

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ, МЕТРОЛОГИЯ И ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И СИСТЕМЫ

УДК 62-526

DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-4-11

Разработка концепции стенда для создания имитационной модели гидравлического сервопривода для нагружения подвижного звена

М. Р. Королева, кандидат физико-математических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова;

УдмФИЦ УрО РАН, Ижевск, Россия

С. А. Шишкин, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова; НПО «Гидросистемы», Ижевск, Россия

Работа посвящена разработке концепции экспериментального стенда для имитации работы элементов гидравлического сервопривода для нагружения подвижного звена на основе силовой целевой функции управления, называемого силовым гидравлическим сервоприводом или электрогидравлическим имитатором нагрузки. Рассматриваются такого рода гидравлические сервоприводы, область применения которых состоит в нагружении подвижных объектов высокой жесткости, в частности в стендовых испытаниях позиционных сервоприводов при испытаниях систем запуска ракет, рулевых приводов ракетной техники, корабельных приводов, авиационных рулевых приводов.

Экспериментальный стенд разрабатывается в рамках создания имитационной модели гидравлической системы для предварительной оценки новых способов управления и работы гидравлических сервоприводов и оптимизации параметров систем без изготовления реальных прототипов. В работе определены критерии качества слежения, ключевые особенности имитационной модели применительно к разрабатываемому гидравлическому сервоприводу. Представлена структурная схема гидравлического сервопривода и его основные технические характеристики. Разработана принципиальная гидравлическая схема, включающая схему сервопривода нагружения совместно с имитатором объекта испытания, схему насосной станции сервопривода нагружения и схему насосной станции имитатора объекта испытания. Описаны дополнительные конструктивные требования к стенду, необходимые для отладки, валидации и верификации имитационной модели.

Предлагаемые в работе технические решения обеспечивают экспериментальную работу со всеми требуемыми переменными данными, а именно: расход и давление (скорость и сила), гидростатические подшипники, утечки по поршню, сервоклапаны. Разрабатываемый стенд также пригоден для проведения ресурсных испытаний и демонстрации в условиях, близких к реальным, разрабатываемых пропорциональных гидрораспределителей (сервоклапанов) с непосредственным управлением.

Ключевые слова: силовой гидравлический сервопривод, стенд, нагружение подвижного звена, качество слежения, имитационная модель.

Введение

Гидравлическим сервоприводом (гидравлическим следящим приводом) называют усилительное устройство, в котором выходное звено автоматически воспроизводит движение задающего устройства, при этом усиление на объект обеспечивается за счет внешней энергии (рабочей жидкости под давлением).

Как правило, слежение гидравлического сервопривода осуществляется по положению объекта, когда датчики обратной связи, сравнивая фактическое положение объекта с заданным, регулируют поток рабочей жидкости, корректируя положение объекта [1]. Такие гидравлические сервоприводы, называемые позиционными, имеют широкое применение, в частности, в промышленных роботах [2], манипуляторах спецтехники [3], энергетическом машиностроении [4], кораблестроении [5], системах управления самолетов [6], в качестве рулевых приводов [7] и др. Существуют гибридные гидравлические сервоприводы, следящие по положению и силе, например, применяемые в авиатренажерах [8], экскаваторах [9].

Актуальной представляется разработка гидравлического сервопривода для нагружения на основе силовой целевой функции управления, называемого силовым гидравлическим сервоприводом или электрогидравлическим имитатором нагрузки [10]. Основная область применения такого рода гидравлических сервоприводов, состоит в нагружении квазинеподежных объектов или подвижных объектов с низкой жесткостью, в частности, в технологическом обо-

довании для штамповки и прессования [11], при испытаниях в автомобильной промышленности, в строительстве, усталостных и испытаниях на сейсмостойкость [12].

Отдельным направлением является применение силового гидравлического сервопривода для нагружения подвижных объектов высокой жесткости. Применение такого рода силовых сервоприводов, в основном, сосредоточено на стендовых испытаниях позиционных сервоприводов, в частности, в испытаниях систем запуска ракет [10], рулевых приводов ракет [13], корабельных приводов [10], авиационных рулевых приводов [14–17], приводов шагающих роботов [18], а также приводов общего назначения (без указания области применения) [19].

На Рис. 1 приведены примеры испытаний подвижного звена высокой жесткости, в которых нагружение обеспечивает силовой гидравлический сервопривод.

Три приведенных на рис. 1 режима работы иллюстрируют основные проблемы при силовом слежении за жестким подвижным объектом.

1. Неопределимые возмущения. На графиках на рис. 1, а, б можно видеть, что даже на монотонных участках при движении с постоянной скоростью или относительно небольшим ускорением имеются рассогласования, абсолютное значение отклонения силы ΔF которых составляет 0,5 кН. Данные отклонения могут быть связаны с пульсациями в подающей гидравлической магистрали [17], собственным шумом датчика силы, а также с неравномерностью движения нагружаемого подвижного звена.

