

Алексеенков Артем Сергеевич

**Улучшение динамических свойств и исследование рабочих  
процессов авиационного рулевого гидропривода с  
комбинированным регулированием скорости при  
увеличении внешней нагрузки**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

**Д и с с е р т а ц и я**

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

к.т.н., доцент,

**Селиванов Александр Михайлович**

Москва

2014

## Оглавление

Введение.....	4
Глава 1. Анализ современных авиационных рулевых приводов с электрическим энергопитанием .....	17
1.1. Электрогидростатические приводы .....	18
1.2. Приводы с комбинированным регулированием скорости.....	21
1.3. Гибридные приводы .....	26
1.4. Выводы.....	29
Глава 2. Разработка исследовательского образца гибридного рулевого привода с комбинированным регулированием скорости .....	31
2.1. Задачи экспериментального исследования .....	31
2.2. Разработка принципиальной схемы экспериментального привода.....	33
2.2.1. Режим работы привода от централизованной гидросистемы .....	37
2.2.2. Режим работы привода от электросистемы самолета.....	38
2.2.3. Режим кольцевания полостей гидроцилиндра привода.....	40
2.2.4. Режим пассивного демпфирования движения выходного звена .....	40
2.3. Выводы.....	41
Глава 3. Математическое моделирование привода с комбинированным регулированием скорости.....	43
3.1. Разработка математической модели привода .....	43
3.2. Структура математической модели привода с комбинированным регулированием скорости .....	45
3.2.1. Математическая модель блока управления.....	46
3.2.2. Математическая модель мехатронного модуля.....	49
3.2.3. Математическая модель поршневого насоса .....	52
3.2.4. Модель формирования давления жидкости на входе клапана.....	53
3.2.5. Математическая модель клапана реверса .....	54
3.2.6. Модель линейного электродвигателя .....	57
3.2.7. Математическая модель гидроцилиндра.....	58
3.2.8. Математическая модель объекта управления .....	59
3.2.9. Значения параметров, используемых в модели .....	61
3.3. Выводы.....	63

Глава 4. Практическая реализация гибридного привода с комбинированным регулированием скорости.....	65
4.1. Стендовый комплекс для испытаний экспериментального образца гибридного привода .....	69
4.2. Выводы.....	73
Глава 5. Экспериментальные исследования характеристик базовых компонентов электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости.....	74
5.1. Объект исследований.....	74
5.2. Результаты экспериментальных исследований .....	75
5.3. Выводы.....	84
Глава 6. Отработка математических моделей компонентов привода и сопоставление результатов моделирования с экспериментом .....	86
6.1. Выводы.....	93
Глава 7. Исследование характеристик и рабочих процессов привода с комбинированным регулированием скорости .....	94
7.1. Теоретические исследования базовой схемы привода.....	94
7.1.1. Влияние параметров настройки блока управления приводом на его динамические характеристики .....	94
7.1.2. Оценка режимов работы привода с комбинированным регулированием скорости по его частотным характеристикам .....	99
7.1.3. Оценка динамических свойств привода с комбинированным регулированием скорости при работе под нагрузкой .....	104
7.2. Схемное решение, улучшающее динамические характеристики привода с комбинированным регулированием скорости под нагрузкой.....	111
7.3. Влияние параметров настройки блока управления приводом на его динамические характеристики .....	128
7.4. Выводы.....	139
Заключение .....	142
Литература .....	145

## **Введение**

### **Актуальность темы диссертации**

Предъявление высоких требований к перспективным пассажирским и транспортным самолетам, с точки зрения эксплуатационных показателей, экологичности и топливной эффективности, ставит перед авиационными специалистами ряд проблем, требующих поиска новых подходов к построению энергетической системы самолета. В связи с этим особую актуальность приобретает концепция большей электрификации бортовых систем, в частности систем управления аэродинамическими поверхностями, взлетно-посадочных устройств, систем кондиционирования воздуха и других. Для систем управления данная концепция подразумевает использование электрической энергии в качестве основной энергии, питающей рулевые приводы. Как следствие, такой подход позволит исключить или минимизировать централизованную гидросистему самолета, что позволит, по некоторым данным, снизить полную взлетную массу, уменьшить потребление топлива и упростить техническое обслуживание [9,11,40,53].

Достижения электротехнических отраслей промышленности позволили производить компактные блоки управления электромашинами, преобразователи напряжения, силовую и управляющую электронику, вычислительные комплексы, способные реализовывать сложные законы управления, производя обработку данных в режиме реального времени, блоки обработки данных и системы контроля, что в целом способствовало возможности повышения уровня электрификации самолётов [11,27,43].

В настоящее время концепция создания самолетов с повышенным уровнем электрификации исполнительной части системы управления (рулевых приводов) из ряда проектных документаций воплощается в реальные конструкторские схемы. Такие решения нашли применение на современном пассажирском самолете Airbus A-380 (электрогидростатические приводы типа ЕНА и ЕВНА производства фирмы Liebherr), маневренном самолете F-35

(электрогидростатические приводы ЕНА фирмы MOOG), транспортном самолете Airbus A-400M. Разработаны приводы типа ЕНА фирмы Parker.

В отечественной авиационной промышленности работы по созданию электрифицированных систем управления самолетов проводятся в ЦАГИ, МАИ, МГТУ им. Баумана, ОКБ "Родина", ОАО "ПМЗ "Восход", ОАО "Электропривод" и других НИИ и ОКБ. В частности, в ЦАГИ и ОКБ "Родина" был создан и испытан демонстрационный образец рулевого привода объемного регулирования, в МГТУ им. Баумана предложена схема адаптивного электрогидростатического привода [5], имеется ряд работ кафедры "Гидромеханика и гидравлические машины" МЭИ по электрогидростатическому приводу. В лаборатории гидроприводов кафедры 702 МАИ в течение ряда лет ведется научно-исследовательская работа по созданию электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена (КРС) [1,16,17].

Как было сказано ранее, для рулевых приводов концепция большей электрификации подразумевает использование в качестве питающей энергии электроэнергию. В этом смысле электрогидростатические приводы являются перспективным решением в качестве рулевых приводов с питанием от электрической энергосистемы самолета, нашедшим применение на серийных самолетах (Airbus A-380, A-400M, Lockheed Martin F-35). Они обладают малым энергопотреблением в нейтральном состоянии, высоким КПД (70...80%), а кроме того использование таких приводов позволяет упростить гидравлический комплекс самолёта, уменьшив количество централизованных гидросистем [11].

Несмотря на то, что гидростатические приводы имеют очевидный проигрыш в размере и весе по сравнению с дроссельными приводами [27], в ряде публикаций указывалось достижение снижения массы системы приводов в целом [11,40]. Так, например, на самолете А-380 электрогидростатические приводы (приводы типа ЕНА и ЕВНА) используются в качестве резервных для управления рулем высоты и флаперонами. Это позволило отказаться от третьей центральной гидросистемы, что уменьшило массу самолета на 450 кг [9,11,40].

Однако современные электрогидростатические приводы типа ЕВНА и ЕНА [44,47,55] обладают существенно худшими динамическими свойствами, чем типовые электрогидравлические приводы с дроссельным регулированием скорости [4]. В частности, в области малых сигналов у этих приводов уменьшается динамическая чувствительность, ухудшаются частотные характеристики [18,30]. Кроме того, динамические характеристики электрогидростатических приводов в значительной степени зависят от технического и технологического совершенства электродвигателя, реверсивного насоса с очень широким диапазоном скоростей, а также качества электроники блока управления электродвигателем, что повышает конечную стоимость таких приводов и трудоемкость изготовления.

Помимо ухудшения динамических характеристик в области малых сигналов управления, исследования, проводимые в ЦАГИ, выявили еще один существенный недостаток электрогидростатических приводов, работающих в контуре управления и стабилизации самолета. При большом уровне ветровых возмущений использование гидростатического привода характеризует недопустимое с точки зрения обеспечения безопасности полета падение запасов устойчивости замкнутой системы "Самолет – СУП (Система управления полетом)" [11].

В связи с указанными выше недостатками электрогидростатических приводов, особую актуальность приобретает другой тип привода с питанием от электрической энергосистемы самолета - электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена (КРС) [16,33,34]. Обладая преимуществами гидростатических приводов по части малого (до 125 Вт для привода мощностью порядка 800Вт) энергопотребления в нейтральной и повышенного до 70-75% КПД в широком диапазоне скоростей, такие приводы имеют улучшенные динамические характеристики в области малых управляющих сигналов, хорошее быстродействие и жесткость [21,30]. Статическая жесткость привода с комбинированным регулированием скорости

в области малых амплитуд управляющих сигналов выше в 1.4 раза по сравнению с гидростатическими приводами [30].

Электрогидравлические приводы с комбинированным регулированием исследовались в работах Селиванова А.М. и Хомутова В.С., где были показаны их положительные качества [20,22,30]. Термин «комбинированное регулирование скорости» был предложен Селивановым А.М. для обозначения разработанного им принципа регулирования [17], который предусматривает трансформацию энергии, создаваемую приводным электродвигателем в перемещение поршня гидроцилиндра с использованием, как электромоторного принципа регулирования скорости [35], так и дроссельного принципа с преобладанием каждого из них в зависимости от величины управляющего сигнала. Для регулирования скорости штока гидроцилиндра используется нереверсивный насос, подача которого изменяется за счет изменения скорости вращения вала приводного электродвигателя, и пропорциональный золотниковый клапан реверса. Блок управления приводом (микровычислитель) осуществляет непрерывное параллельное управление клапаном реверса и скоростью вращения электродвигателя.

Законы управления, применяемые в известной схеме привода [19,30], ставшей базовой для диссертационной работы, выбраны таким образом, что при нейтральном состоянии привода и отсутствии нагрузки на нем, встроенный насос развивает на выходе давление порядка 5МПа, обеспечивающее преимущественно дроссельное регулирование скорости при малых открытиях рабочих окон клапана реверса. При увеличении сигнала рассогласования привода более 5...10% от максимального сигнала, рабочие окна клапана реверса открываются, и изменение их проводимости постепенно перестает влиять на скорость штока гидроцилиндра. Таким образом, переход от дроссельного регулирования скорости привода к электромоторному регулированию осуществляется постепенно и плавно.

Важно отметить, что в процессе управления такого привода электродвигатель вращается в одном направлении, а минимальная скорость

вращения его вала составляет около 5-10% от максимальной скорости холостого хода, что позволяет смягчить требования к качеству характеристик электродвигателя в области малых скоростей вращения.

Современные требования к динамике рулевых приводов маневренных и перспективных пассажирских самолетов предусматривают обеспечение малых фазочастотных и амплитудных искажений гармонического сигнала на частоте 1Гц. Величина искажений не должна превышать 15-20° по фазе и -1.5 дБ по амплитуде, при амплитудах управляющего сигнала не более 0.5% при работе привода без нагрузки и в условиях частичного нагружения привода внешней постоянной или медленно меняющейся нагрузкой. Такие показатели в дальнейшем будут считаться высококачественными [12]. В таблице 1 приведены некоторые частотные характеристики привода с комбинированным регулированием скорости (КРС) в сравнении с приводом типа ЕВНА производства Liebherr [49]. Результаты, представленные в таблице 1, показывают высококачественную отработку управляющих сигналов приводом с комбинированным регулированием скорости.

Таблица 1

Привод спойлеров А-380 при $A_{вх}=2$ мм					Привод ОАО «ПМЗ Восход» с комбинированным управлением							
Режим ЭГРП			Режим ЭГСП		$P_{const}=0$				$P_{const}=0,5$ тс		$P_{const}=1,5$ тс	
					$A_{вх}=0,2$ мм		$A_{вх}=2$ мм		$A_{вх}=2$ мм		$A_{вх}=2$ мм	
$f$ , Гц	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град	$L$ , дБ	$\Delta\varphi$ , град
0,5	-0,1	-12	-0,4	-16	-0,1	-11	-0,1	-9	-0,1	-6	-0,1	-10
1,0	-0,2	-21	-0,6	-33	-0,1	-18	-0,1	-18	-0,1	-15	-0,2	-20
2,0	-0,2	-43	-2,2	-62	-0,3	-50	-0,1	-40	-0,8	-25	-3,0	-35
4,0	-0,6	-90	-6,1	-135	-2	-90	-1	-75	-2,5	-45	-5,5	-65
8,0	-6,0	-164	-11	-168	-8	-140	-6	-120	-6	-90	-11	-100
15	-	-	-	-	-18	-180	-15	-160	-15	-170	-20	-180

За счет реализации преимущественно дроссельного регулирования скорости в области малых сигналов управления, привод с КРС способен обеспечить высококачественные динамические и точностные характеристики, необходимые для работы системы стабилизации аэродинамически неустойчивых или малоустойчивых самолетов [30]. Совокупность



положительных качеств приводов с комбинированным регулированием скорости делает возможным их применение в авиационных системах управления с электрическим энергопитанием. Однако, по мнению автора, в настоящее время такие приводы исследованы недостаточно для их серийного производства и промышленного применения.

При испытаниях опытного образца привода с КРС, проводимых в ЦАГИ, [38] было установлено, что его частотные характеристики в области малых входных сигналов ухудшаются при работе под нагрузкой, что ограничивает область применения таких приводов в их базовой схеме [17,30]. Эффект ухудшения частотных характеристик базовой схемы привода при нагружении обусловлен сокращением области работы привода в режиме преимущественно дроссельного регулирования скорости. При нагружении возникает перепад давления в полостях гидроцилиндра и, следовательно, уменьшается сравнительно небольшой перепад давления на окнах золотникового клапана реверса (5МПа для базовой настройки блока управления приводом [19,30]). Эта зависимость усиливается тем обстоятельством, что при нагружении привода его выходное звено несколько проседает и возникающий сигнал рассогласования следящего привода приоткрывает окна клапана реверса, увеличивая их гидравлическую проводимость.

В связи с этим можно сделать вывод, что приводы с комбинированным регулированием скорости, в целом, являются перспективным решением для управления рулевыми поверхностями самолета с повышенным уровнем электрификации по совокупности положительных свойств, однако для устранения или минимизации указанных выше недостатков требуется детальное исследование приводов данного типа. В частности, необходимо провести исследование характеристик и рабочих процессов, протекающих в приводе с комбинированным регулированием скорости. Необходима комплексная оценка влияния параметров настройки блока управления приводом и его управляющего алгоритма на динамические характеристики привода. Необходима выработка научно обоснованных решений и

рекомендаций по улучшению частотных характеристик привода с КРС при работе под нагрузкой. Кроме того, для внедрения приводов с КРС в авиационные системы управления, немаловажным является оценка энергетических свойств таких приводов при работе в типовых эксплуатационных режимах.

По мнению автора, в настоящее время наибольший практический интерес представляет реализация привода с комбинированным регулированием в виде гибридной схемы, объединяющей в одной конструкции классический дроссельный привод с питанием от централизованной гидросистемы и привод с комбинированным регулированием скорости, питающейся от электрической энергосистемы. Такие приводы позволят обеспечить высокий уровень динамических характеристик и показателей жесткости позиционирования рулевой поверхности вне зависимости от типа энергетического питания, а на первоначальных этапах электрификации самолета привод с питанием от электрической энергосети будет находиться в резервном канале и включаться после отказа основного гидравлического энергетического канала, что позволит упростить внедрение. Кроме того, гибридные приводы, по аналогии с приводами ЕВНА, будут обладать разнородным резервированием энергетических каналов, что увеличит их конечную надежность.

Работы автора в рамках научных исследований и НИР, проводимых кафедрой №702 МАИ совместно с ведущими предприятиями РФ в области авиастроения, такими как ГосНИИАС, ОАО «ПМЗ Восход», ММЗ «Рассвет», а также работой с европейской фирмой CESA в области разработки и создания рулевого привода для «более электрического самолета», легли в основу представляемой диссертационной работы. Личный вклад автора в указанные исследования изложен в диссертационной работе и отражён в публикациях [1,2,3,4 и др.].

## **Цель работы**

Целью диссертационной работы является улучшение динамических свойств и исследование рабочих процессов авиационного рулевого гидропривода с комбинированным регулированием скорости. Для достижения указанных целей в работе решаются следующие научно-технические задачи:

- Исследование характеристик и рабочих процессов привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена (КРС).
- Определение взаимосвязей между параметрами настройки блока управления (включая алгоритмы управления) приводом с КРС с *дополнительным регулированием по перепаду давления на клапане реверса* и его динамическими характеристиками. Определение настроек блока управления приводом с комбинированным регулированием скорости выходного звена, обеспечивающих требуемые показатели рабочих процессов в зоне малых (до 5%) амплитуд входных сигналов.
- Улучшение динамических характеристик гидроприводов с комбинированным регулированием скорости при воздействии статических или медленно меняющихся нагрузок на выходное звено привода в диапазоне изменения сигналов управления, соответствующих 0.2-5% от максимума, что является важным фактором при реализации управления самолётов с малоустойчивыми или неустойчивыми компоновками.
- Исследование энергетических свойств гидропривода с КРС при его работе в типовых эксплуатационных режимах.

## **Теоретическая и методологическая основа исследования**

Основой исследования стали работы научного руководителя к.т.н., доцента МАИ Селиванова А.М., по приводам с комбинированным регулированием скорости [16,17,33,34], основы теории гидравлических процессов в гидравлических машинах и гидроприводах [28,37], имитационное математическое моделирование рабочих процессов в системах приводов

[24,29,30], конструкторские разработки агрегатов и устройств приводов ПМЗ «Восход» и ММЗ «Рассвет» [37].

### **Научная новизна**

Научная новизна представленной работы, по мнению автора, заключается в следующем:

➤ Проведено исследование и определено влияние параметров настройки блока управления приводом и алгоритмов управления на показатели рабочих процессов и частотные характеристики привода с комбинированным регулированием скорости (КРС).

➤ Разработана новая структура регулятора электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена и алгоритмы управления, обеспечивающие динамические показатели такого привода на уровне аналогичных показателей типовых рулевых приводов с дроссельным регулированием скорости в области малых амплитуд входных сигналов при его нагружении статической или медленно меняющейся нагрузкой.

➤ Предложен способ определения и автоматизированного построения областей преимущественного регулирования скорости привода с комбинированным регулированием по выходным (частотным) характеристикам. Этот способ позволяет без дополнительных технических модификаций исследуемых образцов (установки датчиков давления на выходе насоса и в полостях гидроцилиндра) и дополнительных экспериментальных данных формировать оценки режимов работы привода и влияния параметров настройки блока управления на динамику привода.

➤ Предложен метод оценки динамических свойств привода на основании трехмерных графиков частотных характеристик (зависимости амплитудных и фазочастотных характеристик от амплитуды

управляющего сигнала), как наиболее наглядно отражающий общие особенности приводов с комбинированным регулированием скорости.

### **Практическая значимость работы**

Реализация предложенных автором новых научно-технических решений в области построения перспективных типов электрогидравлических приводов с электрическим энергопитанием позволит:

- Повысить безотказность системы управления за счет применения *гибридного привода с комбинированным регулированием скорости* с разнородным резервированием энергетических каналов.

- Повысить динамические характеристики гибридных приводов при переходе на электрическое энергопитание, что является важным при управлении полётом самолётом с неустойчивой или малоустойчивой компоновкой.

В частности, применение разработок автора при создании рулевых приводов с комбинированным регулированием скорости выходного звена (КРС) позволит:

- Улучшить динамические характеристики приводов с КРС в области малых сигналов управления при работе в различных диапазонах квазистатических нагрузок.

- Снизить стоимость и сроки разработки электрогидравлических приводов с (КРС) за счет сокращения доводочных стендовых испытаний и замены их имитационным моделированием с использованием разработанных проблемно-ориентированных математических моделей.

- Настраивать параметры управления приводом с КРС под требования системы управления ЛА вплоть до динамической подстройки по фактическому режиму полета.

### **Реализация результатов**

Материалы диссертационной работы использованы в курсе лекций «Методы и средства автоматизированного проектирования» и курсовом проектировании на кафедре «Системы приводов авиакосмической техники» МАИ. Результаты диссертационной работы использовались в научно-исследовательских темах кафедры 702:

➤ «Разработка демонстраторов рулевых приводов пассажирского самолета с повышенной степенью электрификации энергетических систем».

➤ «Разработка требований к исполнительной части системы управления самолета с использованием рулевых приводов с электрическим энергопитанием».

На основании новых научных и технических решений, предложенных в диссертационной работе, на кафедре 702 МАИ совместно с ММЗ «Рассвет» и ОАО «ПМЗ Восход» было разработано и изготовлено два опытных образца гибридных рулевых приводов с комбинированным регулированием скорости выходного звена в электрическом энергетическом канале ДРП-1 и ИМД-21.

### **Апробация работы**

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры 702 МАИ, II-й Всероссийской научно-технической конференции «Мехатронные системы (теория и проектирование)», ФГБОУ ВПО ТГУ, 2011 г., Российско-Европейском научном проекте «RESEARCH», Compañía Española de Sistemas Aeronáuticos S.A., Мадрид, 2013 г., 29-м Конгрессе Международного совета по аэроавиационным наукам (ICAS-2014) в Санкт-Петербурге, 2014 г.

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано пять печатных работ, одна работа в электронном сборнике и одна работа в электронном журнале. Из них четыре

работы в изданиях, входящих в перечень ВАК: «Труды МАИ», «Известия Тульского государственного университета» и «Современные проблемы науки и образования».

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Разработка алгоритмов и технических решений построения комплексного полипараметрического (по трём координатам) блока управления электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости, обеспечивающего существенное улучшение частотных характеристик привода в области малых амплитуд входных сигналов. При этом уровень коррекции фазочастотных и амплитудно-частотных характеристик привода при наличии на его выходном звене балансировочных нагрузок, соответствующих типовым режимам нагружения рулей пассажирского самолёта, достигает 40%.

2. Установление взаимосвязей параметров рабочих процессов гидропривода с комбинированным регулированием скорости с его статическими, динамическими и энергетическими характеристиками на основе теоретического исследования рабочих процессов с использованием разработанной проблемно-ориентированной математической модели привода. Разработанная автором структурированная математическая модель привода с комбинированным регулированием использует экспериментальные данные по компонентам системы привода.

3. Методология автоматизированной оценки и графического представления областей преимущественного регулирования привода при отработке им гармонических сигналов на основании разработанного автором программного комплекса построения трехмерных образов частотных характеристик привода.

4. Рекомендации по выбору параметров блока управления гидропривода с комбинированным регулированием скорости, обеспечивающих требуемые динамические характеристики.

### **Достоверность научных результатов**

Достоверность научных выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертационной работе, подтверждаются корректным использованием апробированных современных методов расчета и совпадением результатов теоретических исследований, проводимых методом компьютерного моделирования, с экспериментальными данными.



## **Глава 1. Анализ современных авиационных рулевых приводов с электрическим энергопитанием**

Тенденция большей электрификации авиационных систем управления подразумевает замену централизованной гидросистемы и гидравлических приводов, ставших традиционными исполнительными механизмами систем управления и стабилизации пассажирских, транспортных и боевых машин, на электрическую энергосистему и приводы с электрическим энергопитанием [7, 26]. Такие решения нашли применение на серийных самолетах Airbus A-380, A-400M, Lockheed Martin F-35, Gulfstream G650 (гидростатические приводы типа ЕНА и ЕВНА производства фирм Liebherr, Parker и MOOG) и других [45,46,48]. В отечественной авиационной промышленности работы по созданию электрифицированных систем управления самолетов ведутся в ЦАГИ, МАИ, МГТУ им. Баумана, ОКБ "Родина", ОАО "ПМЗ "Восход", ОАО "Электропривод" и других НИИ и ОКБ [11,40].

Стоит отметить, что современное и дальнейшее развитие пассажирской и транспортной авиации обуславливает активное использование малоустойчивых и, в перспективе, неустойчивых аэродинамических компоновок [6,11]. Этот фактор требует от приводов основных рулевых поверхностей (рули высоты, руль направления, элероны) длительное время работать в области с малых амплитуд перемещений выходного звена при существенных эксплуатационных нагрузках [9,11].

Поскольку пилотирование самолета с неустойчивой или мало устойчивой компоновками требует использования автоматических систем улучшения его устойчивости и управляемости, то к авиационным рулевым приводам предъявляется ряд особых требований по части обеспечения высоких динамических характеристик и отказобезопасности. В случае питания таких приводов от электрической энергосистемы, в большей мере указанным требованиям удовлетворяют электрогидравлические приводы со встроенным источником гидравлической энергии. В данной главе проведен обзор таких приводов.

### 1.1. Электрогидростатические приводы

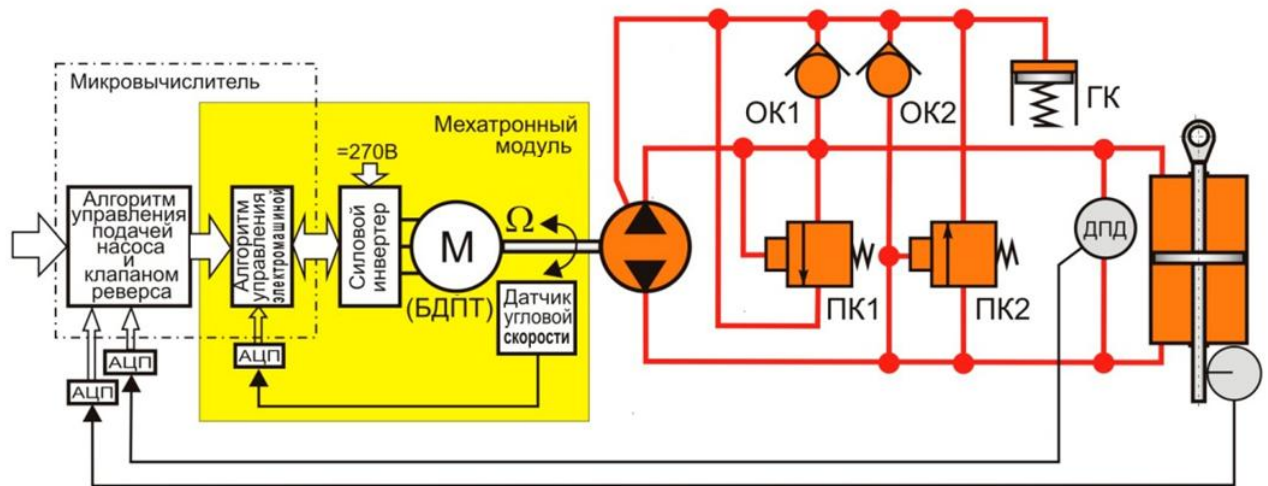
Электрогидростатический привод является перспективным современным решением рулевого привода, питающегося от электрической энергосистемы самолета [8,32]. Такие приводы обладают малым энергопотреблением в нейтральном состоянии, повышенным КПД в широком диапазоне скоростей, а использование на борту самолета гидростатических приводов позволяет упростить гидравлический комплекс самолёта, уменьшив количество централизованных гидросистем [10,14]. Электрогидростатические приводы нашли применение на серийных пассажирских и транспортных самолетах фирмы Airbus - самолеты А-380 и А-400М, многоцелевом самолете F-35 фирмы Lockheed Martin, административном самолете Gulfstream G650 [50,54,55].

Принципиальная схема электрогидростатического привода показана на рис. 1.1. Основу такого привода составляет мехатронный модуль [25], включающий в свой состав бесконтактную электрическую машину, силовой инвертер и микровычислитель, управляющий силовыми переключающими элементами мехатронного модуля на основе информации с датчика угла поворота ротора двигателя. В целом, мехатронный модуль является следящей системой, регулирующей скорость вращения ротора пропорционально управляющему сигналу.

Насос и гидроцилиндр связаны между собой замкнутым гидравлическим контуром. Скорость перемещения поршня гидроцилиндра  $V_{\Pi}$  определяется величиной и направлением подачи насоса и, следовательно, в основном – скоростью вращения вала электродвигателя  $w_{\varepsilon}$ :

$$V_{\Pi} = \frac{Q_H}{A_{\Pi}} = \frac{w_{\varepsilon} \cdot V_H - Q_{ym}(P_H)}{A_{\Pi}} \quad (1.1)$$

В этом выражении  $V_H$  - рабочий объем насоса,  $Q_{ym}(P_H)$  - утечки в насосе в зависимости от давления нагнетания,  $A_{\Pi}$  - площадь поршня гидроцилиндра.



**Рис. 1.1.** Принципиальная схема электрогидростатического привода. БДПТ - бесколлекторный двигатель постоянного тока; ОК1, ОК2 - обратные клапаны; ПК1, ПК2 - предохранительные клапаны; ГК - гидрокомпенсатор; ДПД - датчик перепада давления.

При нагружении привода возрастает давление в одной из полостей гидроцилиндра и, соответственно, давление нагнетания насоса. В результате в насосе увеличиваются утечки жидкости из полостей нагнетания через зазоры в объем его корпуса, соединенного со сливной магистралью. Для восполнения утечки жидкости из рабочего контура насос соединен со сливной магистралью через обратные клапаны ОК1 и ОК2, которые открываются при падении давления в пассивной (в данный момент) полости гидроцилиндра ниже давления  $P_{сл}$ . Клапаны ПК1 и ПК2 предохраняют гидросистему привода от забросов давления в результате чрезмерного нагружения привода. Для компенсации температурного расширения жидкости и поддержания минимального давления в гидросистеме привода используется гидрокомпенсатор ГК. Также в приводе может использоваться датчик перепада давления ДПД в гидроцилиндре для формирования желаемой формы механических характеристик или увеличения жесткости привода за счет организации обратной связи по давлению.

Можно выделить следующие положительные качества гидростатического привода:

- В приводе используется нерегулируемый насос с простой кинематикой, а значит более дешевый, надежный и долговечный, чем насос с регулируемым рабочим объемом.

- Скорость вращения вала приводного насоса не постоянная, как в объемном приводе, а пропорциональна требуемой скорости перемещения рулевой поверхности, что экономит энергию, снижает тепловыделение и износ трущихся пар.

- Электрогидростатические приводы обладают улучшенными энергетическими характеристиками, малым тепловыделением в нейтрали, упрощенной конструкцией гидромеханической части по сравнению с объемными и объемно-дрессельными гидравлическими приводами.

Однако недостатком электрогидростатического привода по сравнению с дроссельными приводами, традиционно применяемыми в системах управления и стабилизации самолета, являются худшие динамические характеристики в зоне малых входных сигналов [41]. Это обуславливается тем, что приводной электродвигатель имеет конечную минимальную скорость вращения вала, которая вырождается в зону нечувствительности самого привода. Поскольку и гидронасос имеет утечки жидкости по зазорам, которые при малой скорости вращения соизмеримы с полезным расходом, то проблема обеспечения высококачественных частотных характеристик такого привода на малых амплитудах управляющего сигнала является весьма существенной. Кроме того, динамические характеристики электрогидростатических приводов в значительной степени зависят от технологического совершенства электродвигателя, реверсивного насоса, работающего в широком диапазоне скоростей и качества электроники блока управления электродвигателем [27]. Отставание отечественной промышленности от лучших мировых производителей этой техники дополнительно затрудняет создание конкурентоспособных отечественных образцов электрогидростатических приводов.

Стоит отметить, что в гидроприводах, использующих объёмное и электромоторное регулирование скорости, в процессе отработки управляющих сигналов гидравлическая энергия подводится только к одной полости гидроцилиндра, что сопровождается повышением давления только в этой полости. Это обстоятельство приводит к уменьшению реальной жёсткости гидроцилиндра, которая определяет безопасность конструкции рулевой поверхности от флаттера. Для гидростатического привода жёсткость гидроцилиндра равна в 2 раза меньше, чем в дроссельном приводе и равна:

$$C_{гц} = \frac{A_n^2}{\beta_s(P) * V_0} \quad (1.2)$$

В указанном выражении  $A_n$  – площадь поршня,  $V_0$  – объем жидкости в полости гидроцилиндра,  $\beta_s(P)$  – эквивалентный коэффициент сжатия жидкости и деформации конструкции гидроцилиндра. Для привода с объёмным и электромоторным регулированием скорости коэффициент  $\beta_s(P)$  будет больше, чем в приводе с дроссельным регулированием, вследствие зависимости модуля упругости рабочей жидкости от давления в полости гидроцилиндра.

