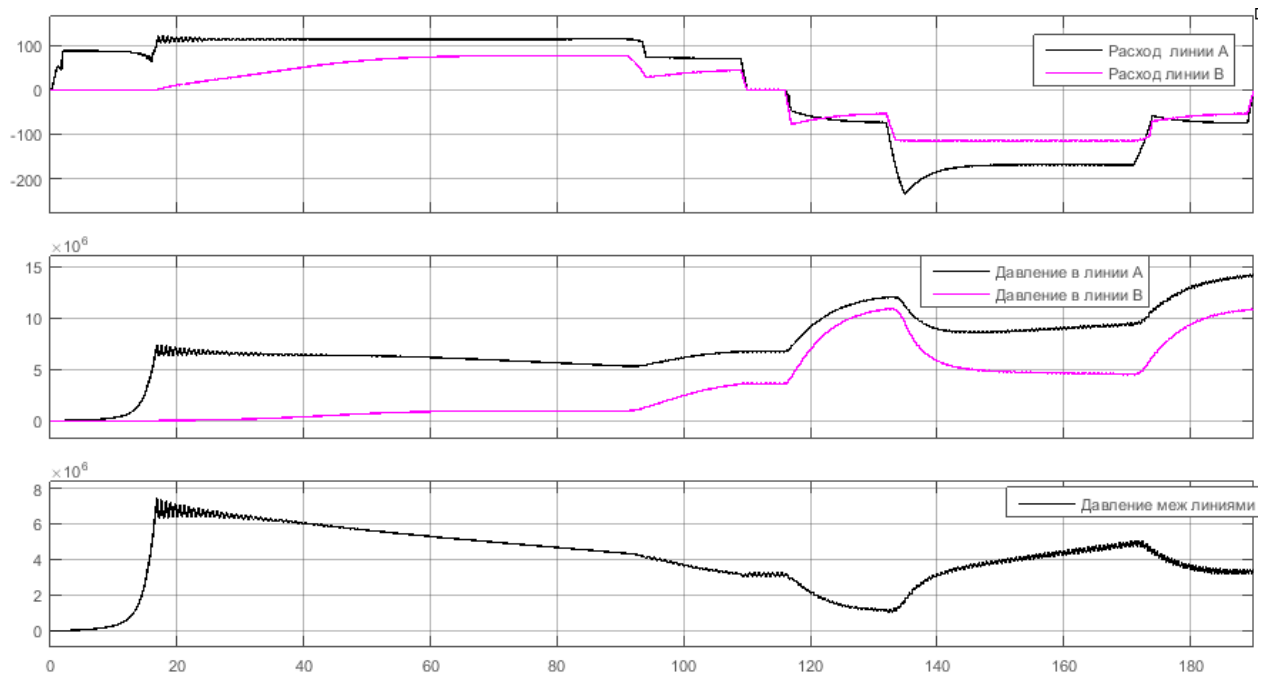


Рисунок 25б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

4.2. Регулирование подачи с помощью нескольких насосов

Другим способом обеспечить двухскоростное перемещение рабочего органа гидроцилиндра является применение двух насосов – с низкой и высокой подачей. Насос низкой подачи работает всё время выдвижения и задвижения штока. Насос высокой подачи включается работу только на интервалах времени, соответствующих перемещению штока с основной маршевой скоростью.

Рабочий объём насоса малой подачи составляет:

$$q_2 = 0.2q_1 = 0.2 * 81.4 = 16.3 \frac{\text{см}^3}{\text{об}}$$

Приводной двигатель обоих насосов – общий. Соответственно, подача этого насоса составляет:

$$Q_2 = q_2 * n = 16.3 * 1450 = 23.6 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

На рисунке 26 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных параметрах привода.