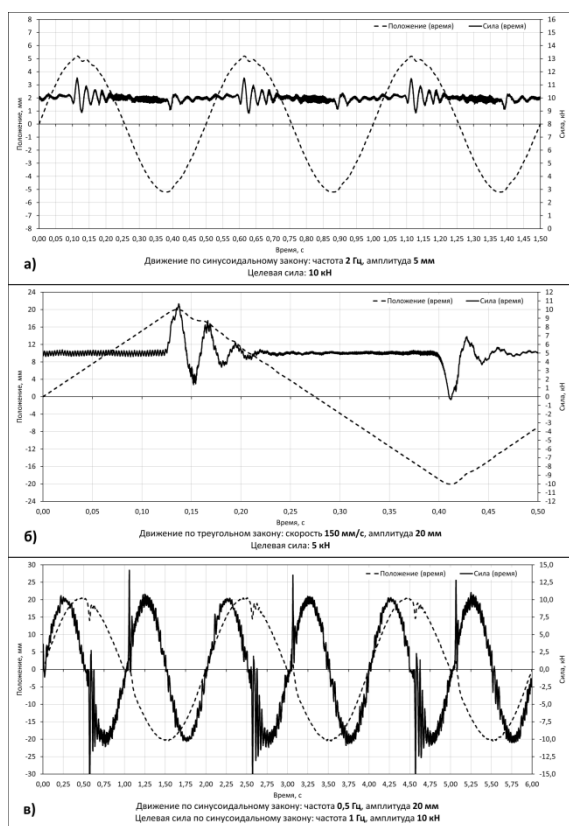


Рис. 1. Примеры испытаний

Fig. 1. Examples of testing

2. Нелинейности, связанные со сменой направления движения. На графиках на рис. 1, а, б можно видеть рассогласования, абсолютные значения ΔF которых составляют 1,5 и 4,0 кН соответственно. Вероятная причина данных отклонений связана с переходом золотника сервоклапана нулевого положения в указанные моменты времени. В окрестности нулевого положения возникают дополнительные возмущения [17], а также нелинейность, осложняющая слежение.

3. Нелинейности, связанные с люфтами в соединении. На графике рис. 1, в на можно видеть рассогласования, абсолютные значения ΔF которых составляет до 6,5 кН в моменты движения с постоянной скоростью с одновременным переходом границы растяжение/сжатие. Вероятная причина данных отклонений связана с возникновением нелинейности при переходе указанной границы при наличии люфтов в соединении.

Отдельно следует упомянуть моменты, в которые одновременно действуют все три приведенных выше фактора (см. график на рис. 1, в) – 0,5, 1,5, 2,5, 3,5, 4,5 и 5,5 с. При этом значения ΔF рассогласования достигают абсолютного значения 10 кН.

Отсутствие выраженных рассогласований в моменты 1,5, 3,5 и 5,5 с по сравнению с моментами 0,5, 2,5 и 4,5 с, вероятно, связано с тем, что при переходе к совпадающим направлениям вектора скорости подвижного звена и вектора силы нагружающего силового сервопривода разность скоростей соответствующих штоков при возникновении контакта «металл по металлу» (выход из люфта) существенно ниже, чем при переходе к состоянию с разными направлениями векторов.

Исходя из изложенного выше, приведенные на рис. 1 режимы являются минимально достаточным набором для оценки качества слежения и отражают ключевые проблемы

слежения. Исходя из обозначенных проблем, целесообразно принять следующие критерии качества слежения:

1) для оценки на монотонных участках (с плавным изменением ускорения) использовать интегральный критерий нормализованной среднеквадратической ошибки [1]:

$$\Delta F_{\text{ск}}^{\text{н}} = \frac{1}{TF_{\text{max}}} \int_0^T \Delta F^2 dt, \quad (1)$$

где ΔF – абсолютная ошибка [Н], T – время наблюдения [с], F_{max} – типоразмер силового гидравлического сервопривода [Н];

2) для оценки на участках со сменой направления движения и с нелинейностями в силу люфтов использовать критерий нормализованной максимальной ошибки:

$$\Delta F_{\text{пр}}^{\text{н}} = \frac{\Delta F_{\text{max}}}{F_{\text{max}}}, \quad (2)$$

где ΔF_{max} – максимальная абсолютная ошибка за время наблюдения [Н].

Оба приведенных критерия оценки качества слежения (1) и (2) нормализованы по величине типоразмера (номинальной силы) силового гидравлического сервопривода (см. величину «расчетная сила при давлении 21 МПа и скорости 0 мм/с» в табл. 1). Использование нормализации дает следующие преимущества:

- переход к безразмерным оценкам, обеспечиваемым относительной ошибкой по сравнению с абсолютной;
- исключение нарастания величины относительной ошибки вблизи нулевых значений, обеспечиваемое нормализацией по величине номинальной силы силового гидравлического сервопривода по сравнению с нормализацией по величине текущего заданного значения силы;
- обеспечение независимости оценок от масштаба (типоразмера силового гидравлического сервопривода, который может принимать значения от 10 до 630 кН и выше).

Разработка технических систем на основе гидравлических сервоприводов требует предварительных исследований для точной настройки работы комплекса устройств различного назначения: сервоклапанов, датчиков, цепочки нагружения, регуляторов и т. п., в зависимости от требований к качеству слежения при конкретных испытаниях. Разработка систем с использованием новых способов управления и работы гидравлических сервоприводов требует применения лишь условно подходящих инженерных методов расчета и экспериментальной настройки оборудования под каждый конкретный случай. Более эффективным подходом для решения таких задач является создание имитационной модели технических систем. Это позволит проводить оптимизацию параметров систем без изготовления реальных прототипов, прогнозировать их поведение в случае незапланированных внештатных нагрузок, проводить априорную настройку регуляторов и других устройств.