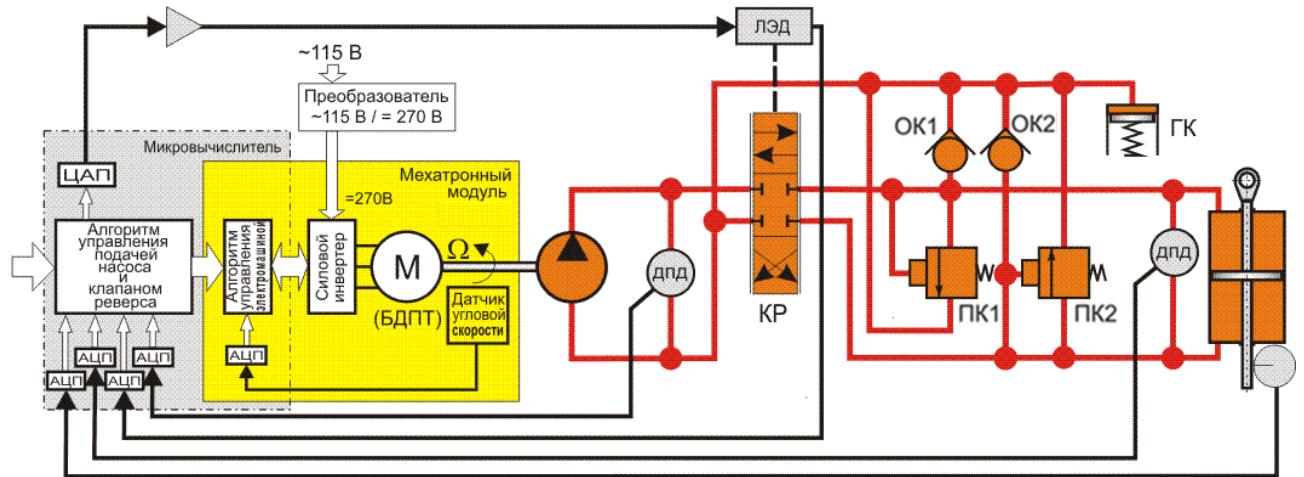
Указанные недостатки электрогидростатических приводов привели к разработке на кафедре систем приводов летательных аппаратов Московского авиационного института (НИУ), совместно с ОАО «ПМЗ Восход», привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена, являющегося качественно новым развитием схемы электрогидростатического привода [32,33,34].

## **1.2. Приводы с комбинированным регулированием скорости**

Схема электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена (ЭГРП-КРС) представлена на рис. 1.2. В отличие от описанной ранее схемы электрогидростатического привода (рис.1.1), привод с комбинированным регулированием скорости имеет ряд существенных особенностей, описанных в работах Селиванова А.М. [15,16,17] и Хомутова В.С. [20,21,30]. Термин «комбинированное регулирование

скорости» был предложен авторами для обозначения разработанного ими принципа регулирования.

Конструктивно ЭГРП-КРС отличается от электрогидростатического привода, в основном, наличием клапана реверса, работающего в режиме пропорционального гидрораспределителя, однако за счет интеллектуального управления агрегатами привода обеспечивается существенно лучшее по сравнению с гидростатическими приводами качество управления рулевыми поверхностями. Так в области малых амплитуд входных сигналов (до 5-7%) привод с комбинированным регулированием скорости обеспечивает динамические характеристики, сравнимые с характеристиками традиционных приводов с дроссельным регулированием (ЭГРП) [21,30].



**Рис. 1.2.** Принципиальная схема электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости. БДПТ - бесколлекторный двигатель постоянного тока; ЛЭД - линейный электродвигатель; КР - клапан реверса; ОК1, ОК2 - обратные клапаны; ПК1, ПК2 - предохранительные клапаны; ГК - гидрокомпенсатор; ДПД - датчик перепада давления.

Для регулирования скорости штока гидроцилиндра в приводе с комбинированным регулированием скорости используется неререверсивный насос и золотниковый клапан реверса, работающий в пропорциональном режиме. Подача насоса изменяется за счет изменения скорости вращения

приводного электродвигателя. Плунжер клапана реверса перемещается линейным электродвигателем. Блок управления приводом осуществляет непрерывное параллельное управление положением золотника клапана реверса и скоростью вращения электродвигателя.

Важно отметить, что в процессе управления приводом электродвигатель вращается в одном направлении, а изменение направления движения штока осуществляется клапаном реверса. При этом минимальная скорость вращения вала электродвигателя составляет около 5...10% от максимальной скорости холостого хода и определяется, в основном, утечками на насосе.

Принцип комбинированного регулирования скорости предусматривает трансформацию гидравлической энергии, создаваемой приводным насосом, в перемещение поршня гидроцилиндра с использованием как электромоторного принципа регулирования скорости [35], так и дроссельного регулирования с преобладанием каждого из них. Законы регулирования, применяемые в известной схеме [16,19,30], выбраны таким образом, что при нейтральном состоянии привода насос развивает на выходе давление порядка 5МПа, обеспечивающее преимущественно дроссельное регулирование скорости привода при малых открытиях рабочих окон клапана реверса. При увеличении сигнала рассогласования более 5...10%, окна клапана реверса открываются, и изменение их проводимости перестает влиять на скорость штока гидроцилиндра, привод переходит к экономичному с энергетической точки зрения, но менее динамичному электромоторному регулированию скорости.

Стоит отметить, что размеры окон клапана реверса выбираются таким образом, что при значительных открытиях потери давления на них малы и скорость выходного звена привода регулируется за счет управления подачей насоса. Таким образом, переход от преимущественно дроссельного регулирования скорости привода к электромоторному регулированию осуществляется постепенно и плавно. При этом в предложенной схеме нет специального элемента, задающего переход от одного способа регулирования скорости к другому. Этот переход осуществляется за счет применяемого

алгоритма управления электродвигателем и клапаном реверса, который в общем виде описывается следующими уравнениями:

$$U_x = (U_{com} - Y \cdot K_{OS}) \cdot K_U \cdot \frac{1}{K_{ODRK}} \quad (1.3)$$

$$U_m = |(U_{com} - Y \cdot K_{OS}) \cdot K_U| + U_{no} \quad (1.4)$$

Где:  $U_x$  - входной сигнал на клапан реверса,  $U_m$  - входной сигнал на мехатронный модуль,  $U_{com}$  - управляющий сигнал на привод,  $Y \cdot K_{OS}$  - сигнал рассогласования,  $K_U$  - коэффициент усиления,  $U_{no}$  - начальный сигнал на мехатронном модуле, задающий минимальные обороты электродвигателя,  $K_{ODRK}$  - коэффициент, обеспечивающий синхронное управление клапаном реверса. Под мехатронным модулем понимается система, состоящая из блока управления электродвигателем, датчиков обратной связи, силового инвертера и бесколлекторного электродвигателя [25], образующая следящий контур (рис.1.2).

За счет конструктивных особенностей и выбранных алгоритмов управления, приводы с комбинированным регулированием скорости обладают следующими особенностями в сравнении с электрогидростатическими приводами:

- при малых сигналах рассогласования используется преимущественно дроссельное регулирование скорости выходного звена привода;
- при больших сигналах рассогласования осуществляется электромоторное регулирование скорости выходного звена;
- обеспечивается плавный переход от одного способа регулирования к другому.
- нереверсивный режим работы двигателя и насоса обеспечивает снижение стоимости компонентов и увеличенный ресурс работы;
- реверс выходного звена привода осуществляется клапаном реверса.



Особенностью принципа комбинированного регулирования скорости выходного звена, как было сказано ранее, является создание на клапане реверса избыточного давления, необходимого для реализации преимущественно дроссельного регулирования скорости в области малых амплитуд входных сигналов. Однако при нагружении такого привода в его известной схеме [30], перепад давления на клапане реверса уменьшается пропорционально величине нагрузки, сокращая тем самым область преимущественно дроссельного регулирования скорости. Соответственно при работе привода под нагрузкой происходит вынужденный переход к преимущественно электродвигательному способу регулирования скорости, и эффективность принципа комбинированного регулирования падает [38].

В целом, приводы с комбинированным регулированием скорости объединяют преимущества гидростатических приводов по части малого (до 125 Вт для привода средней мощности [30]) энергопотребления в нейтральной и повышенного до 70-75% КПД в широком диапазоне скоростей. Кроме того, такие приводы обладают улучшенными динамическими характеристиками в области малых амплитуд управляющих сигналов [3,30], соответствующих наиболее типовым режимам полета современного пассажирского самолета (табл. 1.1), а также имеют хорошее быстродействие и жесткость [30].

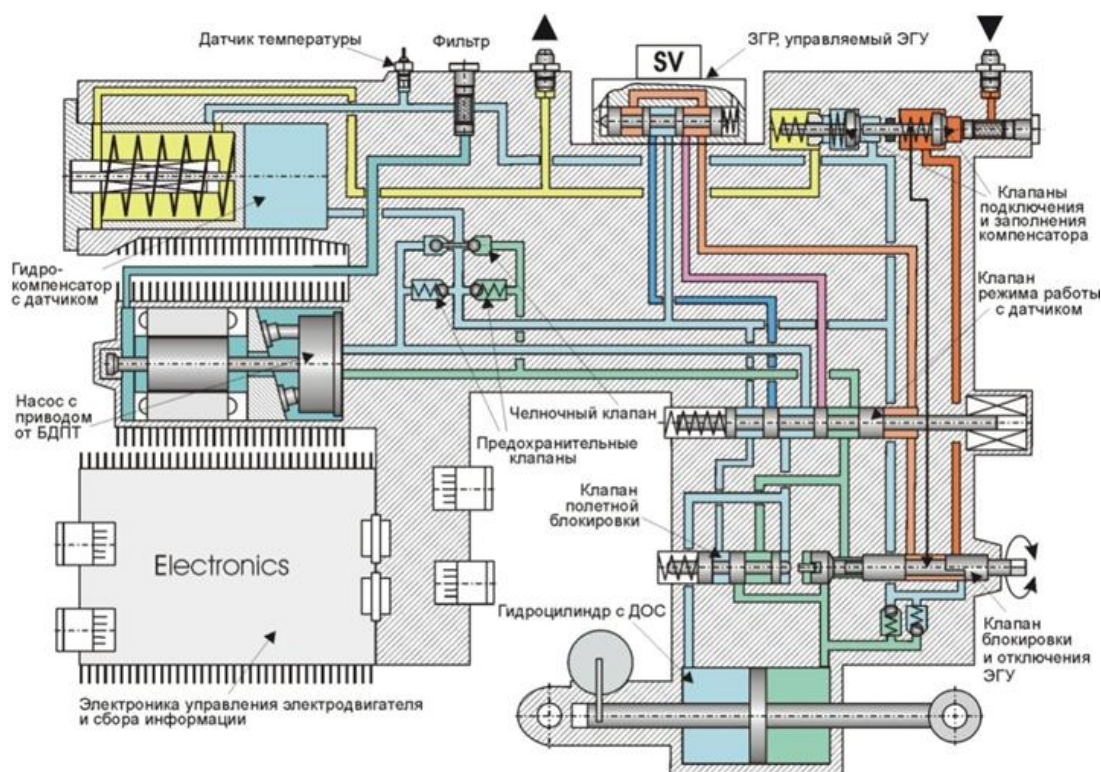
Таблица 1.1

<b>Испытательные режимы работы привода руля высоты самолета RRJ-100 за цикл полета [51,52]</b>								
Руль направления	Режим							
Параметр	Взлет	I	II	III	IV	V	VI	Посадка
Величина нагрузки, Н	0	±6000	±18000	0	±10000	±10000	±4000	0
Ход штока, мм	± полный ход	±5	±16	±1	±12	±9	±3	± полный ход
Частота или скорость перекладки	15-20 мм/с	0.2 Гц	0.1 Гц	0.1 Гц	0.1 Гц	0.1 Гц	0.25 Гц	Макс. скорость
Время за полет, мин		2.5	0.16	66.1	0.5	1.0	1.6	
Количество циклов за полет	3	30	1	395	3	6	24	5

### 1.3. Гибридные приводы

Основополагающей идеей гибридного рулевого привода стало объединение в одной конструкции традиционного дроссельного привода с питанием от централизованной гидросистемы и электрогидравлического привода с питанием от электросистемы самолета [47,48,55]. Поскольку силовой гидроцилиндр является одним из самых тяжелых агрегатов приводов и, одновременно с этим, в современном авиационном исполнении имеет чрезвычайно высокую надежность, то объединение двух приводов, работающих на один гидроцилиндр, считается оправданным.

Гибридные приводы нашли применение на самолетах фирмы Airbus A-380 и A-400M (рулевые приводы типа EBNA), а также пассажирском лайнере Gulfstream [48,55]. Упрощенная схема такого привода показана на рис.1.3.



**Рис. 1.3.** Принципиальная гидравлическая схема гибридного электрогидравлического привода EBNA фирмы Liebherr.

Привод EBNA может работать в двух активных режимах:

- в режиме с дроссельным регулированием скорости и питанием от централизованной гидравлической системы самолета (основной режим);

- в режиме электрогидростатического привода с питанием от энергосистемы самолета (резервный режим).

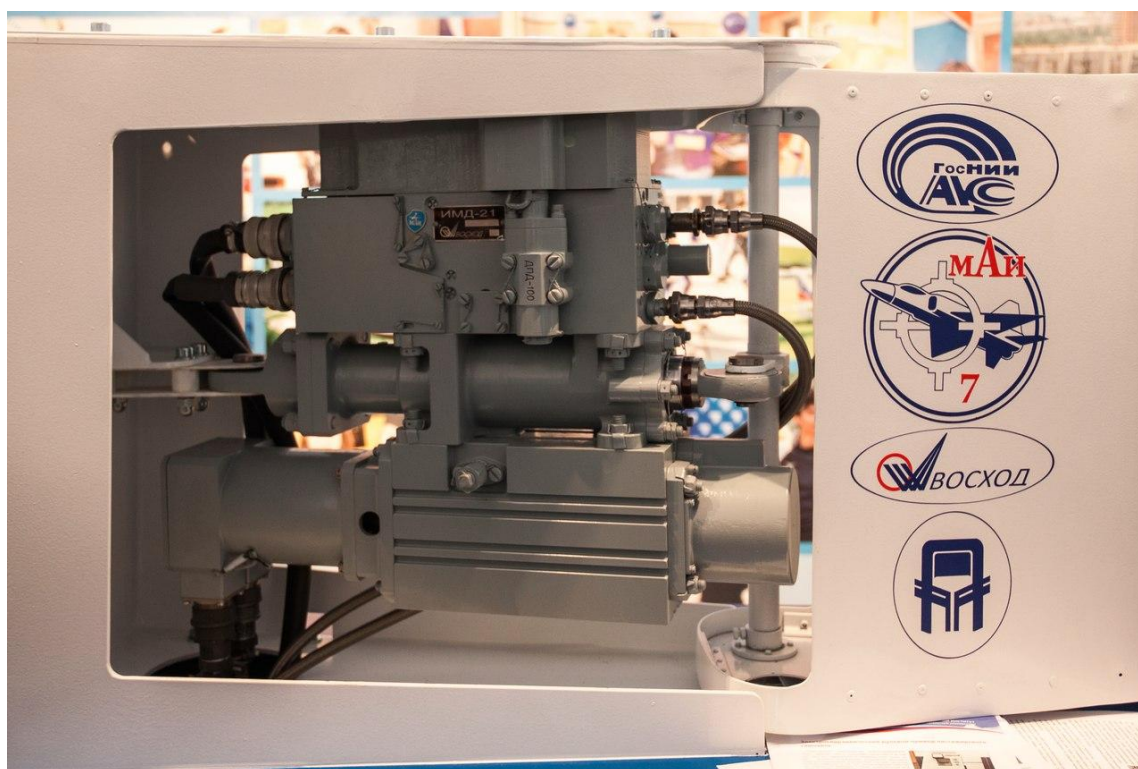
Сравнительные оценки интенсивности отказов типовых компонентов систем дистанционного управления пассажирских самолетов, полученные фирмой GOODRICH и ЦАГИ, показаны в таблице 1.2 [42]. Таким образом, можно говорить о том, что гибридные приводы обладают требуемым уровнем безотказности, а при условии обеспечения такими приводами требований к динамическим характеристикам конкретного самолета, ими, по мнению автора, можно заменить один электрогидравлический привод (ЭГРП), работающий в паре на одной рулевой поверхности.

Таблица 1.2

<b>Оценки интенсивности отказов типовых компонентов СДУ пассажирских самолётов. (по данным фирмы GOODRICH и ЦАГИ)</b>		
Гидравлическая централизованная система энергопитания (ГС)	HS	$40 \cdot 10^{-6}$ 1/ч
Электрическая централизованная система энергопитания (ЭС)	ES	$10 \cdot 10^{-6}$ 1/ч
Электрогидравлический рулевой привод (ЭГРП)	EHSA	$40 \cdot 10^{-6}$ 1/ч
Электрогидростатический рулевой привод (ЭГСП)	EHA	$115 \cdot 10^{-6}$ 1/ч
Гибридный электрогидростатический привод (ЭГСП+ЭГРП)	EBHA	$10 \cdot 10^{-6}$ 1/ч

Стоит отметить, что у гибридных приводов типа EBHA в режиме работы от электрической энергосистемы самолета применяется гидростатический привод. Как было сказано ранее, электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости (ЭГРП-КРС) обладает более высокими динамическими характеристиками, чем электрогидростатический привод. В связи с этим использование принципа комбинированного регулирования скорости при работе гибридного привода от электросистемы самолета, по мнению автора, является более предпочтительным.

Московским авиационным институтом совместно с ГосНИИАС, ПМЗ "Восход" и ММЗ "Рассвет" было разработано и изготовлено два гибридных привода с комбинированным регулированием скорости ДРП-1 и ИМД-21 (рис.1.4). Привод ДРП-1, подробно рассмотренный в главе 2 и далее, явился результатом совместной работы кафедры 702 МАИ, при активном участии автора, и ММЗ "Рассвет". Привод ИМД-21 сочетает в себе передовые разработки отечественной промышленности и результаты наукоемких исследований, проводимых в МАИ.



**Рис. 1.4.** Демонстратор двухрежимного (гибридного) рулевого привода ИМД-21 на выставке МАКС-2013

Учитывая сказанное, можно отметить, что применение гибридного привода на транспортном или пассажирском самолете позволит получить следующие преимущества по сравнению с традиционной гидравликой:

- Повышение безопасности полета. Разнородное резервирование энергетических каналов, получаемое на рулевой поверхности, позволяет повысить уровень надежности исполнительной части системы управления [11,42]. Кроме того, использование гибридного привода позволяет сократить

централизованные гидросистемы на самолете и заменить их электрическими энергосистемами [47].

- Увеличение полезной коммерческой нагрузки. Несмотря на увеличенный вес исполнительного механизма гибридного привода по отношению к двум замещаемым им магистральным дроссельным гидроприводам, замена гидравлических трубопроводов электрической цепью, а также исключение генерирующих и распределительных гидравлических устройств позволяет по некоторым данным [11,40] снизить массу самолета и, соответственно, увеличить полезную нагрузку.

#### **1.4. Выводы**

1. Использование рулевых приводов с электрическим энергопитанием позволяет сократить количество бортовых централизованных гидросистем. Такое решение реализовано на самолёте Airbus A-380, где электрогидростатические приводы используются в качестве резервных приводов как в виде отдельных исполнительных механизмов (типа ЕНА), так и в составе гибридных приводов (типа ЕВНА).

2. Гидростатические приводы типа ЕНА имеют хорошие энергетические показатели (высокое КПД, малое тепловыделение в нейтрали), однако обладают худшими динамическими характеристиками в зоне малых амплитуд входных сигналов (до 5% от максимальной) и меньшей жесткостью гидроцилиндра по сравнению с традиционными дроссельными приводами, что затрудняет их применение в качестве приводов основных рулевых поверхностей (рули высоты, рули направления, элероны).

3. Электрогидравлические приводы с комбинированным регулированием скорости (ЭГРП-КРС) обладают высокими (на уровне дроссельных приводов) динамическими характеристиками в области малых амплитуд входных сигналов, высоким КПД (до 75%), умеренным тепловыделением, а также имеют большую, чем у электрогидростатических приводов статическую и динамическую жёсткость.

4. По мнению автора, перспективным развитием привода для управления основными рулевыми поверхностями пассажирского или транспортного самолета с повышенным уровнем электрификации исполнительной части систем управления является гибридный привод с комбинированным регулированием скорости. Такой привод обладает высокой безотказностью, высокими (на уровне дроссельных приводов) динамическими характеристиками вне зависимости от типа энергопитания и сниженной, по сравнению с двумя независимыми приводами (ЭГРП-КРС + ЭГРП), массой конечного агрегата.

5. Для решения проблемы ухудшения частотных характеристик ЭГРП-КРС под нагрузкой следует провести детальное исследование характеристик и рабочих процессов такого привода, а также определить влияние параметров настройки блока управления и управляющих алгоритмов на его характеристики.

## **Глава 2. Разработка исследовательского образца гибридного рулевого привода с комбинированным регулированием скорости**

В первой главе диссертационной работы был сделан вывод, что одним из наиболее подходящих решений в области приводной техники для самолетов с повышенным уровнем электрификации является гибридный электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена (ДГРП-КРС).

Такое схемное решение объединяет в одной конструкции два типа привода и позволяет работать в следующих режимах:

- Традиционный дроссельный привод с питанием от централизованной гидравлической системы.
- Привод с комбинированным регулированием скорости и электрическим энергопитанием.

Кроме того, использование гибридных приводов позволяет обеспечить высокий уровень динамических характеристик и показателей жесткости позиционирования рулевой поверхности вне зависимости от типа энергетического питания, а также получить хорошие энергетические показатели при работе от электрического энергетического канала. Помимо этого применение гибридных приводов позволяет повысить надежность системы управления самолета за счет использования разнородного резервирования энергетического питания привода (табл. 1.2).

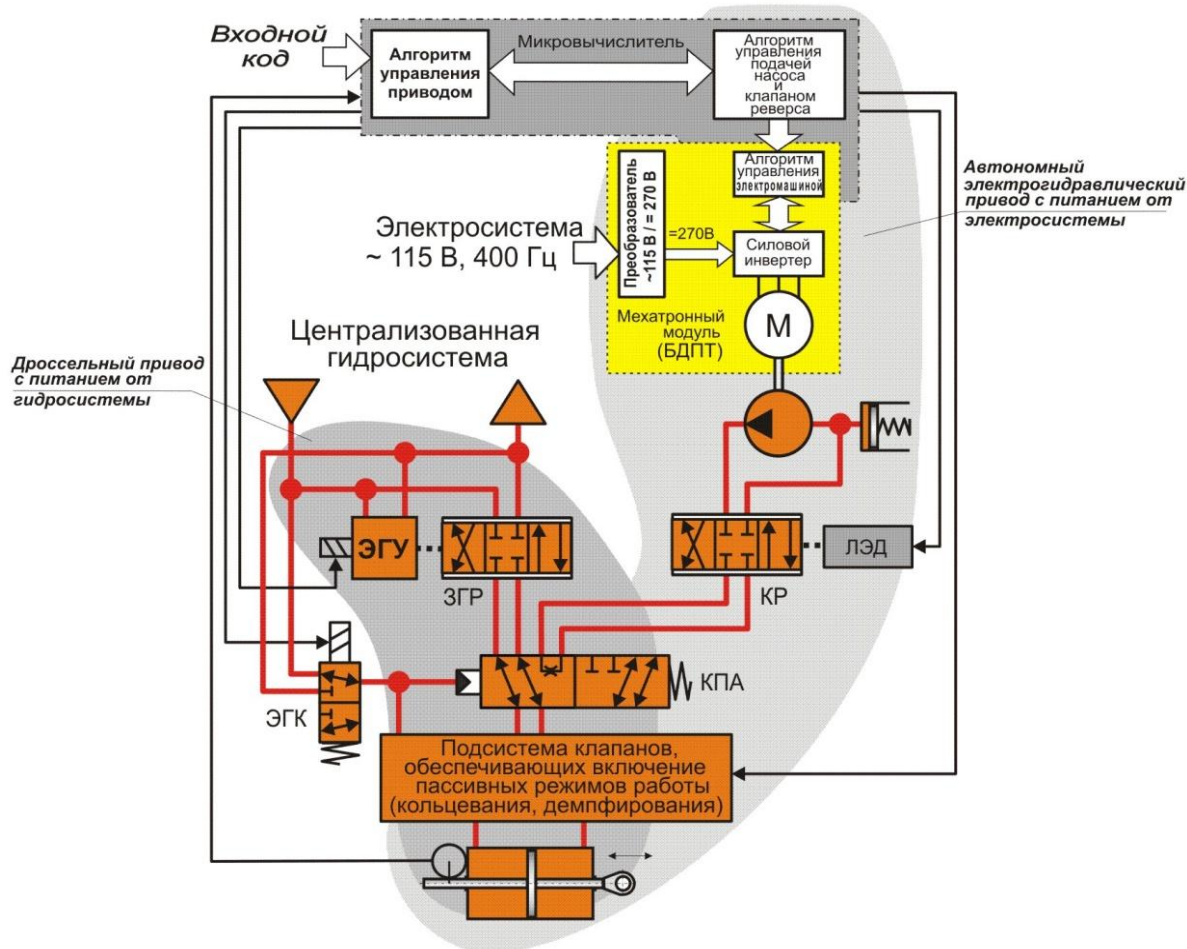
### **2.1. Задачи экспериментального исследования**

Задачей экспериментального исследования является определение взаимосвязей между параметрами настройки блока управления приводом, включая алгоритмы синхронного управления, и выходными характеристиками привода, а также рабочими процессами. Кроме того, задачей исследования было обеспечение эффективного управления выходным звеном привода при различных амплитудах управляющего сигнала и наличии внешних сил.



В связи с этим в принципиальную схему, по сравнению с известным вариантом [30], был внесен ряд конструктивных изменений, позволяющих экспериментально оценить технические характеристики компонентов привода, которые затем на этапе математического моделирования можно было бы использовать в имитационных моделях.

Функциональная схема двухрежимного электрогидравлического рулевого привода показана на рис. 2.1. В режиме питания от внешней гидросистемы гибридный привод работает как традиционный дроссельный привод и не представляет интерес для исследования. На рис. 2.2 приведена функциональная схема электрического энергетического канала экспериментального привода, реализующая принцип комбинированного регулирования скорости и учитывающая особенности исследовательского образца.



**Рис. 2.1.** Функциональная схема экспериментального образца гибридного электрогидравлического рулевого привода





электрификации», т.е. имеющего одну или несколько централизованных гидросистем высокого давления и, по крайней мере, одну силовую электросистему. Привод обеспечивает возможность перемещения выходного звена, механически связанного с рулевой поверхностью, пропорционально управляющему электрическому сигналу.

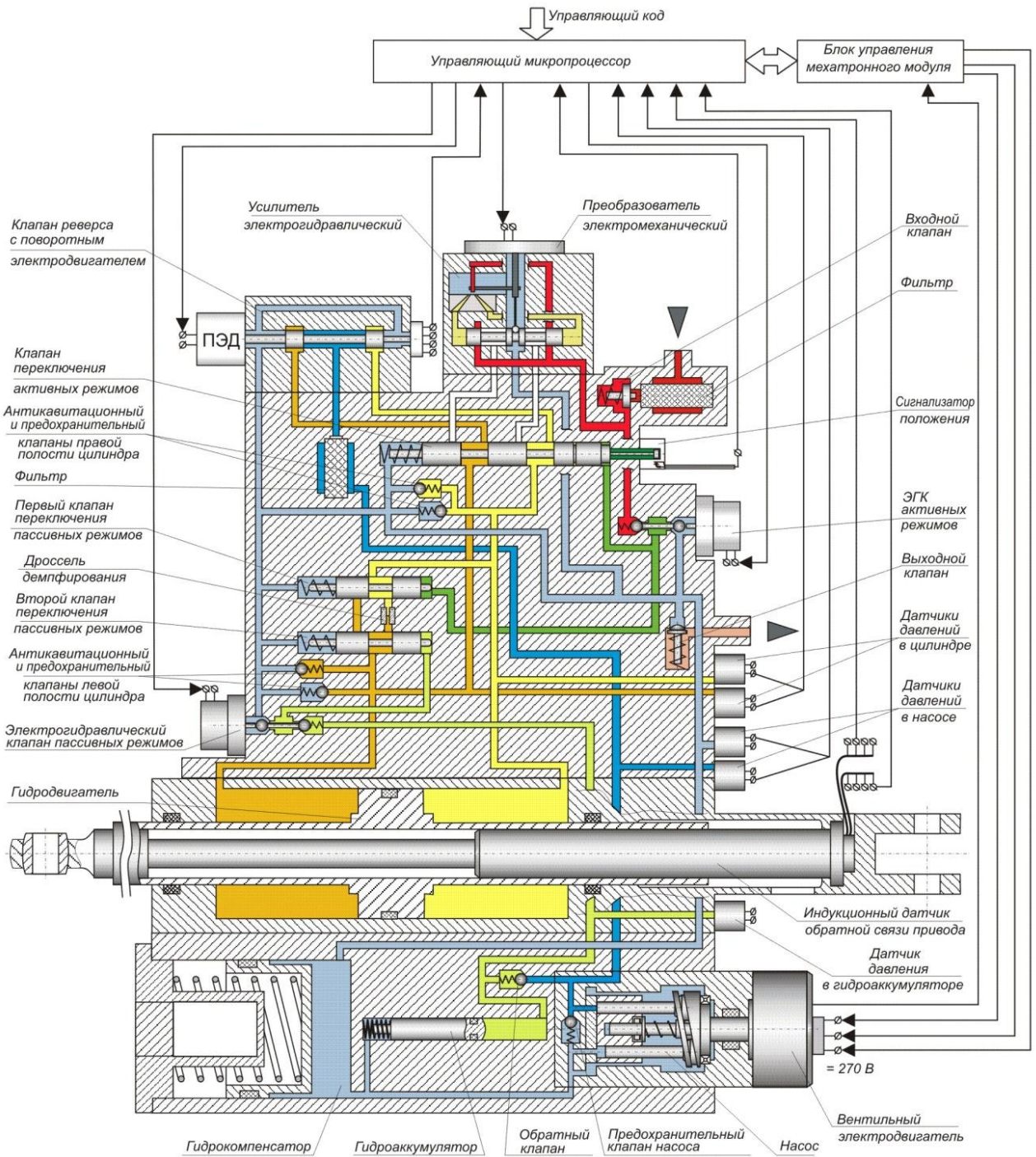


Рис. 2.3. Принципиальная схема экспериментального образца ДГРП-КРС

В целом, конструкция привода разрабатывалась при использовании максимально возможного количества серийных элементов, позволяя уменьшить стоимость готового изделия и сроки его изготовления. Кроме того, применение типовых гидроагрегатов с уже известными характеристиками позволило упростить процесс адаптации математической модели рассматриваемого привода.

Экспериментальный образец привода является резервированным [23] и обеспечивает четыре режима работы, среди которых два активных режима:

- Магистральный режим работы с питанием от централизованной гидравлической энергосистемы и использованием дроссельного регулирования скорости выходного звена.
- Режим работы с питанием от силовой электросистемы самолета с использованием комбинированного регулирования скорости выходного звена, называемый автономным.

В предусмотренных пассивных режимах привод не управляет положением своего выходного звена, а в большей или меньшей степени сопротивляется его вынужденному перемещению, вызванному приложенной к этому звену внешней силой, обеспечивая следующие режимы работы:

- Режим малого сопротивления вынужденному перемещению выходного звена для минимизации влияния на перемещение рулевой поверхности, управляемой соседним приводом (режим кольцевания полостей гидроцилиндра).
- Режим дозированного сопротивления вынужденному перемещению выходного звена для демпфирования его колебаний (режим демпфирования).

Для рассматриваемого привода магистральный режим работы является основным, а режим питания от электросистемы самолета является резервным. Данное решение является следствием тенденции плавного внедрения электрогидравлических приводов, новых для авиационной промышленности, в контур управления самолетом. Привод автоматически переводится в режим

питания от электросистемы самолета после отказа гидравлической системы (падения давления питания ниже заданного уровня), или после обнаружения в гидросистеме локального отказа. Также предусмотрено принудительное переключение привода в автономный режим работы по командному сигналу.