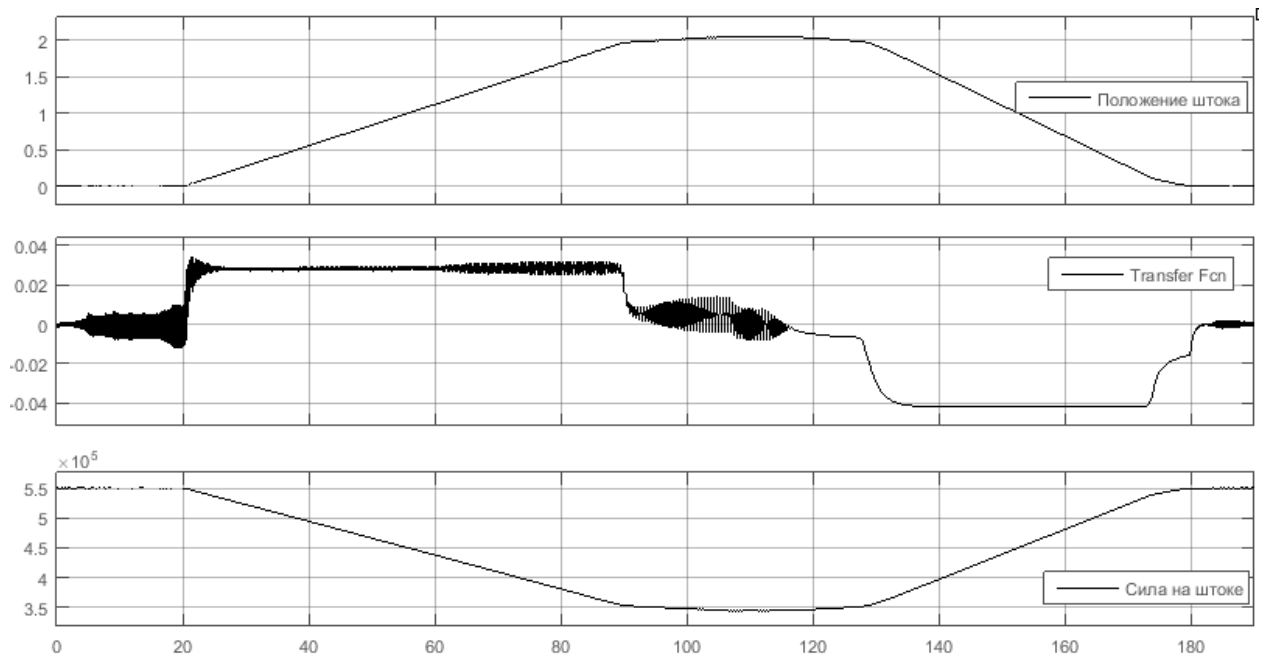


Рисунок 26а – Механические характеристики ИМ гидропривода

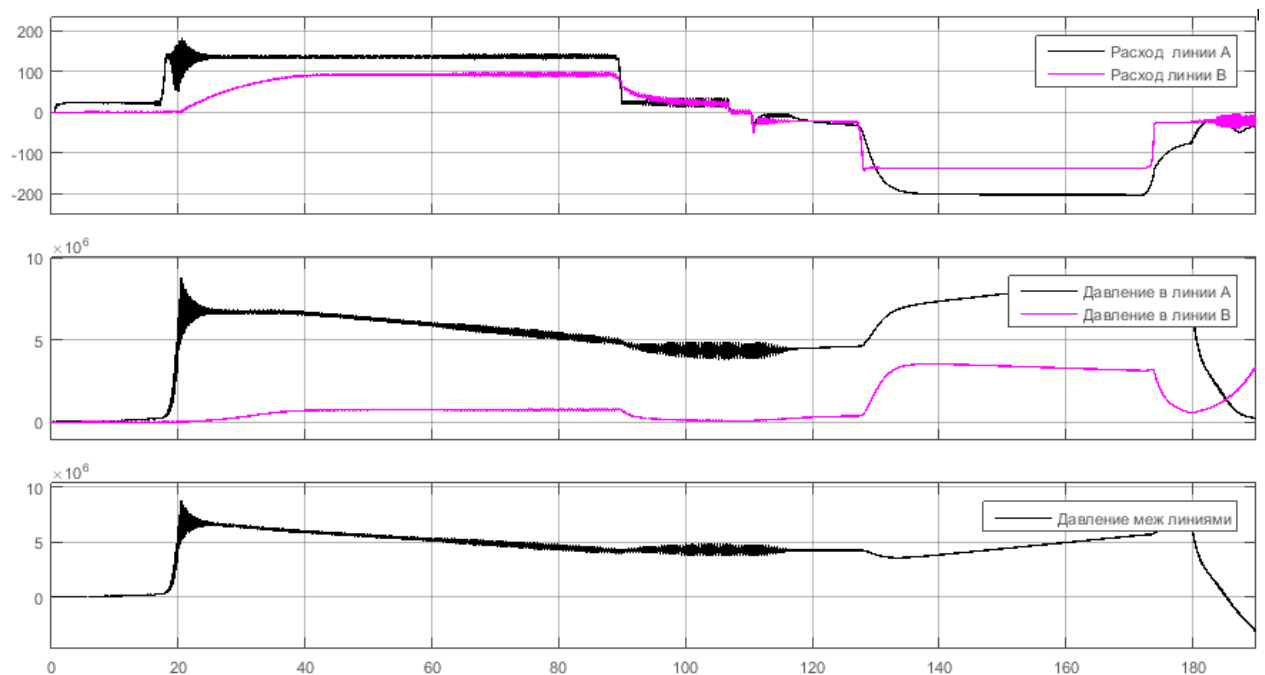


Рисунок 26б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Как видно по графику, ход поршня на малой скорости фактически не отработывается. Увеличим величину расхода вспомогательного насоса малой подачи. Рабочий объем насоса малой подачи составляет:

$$q_2 = 0.4 * 81.4 = 32.6 \frac{\text{см}^3}{\text{об}}$$

Приводной двигатель обоих насосов – общий. Соответственно, подача этого насоса составляет:

$$Q_2 = q_2 * n = 32.6 * 1450 = 4.727 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

На рисунке 27 (а, б) представлены характеристики работы привода разводки моста при указанных параметрах привода.