Ключевыми особенностями такой имитационной модели применительно к разрабатываемому гидравлическому сервоприводу являются:

- целевой величиной, обеспечиваемой объектом, является сила, а не положение или его производные;
- нагружаемое подвижное звено обладает высокой подвижностью: порядок пиковых скоростей – сотни мм/с, порядок амплитуд периодического движения от миллиметров до десятков миллиметров, что в совокупности дает порядок частот от десятых долей до десятков Гц;
- цепочка нагружения обладает высокой жесткостью порядка 10 кН/мм или выше, из чего вытекает важность учета с целью дальнейшего управления величин жесткости механической и гидравлических пружин, входящих в состав объекта моделирования;

– наличие в конструкции гидроцилиндра гидростатических подшипников штоков, служащих для повышения ресурса, уменьшения вязкого трения и исключения сухого трения;

– лабиринтное уплотнение поршня, обладающее утечкой;

– наличие люфта в соединении объекта моделирования с подвижным звеном, что является явлением нежелательным, но, зачастую, неизбежным.

Как любая имитационная модель реального технического объекта, имитационная модель силового гидравлического сервопривода должна с заданной степенью точности прогнозировать поведение моделируемого объекта и его свойства.

В случае с гидравлическими сервоприводами нестандартного типа управления настройка параметров модели должна базироваться в том числе и на экспериментальных исследованиях.

Как правило, это реализуется в виде поправочных коэффициентов и/или функций, вид которых определяется из экспериментальных данных.

Для получения данных, валидации и верификации разрабатываемой модели объекта необходимо разработать стенд с учетом вышеописанных особенностей, который обеспечит этап ресурсных испытаний и демонстрацию в условиях, близких к реальным, разрабатываемых пропорциональных гидрораспределителей с непосредственным управлением.

Описание структуры стенда

Структурная схема объекта моделирования – гидравлического сервопривода нагружения приведена на рис. 2. Гидравлический сервопривод для нагружения подвижного звена имеет следующие внешние воздействия и параметры:

1) входная переменная: $S(t)$ – заданная функция времени, описывающая положение подвижного звена, не определяемая уравнениями модели.

2) выходная переменная: $F(t)$ – функция времени, описывающая силу, действующую на подвижное звено и определяемая уравнениями модели.

3) заданный целевой закон выходной переменной: $F_d(S)$ – функция положения, описывающая целевой закон силы, действующей на подвижное звено, не определяемая уравнениями модели;

4) параметры внешней среды, ограничивающие область применения модели, относящиеся к источнику гидравлической энергии: p_{Pmax} – максимальное рабочее давление в напорной линии; Q_{Pmax} – максимальный расход в напорной линии; p_T и p_D – давления в линиях слива и дренажа соответственно, величины равные нулю (изб); Q_T и Q_D – расходы в линиях слива и дренажа соответственно, величины не ограничены.

Исходя из структурной схемы гидравлического сервопривода для обеспечения его функционирования стенд должен содержать следующие структурные элементы:

1. Сервопривод нагружения, имеющий в своем составе следующие основные элементы согласно схеме, изображенной на рис. 2: гидроцилиндр с проходным штоком с гидростатическими подшипниками в бужах штоков; сервоклапаны; датчики силы и положения штока; механическая пружина и гидравлические пружины передней и задней гидравлических полостей гидроцилиндра; гидропневмоаккумуляторы напорной и возвратной линий; дроссель межполостной, регулирующий сечение между передней и задней гидравлическими полостями гидроцилиндра; регулятор контроллера с ПЛИС NI cRIO-9073.