Режим кольцевания включается принудительно по командному сигналу, режим демпфирования включается автоматически при одновременном падении давления в гидросистеме самолета, и отсутствии электропитания на приводе. Возможен и принудительный перевод работающего привода в режим демпфирования по электрической команде при отсутствии отказов.

В состав исследовательского образца привода входят следующие компоненты: управляющий микропроцессор (блок управления), реализующий синхронное управление агрегатами привода в соответствии с принятым алгоритмом работы и собирающий информацию о состоянии контролируемых параметров; фильтр с обратным клапаном в линии нагнетания гидросистемы привода; клапан переключения режимов работы с электрическим сигнализатором положения его плунжера; электрогидравлический клапан, задающий режим работы привода от гидравлического или электрического источника энергии (ЭГК активных режимов); электрогидравлический клапан, задающий один из пассивных режимов работы привода (ЭГК пассивных режимов); обратный клапан, установленный в линии слива для создания замкнутого объема рабочей жидкости (выходной клапан); силовой гидроцилиндр (гидродвигатель) с индукционным датчиком обратной связи (ДОС); гидрокомпенсатор, поддерживающий минимальный уровень давления и обеспечивающий компенсацию теплового расширения жидкости в замкнутой гидросистеме привода; два клапана переключения пассивных режимов работы привода; гидроаккумулятор с обратным клапаном подпитки; два антикавитационных клапана полостей гидроцилиндра; два предохранительных клапана; датчики давления в полостях гидроцилиндра; датчики давления на входе и выходе насоса и в гидроаккумуляторе для обеспечения сигнализации об уровне его зарядки.

Кроме указанных элементов привода для обеспечения регулирования скорости выходного звена в магистральном режиме работы в его состав входят:

- Электрогидравлический усилитель типа «струйная трубка» с механической обратной связью.

Для обеспечения режима работы от электросистемы самолета в приводе установлены:

- Мехатронный модуль, включающий в себя:
  - Вентильный нереверсивный электродвигатель.
  - Электронный блок управления электродвигателем.
- Нерегулируемый аксиально-плунжерный насос с предохранительным клапаном.
- Клапан реверса, представляющий собой гидроусилитель с непосредственным управлением от неполноповоротного электродвигателя.
- Фильтр в линии нагнетания насоса.
- Датчики давления в линиях нагнетания и всасывания насоса.

### **2.2.1. Режим работы привода от централизованной гидросистемы**

Включение магистрального режима работы привода обеспечивается подачей электропитания на ЭГК активных режимов и сигнала управления в обмотки электрогидравлического усилителя «струйная трубка», а также подачей давления питания от централизованной гидросистемы. ЭГК пассивных режимов при этом обесточен. При этом рабочая жидкость под давлением поступает под правый торец золотника клапана переключения активных режимов работы и перемещает его в крайнее левое положение (см. рис.2.3). Сигнализатор положения клапана замыкает электрическую цепь и в систему управления поступает сигнал о срабатывании клапана. При перемещении золотника клапана переключения активных режимов происходит соединение рабочих полостей гидродвигателя с гидроусилителем «струйная трубка» и отсоединение их от клапана реверса.

Одновременно жидкость под давлением поступает под правый торец золотника первого клапана переключения пассивных режимов и перемещает его в крайнее левое положение. При этом клапан отключает правую полость гидроцилиндра от дросселя демпфирования. Золотник второго клапана переключения пассивных режимов находится в крайнем правом положении и соединяет левую полость гидроцилиндра с демпфирующим дросселем. В целом, такое состояние двух клапанов переключения пассивных режимов обеспечивает отсутствие перетечек между полостями гидроцилиндра.

Сигнал с ДОС используется для организации отрицательной обратной связи по положению выходного звена следящего привода. Сигналы с датчиков давления в полостях гидроцилиндра могут использоваться в корректирующей обратной связи для устранения взаимонагружения нескольких параллельно работающих приводов, для организации системы контроля или корректирующих обратных связей, рассмотренных далее.

### **2.2.2. Режим работы привода от электросистемы самолета**

Привод обеспечивает переход в данный режим работы в случае падения давления в централизованной гидросистеме или при отключении обмоток ЭГК активных режимов. В последнем случае правая торцевая полость золотников клапана переключения активных режимов и первого клапана переключения пассивных режимов соединяются с линией слива (см. рис.2.3).

В любом из этих случаев, при падении давления в правой торцевой полости золотника клапана переключения активных режимов его плунжер под действием пружины смещается в крайнее правое положение. При этом происходит соединение рабочих полостей гидродвигателя с клапаном реверса и отсоединение их от гидроусилителя «струйная трубка», а также срабатывание сигнализатора положения этого клапана.

Кроме того, при переходе в режим работы от электросистемы, управляющие сигналы подаются на мехатронный модуль и клапан реверса, а также включаются обмотки ЭГК пассивных режимов. Последний подключает

правую торцевую полость второго клапана переключения пассивных режимов к гидроаккумулятору. Давление жидкости в гидроаккумуляторе (приводится в заряженное состояние при включении привода) смещает плунжер второго клапана переключения пассивных режимов в крайнее левое положение. Взаимное положение плунжеров первого и второго клапанов переключения пассивных режимов обеспечивает отсутствие перетечек между полостями гидроцилиндра. Насос, вращаемый вентильным электродвигателем мехатронного модуля, через фильтр подает жидкость в распределительный золотник клапана реверса.

Синхронное управление мехатронным модулем и клапаном реверса осуществляется управляющим микропроцессором (блоком управления приводом) в соответствии со специальным алгоритмом [19,30] комбинированного регулирования скорости выходного звена привода. При таком управлении при малых сигналах рассогласования следящего контура привода осуществляется преимущественно дроссельное регулирование скорости выходного звена, а при возрастании сигнала рассогласования более нескольких процентов от максимального (определяется настройкой привода) – электромоторное регулирование за счет изменения скорости вращения вала электродвигателя и, соответственно, величины подачи насоса.

В нейтральном состоянии привода известный алгоритм управления [19,30] задает такую подачу насоса, которая обеспечивает давление на его выходе порядка 5 МПа. При этом скорость вращения вала электродвигателя составляет порядка 5-10% от максимальной и определяется, в основном, утечками в насосе.

Гидрокомпенсатор обеспечивает необходимое давление на всасывании насоса и компенсирует изменение объема жидкости вследствие ее температурного расширения, а также потери жидкости из-за утечек. Контроль уровня жидкости в компенсаторе осуществляется с помощью датчика давления в магистрали всасывания насоса. Информация с датчиков давления,



установленных в линиях нагнетания и всасывания насоса, используется в улучшенном алгоритме управления приводом, рассмотренном в главе 7.

### **2.2.3. Режим кольцевания полостей гидроцилиндра привода**

Режим кольцевания полостей гидроцилиндра привода обеспечивается одновременной подачей электропитания на ЭГК пассивных режимов и ЭГК активных режимов. При этом в правые торцевые камеры клапана переключения активных режимов и первого клапана переключения пассивных режимов подается высокое давление, которое смещает плунжеры этих клапанов в крайнее левое положение (см. рис.2.3). В правую торцевую камеру второго клапана переключения пассивных режимов подается высокое давление гидроаккумулятора, которое также перемещает его плунжер в крайнее левое положение.

Взаимное состояние первого и второго клапана переключения пассивных режимов соединяет камеры гидроцилиндра каналом с малым гидравлическим сопротивлением, что обеспечивает свободное перемещение выходного звена привода под действием внешних сил. Объем гидроаккумулятора выбран с расчетом на несколько переключений второго клапана переключения пассивных режимов и возможных утечки жидкости из торцевой камеры этого клапана. Кроме того, в случае слишком большого падения давления в гидроаккумуляторе возможна его подзарядка от насоса через обратный клапан при кратковременном включении электродвигателя с малой скоростью вращения вала.

### **2.2.4. Режим пассивного демпфирования движения выходного звена**

Режим пассивного демпфирования выходного звена необходим в случае невозможности управления рулевой поверхностью во время полета или при нахождении самолета на стоянке. Этот режим обеспечивается одновременным отключением обмоток ЭГК активных и пассивных режимов, или отключением обмоток ЭГК пассивных режимов при падении давления в централизованной



гидросистеме. В обоих случаях в правые торцевые камеры первого и второго клапана переключения пассивных режимов подается низкое давление и их пружины смещают плунжеры этих клапанов в крайнее правое положение (см. рис.2.3).

Взаимное состояние первого и второго клапана переключения пассивных режимов соединяет камеры гидроцилиндра с дросселем, проходное сечение которого определяет необходимую степень демпфирования выходного звена привода. При этом полости гидроцилиндра подключены клапаном переключения активных режимов к неподвижному насосу через клапан реверса, находящийся в нейтральном состоянии.

### **2.3. Выводы**

1. Двухрежимный рулевой привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена при работе от электрической энергосистемы (ДГРП-КРС), по мнению автора, является эффективным решением для управления основными рулевыми поверхностями пассажирского или транспортного самолета «с повышенным уровнем электрификации». Разработанный ДГРП-КРС способен обеспечить высокие динамические характеристики в области малых входных сигналов (0.2-5%), свойственные приводам с дроссельным регулированием, вне зависимости от типа энергопитания и получить хорошие энергетические показатели при работе привода от электрической энергосистемы самолета.

2. Примененные в экспериментальном образце схемные и конструкторские решения позволяют проводить натурные исследования привода, с целью определения взаимосвязей между параметрами настройки блока управления приводом, алгоритмами управления и выходными характеристиками привода.

3. Применение в конструкции привода типовых гидроагрегатов с уже известными характеристиками позволит в дальнейшем упростить процесс адаптации математической модели.

4. Конструкция экспериментального образца гибридного привода позволяет проверить новые алгоритмы управления приводом с комбинированным регулированием и коррекции по перепаду давления на клапане реверса, а также дает задел для теоретических и экспериментальных исследований гибридных приводов.

5. Режимы работы экспериментального образца ДГРП-КРС приведены таблице 2.1.

Таблица 2.1

		<b>ЭГК активных режимов</b> <b>(давление в централизованной гидросистеме)</b>	
		Есть ток и давление	Нет тока или давления
<b>ЭГК пассивных режимов</b>	Есть ток	<i>Режим кольцевания полостей гидроцилиндра</i>	<b>Автономный режим</b>
	Нет тока	<b>Магистральный режим</b>	<i>Режим пассивного демпфера</i>

### **Глава 3. Математическое моделирование привода с комбинированным регулированием скорости**

Рассмотренный в предыдущей главе экспериментальный привод является двухрежимным агрегатом, т.е. он может работать в режиме питания от централизованной гидросистемы самолета и в режиме питания от бортовой электросистемы. В первом из этих режимов привод, по-существу, является типовым электрогидравлическим дроссельным приводом, поэтому исследование его характеристик методом математического моделирования не представляет особого интереса и не является целью данной работы. В режиме питания от силовой электросети экспериментальный образец представляет собой электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена. Исследование рабочих процессов и характеристик этого типа привода, напротив, является наиболее важной целью математического моделирования и диссертационной. Учитывая вышесказанные соображения, была разработана высокодетализированная математическая модель электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости. Моделирование работы привода проводилось в среде Simulink математического пакета MATLAB [24,31].

#### **3.1. Разработка математической модели привода**

Для исследования характеристик ДГРП-КРС при работе от встроенного источника энергопитания была составлена его математическая модель. Основываясь на математической модели привода с КРС, описанной в работах Селиванова А.М. и Хомутова В.С. [13,30], автором была разработана концептуальная проблемно-ориентированная математическая модель электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости, состоящая из функционально законченных блоков различной физической природы. Предлагаемая модель ориентирована на исследование рабочих процессов в области малых сигналов управления, смещения регулирующих элементов, и малых изменений потоков рабочей жидкости,

соответствующих сигналам управления с амплитудами 0.2% - 5%, поэтому математические модули описывают рабочие процессы в регулирующих агрегатах привода на элементном уровне с использованием экспериментальных характеристик отдельных компонентов.

Разработанная модель характеризуется следующими особенностями:

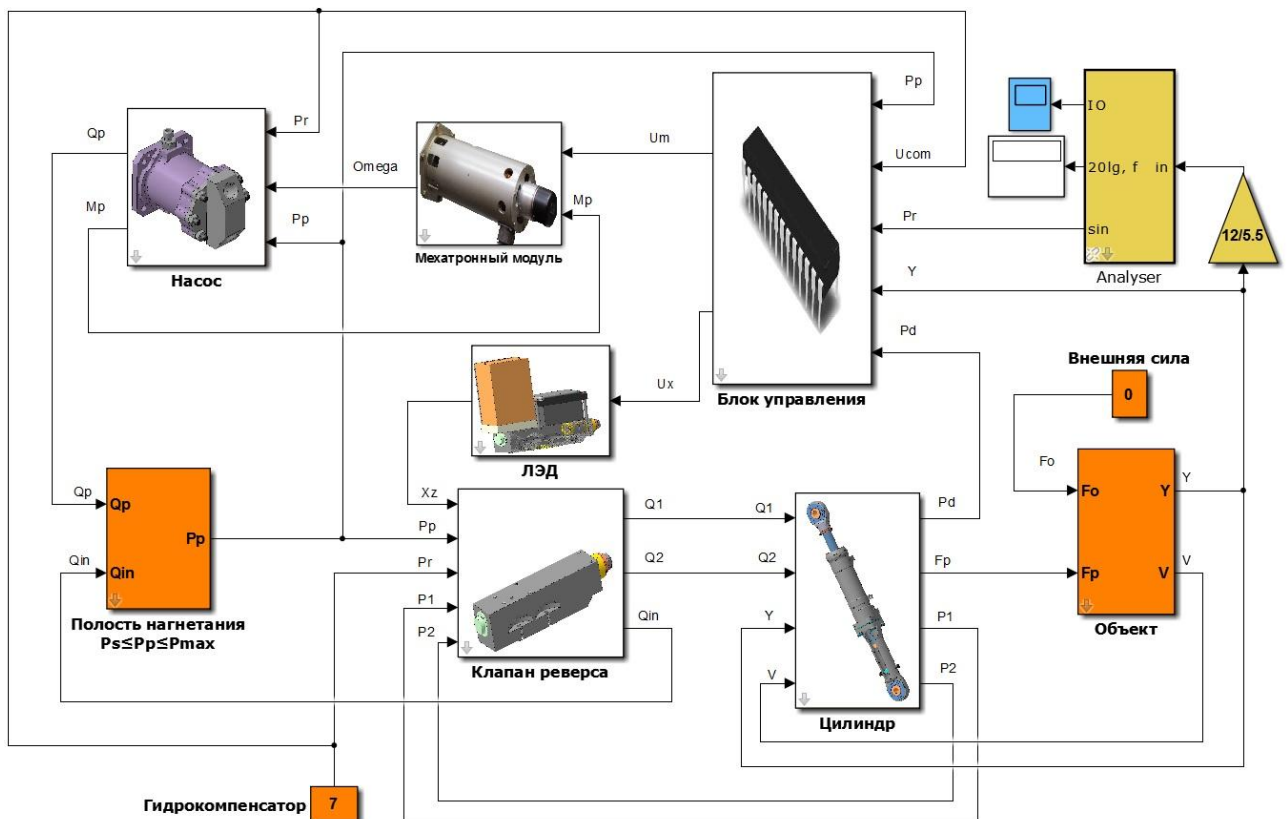
- Учитывается влияние конструктивно-технологических факторов при описании гидрораспределителя, таких как: перекрытия, радиусы скругления кромок гильзы и плунжера золотника, диаметральный зазор, нелинейность характеристик ЛЭД.
- Математическая модель содержит большое количество типовых агрегатов, что позволяет использовать отработанные и проверенные схемы [31,37].
- Отдельным встроенным блоком в имитационной модели привода представлен клапан, ограничивающий давление подачи. При этом модель учитывает изменение модуля объемной упругости жидкости в зависимости от давления и содержания в жидкости воздуха.
- С целью моделирования рабочих процессов в области малых сигналов в модели гидродвигателя учитываются трение движения и трение покоя поршня в гидроцилиндре и в подвижных элементах в насосном блоке.
- В ряде блоков имитационной модели привода для повышения достоверности оценок процессов используются экспериментальные характеристики отдельных узлов и агрегатов привода.

Имитационная модель учитывает также особенности функционирования привода с возможностью настройки и уточнения характеристик независимо друг от друга. Модульная структура модели позволяет исследовать различные варианты архитектуры построения электрогидравлических приводов с электрическим энергопитанием. Кроме того, разработанная модель блока управления приводом реализует алгоритмы, позволяющие улучшить динамические свойства привода в области малых амплитуд входных сигналов

при работе привода под нагрузкой. Данные алгоритмы подробно описаны в главе 7 данной диссертационной работы.

### 3.2. Структура математической модели привода с комбинированным регулированием скорости

Структура математической модели привода в среде Simulink математического пакета MATLAB показана на рис.3.1. Разработанная модель описывает работу исследуемого двухрежимного привода при работе от электрического энергетического канала.



**Рис. 3.1.** Математическая модель исследуемого привода при его работе с питанием от электрического энергетического канала

Работа исследуемого привода с электрическим энергетическим каналом характеризуется наиболее сложными рабочими процессами формирования потоков жидкости в полости гидроцилиндра, осуществляемых как путём управления скоростью вращения электродвигателя, так и как путём управления положением клапана реверса. Рабочие процессы в приводе характеризуются

существенными нелинейностями в областях малых амплитуд входных сигналов, поэтому для теоретического исследования автором была разработана новая проблемно-ориентированная математическая модель. В основе разработанной модели привода лежат уравнения баланса потоков рабочей жидкости на входе в исполнительный механизм привода с учётом эксплуатационных и конструктивных факторов.

Блок управления приводом формирует управляющие сигналы  $U_m$ , поступающий на вход мехатронного модуля, и  $U_x$ , поступающий на вход линейного электродвигателя, осуществляющего управление клапаном реверса. На выходе мехатронного модуля формируется скорость вращения вала электродвигателя  $\Omega$ , которая является входным воздействием для математической модели насоса. Выходом модельного блока "насос" является расход жидкости  $Q_p$ , преобразуемый в давление нагнетания  $P_p$ . Одним из ключевых блоков имитационной модели привода является модель клапана реверса, описывающая процессы управления потоками жидкости в полостях гидродвигателя путем изменения проводимости рабочих окон золотникового гидрораспределителя, перемещение золотника которого осуществляется линейным электродвигателем ЛЭД. На выходе гидродвигателя формируется усилие  $F_p$ , передаваемое на объект управления. Выходными параметрами модели являются *скорость* и *перемещение* объекта управления – штока привода, соединенного с рулевой поверхностью. Также в модели возможно исследовать рабочие процессы привода - изменение всех промежуточных координат состояния, таких как изменение момента на валу двигателя  $M_p$ , перепада давления жидкости в камерах гидроцилиндра  $dP$ , утечки в насосе и клапане реверса и др. Основные уравнения и соотношения имитационной модели для каждого модельного блока рассмотрены ниже.

### **3.2.1. Математическая модель блока управления**

Блок управления описывает работу контроллера, управляющего приводом. Данная модель описывает алгоритмы синхронного управления

скоростью вращения электродвигателя и перемещением золотника клапана реверса, а также алгоритмы коррекции по перепаду давления и подстройки начального давления на клапане в случае ее отсутствия.

Предполагается, что современная электроника, применяемая для управления приводами, обладает высоким уровнем быстродействия и точности для решения поставленных задач. В связи с этим запаздывания, вносимые вычислителем, при моделировании не учитываются. В цифровом электронном блоке осуществляется замыкание позиционной обратной связи привода, обеспечивающий следящий режим его работы и реализуются алгоритмы управления, обеспечивающие комбинированное регулирование скорости выходного звена. В электронный блок условно перенесены передаточные коэффициенты электрических датчиков положения и давлений.

В соответствии с перечисленными функциями модельный блок формирует управляющие напряжения клапана реверса  $U_x$  и мехатронного модуля  $U_m$  в зависимости от командного напряжения следящего привода  $U_{com}$  и положения  $Y$  его выходного звена.

Уравнения, описывающие работу электронного блока управления, представлены ниже. Синхронное управление клапаном реверса и мехатронным модулем осуществляется исходя из следующего алгоритма:

$$U_x = (U_{com} - Y \cdot K_{OS}) \cdot K_x \cdot \frac{1}{K_0} \cdot \frac{U_{led}}{U_{em}} \quad (4.1)$$

$$U_m = \begin{cases} 0 & \text{при } U_m < 0 \\ |(U_{com} - Y \cdot K_{OS}) \cdot K_x| + U_{no} & \text{при } 0 < U_m < U_m \max, \\ U_m \max & \text{при } U_m < 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

Здесь  $U_m$  - управляющий сигнал на входе мехатронного модуля;  $U_x$  - управляющий сигнал на входе клапана реверса;  $U_{com}$  - командный сигнал на вход привода;  $Y$  - положение выходного звена;  $K_{OS}$  - коэффициент обратной связи;  $K_x$  - коэффициент контурного усиления;  $U_{no}$  - начальный сигнал на мехатронном модуле (при отсутствии динамической коррекции  $U_{no} = \text{const}$ );  $K_0$

- величина относительного диапазона регулирования клапана реверса (ОДРК);  
 $U_{led} / U_{em}$  - коэффициент, согласующий максимальный управляющий сигнал на входе привода с максимальным управляющим напряжением на входе ЛЭД.

На рисунке 3.2 представлена известная структура блока управления приводом, в которой режим преимущественно дроссельного регулирования скорости обеспечивается величиной начального управляющего напряжения  $U_{no}$  мехатронного модуля. Наличие и ширина области преимущественно дроссельного регулирования привода зависит от напряжения смещения  $U_{no}$  в составе управляющего напряжения мехатронного модуля  $U_m$ . Коэффициент  $K_o$  задает требуемое увеличение чувствительности привода в области малых ВХОДНЫХ СИГНАЛОВ.

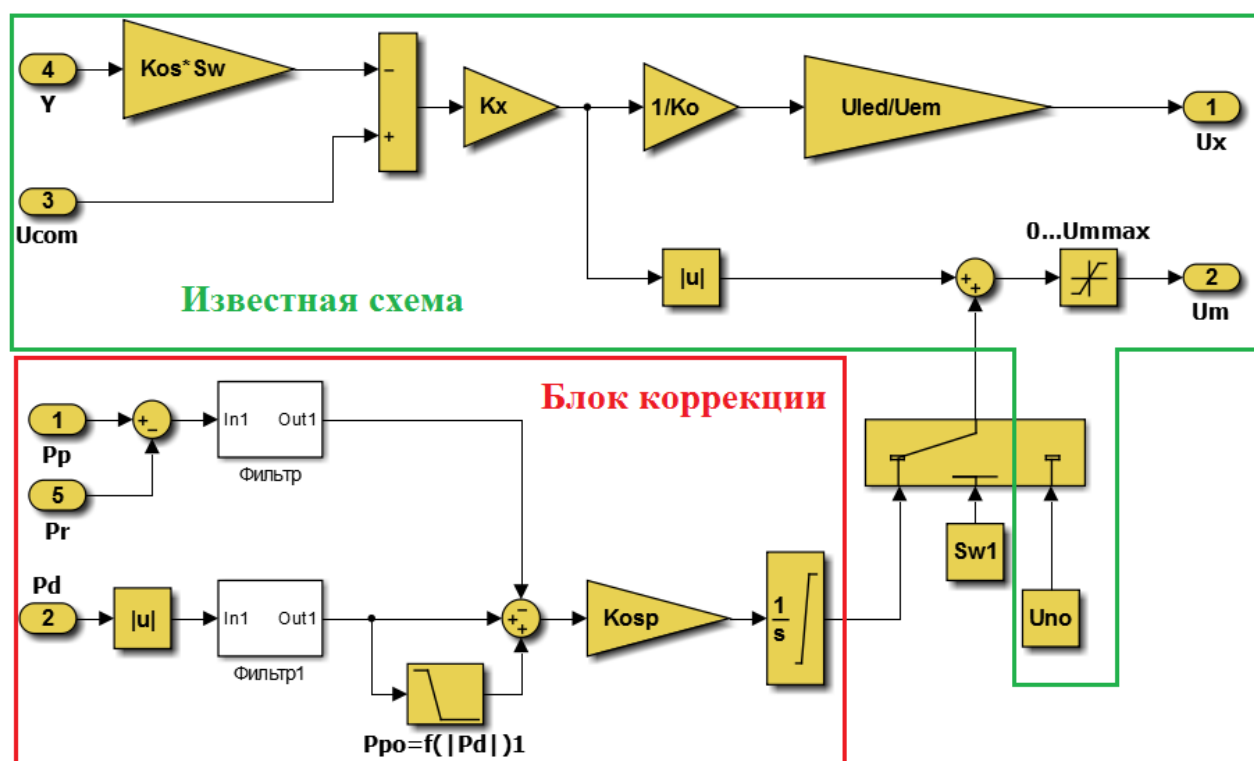


Рис. 3.2. Функциональная схема блока управления

На схеме показан блок коррекции, реализующий *коррекцию по перепаду давления на клапане реверса* с целью улучшения динамических свойств привода при работе под нагрузкой. Подробное описание коррекции и исследование влияния параметров настройки блока управления на характеристики привода представлены в главе 7 диссертационной работы.



### 3.2.2. Математическая модель мехатронного модуля

Математическая модель мехатронного модуля, структура которого показана на рис.3.3, представлена двумя модельными блоками: моделью бесколлекторного электродвигателя и моделью контроллера (блока управления электродвигателем), осуществляющего управление скоростью вращения вала электродвигателя.

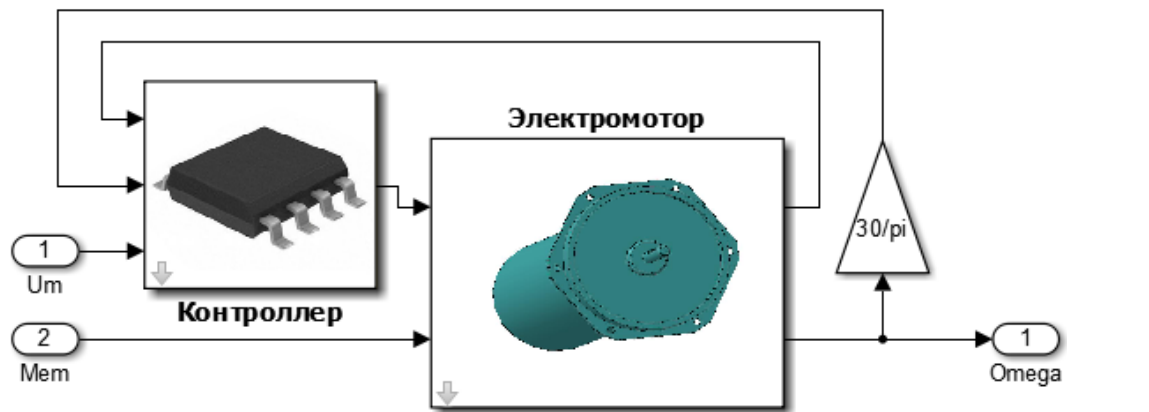


Рис. 3.3. Структурная схема модели мехатронного модуля

Бесколлекторный электродвигатель представлен упрощенной математической моделью однофазной электрической машины постоянного тока (рис.3.4.), определяющей скорость вращения вала  $\Omega$  и среднюю величину тока в обмотках  $I_{em}$  по средней величине напряжения в обмотках  $U_{em}$  и моменту сопротивления на валу  $M_{em}$ . Индуктивность обмоток электродвигателя учитывается электромагнитной постоянной времени  $T_e$  электрической машины, а инерционность его ротора – электромеханической постоянной времени  $T_m$ . Модель определяет также входную мощность электродвигателя  $N_m$ . Кроме того в цепи установлен блок ограничения по току в обмотках двигателя, определяемый контроллером блока управления.

Особенностью привода с комбинированным регулированием скорости является то, что электродвигатель имеет малую минимальную скорость вращения, составляющую порядка 400-600 об/мин (для данного привода). В связи с этим к моделям электродвигателя и блока управления не предъявляются

особых требований по точности воспроизведения выходных характеристик в области околонулевых сигналов управления.

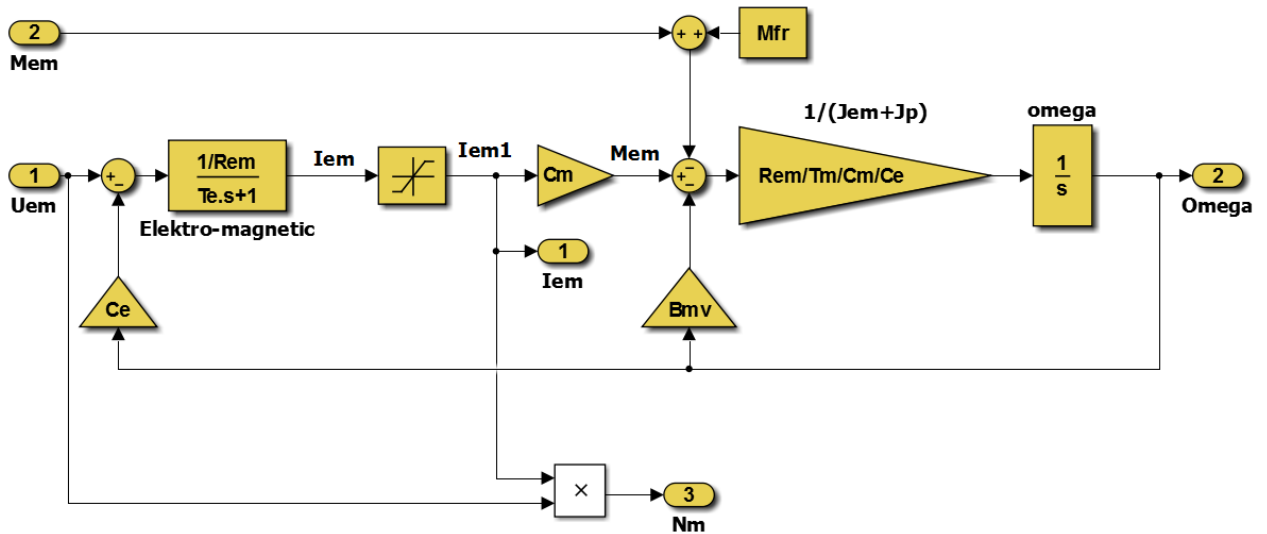


Рис. 3.4 Структурная схема модели электродвигателя

Уравнения, описывающие работу электродвигателя, представлены ниже:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{R_{em}}{T_m \cdot C_m \cdot C_e} \cdot (M_{em} - M_p - M_{fr} - B_{mv} \cdot \Omega) \quad (4.3)$$

$$M_{em} = C_m \cdot I_{em1} \quad (4.4)$$

$$I_{em1} = \begin{cases} I_{em} \max & \text{при } I_{em} > I_{em} \max \\ I_{em} & \text{при } -I_{em} \max > I_{em} > I_{em} \max \\ -I_{em} \max & \text{при } I_{em} < -I_{em} \max \end{cases} \quad (4.5)$$

$$T_e \cdot \frac{dI_{em}}{dt} + I_{em} = \frac{U_{em} - C_e \cdot \Omega}{R_{em}} \quad (4.6)$$

Реальный цифровой блок управления электродвигателем осуществляет коммутацию обмоток бесколлекторной электромашин, а также содержит усилитель мощности с широтно-импульсной модуляцией напряжения и элементы отрицательных обратных связей по скорости вращения вала и току в обмотках. В модели организована обратная связь по скорости вращения вала, уменьшающая величину скольжения скорости электродвигателя под нагрузкой, токовая обратная связь, ограничивающая область высоконагруженных режимов работы двигателя и учитывающая ограничение предельной величины тока в

обмотках. Функция коммутации обмоток в упрощенной однофазной модели электродвигателя не востребована. Входными сигналами блока являются управляющее напряжение мехатронного модуля  $U_m$ , скорость вращения вала  $\Omega$  и ток в обмотках  $I_{em}$ . Структурная схема контроллера приведена на рис.3.5.