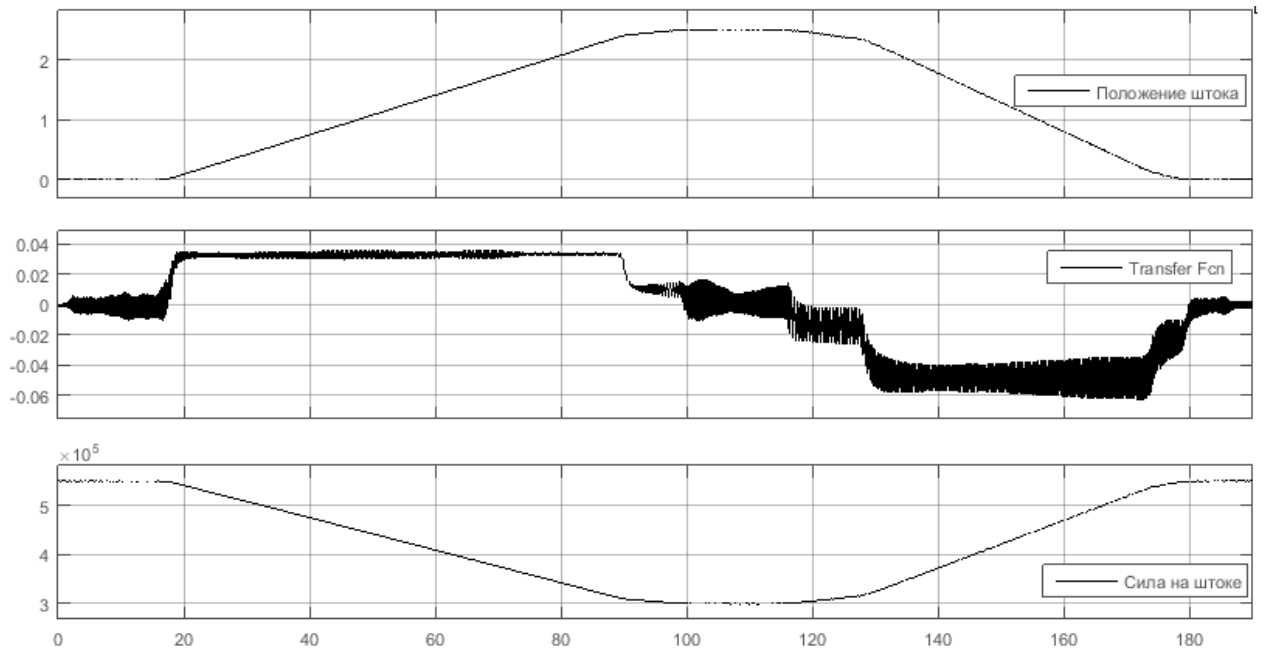


Рисунок 27а – Механические характеристики ИМ гидропривода

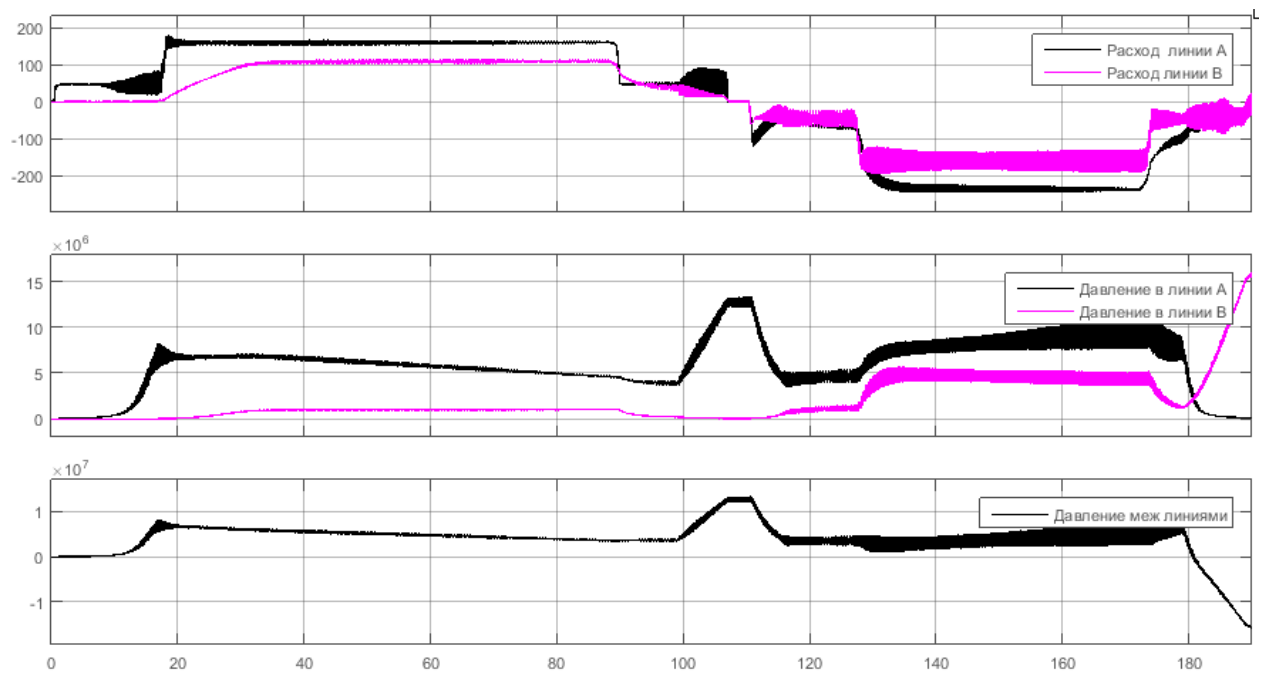


Рисунок 27б – Гидравлические характеристики ИМ гидропривода

Список использованной литературы

1. Hydraulic cylinders, type CK – square heads with tie rods. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: гидравлические цилиндры типа CK / URL: <http://www.atos.com/tables/english/B137.pdf> (Дата обращения: 01.10.2018)
2. Gear pumps, type PFG. External gears, fixed displacement. [Электронный ресурс] / Каталог компании Atos: шестеренные гидравлические насосы внешнего зацепления / URL: <http://www.atos.com/tables/english/TA056.pdf> (Дата обращения: 02.10.2018)
3. Башта, Т. М., Руднев, С. С., Некрасов, Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта и др. – М.: Альянс, 2010. – 423 с.
4. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В. А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
5. Руппель, А. А., Сагандыков, А. А., Кoryтов, М. С. Моделирование гидравлических систем в Matlab: учебное пособие / А. А. Руппель и др. – Омск: СибАДИ, 2009. – 172 с.