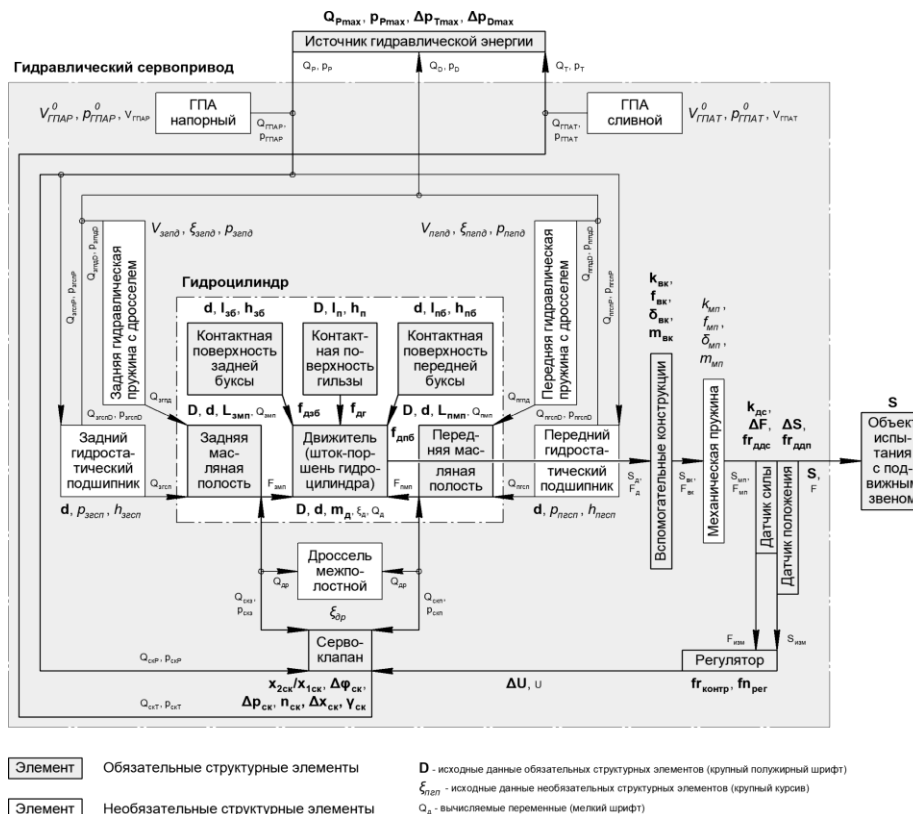


Рис. 2. Структурная схема гидравлического сервопривода

Fig. 2. Block diagram of the hydraulic servo drive

Помимо основных элементов, сервопривод нагружения должен содержать в своем составе следующие вспомогательные элементы, не указанные на схеме, изображенной на рис. 2: предохранительные клапаны передней и задней гидравлических полостей гидроцилиндра, при этом настройка давления клапанов должна исключать их влияние на гидросистему при штатной работе, одновременно исключая повреждение сервопривода нагружения объектом испытания при ошибках управления; вентили, позволяющие включать или исключать из работы гидравлические пружины. Наиболее близкая к целевой конструкция сервопривода нагружения из ранее разрабатываемых приведена на рис. 3.

2. Насосная станция питания сервопривода нагружения (см. рис. 4).

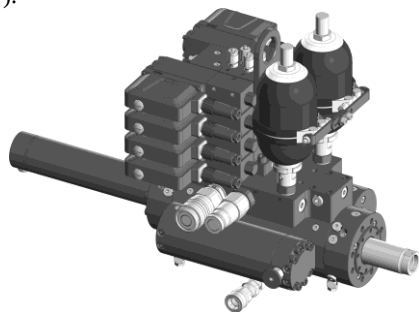


Рис. 3. Конструкция сервопривода нагружения

Fig. 3. Structure of the loading servomechanism

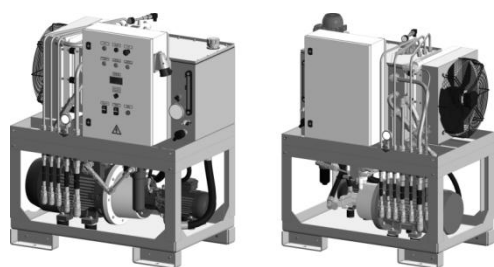


Рис. 4. Насосные станции сервопривода нагружения (слева) и имитатора объекта испытания (справа)

Fig. 4. Hydraulic power units of the load servo actuator (left) and the test article simulator (right)

3. Объект испытания с сервоклапаном и датчиком положения штока. Указанный имитатор является внешним для имитационной модели и может иметь любой принцип действия, однако для единообразия удобнее использовать также гидравлический сервопривод, но со значительно упрощенной по сравнению с сервоприводом нагружения конструкцией. Его основные элементы: гидроцилиндр с проходным штоком на полимерных уплотнениях и направляющих; сервоклапан; гидропневмоаккумуляторы напорной и возвратной линий; регулятор контроллера с ПЛИС NI cRIO-9073.

4. Насосная станция питания имитатора объекта испытания (см. рис. 4).

5. Рама стенда, соединительные трубопроводы, кабели, вспомогательные элементы автоматизации.

Выбор технических характеристик стенда

Основными источниками информации при выборе технических характеристик стенда являются:

1) требования к испытаниям в части воспроизводимой силы и скорости подвижного звена, жесткости цепочки нагружения, законов нагружения;

2) характеристики оборудования: рама для проведения испытания; насосная станция питания сервопривода нагружения; насосная станция питания имитатора объекта испытания; контроллер с ПЛИС NI cRIO-9073 и модули расширения;

3) экономические соображения;

4) соображения, связанные с логикой требуемого эксперимента, а именно:

- сила имитатора объекта испытания должна быть больше силы сервопривода нагружения на всех исследуемых режимах для безусловной возможности отработки имитатором объекта испытания закона положения штока;

- длина хода имитатора объекта испытания должна быть меньше длины хода сервопривода нагружения, при этом соединение должно быть выполнено таким образом, чтобы исключить достижение поршнем сервопривода нагружения крайних положений.

В таблице приведены выбранные и обусловленные уже имеющимся на испытательной базе предприятия оборудованием технические характеристики стенда.

Технические характеристики стенда

Technical parameters of the test stand

№ п/п	Характеристика	Ед. изм.	Значение
Сервопривод нагружения (на базе ГЦГ.01.40.71.50.200)			
1	Диаметр поршня	мм	71
2	Диаметр штоков	мм	50
3	Длина хода эффективная	мм	200
4	Расчетная сила при давлении 21 МПа и скорости 0 мм/с	кН	41,9
5	Расчетная сила при рабочем давлении 25 МПа и скорости 0 мм/с	кН	49,8
6	Расчетная сила при рабочем давлении 25 МПа и скорости 175 мм/с	кН	38,2
7	Время отработки сервоклапаном изменения управляющего сигнала 0→100 %	мс	3,5
8	Расход через сервоклапан при перепаде давления P→A→B→T7 МПа	л/мин	25
9	Разрешение датчика положения	мкм	1
10	Предел допускаемой абсолютной погрешности датчика положения	мкм	±40
11	Период обновления выходного сигнала датчика положения	мс	0,5
12	Предел допускаемой абсолютной погрешности датчика силы	Н	±360
13	Коэффициент жесткости механической пружины	кН/мм	10
14	Приведенный коэффициент жесткости гидравлических пружин в среднем положении поршня	кН/мм	10
15	Диапазон регулирования величины люфта в соединении	мм	0...0,5
16	Рабочая жидкость	—	Лукойл Гейзер СТ 32