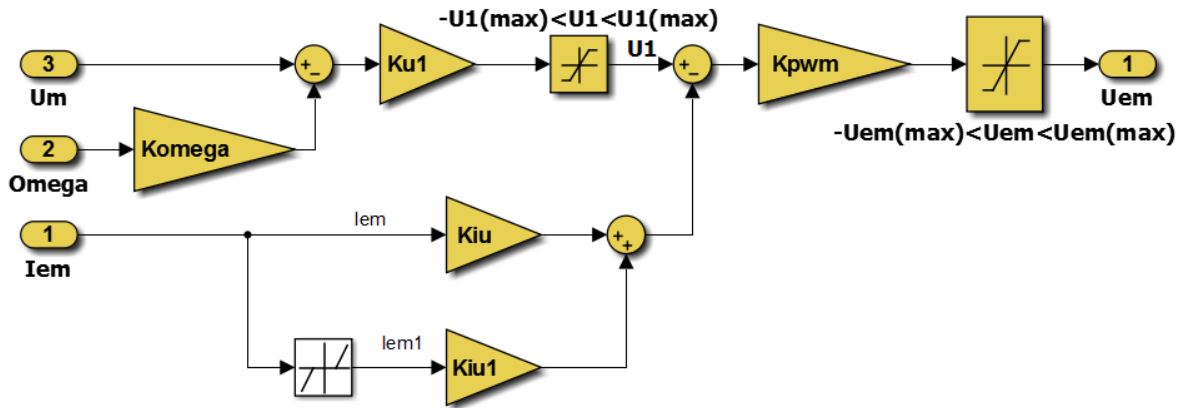


Рис. 3.5. Структурная схема контроллера электродвигателя

Уравнения, описывающие работу блока управления, представлены ниже:

$$U_{em} = \begin{cases} U_{em} \max & \text{при } U_{em} > U_{em} \max \\ U_{em} & \text{при } -U_{em} \max > U_{em} > U_{em} \max \\ -U_{em} \max & \text{при } U_{em} < -U_{em} \max \end{cases} \quad (4.7)$$

$$U_{em} = (U_1 - (I_{em} \cdot K_{iu} + I_{em1} \cdot K_{iu1})) \cdot K_{pwm} \quad (4.8)$$

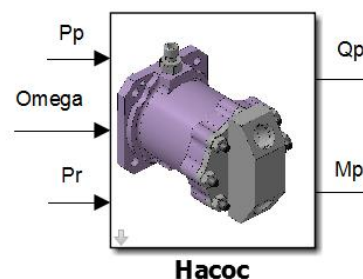
$$U_1 = \begin{cases} U_1 \max & \text{при } U_1 > U_1 \max \\ U_1 & \text{при } -U_1 \max > U_1 > U_1 \max \\ -U_1 \max & \text{при } U_1 < -U_1 \max \end{cases} \quad (4.9)$$

$$I_{em1} = \begin{cases} I_{em} & \text{при } I_{em} > I_{em} \lim \\ 0 & \text{при } -I_{em} \lim > I_{em} > I_{em} \lim \\ -I_{em} & \text{при } I_{em} < -I_{em} \lim \end{cases} \quad (4.10)$$

$$U_1 = (U_m - \Omega \cdot K_{\Omega}) \cdot K_{U1} \quad (4.11)$$

### 3.2.3. Математическая модель поршневого насоса

Математическая модель нереверсивного насоса (рис.3.6) определяет теоретический  $Q_{tp}$  и реальный  $Q_p$  расход на выходе насоса с учетом внутренних утечек в нем жидкости. Одновременно возможно определение и соответствующих мощностей  $N_{tp}$  и  $N_p$  потоков жидкости.



При определении момента  $M_p$  сопротивления на валу насоса учитывается воздействие перепада давления, а также вязкое и сухое трение насоса. Входными сигналами блока являются угловая скорость вращения вала насоса  $\Omega$ , а также выходное  $P_p$  и входное  $P_r$  давления. Кроме того модель позволяет учитывать пульсирующий характер изменения характерного объема насоса  $W_p$  (а, следовательно, и момента сопротивления  $M_p$ , связанный с количеством поршней  $Z$  в насосе).

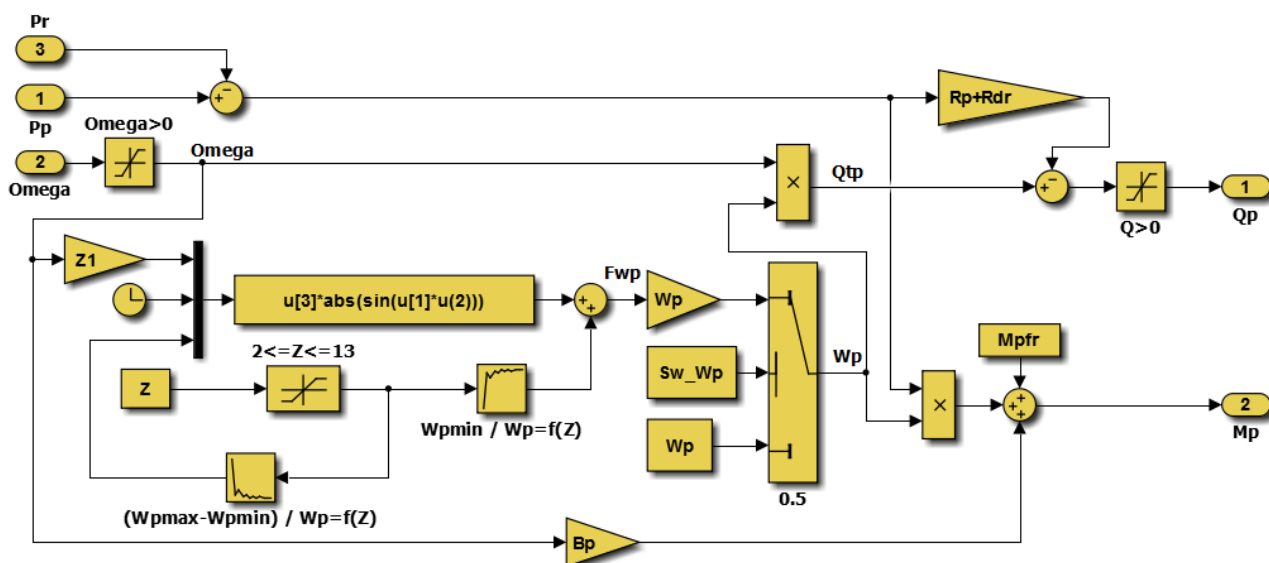


Рисунок 3.6. Структурная схема математической модели насоса

Уравнения, используемые в математической модели, представлены ниже:

$$Q_p = \begin{cases} 0, & \text{при } Q < 0 \\ Q, & \text{при } Q > 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

$$Q = Q_{tp} - Q_{leak} \quad (4.13)$$

$$Q_{leak} = (P_p - P_r) \cdot (R_p + R_{dr}) \quad (4.14)$$

$$Q_{tp} = \Omega \cdot W_p \quad (4.15)$$

$$\Omega = \begin{cases} 0, & \text{при } \Omega < 0 \\ \Omega, & \text{при } \Omega > 0 \end{cases} \quad (4.16)$$

$$W_p = \begin{cases} W_p, & \text{без учета пульсаций} \\ f(\Omega, z), & \text{при учете пульсаций} \end{cases} \quad (4.17)$$

$$M_p = (P_p - P_r) \cdot W_p + M_{fr} + \Omega \cdot B_p \quad (4.18)$$

### 3.2.4. Модель формирования давления жидкости на входе клапана

Давление  $P_p$  жидкости на входе в клапан реверса формируется в полости нагнетания насоса. Модель этой полости, показанной на рис. 3.7, описывает процесс сжатия в ней упругой жидкости и работу предохранительного клапана насоса. При сжатии жидкости учтена зависимость модуля ее объемной упругости  $E$  от давления, температуры  $T_c$  и процентного содержания в ней воздуха  $V_{возд}$  (рис.3.8). Эту зависимость реализует модельный блок  $E=f(P, V_{возд})$ . Давление нагнетания снизу ограничено величиной давления насыщенных паров жидкости при заданной температуре  $P_{steam}$ , а сверху – давлением срабатывания предохранительного клапана  $P_{max}$ .  $Q_{in}$  - расход, формируемый на выходе клапана реверса,  $Q_p$  - расход на выходе насоса,  $V_{cav}$  - объем полости, где происходит формирование давления,  $Q_{pred}$  - расход через предохранительный клапан.

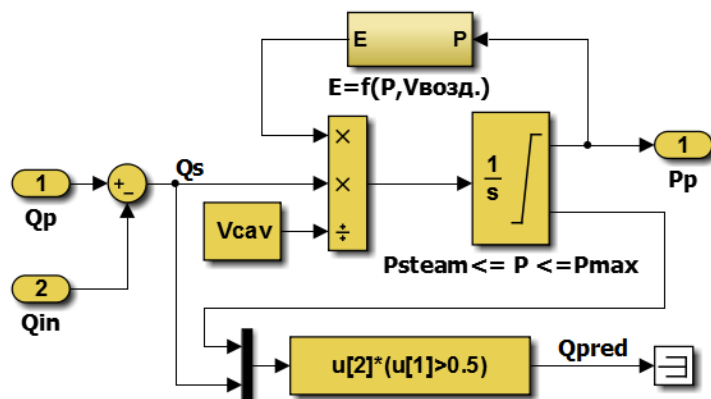


Рис. 3.7. Структурная схема модели полости нагнетания насоса

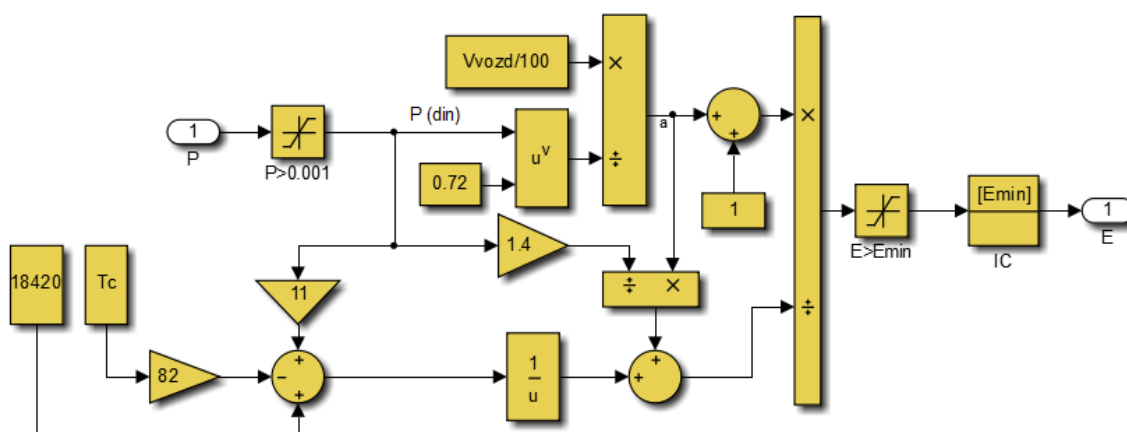
Давление нагнетания снизу ограничено величиной давления насыщенных паров жидкости при заданной температуре  $P_{steam}$ , а сверху – давлением срабатывания предохранительного клапана  $P_{max}$ .

При моделировании были использованы следующие уравнения:

$$P = \begin{cases} P_{max}, & \text{при } P > P_{max} \\ P_1, & \text{при } P_{steam} \leq P \leq P_{max} \\ P_{steam}, & \text{при } P < P_{steam} \end{cases} \quad (4.19)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{E}{V_{cav}} \cdot (Q_p - Q_{in}) \quad (4.20)$$

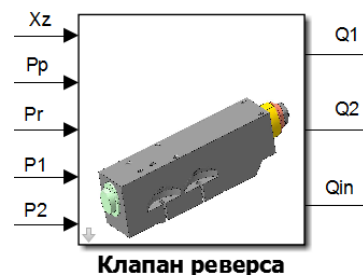
$$E = f(P, V_{возд}) \quad (4.21)$$



**Рис. 3.8.** Структурная схема вычисления модуля объемной упругости жидкости с учетом содержащегося в ней воздуха

### 3.2.5. Математическая модель клапана реверса

Модель клапана реверса представлена на рис.3.9. На выходе модельного блока формируются расходы  $Q1$  и  $Q2$ , поступающие в гидроцилиндр, а также расход  $Q_{in}$ , втекающий в гидравлический клапан. Входными сигналами блока являются давления на входе  $P_p$  в клапан, давление на его выходе  $P_r$ , полостные давления гидроцилиндра  $P1$  и  $P2$ , а также смещение  $X$  плунжера золотника из нейтрального положения. В качестве клапана реверса в исследуемом приводе применён электрогидравлический усилитель мощности СГ6.20, серийно выпускаемый



ММЗ «Рассвет», с непосредственным управлением положения золотника неполноповоротным электродвигателем.

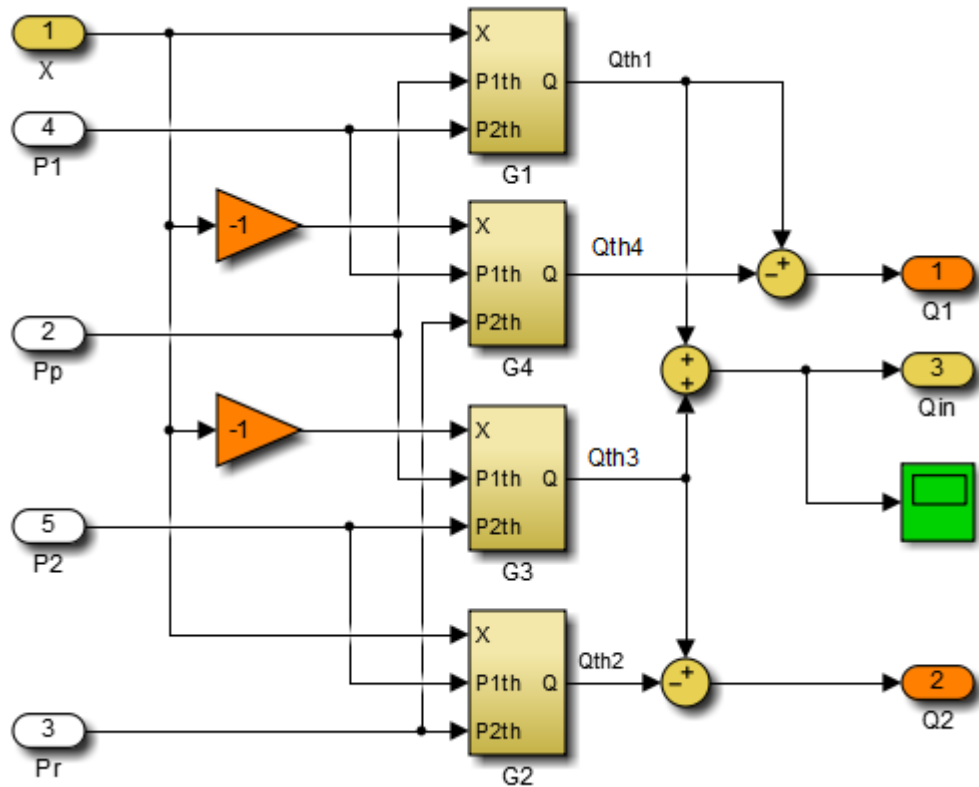


Рис. 3.9. Структурная схема модели клапана реверса

Блоки «G1»...«G4» описывают проводимости четырех окон и идентичны по своей структуре (рис.3.10). Математическая модель золотникового дросселя учитывает микрогеометрию его рабочего окна (радиальный зазор  $D$ , радиусы скругления прямоугольного окна и радиус скругления рабочей кромки плунжера  $R1$ ) и индивидуальную для каждого окна величину перекрытия  $Xe(i)$  кромки плунжера золотникового распределителя.

При вычислении гидравлической проводимости рабочего окна  $G_{th}$  учитывается плотность жидкости  $R_o$ , коэффициент расхода принимается равным 0,71. Для малых отрицательных открытий дросселя расход находится по эмпирической гиперболической зависимости. В результате математическая модель дросселя обеспечивает достаточно точное описание плавного изменения его гидравлической проводимости, в том числе в области около нулевых открытий окна.

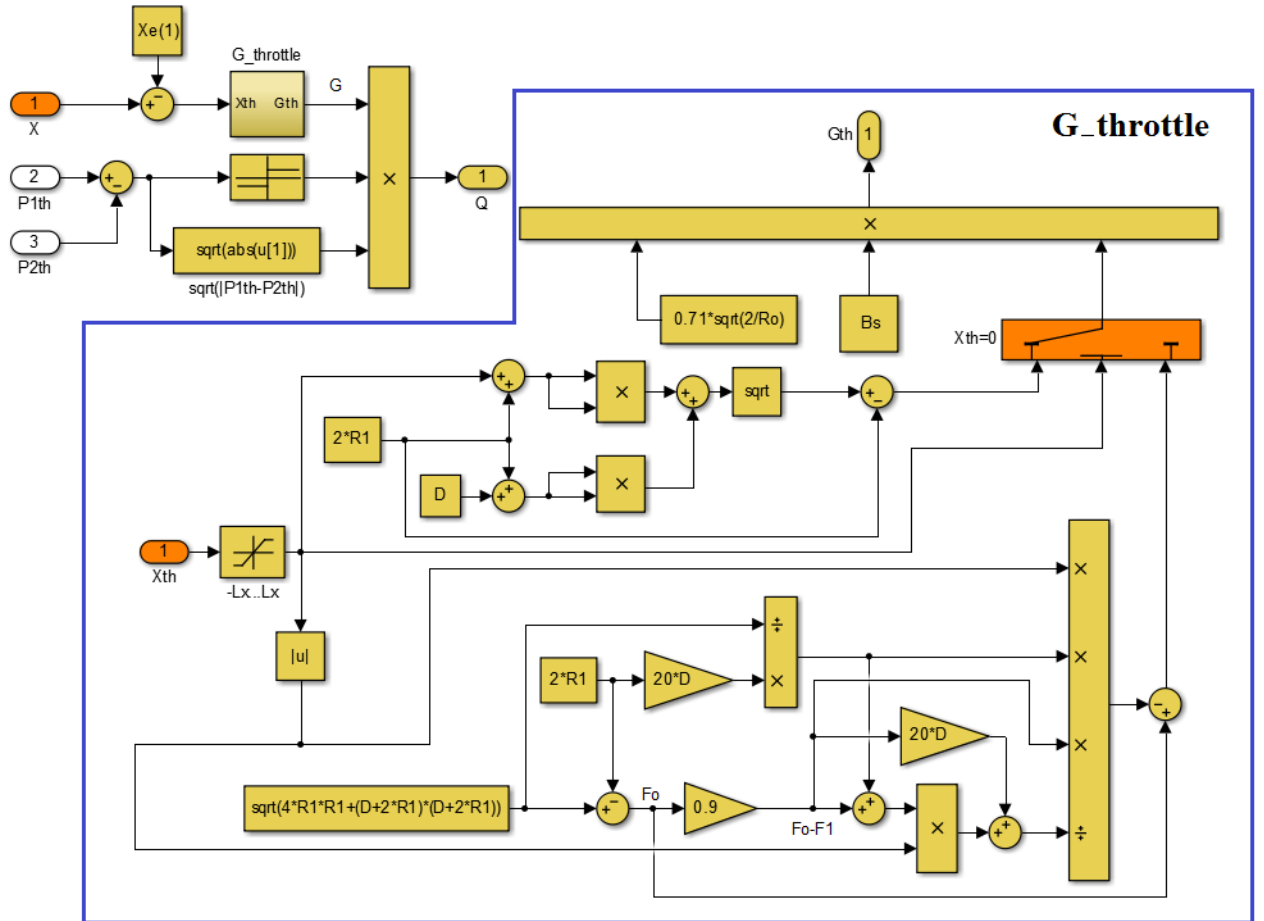


Рис. 3.10. Структурная схема модели проводимости окна клапана

Расходы на выходе клапана описываются следующими уравнениями:

$$Q_1 = Q_{th1} - Q_{th4} \quad (4.22)$$

$$Q_2 = Q_{th2} - Q_{th3} \quad (4.23)$$

$$Q_{in} = Q_{th1} + Q_{th2} \quad (4.24)$$

При положительном открытии окна дросселя  $X_{th} \geq 0$  расход через него:

$$Q_{thi} = (\mu * A * \sqrt{\frac{2|\Delta P_{thi}|}{\rho}}) \cdot \text{sign}(\Delta P_{thi}) \quad (4.25)$$

$$A = B_s \cdot (\sqrt{(X_{th} + 2R1)^2 + (D + 2R1)^2} - 2R1)$$

При отрицательном открытии окна дросселя  $X_{th} \leq 0$  расход считается по приближенной гиперболической зависимости, описываемой уравнениями:

$$Q_{thi} = F_0 - \frac{A}{C}(F_0 - F_1) \cdot |X_{th}| \quad (4.26)$$

$$F_0 = \sqrt{4R1^2 + (D + 2R1)^2} - 2R1 \quad (4.27)$$



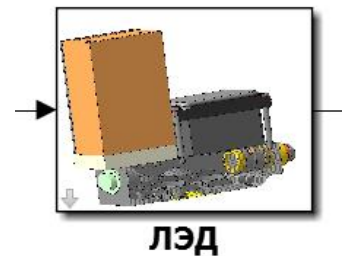
$$F_1 = 0.1F_0 \quad (4.28)$$

$$A = \frac{2R1 \cdot 20D}{\sqrt{4R1^2 + (D + 2R1)^2}} \quad (4.29)$$

$$C = (F_0 - F_1)(20D + |X_{th}|) + \frac{2R1 \cdot 20D}{\sqrt{4R1^2 + (D + 2R1)^2}} \cdot |X_{th}| \quad (4.30)$$

### 3.2.6. Модель линейного электродвигателя

Модель линейного электродвигателя (рис.3.11) преобразует управляющее напряжение клапана реверса  $U_x$  в перемещение его плунжера  $X$ . Она содержит звено второго порядка с постоянной времени  $Tk$ , описывающее динамику ЛЭД. В случае, когда учет динамики не требуется, передаточная функция заменяется соответствующим коэффициентом передачи с ограничением выходной координаты. Регулировочная характеристика золотника задана табличной функцией зависимости перемещения  $X_{zom}$  величины входного напряжения на клапане (блок «regul»), полученной экспериментально.



ЛЭД

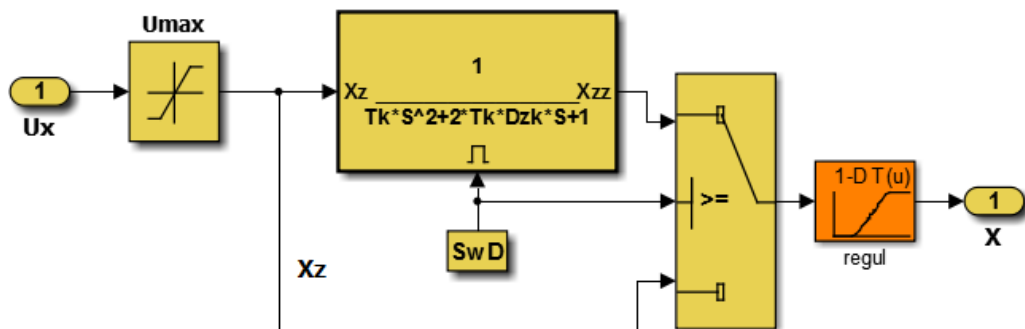


Рис. 3.11. Структурная схема модели линейного электродвигателя

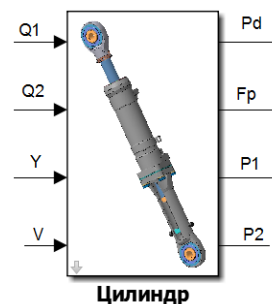
Математически клапан реверса представлен дифференциальным уравнением второго порядка. Параметры передаточной функции были получены из документации на используемое изделие. Уравнения, используемые в математической модели, представлены ниже:

$$X = \begin{cases} X_{\max}, & \text{при } X > X_{\max} \\ X_Z, & \text{при } -X_{\max} \leq X \leq X_{\max} \\ -X_{\max}, & \text{при } X < -X_{\max} \end{cases} \quad (4.31)$$

$$T_k \cdot \frac{d^2 X_Z}{dt^2} + \zeta_k \cdot \frac{dX_Z}{dt} + X_Z = U_X \quad (4.32)$$

### 3.2.7. Математическая модель гидроцилиндра

Модель гидроцилиндра (рис.3.12) позволяет определять величины давлений ( $P1$  и  $P2$ ) упругой жидкости в его полостях с учетом возможной несимметричности поршня ( $Ap1$  и  $Ap2$ ), изменения объемов камер ( $V1$  и  $V2$ ) при движении штока, а также зависимости модуля объемной упругости жидкости ( $E1$  и  $E2$ , рассчитываемые аналогично с указанными в разделе 3.2.4) от давления и содержащегося в ней воздуха.



Входными сигналами блока являются скорость  $v$ , положение  $Y$  поршня гидроцилиндра и объемные расходы ( $Q1$  и  $Q2$ ), поступающие в его полости. Ограничения величин давления в камерах цилиндра имитируют работу предохранительных и антикавитационных клапанов гидроцилиндра.

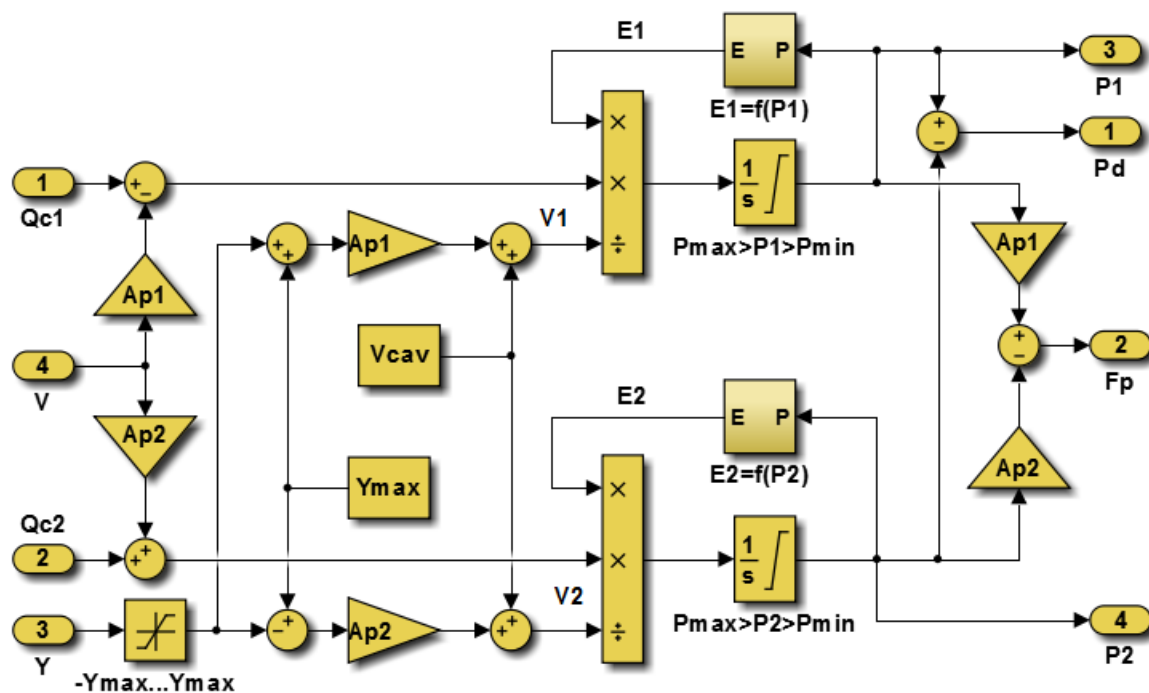


Рис. 3.12. Структурная схема модели гидроцилиндра привода

При моделировании использованы следующие уравнения:

$$P_1 = \begin{cases} P_{\max}, & \text{при } P_1 > P_{\max} \\ P_1, & \text{при } P_{\min} \leq P_1 \leq P_{\max} \\ P_{\min}, & \text{при } P_1 < P_{\min} \end{cases} \quad (4.33)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{(Q_1 - A_{p1} \cdot v)}{V_1} \cdot E_1 \quad (4.34)$$

$$V_1 = A_{p1} \cdot (Y + Y_{\max}) + V_{cav} \quad (4.35)$$

$$P_2 = \begin{cases} P_{\max}, & \text{при } P_2 > P_{\max} \\ P_2, & \text{при } P_{\min} \leq P_2 \leq P_{\max} \\ P_{\min}, & \text{при } P_2 < P_{\min} \end{cases} \quad (4.36)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{(Q_1 - A_{p2} \cdot v)}{V_2} \cdot E_2 \quad (4.37)$$

$$V_2 = A_{p2} \cdot (Y + Y_{\max}) + V_{cav} \quad (4.38)$$

$$F_p = A_{p1} \cdot P_1 - A_{p2} \cdot P_2 \quad (4.39)$$

$$P_d = P_1 - P_2 \quad (4.40)$$

$$Y = \begin{cases} Y_{\max}, & \text{при } Y > Y_{\max} \\ Y, & \text{при } -Y_{\max} \leq Y \leq Y_{\max} \\ -Y_{\max}, & \text{при } Y < -Y_{\max} \end{cases} \quad (4.41)$$

### 3.2.8. Математическая модель объекта управления

Блок "объект", представленный на рис. 3.13, описывает движение (скорость  $v$  и смещение  $Y$ ) выходного звена привода, жестко соединенного с объектом управления. Входным сигналом блока является сила  $F_p$ , развиваемая перепадом давления на поршне гидроцилиндра. В модели учтены такие типовые нагрузки, как инерционность объекта регулирования ( $Ml$ ), вязкое трение ( $Bl$ ), пружинная (шарнирная) нагрузка ( $Cl$ ) и сила сопротивления  $F_o$  (величина внешней нагрузки), которую можно задавать внешними источниками сигналов. Корректно имитируется наличие упоров в конце хода штока

гидроцилиндра. В модели можно учитывать силу сухого трения  $F_{fr}$ , имеющую различные значения трения движения и трения покоя, т.е. моделировать движение объекта с эффектом зависания на трении покоя.