Окончание таблицы

Имитатор объекта испытания (на базе ГЦВ 070х050/050-0150)			
17	Диаметр поршня	мм	70
18	Диаметр штоков	мм	50
19	Длина хода эффективная	мм	150
20	Расчетная сила при давлении 21 МПа и скорости 0 мм/с	кН	39,5
21	Расчетная сила при рабочем давлении 30 МПа и скорости 0 мм/с	кН	56,5
22	Расчетная сила при рабочем давлении 30 МПа и скорости 175 мм/с	кН	51,1
23	Время отработки сервоклапаном изменения управляющего сигнала 0→100 %	мс	10
24	Расход через сервоклапан при перепаде давления P→A→B→T7 МПа	л/мин	40
25	Разрешение датчика положения	мкм	1
26	Предел допускаемой абсолютной погрешности датчика положения	мкм	±40
27	Период обновления выходного сигнала датчика положения	мс	0,5
28	Рабочая жидкость	—	МГЕ-10А
Рама			
29	Коэффициент жесткости	кН/мм	1 000
Насосная станция питания сервопривода нагружения			
30	Максимальное рабочее давление	МПа	25
31	Максимальный расход	л/мин	38
32	Температура жидкости	°С	+45±5
Насосная станция питания имитатора объекта испытания			
33	Максимальное рабочее давление	МПа	30
34	Максимальный расход	л/мин	20
35	Температура жидкости	°С	не нормируется
Регулятор			
36	Частота дискретизации	кГц	10

Разработка принципиальной гидравлической схемы

Для удобства схема разделена на три группы:

- схема сервопривода нагружения совместно с имитатором объекта испытания (рис. 5);
- схема насосной станции сервопривода нагружения (рис. 6);
- схема насосной станции имитатора объекта испытания (рис. 7).

Связь групп осуществляется по гидролиниям, обозначенным на схемах: PF – напорная линия сервопривода нагружения, TF – возвратная линия сервогидроцилиндра нагружения, LF – дренажная линия сервопривода нагружения, PH – напорная линия имитатора объекта испытания, TH – возвратная линия имитатора объекта испытания.

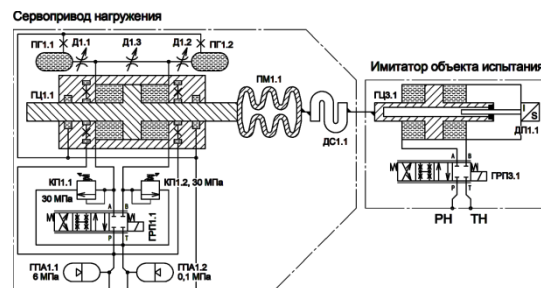


Рис. 5. Схема гидравлическая сервопривода нагружения совместно с имитатором объекта испытания

Fig. 5. Hydraulic circuit diagram of the load servo actuator combined with the test article simulator

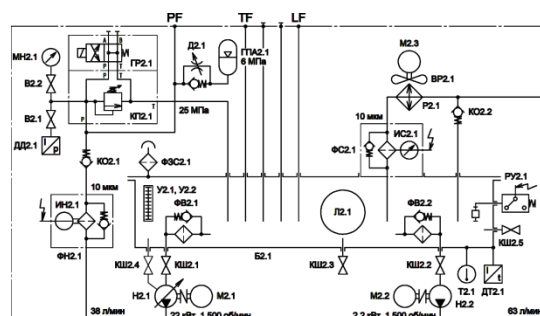


Рис. 6. Схема гидравлической насосной станции сервопривода нагружения

Fig. 6. Hydraulic circuit diagram of the pumping unit for the load servo actuator

Пояснения по схеме гидравлической сервопривода нагружения совместно с объектом испытания (рис. 5): ГЦ1.1 – гидроцилиндр на гидростатических подшипниках в составе сервопривода нагружения; ГЦ3.1 – гидроцилиндр в составе имитатора объекта испытания; ГПА1.1 и ГПА1.2 – напорный и возвратный гидропневмоаккумуляторы сервопривода нагружения соответственно; ГПА3.1 и ГПА3.2 – напорный и возвратный гидропневмоаккумуляторы имитатора объекта испытания соответственно; ГРП1.1 и ГРП3.1 – гидрораспределители пропорциональные (сервоклапаны) сервопривода нагружения и имитатора объекта испытания соответственно; ДС1.1 и ДП1.1 – датчик силы и датчик положения соответственно. ДП1.1 структурно принадлежит сервоприводу нагружения, однако размещен на имитаторе объекта испытания по конструктивным соображениям; ПМ1.1, МГ1.1 и ПГ1.2 – механическая и гидравлические пружины соответственно; Д1.1...Д1.3 – дроссели; КП1.1, КП1.2 – клапаны предохранительные.

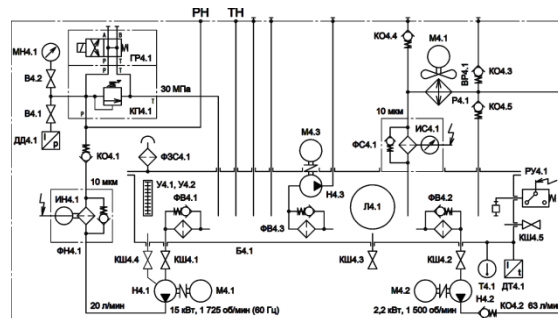


Рис. 7. Схема гидравлическая насосной станции объекта испытания

Fig. 7. Hydraulic circuit diagram of the pumping unit for the test article

Описание дополнительных конструктивных требований к стенду

Для отладки, валидации и верификации имитационной модели необходимо обеспечить дополнительные конструктивные требования к стенду, часть из которых уже упоминалась в приведенных выше разделах:

1) наличие двух типоразмеров сервоприводов нагружения. Основным типоразмером принят ГЦГ.01.71.50.40.200 (расчетная статическая сила при давлении 21 МПа равна 41,9 кН, диаметр поршня 71 мм, диаметр штока 50 мм). В качестве дополнительного типоразмера предлагается ГЦГ.01.16.51.40.200 (расчетная статическая сила при давлении 21 МПа равна 16,5 кН, диаметр поршня 51 мм, диаметр штока 40 мм);

2) возможность проведения экспериментов с буксами штоков, имеющими и не имеющими гидростатический подшипник, что подразумевает наличие комплекта сменных букс (рис. 8): вариант с гидростатическим подшипником, дренажной полостью и наружным уплотнением-грязесъемником для каждого штока; вариант с высокоскоростными уплотнениями, состоящими из рабочего кольца из бронзонаполненного фторопласта с нитрилбутадиенкаучуковым опорным кольцом и направляющими из полиацетала, наружное уплотнение-грязесъемник аналогично первому варианту;

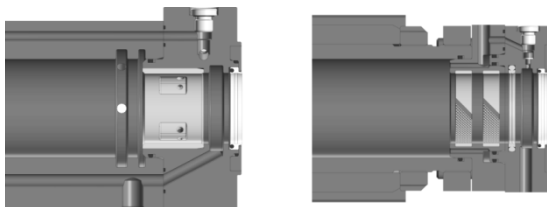


Рис. 8. Варианты букс штоков:
с гидростатическим подшипником (слева)
и с уплотнениями и направляющими (справа)

Fig. 8. Rod stuffing box variants: with hydrostatic bearing (left) and with seals and guide rings (right)

3) возможность проведения экспериментов с поршнями с лабиринтными и герметичными высокоскоростными уплотнениями, состоящими из рабочего кольца из бронзонаполненного фторопласта с нитрилбутадиенкаучуковым опорным кольцом (рис. 9);



Рис. 9. Варианты поршней: с лабиринтным (слева)
и герметичным (справа) уплотнениями

Fig. 9. Piston options: with labyrinth seal (left)
and with positive seal (right)

4) возможность:

- проведения экспериментов с сервоклапанами разного класса с точки зрения АЧХ (наличие «быстрого» и «медленного») сервоклапанов;

- проведения экспериментов с одним сервоклапаном с номинальной пропускной способностью Q и с двумя параллельно включенными сервоклапанами с номинальной пропускной способностью $Q/2$ каждый;

5) возможность регулировки величины люфта в соединении выходного звена сервоцилиндра нагружения с подвижным звеном имитатора объекта испытания.

Заключение

Разработана концепция стенда для получения данных, валидации и верификации разрабатываемой имитационной модели гидравлического сервопривода для нагружения подвижного звена. Предлагаемые технические решения обеспечивают экспериментальную работу со всеми требуемыми переменными данными, а именно: расход и давление (скорость и сила), гидростатические подшипники, утечки по поршню, сервоклапаны.

Разрабатываемый стенд также пригоден для проведения ресурсных испытаний и демонстрации в условиях, близких к реальным, разрабатываемых пропорциональных гидрораспределителей (сервоклапанов) с непосредственным управлением.

При разработке учтено максимальное применение уже имеющегося на испытательной базе предприятия оборудования.

Библиографические ссылки

1. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического регулирования. М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1975. 768 с.
2. Иванов Ю. В. Обеспечение наибольшего быстродействия координатных систем технологических автоматов сборки электронных модулей в роботизированном комплексе ГАСК многономенклатурного производства // Современные технологии сборки. 2019. Т. 20, № 4. С. 151–160.
3. Анализ работы гидравлического манипулятора лесной машины с цикловой системой управления / Е. Н. Власов, А. В. Сергеевичев, Ю. А. Добрынин, В. В. Сергеевичев // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2022. № 238. С. 99–112.
4. Мамросов А.В. Анализ режимов многомашинного электрогидравлического привода затвора гидротурбины // Энергетика и электротехника. 2016. № 1 (238). С. 19–27. DOI: 10.5862/JEST.238.2.
5. Берденников А. А., Громов В. И. Моделирование изменения скорости перемещения гидравлического сервопривода // Системы управления и обработки информации. 2021. № 2 (53). С. 5–15.
6. Петров П. В., Целищев В. А., Кудерко Д. А. Основные подходы и особенности проектирования гидромеханических систем управления самолета // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23. № 1. С. 67-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-67-79.
7. Чулков М. В. Имитационное моделирование автономного гидропривода, адаптивного к внешней нагрузке // Инженерный журнал: наука и инновации. 2024. № 1 (145). С. 1–15.
8. Jinsong Zhao, Gang Shen, Weidong Zhu, Chifu Yang, Sunil K Agrawa. Force tracking control of an electro-hydraulic control loading system on a flight simulator using inverse model control and a damping compensator // Transactions of the Institute of Measurement and Control. 2016. № 40. P. 1-13. DOI: 10.1177/0142331216651326.
9. Lukas Bachmann, Paul Remde, Jürgen Weber. Design of a Cartesian Hybrid Force-Position Controller for a Hydraulic Manipulator // Advancements in Fluid Power Technology: Sustainability, Electrification, and Digitalization. GFPS 2024.— Springer, 2025. P. 109-126. DOI: 10.1007/978-3-031-84505-5_8.
10. Zanwei Chen, Hao Yan, Peng Zhang, Jiefeng Shan, Jiafeng Li. Adaptive NN force loading control of electro-hydraulic load simulator // Actuators. 2024. № 13, 471. P. 1-14. DOI: 10.3390/act13120471.
11. Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor -