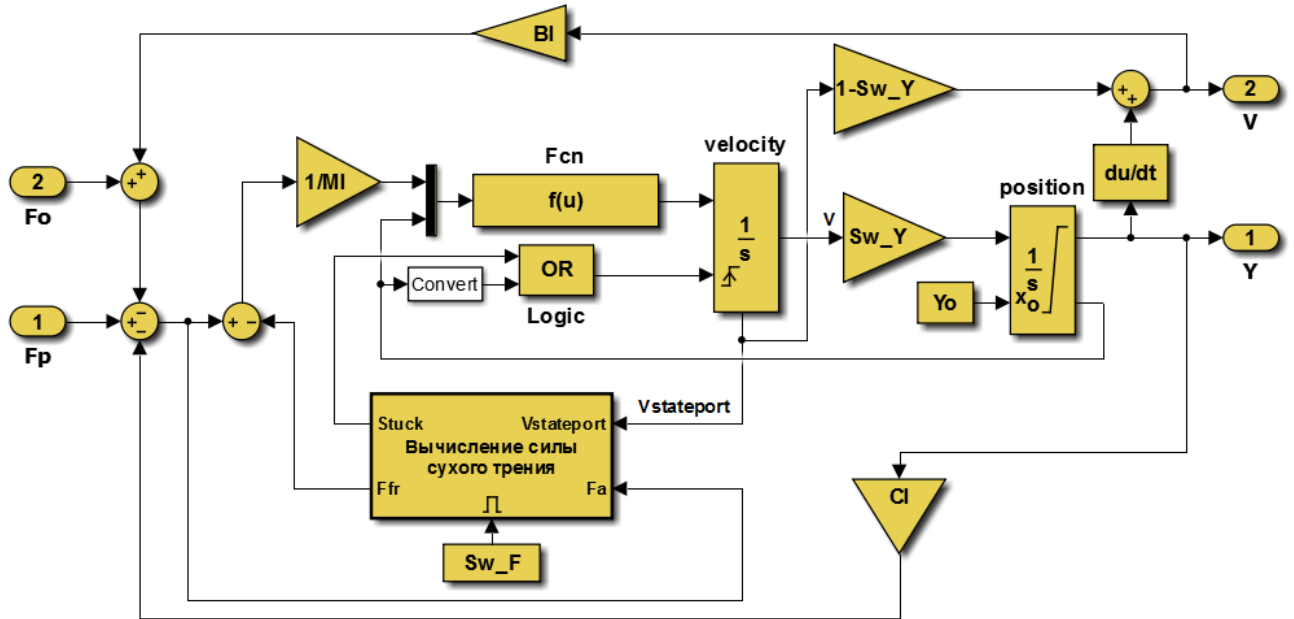


Рис. 3.13. Структурная схема модели движения выходного звена привода

Для удобства исследования статических характеристик привода предусмотрена возможность отключения расчета положения выходного звена привода. При моделировании использованы следующие уравнения:

$$Y = \begin{cases} Y_{\max}, & \text{при } Y > Y_{\max} \\ Y, & \text{при } -Y_{\max} \leq Y \leq Y_{\max} \\ -Y_{\max}, & \text{при } Y < -Y_{\max} \end{cases} \quad (4.42)$$

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} = (F_a - F_{fr}) \cdot \frac{1}{M_L} \quad (4.43)$$

$$F_a = F_p - F_0 - (C_L \cdot Y + B_l \cdot v) \quad (4.44)$$

На рисунке 3.14 представлена структурная схема блока вычисления сухого трения, а ниже представлены исходные уравнения:

$$F_{fr} = \begin{cases} \text{sign}(F_a) \cdot |F_a|, & \text{при } |F_a| < F_{fs} \text{ и } v = 0 \\ \text{sign}(F_a) \cdot F_{fs}, & \text{при } |F_a| > F_{fs} \text{ и } v = 0 \\ \text{sign}(v) \cdot F_{fk}, & \text{при } v > 0 \end{cases} \quad (4.44)$$

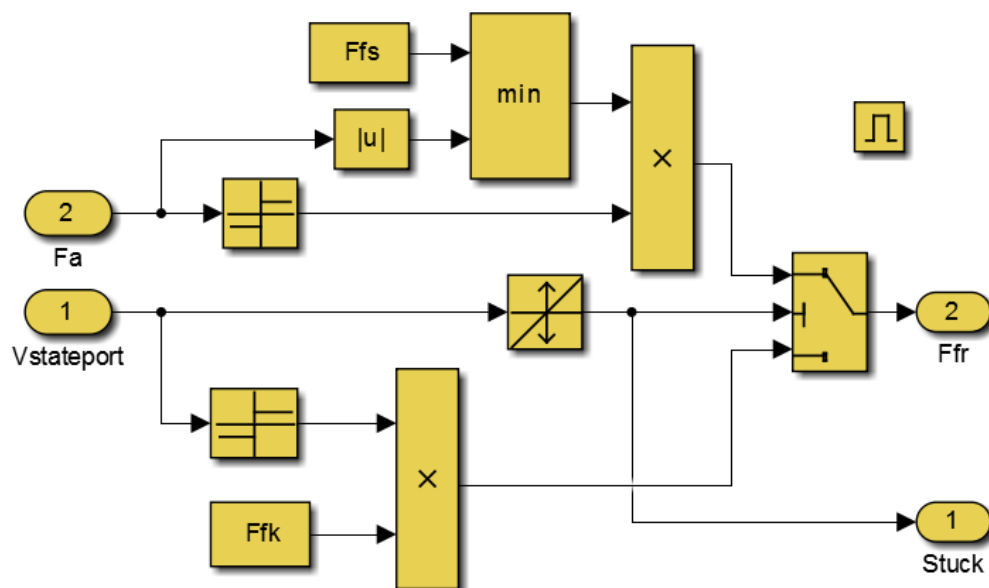


Рис. 3.14 Структурная схема модели вычисления сухого трения

### 3.2.9. Значения параметров, используемых в модели

Принятые значения параметров модели привода соответствуют расчетным и экспериментальным значениям, полученным при исследовании гибридного привода ДРП-1 [36] и приведены в таблицах 3.1 – 3.8.

«Мехатронный модуль»		Таблица 3.1	
<b>Блок «Контроллер»</b>			
Коэффициент обратной связи по току	Kiu	0.3	В/А
К-т ограничивающей обратной связи по току	Kiul	4	В/А
К-т обратной связи по скорости вращения	Komu	0.001	В·с/рад
К-т усиления усилителя ШИМ	Kpwm	47	В/В
К-т усиления скоростного контура	Ku1	50	В/В
Максимальное напряжение на обмотках двигателя	Umax	560	В
Максимальное напряжение на входе токового контура	U1max	12	В
Максимальный ток на двигатель	Imax	30	А
<b>Блок «Электромотор»</b>			
Коэффициент вязкого трения в электродвигателе	Bmv	$1.5^{-4}$	кгс·см·с/рад
К-т противоЭДС электромотора	Ce	0.239	В·с/рад.
К-т момента электромотора	Cm	2.39	кгс·см/А
Момент сухого трения в электродвигателе	Mfr	1.8	кгс·см
Сопротивление обмотки электродвигателя	Rem	0.65	Ом
Электромагнитная постоянная времени	Te	$1^{-3}$	с
Механическая постоянная времени нагруженного эл.мотора	Tm	$10^{-3}$	с

<b>«Блок управления»</b>	<i>Таблица 3.2</i>		
Коэффициент контурного усилителя	Kx	4...8	B/B
K-т усиления в ветви мехатронного модуля	Ko	0.7	B/B
Начальное напряжение на мехатронном модуле	Uno	0.74	B
Макс. входное напряжение на мех. модуле	Umax	12	B
K-т усиления в контуре ОС по давлению	Kosp	0.3-0.7	B/(атм.·с)
Желаемый перепад давления на клапане реверса	Ppo	50	атм.
Макс. напряжение в канале мехатронного модуля	Uem	12	B
Макс. напряжение в канале клапана реверса	Ux	5	B
K-т позиционной обратной связи	Kos	12/5.5	B/см
Признак включения ОС по давлению	Sw1	1/0	
Признак замыкания привода	Sw	1/0	

<b>«Объект»</b>	<i>Таблица 3.3</i>		
Масса объекта	Ml	20 <sup>-3</sup>	кгс·с <sup>2</sup> /см
Коэффициент шарнирной нагрузки привода	Cl	0	кгс/см
Коэффициент вязкого трения нагрузки	B1	10	кгс·с/см
Признак необходимости учета сухого трения	SwF	0 / 1	
Сила сухого трения покоя	Ffs	160	кгс
Сила сухого трения движения	Ffk	140	кгс
Начальное смещение поршня	Yo	0	см
Признак расчета смещения поршня	Sw_Y	0/1	

<b>«Цилиндр»</b>	<i>Таблица 3.4</i>		
Эффективная площадь поршня	Ap1, Ap2	23.13	см <sup>2</sup>
Максимальное смещение поршня	Ymax	5.5	см
Объем одной подводящей магистрали	Vcav	3	см <sup>3</sup>
Начальное значение давления в полостях	Po	7	кгс / см <sup>2</sup>
Максимальное давление (срабатывание предохранительного клапана)	Pmax	210	кгс / см <sup>2</sup>
Минимальное давление в полости	Pmin	2.8	кгс / см <sup>2</sup>
Мин. модуль объемной упругости жидкости	Emin	7000	кгс / см <sup>2</sup>
Процентное содержание воздуха в жидкости	Vvozd	1.5	%
Температура жидкости	T_C	60	°C

<b>«Полость нагнетания Psteam&lt;=Pp&lt;=Pmax»</b>	<i>Таблица 3.5</i>		
Объем полости	Vcav	5.89	см <sup>3</sup>
Мин. модуль объемной упругости жидкости	Emin	7000	кгс / см <sup>2</sup>
Процентное содержание воздуха в жидкости	Vvozd	1.5	%
Максимальное давление	Pmax	210	кгс / см <sup>2</sup>
Начальное значение давления	Pstart	5	кгс / см <sup>2</sup>
Минимальное давление	Psteam	2.8	кгс / см <sup>2</sup>

«Клапан реверса»	Таблица 3.6		
Суммарная ширина окна дросселя	Bs	2	см
Длина окна дросселя	Lx	0.09	см
Радиальный зазор	D	$5^{-4}$	см
Радиус скругления кромки плунжера	R1p	$12^{-4}$	см
Радиус скругления кромки окна гильзы	R1b	$12^{-4}$	см
Перекрытия четырех дросселей	Xe1...Xe4	$10^{-4}, 8^{-4}, 19^{-4}, 22^{-4}$	см
Кинематическая вязкость жидкости	Nu	0,2	см <sup>2</sup> /с
Плотность жидкости	Ro	$0.87^{-6}$	кгс·с <sup>2</sup> ·см <sup>-4</sup>

«Насос»	Таблица 3.7		
Характерный объем насоса	Wp	0,3	см <sup>3</sup> /радиан
Коэффициент утечки в насосе	Rp	0.087	см <sup>3</sup> /(атм·с)
Коэффициент вязкого трения в насосе	Bp	$3.98^{-4}$	кгс·см·с/рад
Момент сухого трения в насосе	Mpfr	1,1	кгс·см
Число цилиндров	Z	7	
Коэффициент гидравлического сопротивления шунтирующего дросселя	Rdr	0	см <sup>3</sup> /(атм·с)

«ЛЭД»	Таблица 3.8		
Коэффициент усиления	Kux	1	
Максимальное смещение плунжера	Xmax	0.09	см
Максимальное напряжение (при X = Xmax)	Umax	10	В
Регулировочная характеристика $Xz = f(Uvx)$	Экспериментальные данные		
Признак учета динамики клапана	SwD	1/0	
Постоянная времени колебательного звена клапана	Tk	$1^{-3}$	с
К-т демпфирования колебательного звена клапана	Dzk	0.5	

### 3.3. Выводы

1. Разработанная проблемно-ориентированная математическая модель позволяет исследовать рабочие процессы и оценивать характеристики узлов и агрегатов электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена с учётом конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов, таких как перекрытия и радиусы скругления кромок окон плунжера и гильзы золотникового клапана реверса, утечки и пульсации в насосе, трение на выходном звене привода и др.

Модель использует в математическом описании ряд зависимостей и параметров, полученных экспериментальным путем. Эти параметры отражены в соответствующих локальных моделях компонентов привода. Предлагаемая математическая модель привода позволяет исследовать рабочие процессы, происходящие в компонентах привода, и его характеристики в более широком диапазоне изменения сигналов управления, внешних нагрузок и условий эксплуатации, чем известные модели аналогичных устройств.

2. Помимо расчета статических и динамических характеристик привода, математическая модель позволяет исследовать внутренние процессы в узлах и агрегатах привода с учётом конструктивных и технологических факторов. Предложенная модель позволяет исследовать поведение привода при изменении условий эксплуатации, в том числе и в экстремальных условиях, например, при параметрических отказах регулирующих гидроэлементов или сбоях в управлении электродвигателя.

3. Учитывая указанные выше возможности разработанной математической модели, её можно использовать при доводке созданных конструкций аналогичных приводов, заменяя часть натуральных испытаний математическим моделированием. Математическая модель позволяет производить оценочный расчет потребляемых мощностей на различных элементах привода, вычисляя энергетические потери.



#### **Глава 4. Практическая реализация гибридного привода с комбинированным регулированием скорости**

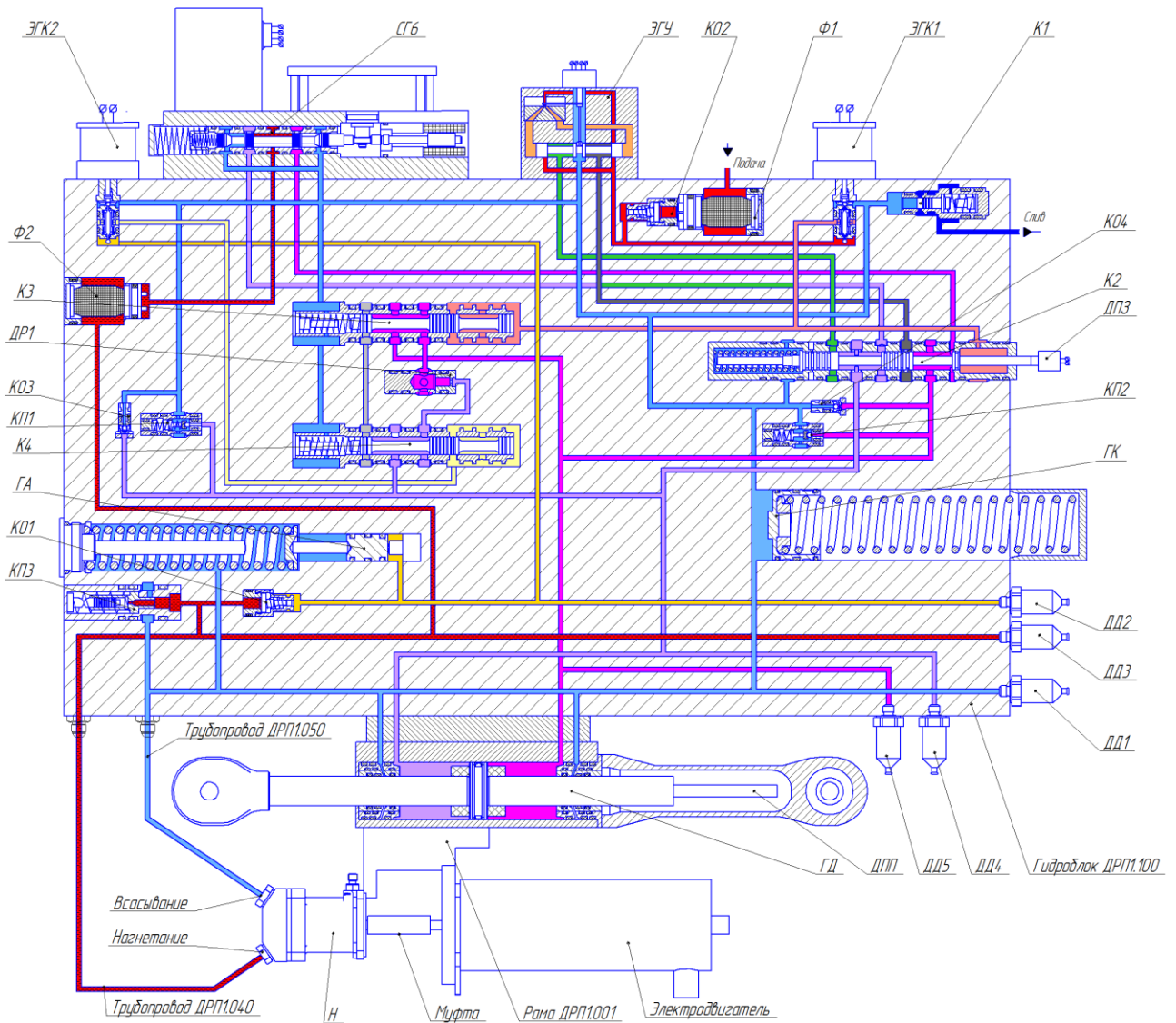
Разработанный экспериментальный образец гибридного (двухрежимного) рулевого привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена (ДГРП-КРС) спроектирован и изготовлен в ОАО ММЗ «Рассвет» в соответствии с техническим заданием, выданным кафедрой 702 МАИ. При этом в соответствии с ТЗ в его конструкции максимально использованы готовые агрегаты, узлы и детали, что позволило значительно сократить сроки и стоимость изготовления привода. Автор принимал активное участие во всех этапах разработки привода: на этапе составления ТЗ при формировании требований к компонентам привода, на этапе проектирования узлов и агрегатов, составления рабочих чертежей и конструкторской документации и на этапе отладки и стендовых испытаний на заводе-изготовителе и лабораторных стендах МАИ.

На рисунке 4.1 представлена функциональная схема ДГРП-КРС, а на рисунке 4.2 показан общий вид трехмерной модели привода с указанными габаритными размерами. На схеме показаны следующие основные элементы: СГ6 - клапан реверса; ЭГУ - головка управления при работе от централизованной гидросистемы; ГА - гидроаккумулятор; ГД - гидродвигатель; ГК - гидрокомпенсатор; ДД1..5 - датчики давления; Н - насос; Ф1,2 - фильтроэлементы.

Конструктивно ДГРП состоит из трех основных частей: цилиндрической группы, клапанной коробки с установленными на ней агрегатами и встроенной насосной станции, смонтированной на специальном кронштейне. Несмотря на предполагаемую работу привода в лабораторных условиях, общая его компоновка учитывает особенности установки рулевых приводов на борту самолета: ДГРП имеет минимальный размер по одной из осей и его центр тяжести максимально приближен к продольной оси крепления привода.

Необходимо отметить, что используемый в приводе электродвигатель разработки кафедры 310 МАИ переразмерен. Он является результатом

компромиссного выбора среди готовых вентильных двигателей, доступных для использования в отведенные сроки создания экспериментального образца привода. Он развивает максимальную мощность около 10 кВт, что примерно вдвое больше необходимой для обеспечения характеристик привода. Особенностью применяемого двигателя является наличие системы резервирования обмоток.



**Рис. 4.1** Функциональная схема экспериментального образца ДГРП-КРС

Основные технические характеристики двухрежимного рулевого привода ДРП-1 (заводское обозначение изделия) приведены в таблице 4.1.

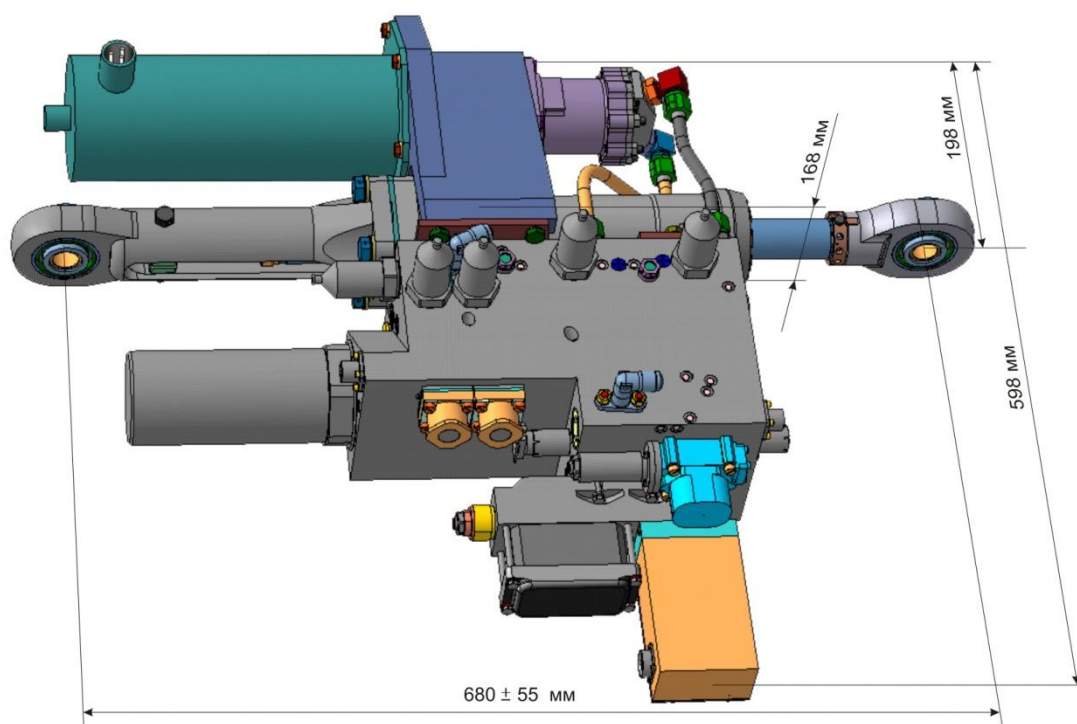
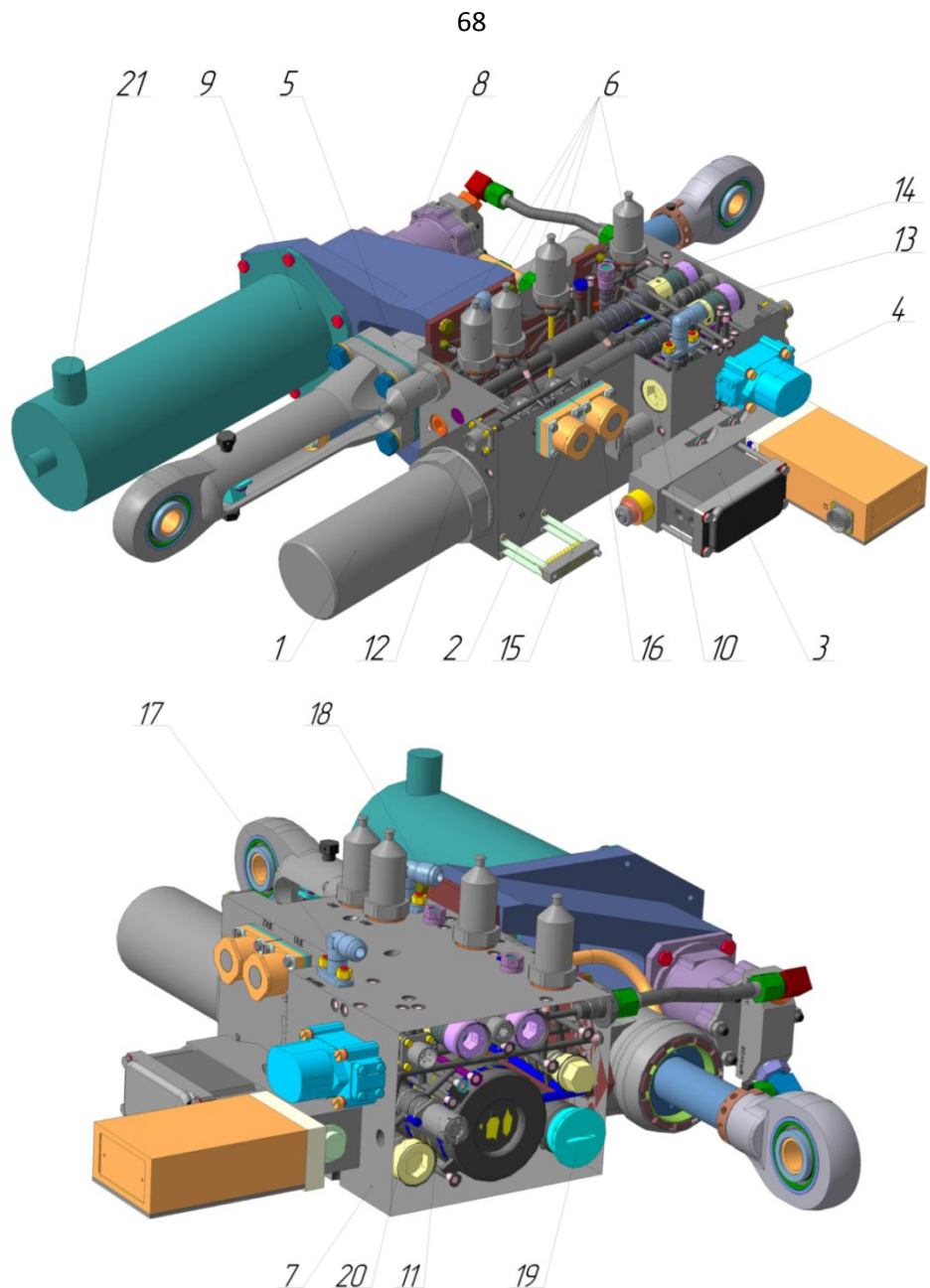


Рис. 4.2 Общий вид экспериментального образца привода

Таблица 4.1

Наименование характеристики	Значение
Максимальное давление нагнетания насоса, кгс/см <sup>2</sup>	210
Давление, поддерживаемое гидрокомпенсатором привода в процессе работы, кгс/см <sup>2</sup>	2,8...7,2
Усилие, развиваемое на выходном звене привода при скорости, равной нулю, при максимальном давлении нагнетания (21,0+0,5)МПа и давлении слива (0,5±0,2)МПа, кгс, не менее	4600
Рабочий ход выходного звена привода, мм, не менее	110
Максимальная скорость выходного звена без нагрузки, мм/с,	140
Скорость выходного звена при силе сопротивления 2670 кгс и входном сигнале, соответствующем максимальной скорости без нагрузки, мм/с, не менее	91
Перепад давления на полностью открытых окнах клапана реверса при максимальной скорости выходного звена при работе привода в режиме питания от электросистемы, кгс/см <sup>2</sup> , не более	9
Перепад давления на полностью открытых окнах клапана переключения режимов работы привода при максимальной скорости выходного звена при работе привода в активных режимах, кгс/см <sup>2</sup> , не более	6,6

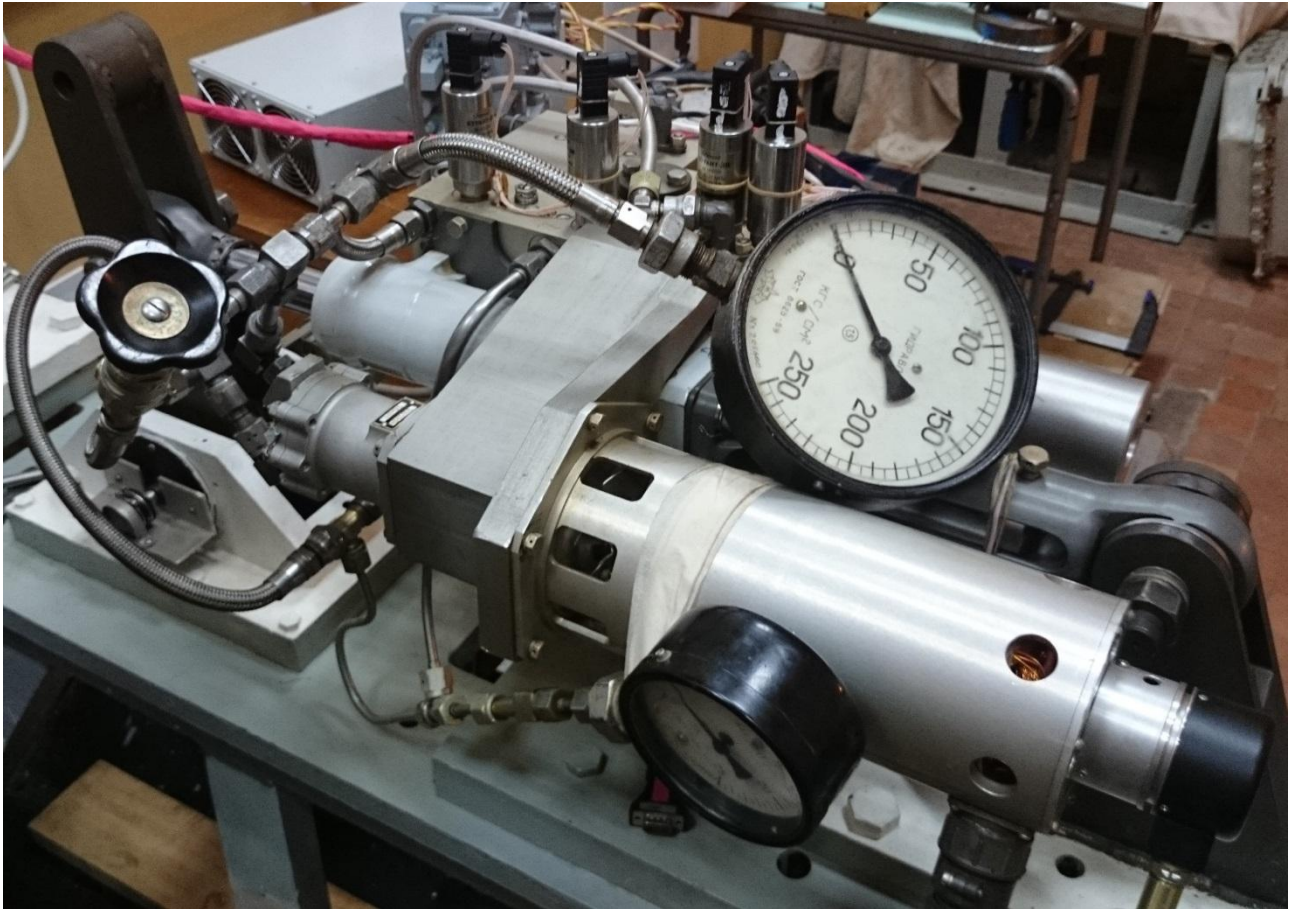
На рисунке 4.3 показаны трехмерные модели привода с указанием его основных компонентов.



**Рис. 4.3** Компоновка ДРП1: 1 – гидрокомпенсатор; 2,16 – ЭГК пассивных режимов; 3 – клапан реверса СГ6.20; 4 – ЭГУ 6Ц209-03; 5 – цилиндрическая группа; 6 – датчики давления; 7 – корпус клапанной коробки; 8 – насос НП170; 9 – приводной электродвигатель; 10– входной гидравлический фильтр; 11 – клапан переключения активных режимов; 12 – ШР цепей управления; 13 – второй клапан переключения пассивных режимов; 14 – первый клапан переключения пассивных режимов; 15 – разъем; 17 – штуцер подачи гидравлической жидкости на привод; 18 – штуцер слива; 19 – гидроаккумулятор; 20 – разъем подключения ЭГУ 6Ц209; 21 – разъем подключения двигателя к блоку управления.



Внешний вид двухрежимного электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием ДРП-1, установленного на стенде МАИ, показан на рис.4.4.



**Рис. 4.4.** Экспериментальный привод на стенде МАИ

#### **4.1. Стендовый комплекс для испытаний экспериментального образца гибридного привода**

Экспериментальные исследования ДРП-1 проводились на заводе-изготовителе ММЗ «Рассвет» и в научно–исследовательской лаборатории каф. 702 МАИ, расположенной в комнате 04 корпуса №9.

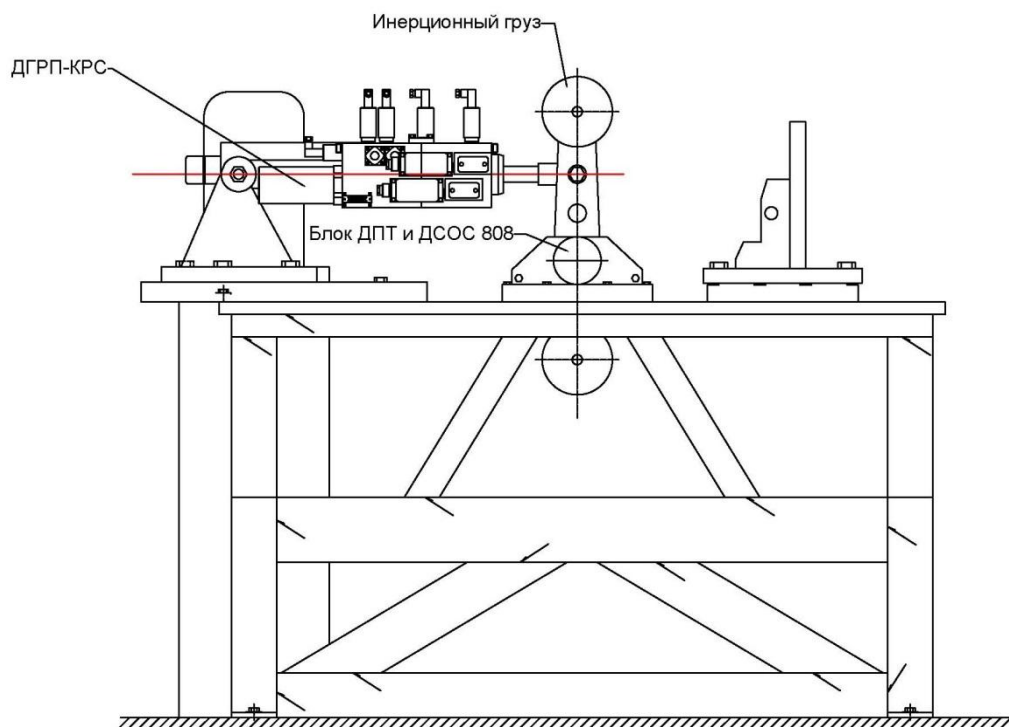
В помещении лаборатории с укрепленным фундаментом располагаются испытательные стенды, предназначенные для размещения исследуемого привода нагружающих устройств и элементов для измерения необходимых рабочих параметров. Лаборатория снабжена столами, тумбами и стеллажами для размещения компьютеров, принтеров, контрольно – измерительной аппаратуры, рабочих мест персонала, мобильных источников электропитания.