fuzzy PID // *Mechatronics*. 2009. № 19. P. 233-246. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2008.07.007.

12. Xiang Li, Zhen-Cai Zhu, Guang-Chao Rui, Dong Cheng, Gang Shen, Yu Tang. Force Loading Tracking Control of an Electro-Hydraulic Actuator Based on a Nonlinear Adaptive Fuzzy Backstepping Control Scheme // *Symmetry*. 2018. № 10, 155. P. 2-21. DOI: 10.3390/sym10050155.

13. Shuo Kang, RyozaNagamune, Hao Yan. Almost disturbance decoupling force control for the electro-hydraulic load simulator with mechanical backlash // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. № 135. P. 1-29. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106400.

14. Yingna Zhao, Cheng Qiu, Jing Huang, Qifan Tan, Shuo Sun, Zheng Gong. Terminal Sliding Mode Force Control Based on Modified FastDouble-Power Reaching Law for Aerospace Electro-Hydraulic Load Simulator of Large Loads // *Actuators*. 2024. № 13, 145. P. 1-27. DOI: 10.3390/act13040145.

15. Alessandro Dell'Amico. Design and Implementation of a Hardware-in-the-Loop Air Load Simulation System for Testing Aerospace Actuators // *Actuators*. 2024. № 13, 238. P. 1-25. DOI: 10.3390/act13070238.

16. Mukesh Prasad, K.V. Gangadharan. Aileron endurance test rig design based on high fidelity mathematical modeling // *CEAS Aeronautical Journal*. 2017. № 8. P. 653-671. DOI: 10.1007/s13272-017-0267-y.

17. Meng Fanliang, Yan Hao, Christian Haas, Katharina Schmitz. Robust backstepping control via tracking differentiator for electro-hydraulic load simulator based on velocity synchronization // *Control Engineering Practice*. 2025. № 158. P. 1-16. DOI: 10.1016/j.conengprac.2025.106279.

18. Kaixian Ba, Yuan Wang, Xiaolong He, Chunyu Wang, Bin Yu, Yaliang Liu, Xiangdong Kong. Force Compensation Control for Electro Hydraulic Servo System with Pump – Valve Compound Drive via QFT–DTOC // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2024. № 37:27. P. 1-19. DOI: 10.1186/s10033-023-00988-1.

19. He Hao, Hao Yan. The pressure control of independent load port electro-hydraulic load simulation system using fixed time integral sliding mode active disturbance rejection // *Scientific Reports*. 2024. № 14:29064. P. 1-18. DOI: 10.1038/s41598-024-80637-2.

References

1. Besekerskij V.A., Popov E.P. *Teoriya system avtomaticheskogo regulirovaniya* [Theory of automatic control systems]. Moscow, Nauka Publ., 1975, 768 p. (in Russ.).

2. Ivanov Yu.V. [Ensuring maximum speed of coordinate systems of technological assembly machines for electronic modules in the GASK robotic complex of multi-product production]. *Sovremennye tekhnologii sborki*, 2019, vol. 20, no. 4, pp. 151-160 (in Russ.).

3. Vlasov E.N., Sergeevichev A.V., Dobrynin Yu.A., Sergeevichev V.V. [Analysis of the operation of a hydraulic manipulator of a forest machine with a cyclic control system]. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoj lesotekhnicheskoi akademii*, 2022, no. 238, pp. 99-112 (in Russ.).

4. Matrosov A.V. [Analysis of operating modes of a multi-machine electro-hydraulic drive of a hydraulic turbine gate]. *Energetika i elektrotehnika*, 2016, no. 1 (238), pp. 19-27 (in Russ.). DOI: 10.5862/JEST.238.2.

5. Berdennikov A.A., Gromov V.I. [Modeling of velocity changes of a hydraulic servo drive]. *Sistemy upravleniya i obrabotki informacii*, 2021, no. 2 (53), pp. 5-15 (in Russ.).

6. Petrov P.V., Celishchev V.A., Kuderko D.A. [Main approaches and features of the design of hydromechanical aircraft

control systems]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aehrokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2024, vol. 23, no. 1, pp. 67–79 (in Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-67-79.

7. Chulkov M.V. [Simulation modeling of an autonomous hydraulic drive adaptive to external load]. *Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii*, 2024, no. 1 (145), pp. 1-15 (in Russ.).

8. Jinsong Zhao, Gang Shen, Weidong Zhu, Chifu Yang, Sunil K. Agrawa. Force tracking control of an electro-hydraulic control loading system on a flight simulator using inverse model control and a damping compensator. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 2016, no. 40, pp. 1–13. DOI: 10.1177/0142331216651326.

9. Lukas Bachmann, Paul Remde, Jürgen Weber. Design of a Cartesian hybrid force-position controller for a hydraulic manipulator. *Advancements in Fluid Power Technology: Sustainability, Electrification, and Digitalization. GFPS 2024*, 2025, pp. 109–126. DOI: 10.1007/978-3-031-84505-5_8.

10. Zanwei Chen, Hao Yan, Peng Zhang, Jiefeng Shan, Jiafeng Li. Adaptive NN force loading control of electro-hydraulic load simulator. *Actuators*, 2024, no. 13, 471, pp. 1–14. DOI: 10.3390/act13120471.

11. Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor — fuzzy PID. *Mechatronics*, 2009, no. 19, pp. 233–246. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2008.07.007.

12. Xiang Li, Zhen-Cai Zhu, Guang-Chao Rui, Dong Cheng, Gang Shen, Yu Tang. Force loading tracking control of an electro-hydraulic actuator based on a nonlinear adaptive fuzzy backstepping control scheme. *Symmetry*, 2018, no. 10, 155, pp. 2–21. DOI: 10.3390/sym10050155.

13. Shuo Kang, RyozaNagamune, Hao Yan. Almost disturbance decoupling force control for the electro-hydraulic load simulator with mechanical backlash. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, no. 135, pp. 1–29. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.106400.

14. Yingna Zhao, Cheng Qiu, Jing Huang, Qifan Tan, Shuo Sun, Zheng Gong. Terminal sliding mode force control based on modified fast double-power reaching law for aerospace electro-hydraulic load simulator of large loads. *Actuators*, 2024, no. 13, 145, pp. 1–27. DOI: 10.3390/act13040145.

15. Alessandro Dell'Amico. Design and implementation of a hardware-in-the-loop air load simulation system for testing aerospace actuators. *Actuators*, 2024, no. 13, 238, pp. 1–25. DOI: 10.3390/act13070238.

16. Mukesh Prasad, K.V. Gangadharan. Aileron endurance test rig design based on high fidelity mathematical modeling. *CEAS Aeronautical Journal*, 2017, no. 8, pp. 653–671. DOI: 10.1007/s13272-017-0267-y.

17. Meng Fanliang, Yan Hao, Christian Haas, Katharina Schmitz. Robust backstepping control via tracking differentiator for electro-hydraulic load simulator based on velocity synchronization. *Control Engineering Practice*, 2025, no. 158, pp. 1–16. DOI: 10.1016/j.conengprac.2025.106279.

18. Kaixian Ba, Yuan Wang, Xiaolong He, Chunyu Wang, Bin Yu, Yaliang Liu, Xiangdong Kong. Force compensation control for electro-hydraulic servo system with pump–valve compound drive via QFT–DTOC. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 37:27, pp. 1–19. DOI: 10.1186/s10033-023-00988-1.

19. He Hao, Hao Yan. The pressure control of independent load port electro-hydraulic load simulation system using fixed time integral sliding mode active disturbance rejection. *Scientific Reports*, 2024, no. 14:29064, pp. 1–18. DOI: 10.1038/s41598-024-80637-2.

Development of a Test Rig Concept for Creating a Simulation Model of a Hydraulic Servo Drive for Loading a Moving Link

M. R. Koroleva, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, cUdm FIC UB of RAS, Izhevsk, Russia

S. A. Shishkin, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, NPA Gidrosistemy, Izhevsk, Russia

This paper explores the concept development of an experimental test rig for simulating the operation of hydraulic servo drive components for loading a moving link based on a force-based control function. This test rig is referred to as a force-based hydraulic servo drive or electrohydraulic load simulator. The study examines hydraulic servo drives of this class applied for high-stiffness moving object loading, particularly in bench testing of position-controlled servo drives used in rocket launch systems, missile steering actuators, naval drives, and aircraft flight control actuators.

The experimental test rig is being developed as a part of a hydraulic system simulation model for the preliminary evaluation of new control and operation methods for hydraulic servo drives and optimization of system parameters without the need for actual prototypes. The paper defines tracking quality criteria and key features of the simulation model as applied to the hydraulic servo drive under development. A structural diagram of the hydraulic servo drive and its main technical characteristics are presented. A basic hydraulic circuit diagram has been developed, including a loading servo drive circuit with a test object simulator, a pumping station diagram for the loading servo drive, and a pumping station diagram for the test object simulator. Additional design requirements for the rig necessary for debugging, validating, and verifying the simulation model are described.

The technical solutions proposed in this paper enable experimental operation with all required variable data, namely: flow rate and pressure (speed and force), hydrostatic bearings, piston leakage, and servo valves. The rig is also suitable for endurance testing and demonstration under near-real-life conditions of the proportional hydraulic valves (servo valves) being developed with direct control.

Keywords: power hydraulic servo drive, test rig, moving link loading, tracking quality, simulation model.

Получено: 25.05.26

Образец цитирования

Королева М. Р., Шишкин С. А. Разработка концепции стенда для создания имитационной модели гидравлического сервопривода для нагружения подвижного звена // Интеллектуальные системы в производстве. 2026. Т. 24, № 3. С. 4–11. DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-4-11.

For Citation

Koroleva M.R., Shishkin S.A. [Development of the concept of a stand for creating a simulation model of a hydraulic servo drive for loading a moving link]. *Intellektualnye sistemy v proizvodstve*. 2026. Vol. 24, No. 3. Pp. 4-11 (in Russ.). DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-4-11.