Энергетическое оборудование включает гидравлическую насосную станцию с номинальным давлением подачи 20МПа и производительностью 40л/мин на основе авиационного насоса переменной производительности с обратной связью по давлению НП–43 с приводным асинхронным электродвигателем мощностью 30кВт и комплектом вспомогательного оборудования, промышленную 3-х фазную электросеть переменного тока 50Гц 380В с выходом на 2 силовых щитка с независимым включением, набор стандартных настенных колодок бытового однофазного напряжения 50Гц 220В для питания вычислительных устройств, контрольно–измерительной аппаратуры и переносных источников спецпитания. Последние включают регулируемые источники постоянного напряжения 0...30В,  $\pm 15$ В для питания преобразователей датчиков перемещения.

Устройство лабораторного стенда для проведения испытаний экспериментального образца двухрежимного электрогидравлического привода представлено на рис.4.5. Основой стенда служит сварной металлический стапель, прикрепленный к монтажным направляющим, вмурованным в бетонный фундамент помещения. К верхней поверхности стапеля прикреплены плиты с элементами узлов крепления привода (задний кронштейн и качалка имитатора инерционной нагрузки). Изменение инерционной нагрузки осуществляется установкой на качалку соответствующего числа массивных дисков. На оси качалки крепятся датчики перемещения нагрузки точного и грубого отсчета на основе прецизионных бесступенчатых потенциометрических датчиков типа СП4–8, тахогенератор марки ДСОС 808 для измерения скорости поворота качалки и, в случае необходимости, введения динамической коррекции.

Испытуемый привод крепится выходным звеном к поворотной качалке с помощью силового штифта. Задний узел крепления привода прикреплен к кронштейну аналогичным способом. К приводу подключаются трубопроводы централизованного гидроснабжения, снабженные внешним фильтром, редукционным клапаном, вентильными кранами, а также манометрами

контроля давления подачи и слива и электрожгуты питания входящих электроустройств и съема сигналов датчиков первичной информации. Силовые элементы стенда должны выдерживать статические нагрузки до 4500 кгс, вибрационные и ударные нагрузки при снятии частотных характеристик и переходных функций в разомкнутом и замкнутом контуре.



**Рис. 4.5.** Стендовый комплекс

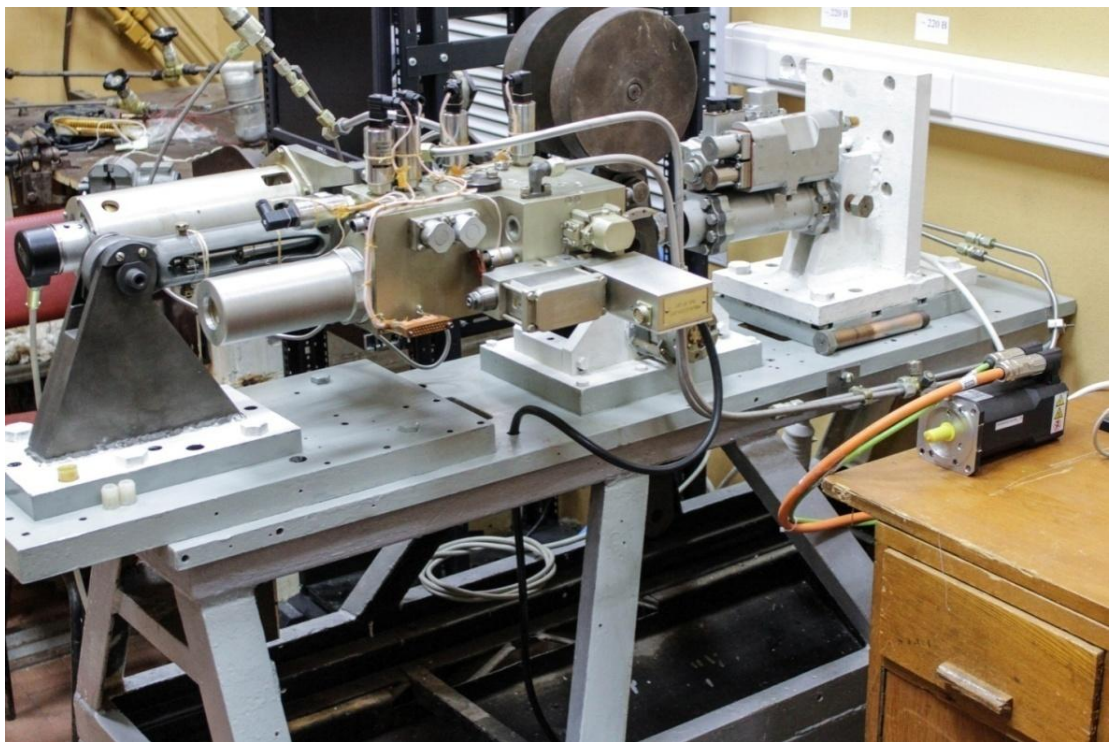
Основой испытательного комплекса служат исполнительный механизм (ИМ) привода, устанавливаемый на нагрузочном стенде, блок управления приводом, выполненный на промышленном контроллере I-8837-80 (рис. 4.6), персональный компьютер с установленным пакетом программ для программирования и отладки контроллера и высокопроизводительная модульная платформа National Instruments PXIe, осуществляющая генерацию управляющих сигналов, а также сбор и обработку экспериментальных данных.

Общий вид испытательного комплекса для исследования экспериментального образца двухрежимного электрогидравлического рулевого привода, расположенного в научно-исследовательской лаборатории кафедры №702 МАИ, представлен на рис. 4.7.





**Рис. 4.6.** Промышленный контроллер



**Рис. 4.7.** Лабораторный стенд

Стендовый комплекс снабжен набором внешних устройств обслуживания, преобразователем переменного напряжения 380В, 50Гц в постоянное напряжение для питания мехатронного модуля и блоком управления мехатронным модулем. Система управления лабораторным комплексом, как было сказано ранее, построена на базе модульной платформы National Instruments PXIe, программная часть которой разработана на основе технологии LabView [2,39].



## **4.2. Выводы**

1. Разработанный экспериментальный образец привода и стендовый комплекс позволяют проводить экспериментальные исследования характеристик привода и его базовых компонентов. На разработанном стендовом комплексе возможно получение характеристик отдельных узлов и агрегатов привода, снятие статических и динамических характеристик привода при режиме питания как от централизованной гидросистемы, так и от встроенного источника энергии.

2. Экспериментальный образец привода содержит в своей конструкции ряд отработанных серийных агрегатов и узлов (клапан реверса СГ6.20, насос НП-170, исполнительный механизм привода РП-86, клапан переключения активных режимов с известной проводимостью окон). Данные компоненты имеют известные [30,37] и отработанные математические модели, что в дальнейшем упрощает создание математической модели привода, существенно удешевляет его конструкцию, сроки изготовления и повышает достоверность исследований.

3. В созданном экспериментальном образце привода были учтены особенности установки рулевых приводов на борту самолета: ДГРП имеет минимальный размер по одной из осей (высоту) и его центр тяжести максимально приближен к продольной оси крепления привода. Данный факт положительно отражается на опыте проектирования последующих опытных образцов таких приводов.

## **Глава 5. Экспериментальные исследования характеристик базовых компонентов электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости**

Конструкция привода и описание основных его элементов представлены в главе 2 и главе 4. Экспериментальное исследование проводилось с целью определения основных характеристик привода и его агрегатов, проверки соответствия расчетных данных экспериментальным результатам и для уточнения параметров разработанной математической модели.

Исследовательским образцом являлся гибридный электрогидравлический рулевой привод с комбинированным регулированием скорости ДРП-1. Для задач, обозначенных в целях диссертации, исследовалась работа привода в режиме работы с питанием от электрической энергосистемы.

### **5.1. Объект исследований**

Объектом исследований является экспериментальный образец двухрежимного электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена, принципиальная схема которого показана на рисунке 2.3 раздела 2. Указанный привод был разработан при активном участии автора и изготовлен по ТЗ, сформированному кафедрой 702 МАИ, на ОАО «ММЗ Рассвет» с целью проверки научных инноваций, эффективности технических решений, отработки разработанных математических моделей и оценки возможности использования подобных типов приводов в системах управления самолётом [36]. Условия проведения экспериментальных исследований представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Температура рабочей жидкости, °С	30..40
Давление нагнетания, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	20 (200)
Давление слива, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ), не более	0,5 (5)
Температура окружающей среды, °С	25
Рабочая жидкость	АМГ-10 ГОСТ 6794-75
Чистота рабочей жидкости, класс по ГОСТ 17216-2001, не грубее	8

## 5.2. Результаты экспериментальных исследований

*Скоростная характеристика разомкнутого ненагруженного привода при управлении только клапаном реверса (гидрораспределителем СГ6.20).*

Характеристики привода определялись при давлении нагнетания во внешней гидросистеме 20МПа (200кгс/см<sup>2</sup>) и давлении слива 0,7МПа (7кгс/см<sup>2</sup>). Давление в сливной полости привода по датчику ДД1 равно 0,7МПа (7кгс/см<sup>2</sup>). При различных значениях управляющего сигнала  $U_{эгу}$  клапана реверса СГ6.20 были замерены скорости перемещения штока  $v$  и давления в полостях гидроцилиндра  $P1, P2$ .

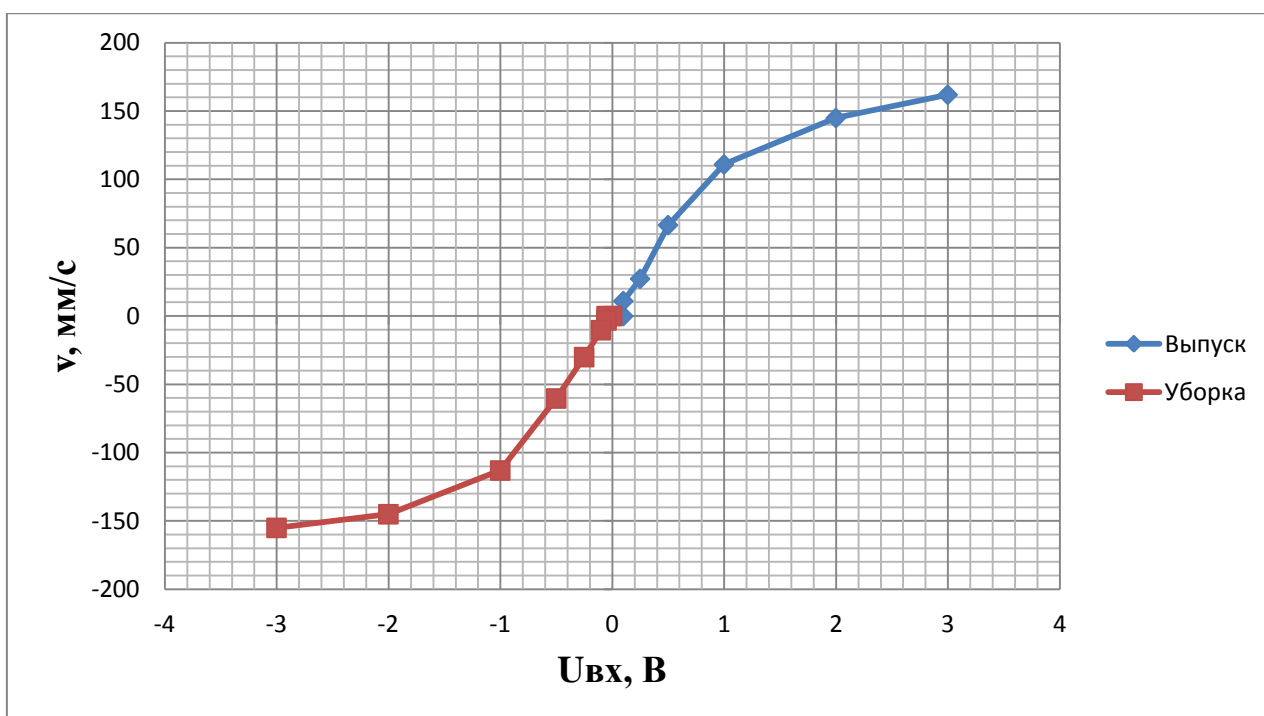
Для определения зоны нечувствительности и момента страгивания поршня на вход обмоток клапана реверса подавалось медленно нарастающее управляющее напряжение. При лабораторном анализе было установлено, что в момент страгивания поршня при выдвигании и втягивании величина напряжения составляет  $U_{см}=0.05В$ . Данное напряжение соответствует зоне нечувствительности клапана реверса, равной 0.1В (1% от максимального сигнала управления клапана), что соответствует паспортным данным на изделие. Значения измерений параметров представлены в таблицах 5.2 и 5.3. Графики зависимости  $v=f(U_{рев})$  представлены на рисунке 5.1.

Таблица 5.2. Движение штока на втягивание

$U_{рев}, В$	0,05	0,1	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0
$v, мм/с$	3,08	5,87	30,0	60,3	113	145	155
$P1, кгс/см^2$	106	112	118				
$P2, кгс/см^2$	100	100	95				
$P1-P2, кгс/см^2$	6	12	23				

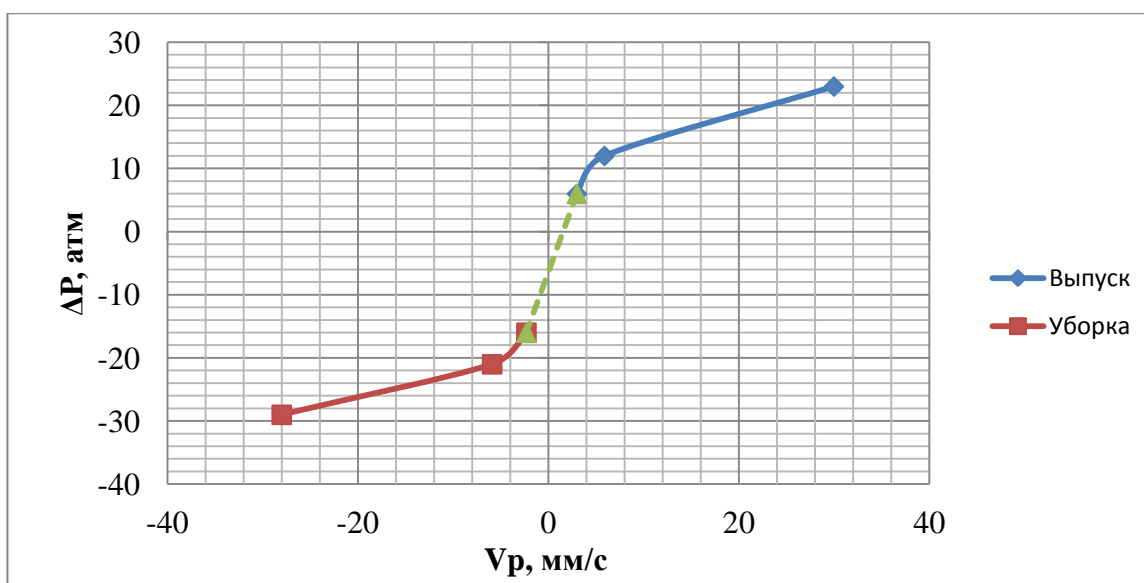
Таблица 5.3. Движение штока на выдвигание

$U_{рев}, В$	0,05	0,1	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0
$v, мм/с$	2,32	5,88	27,8	66,6	111	145	162
$P1, кгс/см^2$	96	96	92				
$P2, кгс/см^2$	112	117	121				
$P1-P2, кгс/см^2$	-16	-21	-29				



**Рис. 5.1.** График экспериментальной скоростной (регулирующей) характеристики привода при управлении только клапаном реверса  $v=f(U_{рев})$

На рисунке 5.2 показана зависимость перепада давления на поршне гидроцилиндра от скорости перемещения поршня  $(P1-P2)=f(v)$  при управлении им только клапаном реверса. При этом в процессе эксперимента на входе в гидрораспределитель поддерживалось постоянное давление на уровне 20 МПа. В реальных эксплуатационных режимах этот сервоклапан работает при различных уровнях давления. В данном эксперименте оценивалась возможность симметричного регулирования скорости перемещения поршня. Представленные на рис.5.2 зависимости показывают, что клапан реверса, включённый на выходе насоса, обеспечивает практически симметричное регулирование скорости поршня. Однако потери давления в соединительных каналах между клапаном реверса и гидроцилиндром, а также в клапане переключения режимов работы значительны и составляют 2...3 МПа, что показывают графики на рис.5.2.



**Рис. 5.2.** Экспериментальная зависимость изменения перепада давления на поршне гидроцилиндра от скорости перемещения поршня при управлении потоками жидкости в гидроцилиндр только клапаном реверса  $(P1-P2)=f(v)$

*Силовая характеристика разомкнутого привода при управлении только клапаном реверса (гидрораспределитель СГ6.20).*

Силовая (перепадная) характеристика привода определялась при давлении нагнетания во внешней гидросистеме 21 МПа (210 кгс/см<sup>2</sup>) и давлении слива 0,7 МПа (7кгс/см<sup>2</sup>) при неподвижном поршне гидроцилиндра. При различных значениях управляющего сигнала  $U_{кр}$  клапана реверса СГ6.20 были замерены давления в полостях гидроцилиндра P1, P2. Данные замеренных параметров представлены в таблице 5.4 и 5.5. Графики зависимостей  $P1=f(U_{кр})$ ,  $P2=f(U_{кр})$  и  $(P1-P2)=f(U_{кр})$  при неподвижном поршне представлены на рисунке 5.3и 5.4.

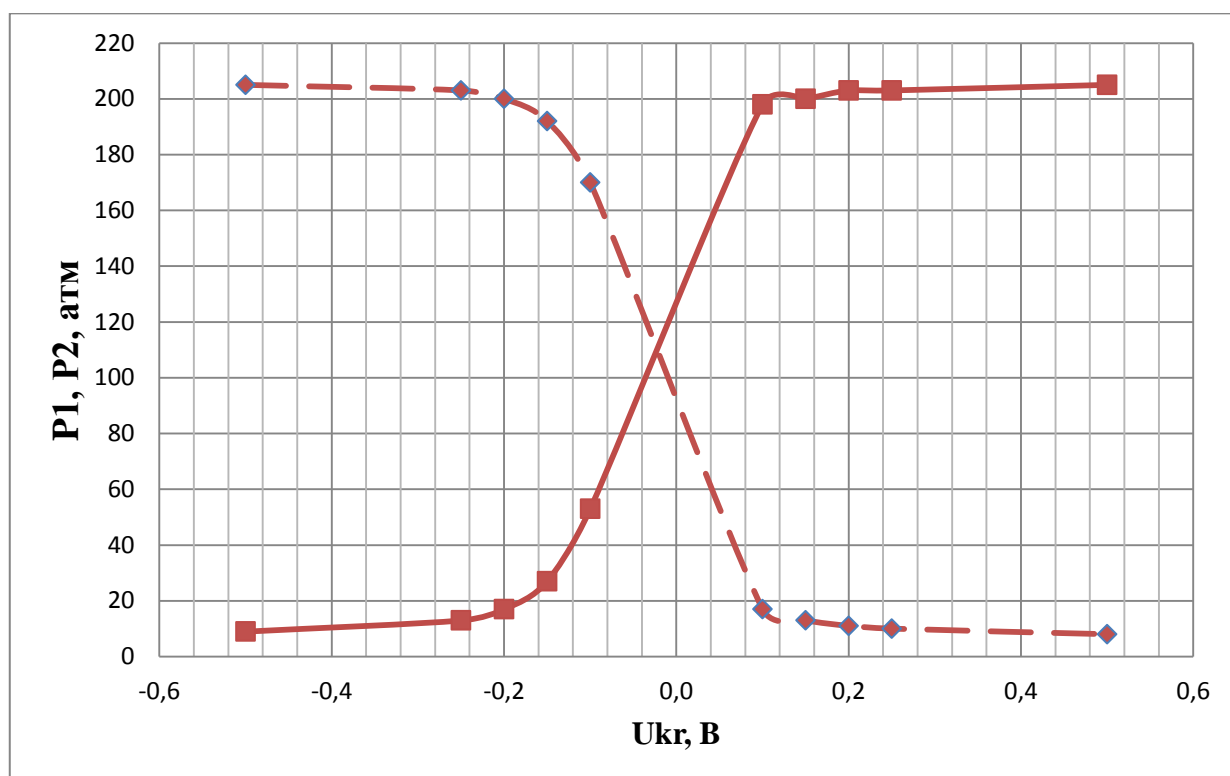
Таблица 5.4. Шток втянут

Uэгу, В	0	0,1	0,15	0,2	0,25	0,5
P1, кгс/см <sup>2</sup>	44	170	192	200	203	205
P2, кгс/см <sup>2</sup>	52	53	27	17	13	9
P1-P2, кгс/см <sup>2</sup>	8	117	165	183	190	196

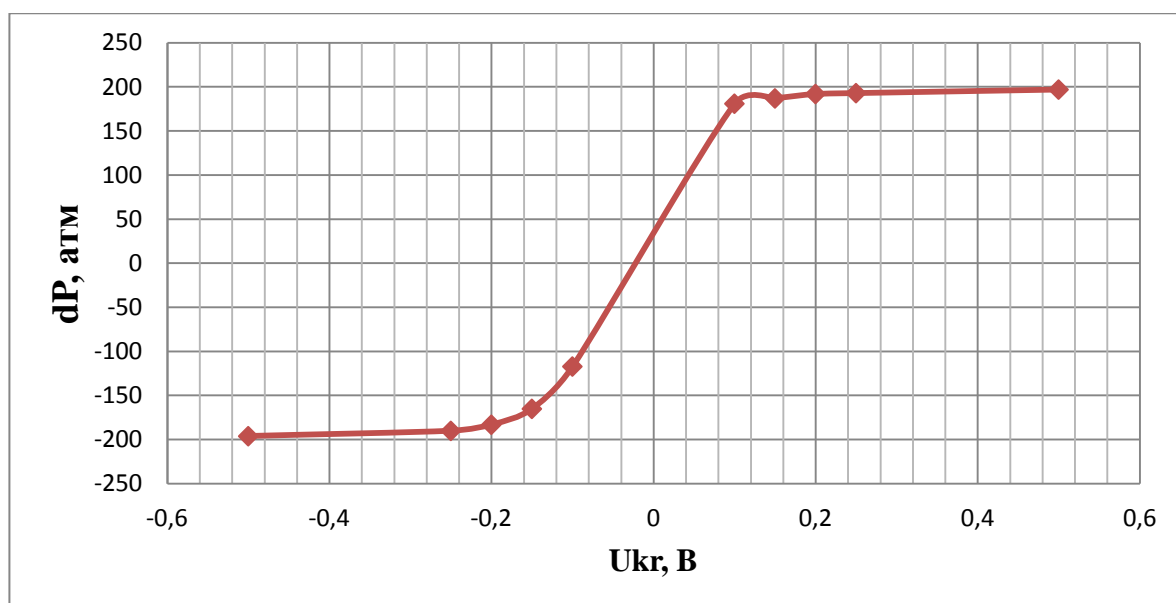
Таблица 5.5. Шток выдвинут

Uэгу, В	0,1	0,15	0,2	0,25	0,5
P1, кгс/см <sup>2</sup>	17	13	11	10	8
P2, кгс/см <sup>2</sup>	198	200	203	203	205
P1-P2, кгс/см <sup>2</sup>	-181	-187	-192	-193	-197

Представленные на рис.5.3 графики показывают, что включённый в гидравлическую систему привода клапан реверса потока рабочей жидкости обеспечивает симметричное регулирование скоростью поршня. При этом зона формирования силовой характеристики составляет около 3% от максимального сигнала на клапан реверса. Можно предположить, что такой диапазон формирования силовой характеристики привода определяется утечками по зазорам в клапане реверса. Эта характеристика, перестроенная в виде зависимости перепада давления на поршне от сигнала управления клапаном реверса, показана на рис.5.4.



**Рис. 5.3.** График экспериментальной силовой характеристики привода при управлении потоками жидкости клапаном реверса, коммутирующим потоки жидкости от насоса к гидроцилиндру  $P1=f(U_{вх})$ ,  $P2=f(U_{вх})$



**Рис. 5.4.** График экспериментальной силовой характеристики привода при управлении потоками жидкости клапаном реверса, коммутирующим потоки жидкости от насоса к гидроцилиндру  $(P1-P2)=f(U_{вх})$

*Зависимость перемещения золотника клапана реверса СГ6 от входного сигнала  $U_{кр}$  разомкнутого привода.*

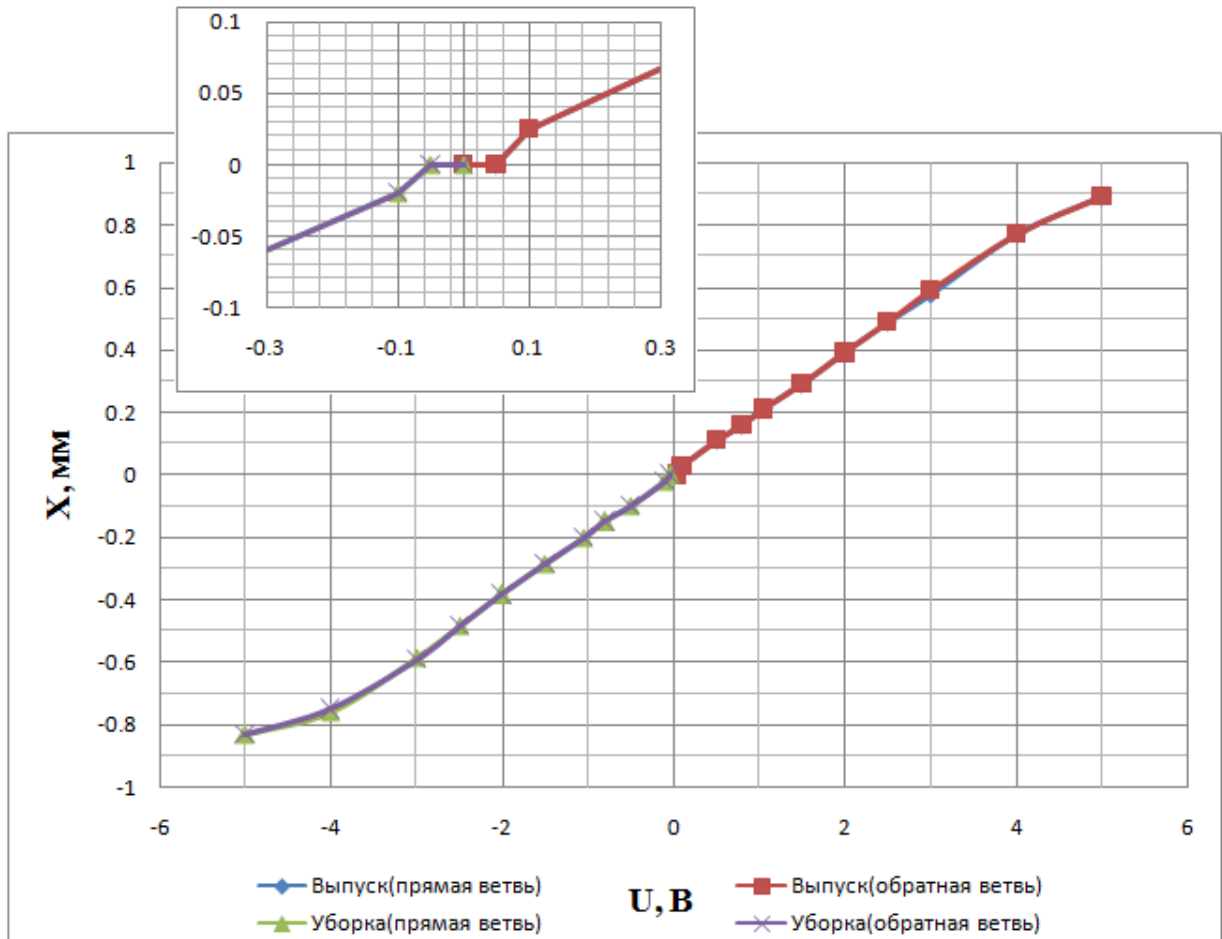
При различных значениях управляющего сигнала  $U_{кр}$  клапаном реверса СГ6 были замерены перемещения золотника клапана. Данные замеренных параметров представлены в таблице 5.6 и 5.7. Графики зависимостей  $X=f(U_{кр})$  представлены на рисунке 5.5. Приведенный на рисунке график показывает, что клапан реверса имеет зону нечувствительности примерно равную 1%, что подтверждает результаты, полученные ранее.

Таблица 5.6. Перемещение золотника на втягивание.

Uэгу, В	0,05	0,1	0,5	0,8	1,05	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
X↑, мм	0	0,02	0,10	0,15	0,20	0,285	0,385	0,485	0,59	0,76	0,83
X↓, мм	0	0,02	0,10	0,15	0,20	0,285	0,385	0,485	0,59	0,75	0,83

Таблица 5.7. Перемещение золотника на выдвижение.

Uэгу, В	0,05	0,1	0,5	0,8	1,05	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
X↑, мм	0	0,025	0,11	0,16	0,21	0,29	0,39	0,40	0,58	0,77	0,89
X↓, мм	0	0,025	0,11	0,16	0,21	0,29	0,39	0,40	0,59	0,77	0,89



**Рис. 5.5.** Экспериментальная регулировочная характеристика клапана реверса  $X=f(U_{кр})$

*Определение зависимости давления нагнетания насоса от скорости вращения электродвигателя при нейтральном положении клапана реверса.*

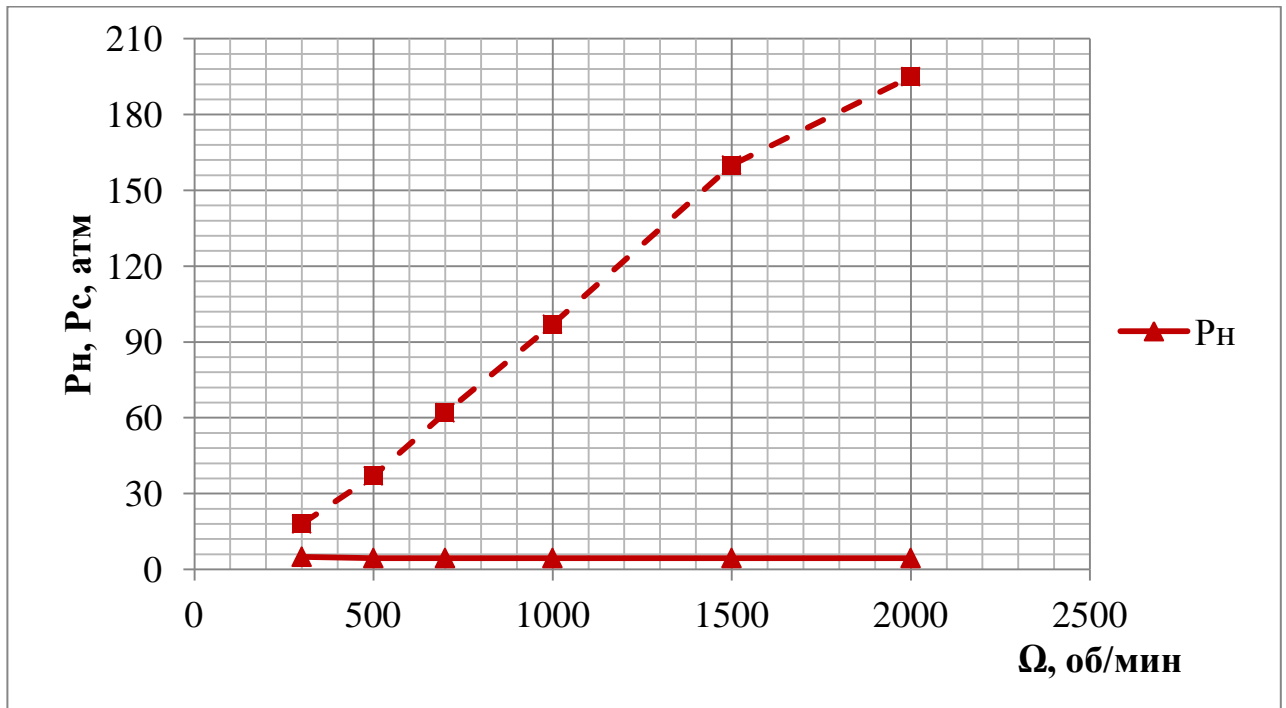
Перед проведением испытаний была проведена зарядка гидрокомпенсатора (0,5 МПа). Зависимость давления нагнетания насоса от скорости вращения электродвигателя определялась при обесточенном ЭКГ1 и включенном ЭКГ2, что определяло режим работы привода от встроенного источника энергии. При этом был снят управляющий сигнал с гидрораспределителя клапана реверса СГ6.20. Управляющий сигнал подавался от мехатронного модуля привода. Была определена зависимость величины давления подачи насоса НП 170 от скорости вращения ротора электродвигателя. Экспериментальные данные измерений представлены в таблице 5.8. График зависимости  $P_n=f(\Omega)$  представлен на рис. 5.6.



Таблица 5.8

$\Omega$ , об/мин	300	500	700	1000	1500	200
$P1$ , кгс/см <sup>2</sup>	18	37	62	97	160	195
$P2$ , кгс/см <sup>2</sup>	5	4.5	4.5	4.5	4.5	4.5

Стоит отметить, что величина максимального давления при работе от встроенного источника энергии определяется настройкой предохранительного клапана.



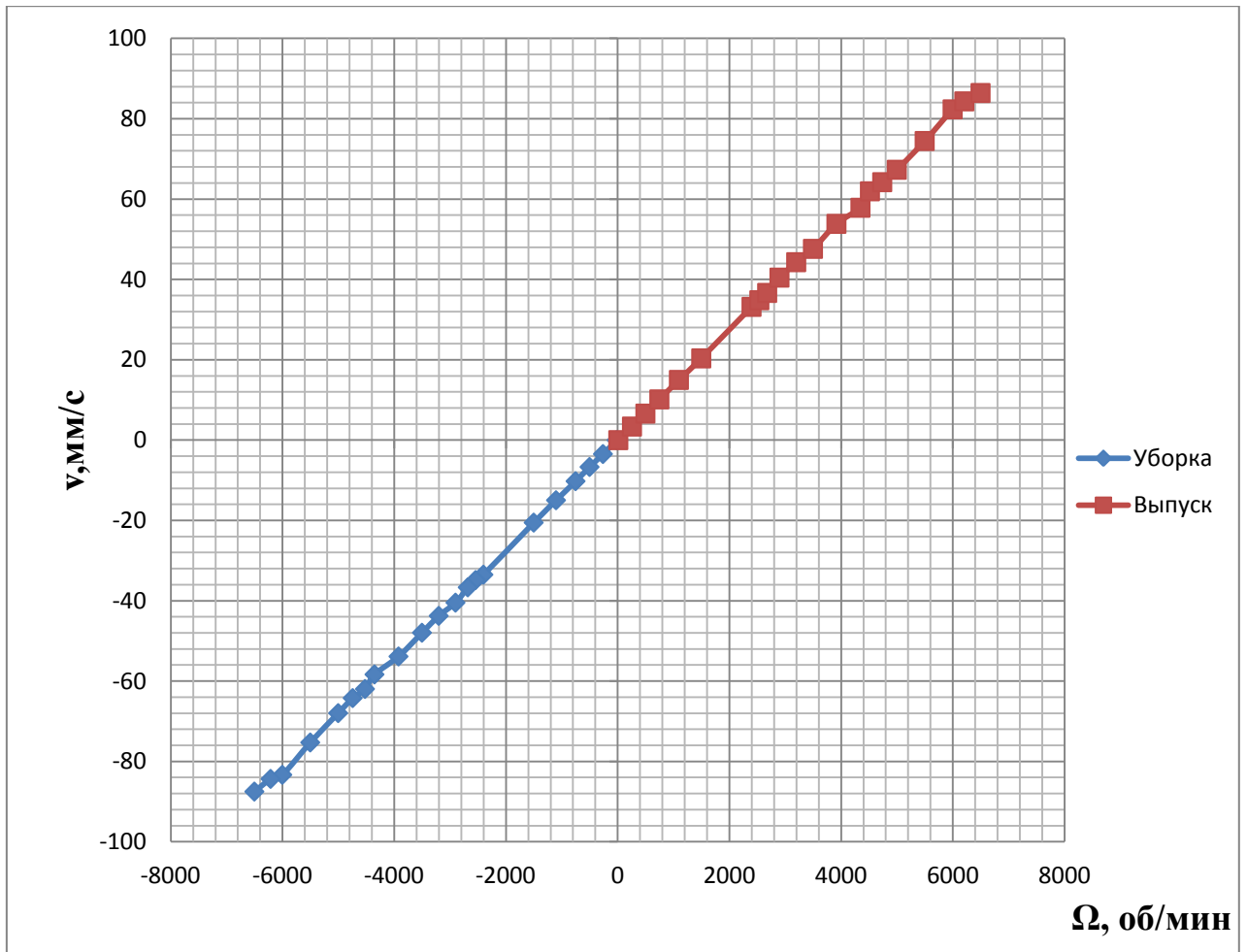
**Рис. 5.6.** Экспериментальная зависимость давления подачи насоса от скорости вращения ротора электродвигателя при закрытом клапане реверса

Наклон характеристики давления нагнетания насоса определяется, преимущественно, утечками через шунтирующий дроссель, добавленный в схему при проведении испытаний на стенде МАИ.

*Скоростная характеристика разомкнутого ненагруженного привода при управлении только мехатронным модулем.*

Перед проведением испытаний были заряжены гидрокомпенсатор (0,7 МПа) и гидроаккумулятор (9,8 МПа). Скоростная характеристика разомкнутого привода при управлении только мехатронным модулем определялась при

обесточенном клапане ЭКГ1 и включенном клапане ЭКГ2. При этом на входе клапана реверса СГ6.20 формировался управляющий сигнал  $U_x = \pm 10В$ . Управляющий сигнал  $U_{mm}$  поступал на мехатронный модуль, изменяя скорость вращения его электродвигателя. Была определена зависимость величины скорости штока привода от скорости вращения ротора электродвигателя. Данные замеренных параметров представлены в таблице 5.9, а график скоростной характеристики  $v = f(\Omega)$  представлен на рисунке 5.7.



**Рис. 5.7.** Экспериментальная зависимость установившейся скорости штока ненагруженного привода от скорости вращения электродвигателя  $v = f(\Omega)$

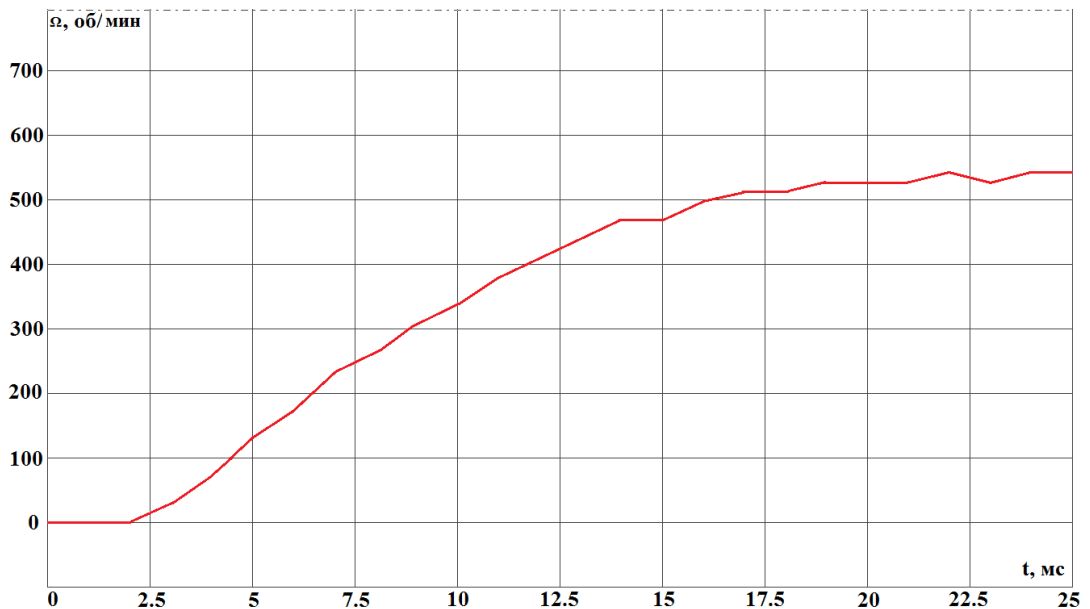
*Переходные процессы при отработке приводным электродвигателем скачкообразных входных воздействий.*

При проведении эксперимента вал электродвигателя был соединен с приводным насосом, полости которого были закольцованы через дроссель

переменного сопротивления и отсоединены от клапанной коробки привода. На рисунке 5.8 показана обработка мехатронным модулем привода скачкообразного сигнала, соответствующего скорости вращения вала привода 500 об/мин. Время переходного процесса составляет ~15мс, при этом разгон электродвигателя на начальном участке составляет 1мс.

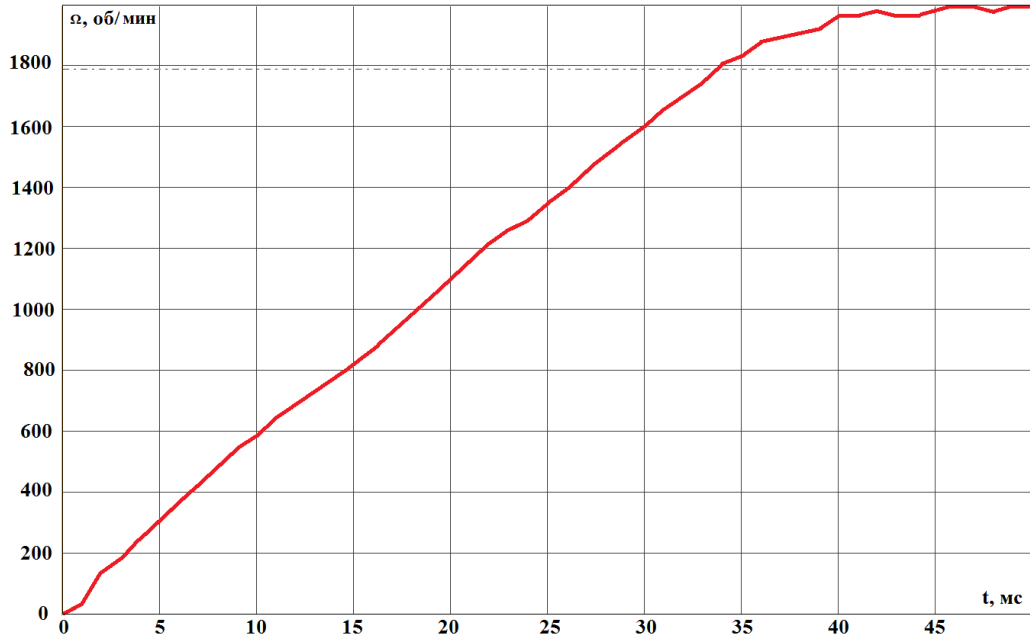
Таблица 5.9

Обороты ротора двигателя $\Omega$ , об/мин	Скорость штока поршня $v$ , мм/с		Обороты ротора двигателя $\Omega$ , об/мин	Скорость штока поршня $v$ , мм/с	
	уборка	выпуск		уборка	выпуск
15	0	0	3500	47,95	47,62
260	3,46	3,38	3920	53,85	53,85
500	6,68	6,6	4350	58,33	57,85
750	10,22	10,14	4520	61,95	61,95
1100	14,96	14,99	4740	64,22	64,22
1500	20,53	20,35	5000	67,96	67,31
2400	33,49	33,18	5500	75,27	74,47
2540	34,83	34,83	6000	83,33	82,35
2680	36,65	36,65	6210	84,34	84,34
2900	40,46	40,46	6500	87,5	86,42
3200	43,75	44,3			



**Рис. 5.8.** Экспериментальная характеристика отработки мехатронным модулем привода скачкообразного входного воздействия, соответствующего  $\Omega=500$  об/мин

Целью эксперимента являлась проверка качества обработки мехатронным модулем требуемых сигналов управления и определение параметров переходных процессов. На рисунке 5.9 показана обработка мехатронным модулем привода скачкообразного сигнала, соответствующего скорости вращения вала привода  $2000 \text{ об/мин}$ .



**Рис. 5.9.** Экспериментальная характеристика обработки мехатронным модулем привода скачкообразного входного воздействия, соответствующего  $\Omega=2000 \text{ об/мин}$

### 5.3. Выводы

1. В результате проведенных экспериментальных исследований исследовательского образца привода было установлено:

1.1 Регулировочная характеристика привода обеспечивает линейное управление скоростью выходного звена в полном диапазоне изменения управляющего сигнала. Величина нелинейности составляет до 1%.

1.2 Силовая характеристика привода формируется в диапазоне сигналов  $-0.2 \dots 0.1 \text{ В}$ . Крутизна силовой характеристики зависит от технологических факторов качества изготовления клапана реверса и утечек в насосе.

1.3 Уровень давления на входе клапана реверса формируется в зависимости от режима управления увеличением или уменьшением скорости вращения ротора насоса и определяется утечками на нем.

1.4 Регулировочная характеристика привода при управлении только мехатронным модулем имеет линейный вид, а зона нечувствительности, обусловленная утечками в насосе и трением на поршне, составляет менее 2%.

1.5 Скорость вращения вала электродвигателя, при которой на выходе насоса обеспечивается давление 5МПа, составляет около 650 об/мин.

2. Характеристики предложенных в главе 3 математических моделей компонентов привода, таких как клапан реверса, учитывающий микрогеометрию золотниковых пар, линейный электродвигатель ЛЭД, объект перемещения и приводной электродвигатель, необходимо уточнить с использованием экспериментально полученных данных.

3. Регулировочная и силовая характеристики привода и регулировочная характеристика клапана реверса, в основном, имеют симметричную форму (отклонения до 2%), что является приемлемым для использования указанных устройств в авиационных рулевых приводах;

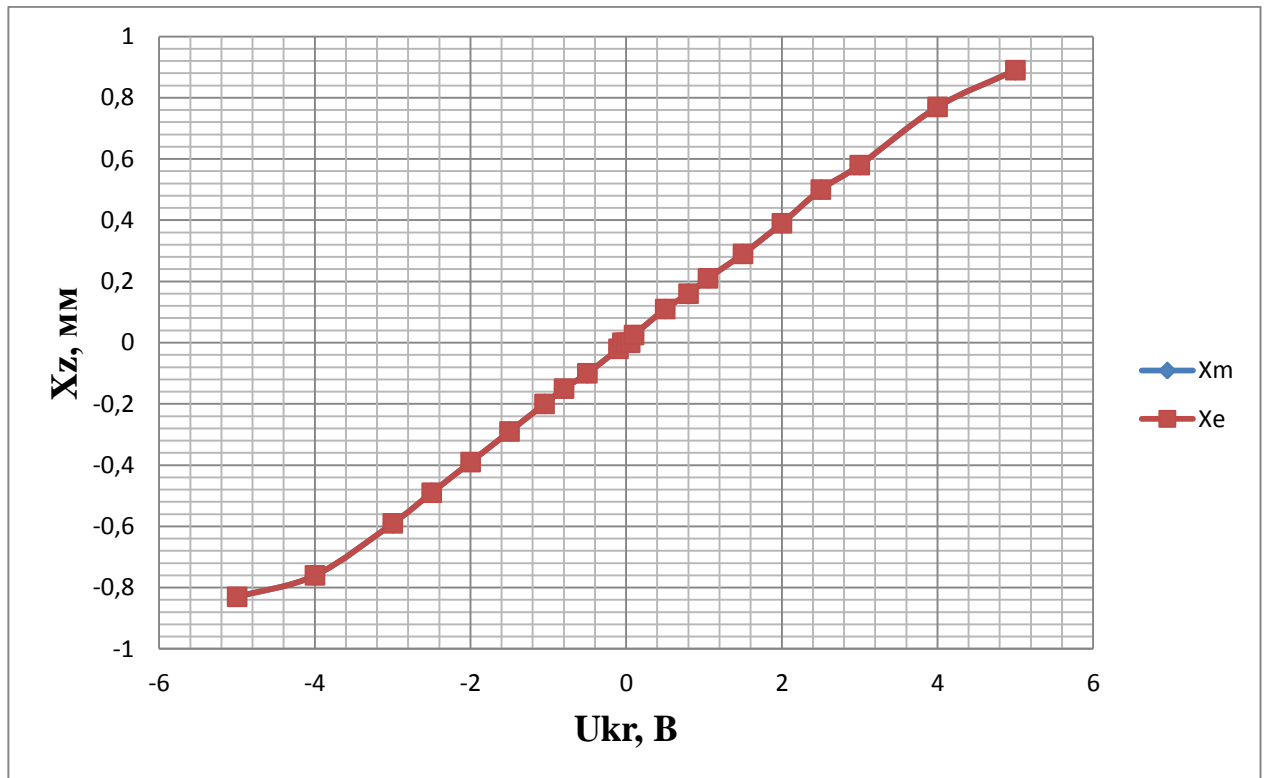
4. При конструировании новых образцов приводов необходимо обращать особое внимание на минимизацию потерь давления на окнах клапана реверса и клапане переключения активных режимов.

5. Минимизация скорости вращения вала электродвигателя при которой достигается начальное (определяемое настройкой) давление на клапане реверса выгодна с энергетической точки зрения, однако накладывает повышенные требования к качеству исполнения и линейности выходных характеристик насоса и мехатронного модуля привода.

## Глава 6. Обработка математических моделей компонентов привода и сопоставление результатов моделирования с экспериментом

Для установления соответствия характеристик элементов и узлов математической модели привода с реальными агрегатами, было проведено уточняющее моделирование, целью которого являлся анализ и сопоставление полученных экспериментальных результатов с результатами моделирования.

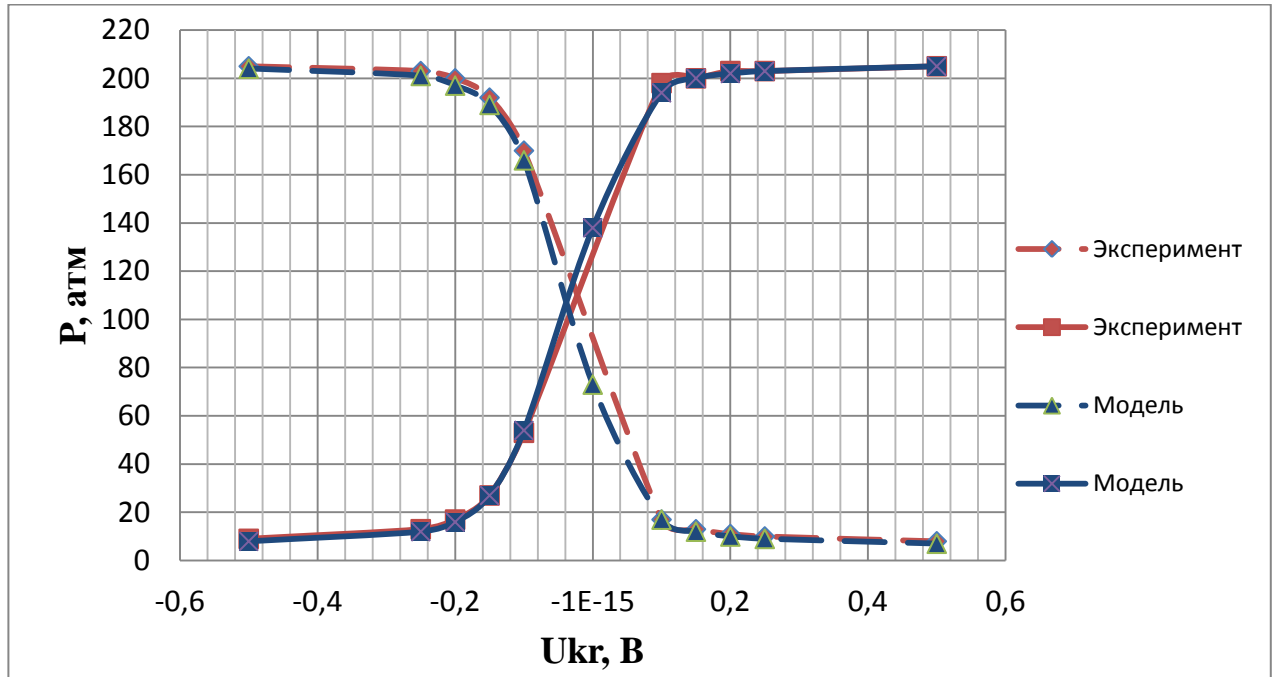
Одним из основных узлов привода с комбинированным регулированием скорости, существенно влияющих на качество характеристик является клапан реверса. На рисунке 6.1 показана регулировочная характеристики клапана реверса. Красным ( $X_e$ ) отмечена экспериментальная кривая, синим ( $X_m$ ) - результаты моделирования.



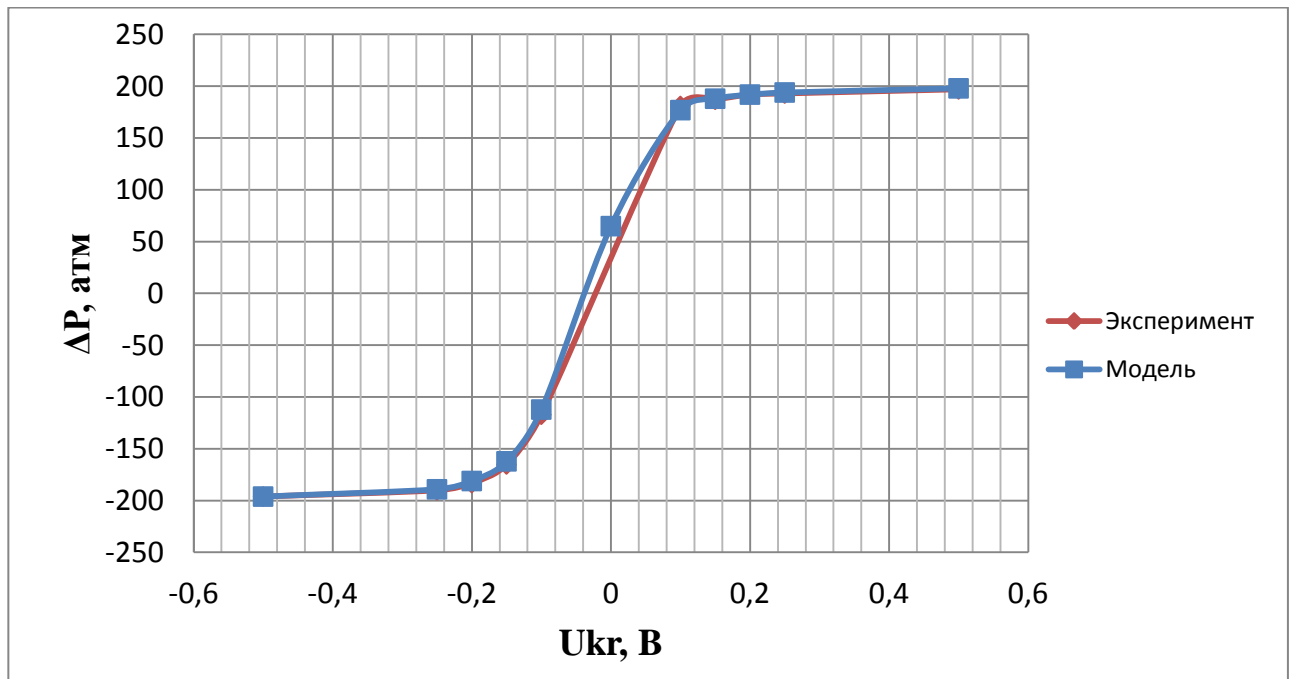
**Рис. 6.1.** Экспериментальная регулировочная характеристика клапана реверса

Регулировочная характеристика клапана реверса, полученная в результате моделирования, совпадает с экспериментальной характеристикой.

Графики давлений в полостях цилиндра и перепадная характеристика показаны на рисунках 6.2, 6.3. Результаты математического моделирования и экспериментальные исследования совпадают с достаточной точностью (до 7%).

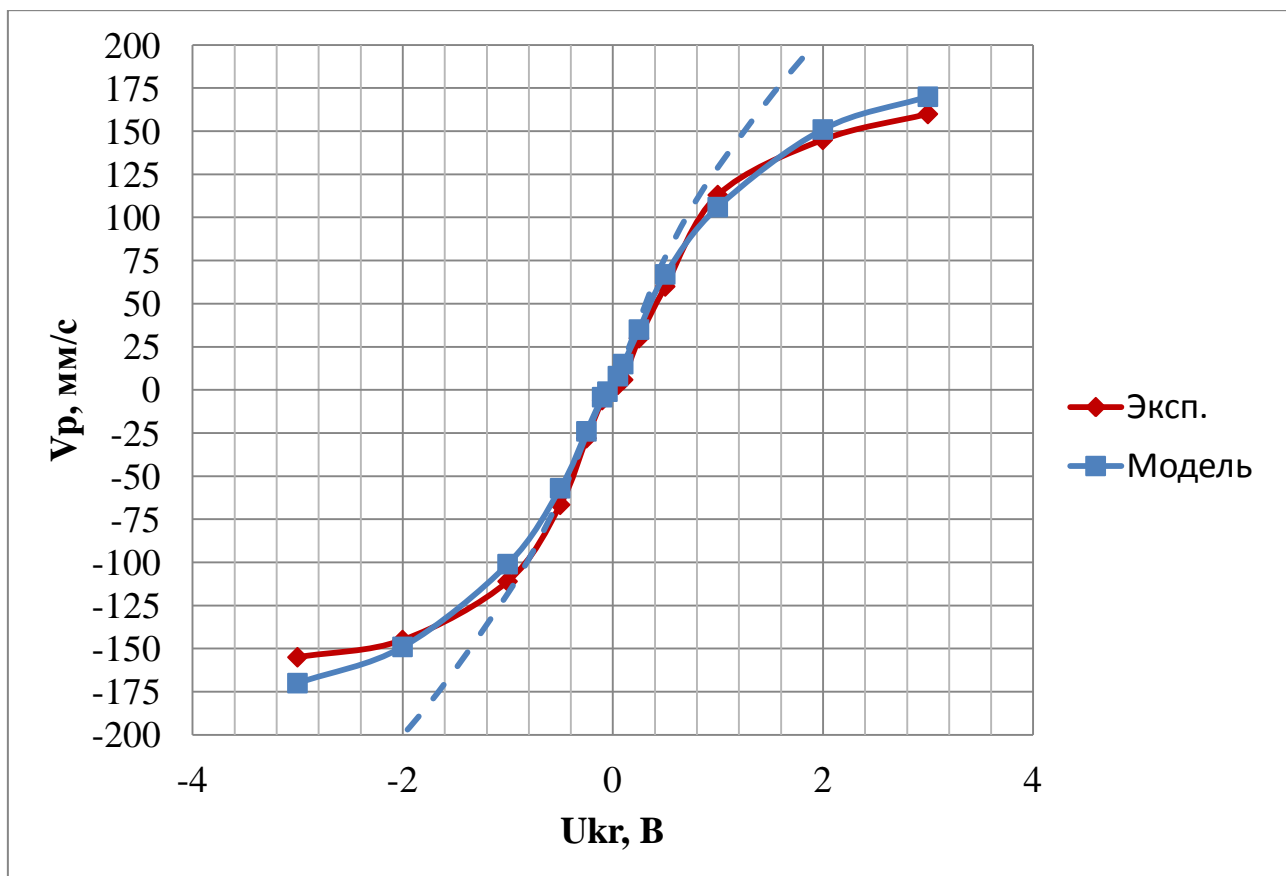


**Рис. 6.2.** Экспериментальные и теоретические силовые характеристики исполнительного механизма при управлении только клапаном реверса



**Рис. 6.3.** Перепадная характеристика привода при работе от клапана реверса

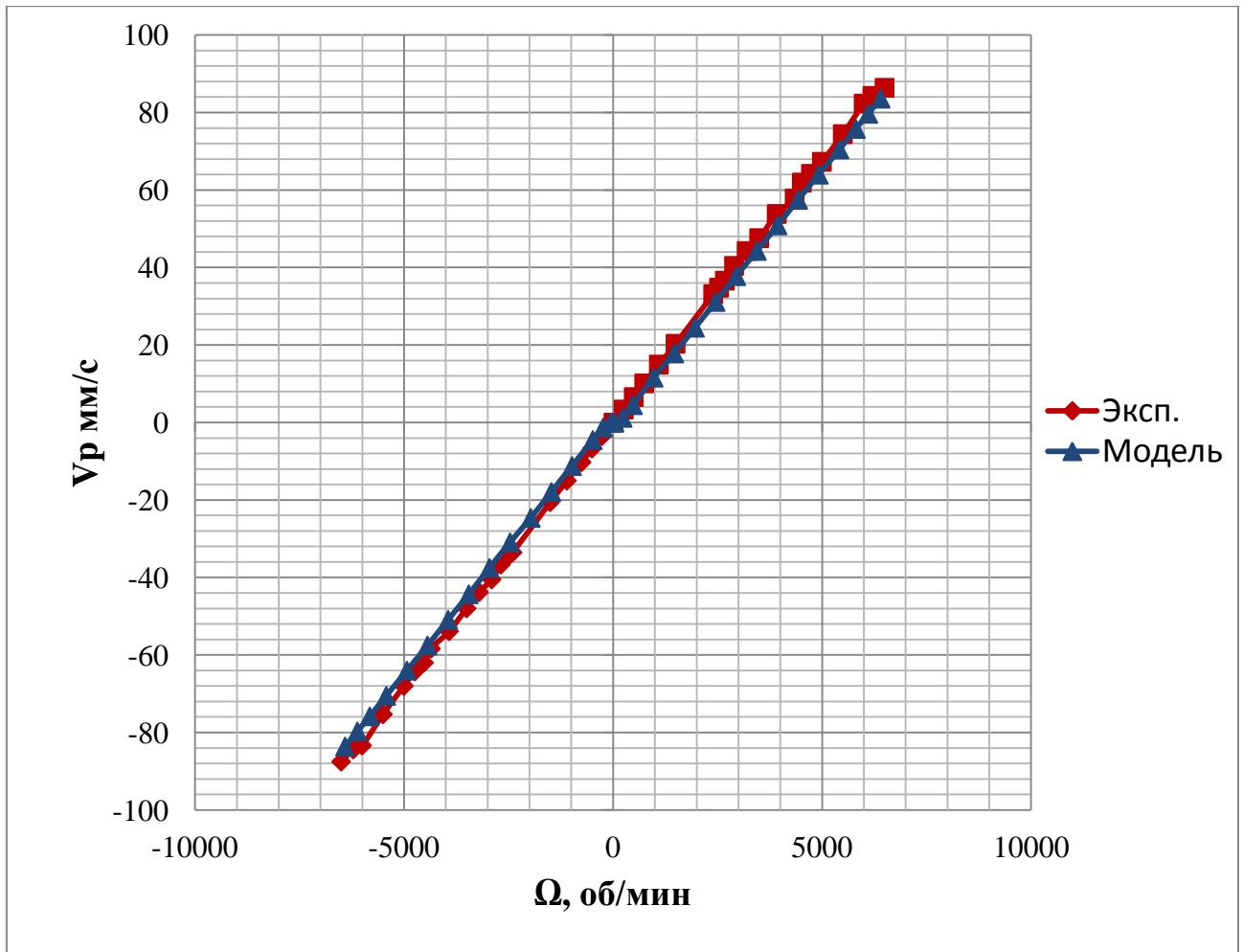
Скоростная (регулирующая) характеристика привода при управлении только клапаном реверса показана на рисунке 6.4. Теоретическая скоростная характеристика привода, питающегося от насосной станции с ограниченной производительностью, имеет удовлетворительное совпадение с экспериментальной характеристикой (расхождения до 11%). Пунктиром показана теоретическая регулирующая характеристика привода, полученная при неизменном давлении подачи  $P_p=210$  атм.



**Рис. 6.4.** Экспериментальная и теоретическая регулирующая характеристики привода при управлении только клапаном реверса

Скоростная (регулирующая) характеристика привода при управлении только мехатронным модулем показана на рисунке 6.5. Экспериментальные данные совпадают с теоретическими характеристиками с хорошей точностью (расхождения до 8%). При этом модельные характеристики являются худшими по сравнению с экспериментальными.

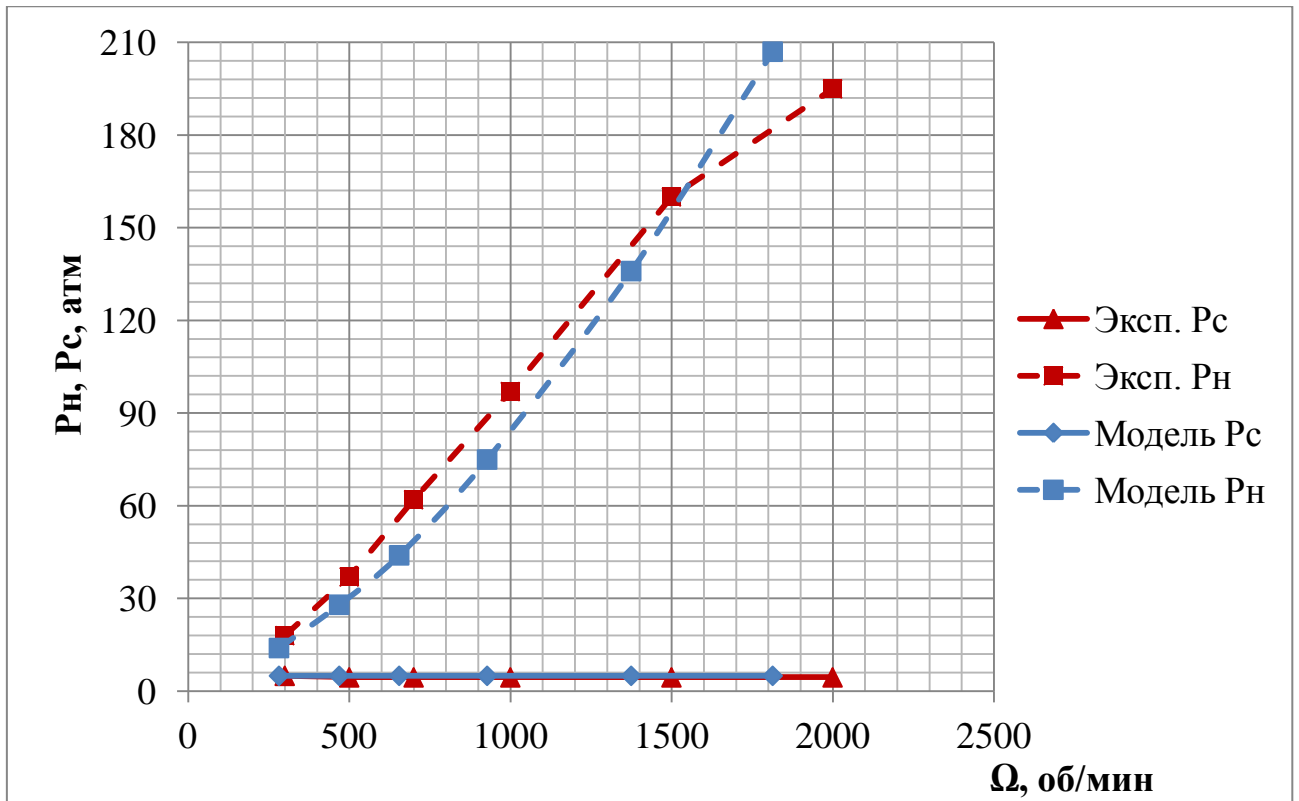




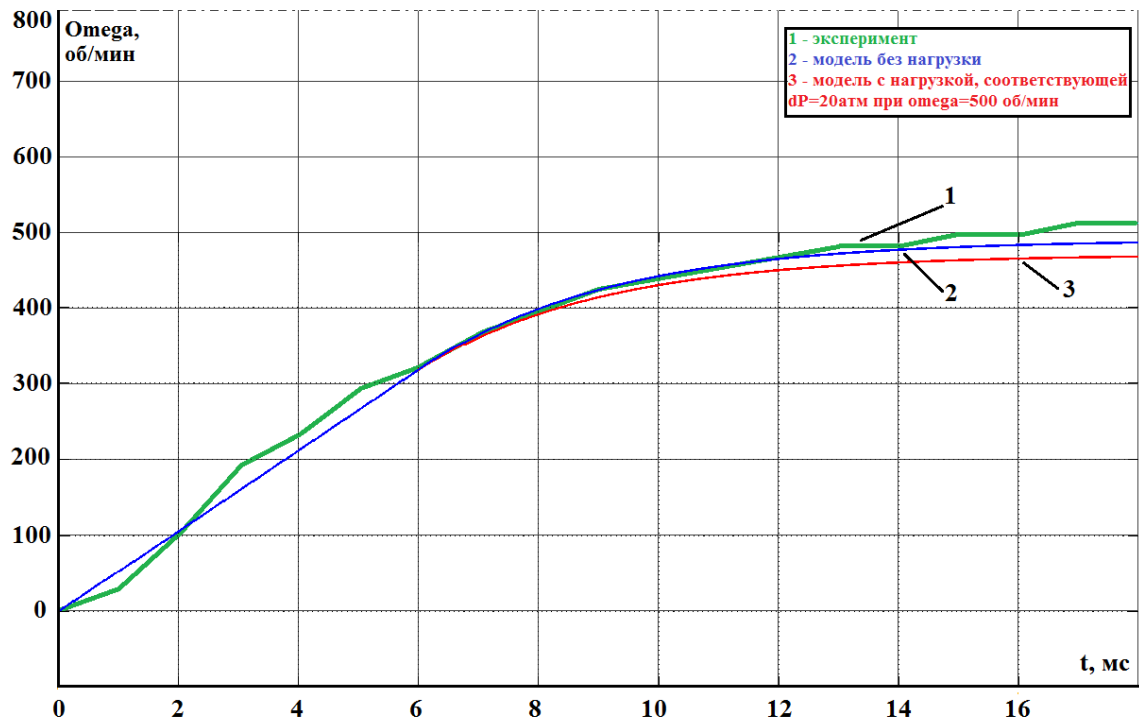
**Рис. 6.5.** Экспериментальная и теоретическая регулировочная характеристики привода при управлении только мехатронным модулем

Зависимость давления подачи насоса от оборотов двигателя представлена на рисунке 6.6. В математической модели был заложен повышенный коэффициент утечек в насосе, имитирующий включение в схему шунтирующего дросселя, что обуславливает некоторое ухудшение модельных характеристик по сравнению с экспериментальными данными. В целом, полученные результаты имеют удовлетворительную сходимость.

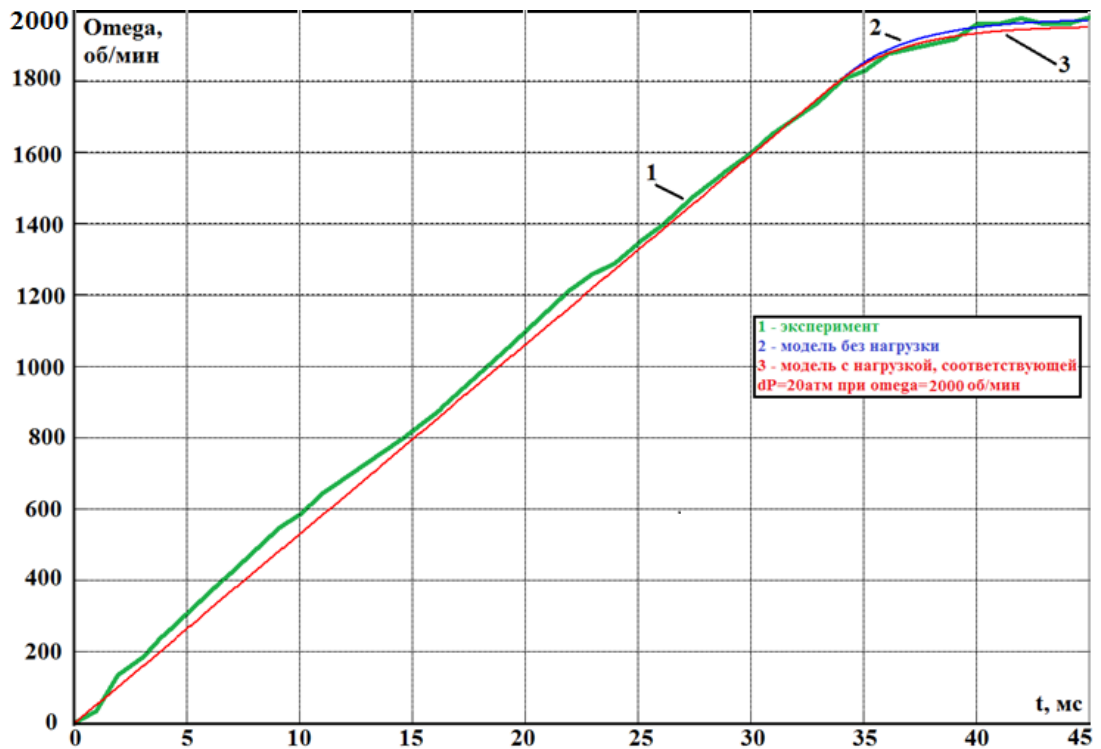
Переходные процессы, учитывающие динамику мехатронного модуля в связке с насосом, приведены на рисунках 6.7 и 6.8. При проведении эксперимента полости насоса кольцевались с включением в канал дросселирующего элемента. Целью эксперимента было определение постоянных времени электродвигателя.



**Рис. 6.6.** Экспериментальная и теоретическая зависимости давления подачи насоса от скорости электродвигателя при закрытом клапане реверса

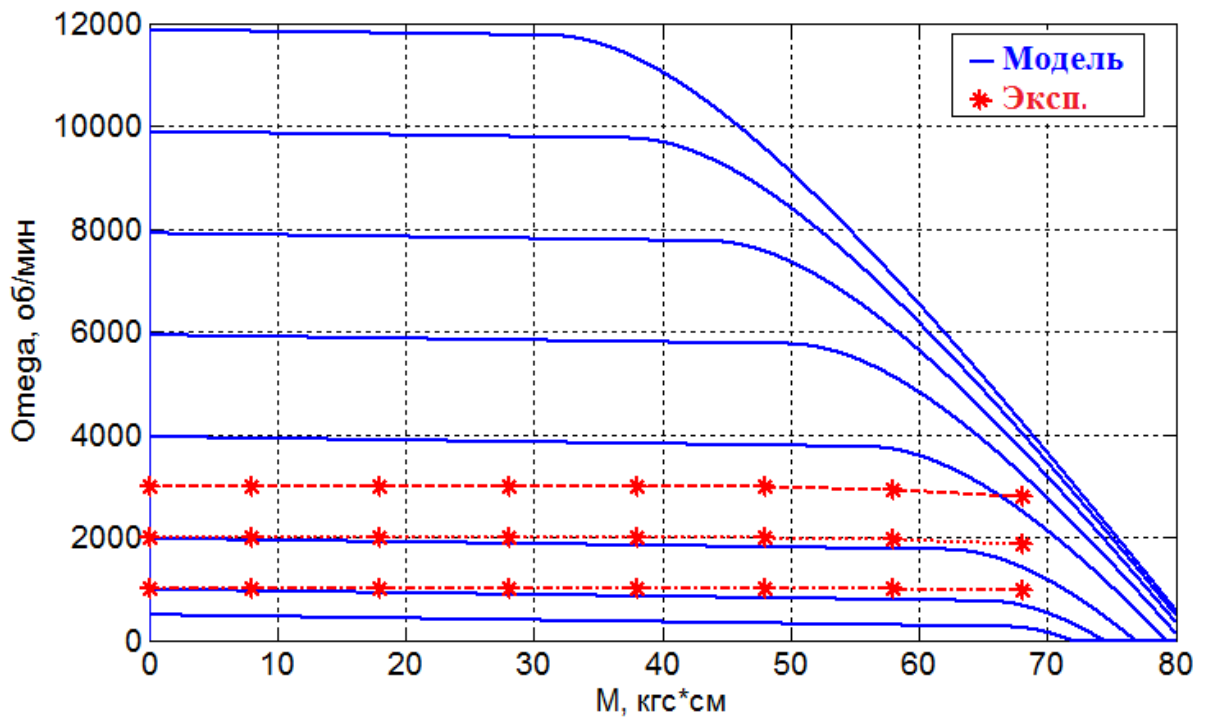


**Рис. 6.7.** Экспериментальные и теоретические оценки переходного процесса для входного сигнала, соответствующего 500об/мин



**Рис. 6.8.** Экспериментальные и теоретические оценки переходного процесса для входного сигнала, соответствующего 2000 об/мин

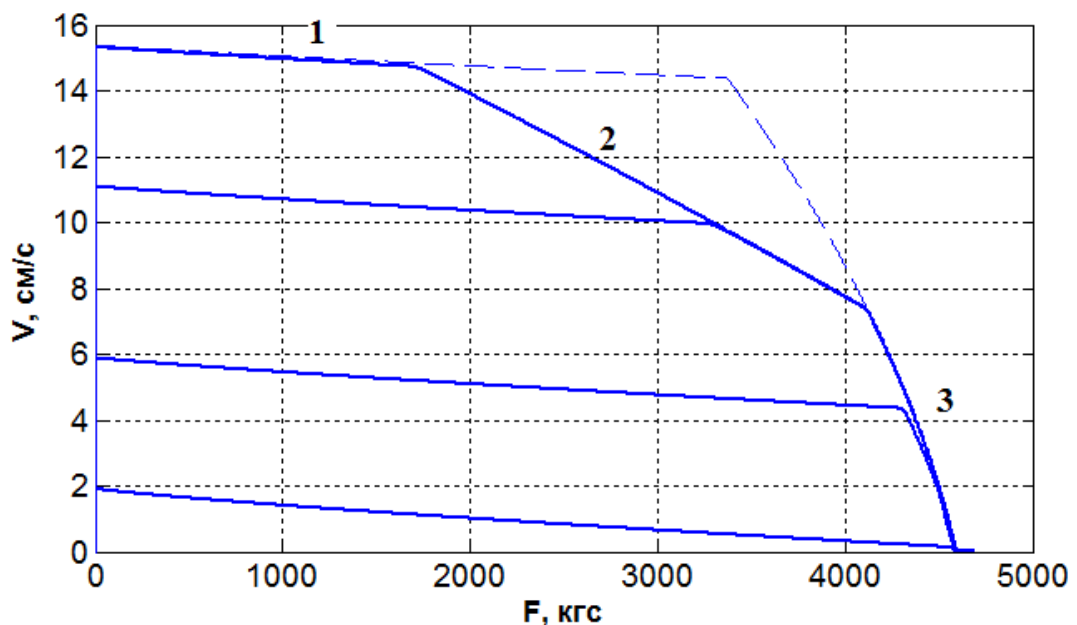
Теоретическая и экспериментальная механические характеристики мехатронного модуля привода приведены на рисунке 6.9.



**Рис. 6.9.** Теоретическая и экспериментальная механические характеристики мехатронного модуля привода

Настройка модельного блока управления электродвигателем осуществлялась исходя из задачи обеспечения требуемого диапазона скоростей и развиваемых моментов (руководствуясь нагрузочной параболой и условием обеспечения  $V_p=9.1$  см/с при  $F_p=2670$  кгс, в соответствии с ТЗ на привод ДРП1). Реальный блок управления электродвигателем обеспечивает минимальное скольжение скорости электродвигателя под нагрузкой. Математическая модель ввиду своей упрощенной структуры не обладает данным свойством.

Теоретическая механическая характеристика привода представлена на рисунке 6.10. Наклон характеристики на начальном участке (на рис. 6.10 участок "1") обусловлен утечками в насосе. Наклон участка "2" обусловлен токовым ограничением механической характеристики мехатронного модуля. Наклон на участке №3 обусловлен срабатыванием предохранительного клапана, ограничивающего максимальное давление подачи насоса. По графику определялась максимальная развиваемая приводом мощность. Теоретическая мощность привода составляет ~3.4 кВт.



**Рис. 6.10.** Теоретическая механическая характеристика исследуемого привода

## **6.1. Выводы**

1. Сравнение экспериментальных и теоретических характеристик элементов исследуемого привода показывают их удовлетворительную сходимость (расхождения 2-11%).

2. Различие между экспериментальными и теоретическими оценками характеристик, составляющее до 11%, объясняется допущениями, принятыми при моделировании в части описания мехатронного модуля, нелинейностями характеристик утечек в насосе, особенностями проведения экспериментальных исследований на предприятии-изготовителе [36], погрешностями измерительного оборудования, не позволяющего с высокой точностью регистрировать данные в области околонулевых сигналов.

3. Теоретические и экспериментальные исследования взаимосвязей параметров совместного регулирования и показателей рабочих процессов в зоне малых амплитуд входных сигналов, показывают необходимость практического использования принципа комбинированного регулирования и дальнейшего теоретического исследования характеристик привода путем математического моделирования.

4. Для исследования управляющих алгоритмов и влияния параметров настройки блока управления приводом на его выходные характеристики необходимо структурное изменение схемы блока управления приводом и его управляющих алгоритмов. Данные изменения не требуют внесения в конструкцию привода дополнительных элементов, в связи с чем проверка новых алгоритмов совместного управления возможна на основании разработанной высокодетализированной математической модели привода характеристики элементов которой подтверждены экспериментальными исследованиями.

## **Глава 7. Исследование характеристик и рабочих процессов привода с комбинированным регулированием скорости**

Одной из целей диссертационной работы является определение взаимосвязей между параметрами настройки блока управления гидроприводов с комбинированным регулированием скорости выходного звена (ЭГРП-КРС) и показателями рабочих процессов, а также улучшение динамических характеристик привода в области малых амплитуд входных сигналов, соответствующих 0.2% - 5% от максимума, при воздействии нагрузок на выходное звено. Это является важным фактором при реализации управления самолётов с малоустойчивыми или неустойчивыми аэродинамическими компоновками [12]. Кроме того при проектировании перспективных образцов ЭГРП-КРС важна оценка энергетических свойств таких приводов.

### **7.1. Теоретические исследования базовой схемы привода**

Ключевой особенностью привода с комбинированным регулированием скорости по сравнению с другими типами приводов является улучшение динамических характеристик в зоне малых амплитуд входных сигналов. Данный факт обуславливается тем, что в зоне малых амплитуд сигналов рассогласования привод автоматически переходит в режим более точного и динамичного *преимущественно дроссельного регулирования скорости* выходного звена, реализуемого за счет управления клапаном реверса [3]. Проведенные ранее исследования показали, что наблюдаемый эффект зависит от настройки привода и степени его нагружения [30, глава 5]. В связи с этим представляется важным подробно рассмотреть эти влияния с целью определения способов по улучшению характеристик привода.

#### **7.1.1. Влияние параметров настройки блока управления приводом на его динамические характеристики**

Настройка работы привода в базовой схеме формализуется несколькими параметрами, среди которых относительный диапазон регулирования клапана

реверса ОДРК, начальное напряжение на мехатронном модуле и начальное давление на входе клапана реверса. Под относительным диапазоном регулирования клапана реверса понимается отношение узлового напряжения блока управления (напряжение  $U_U$  на рис.3.2), соответствующего достижению максимального открытия окон клапана реверса, к узловому напряжению, при котором мехатронный модуль развивает свою максимальную скорость [3]. Это означает, что при настройке  $ОДРК=0.5$  клапан реверса откроется полностью при 50% сигнале на входе мехатронного модуля, и при дальнейшем повышении уровня сигнала на мехатронном модуле до 100% будет оставаться полностью открытым:

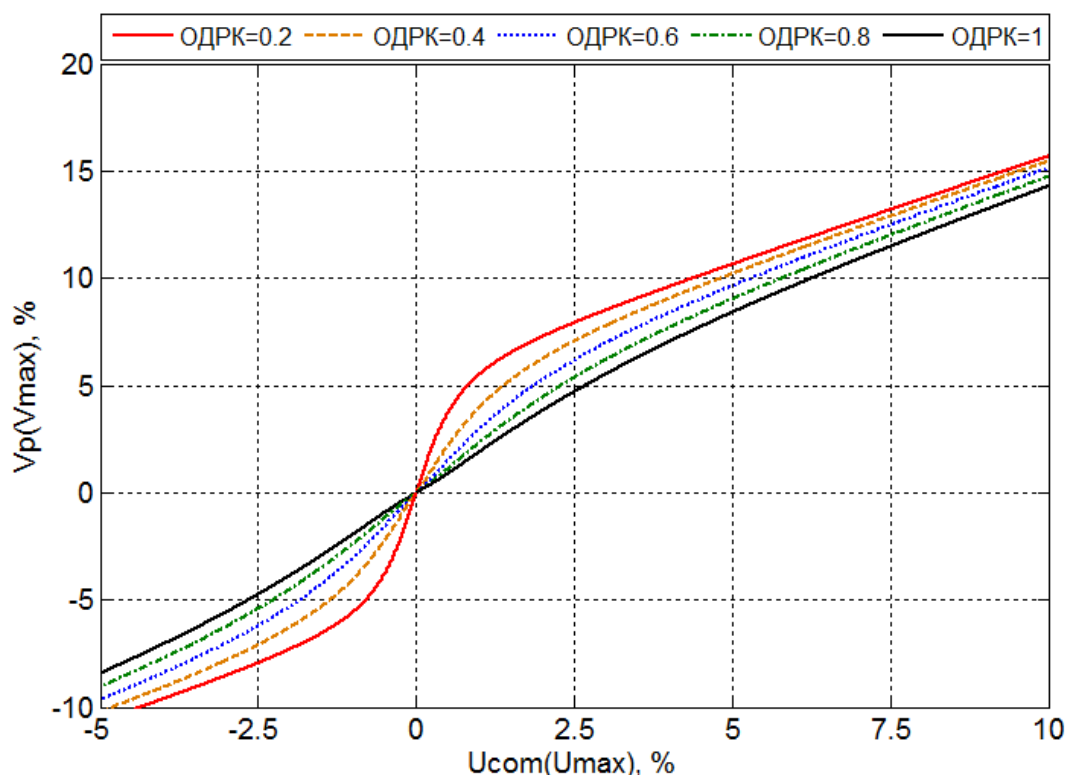
$$U_X = \begin{cases} U_{x,max}, & \text{при } U_X \geq U_{x,max} \\ \frac{U_U}{K_{ОДРК}}, & \text{при } -U_{x,max} \leq U_X \leq U_{x,max} \\ -U_{x,max}, & \text{при } U_X \leq -U_{x,max} \end{cases} \quad (7.1)$$

Оценка влияния ОДРК на скоростную характеристику привода представлена на рисунке 7.1. Скоростная характеристика, представленная на рисунке, снималась с учетом сил сухого трения при коэффициенте контурного усиления привода  $k_u=1$ . При моделировании использовалась математическая модель привода, рассмотренная в главе 3, компоненты которой уточнялись по результатам экспериментальных исследований.

При уменьшении величины ОДРК крутизна скоростной характеристики увеличивается, помогая приводу преодолевать трение на поршне и быстрее развивать требуемую скорость. Несимметричность скоростной характеристики обуславливается несимметричностью перекрытий золотникового гидрораспределителя клапана реверса и несимметричностью его регулировочной характеристики в области нуля.

Из графика видно, что для приводов с комбинированным регулированием скорости настройка ОДРК изменяет начальный коэффициент усиления по скорости в несколько раз и является важным показателем

обеспечения хороших динамических характеристик в зоне малых амплитуд входных сигналов.

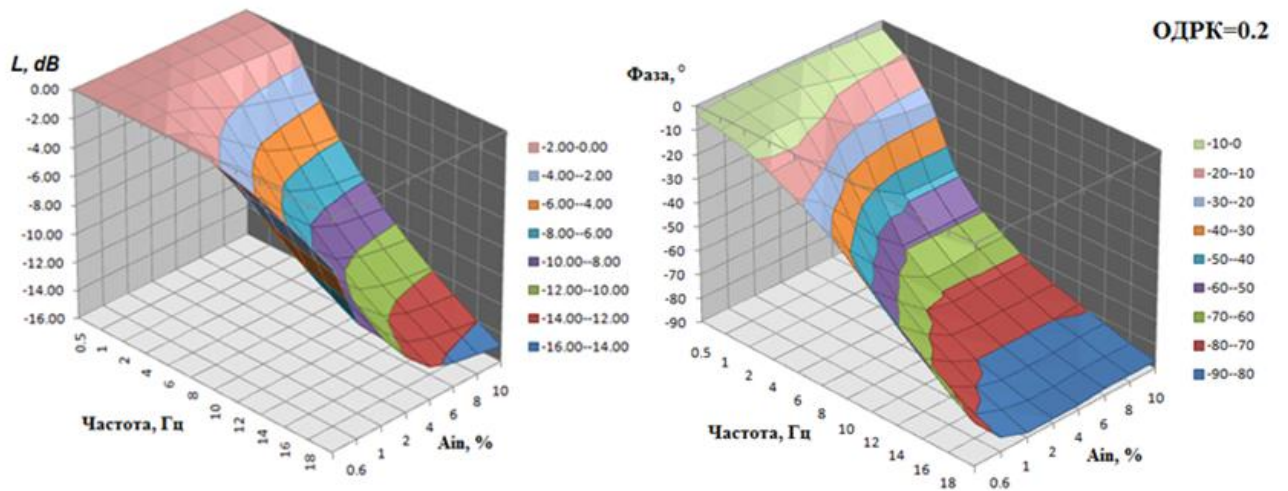


**Рис. 7.1.** Теоретическая скоростная характеристика привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена для различных значений относительного диапазона регулирования клапана реверса (ОДРК)

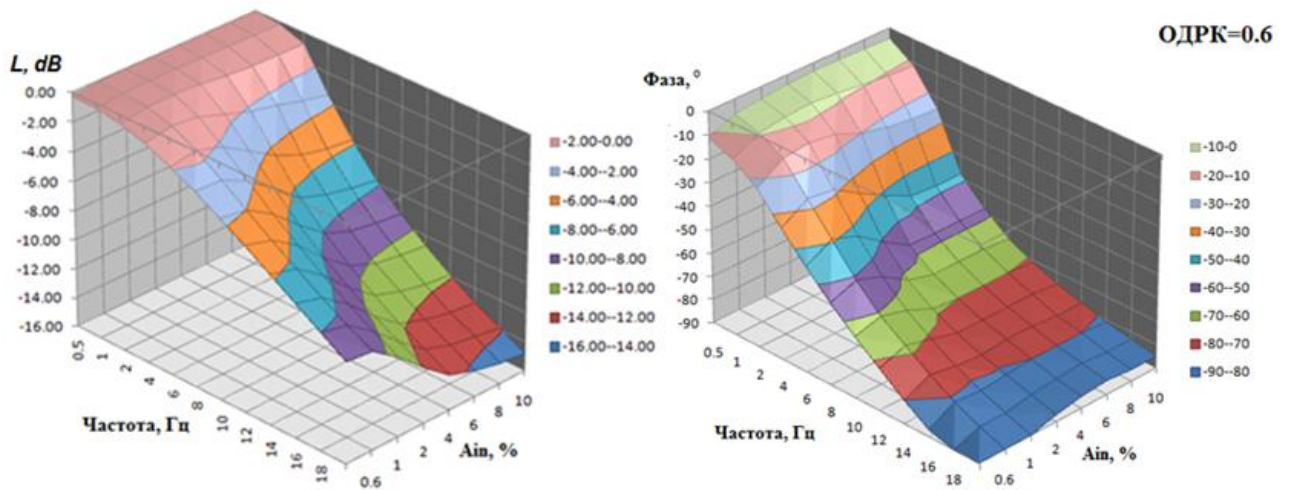
Для более полной оценки влияния ОДРК на частотные характеристики привода, было построено семейство трехмерных частотных характеристик для различных значений настройки ОДРК.

На рисунках 7.2 – 7.4 приведены некоторые амплитудные и фазовые частотные характеристики привода. Частотные характеристики строились для величин частот от 0.5 до 20 Гц и амплитуд, составляющих 0.2...10% от максимальной величины амплитуды входного сигнала, и настроек ОДРК = 0.2...1. Анализ полученных частотных характеристик показал, что с точки зрения улучшения динамики привода в зоне малых амплитуд входных сигналов, наилучшими характеристиками обладает привод, для которого значение ОДРК выбрано в диапазоне 0.4...0.7. Полученные значения уточняют известные ранее [30] результаты, расширяя диапазон значений ОДРК.

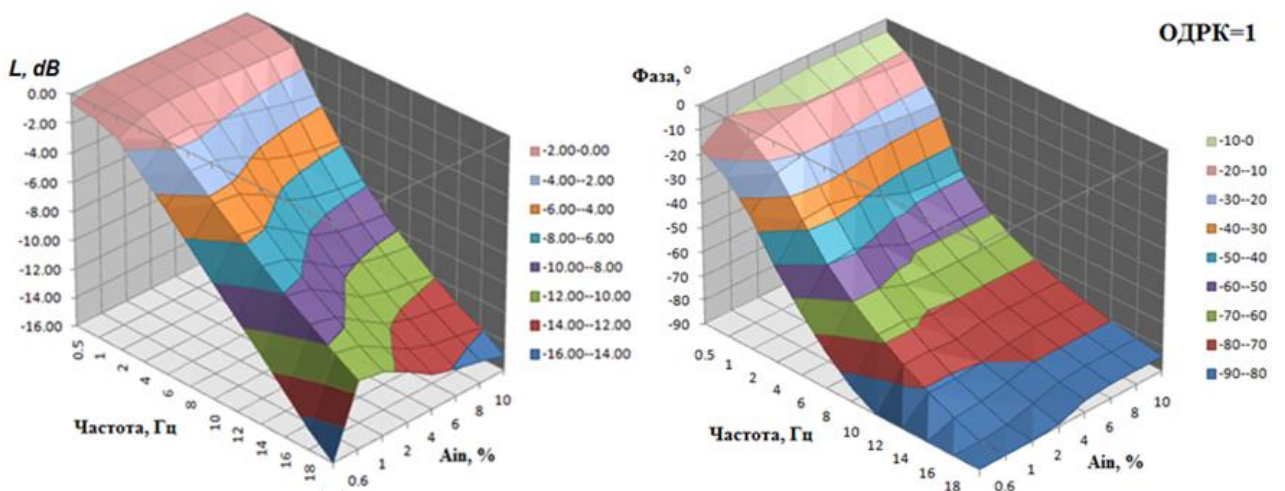




**Рис. 7.2.** АФЧХ электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости (ЭГРП-КРС) при настройке относительного диапазона регулирования клапана реверса  $ODPK=0.2$



**Рис. 7.3.** АФЧХ ЭГРП-КРС при настройке  $ODPK=0.6$



**Рис. 7.4.** АФЧХ ЭГРП-КРС при настройке  $ODPK=1$

Улучшение динамических свойств привода путем изменения настройки ОДРК проявляется до 4-6% от максимальной величины входного сигнала. Эти результаты показывают эффективность комбинированного регулирования в области малых амплитуд входных сигналов. Сводные данные для наиболее интересных значений ОДРК приведены в таблицах 7.1 и 7.2.

Исследуемые характеристики показывают, что выбирая значения ОДРК из диапазона 0.2...0.7 можно улучшить характеристики привода в зоне малых входных сигналов, уменьшив фазовые запаздывания и искажения по амплитуде. Приведенные результаты показывают, что изменение значения ОДРК эффективно для амплитуд входных сигналов, лежащих в диапазоне от 0.2 до 4% от максимальной величины входного сигнала, на больших амплитудах влияние ОДРК незначительно или отсутствует.

Таблица 7.1

Амплитуда, dB							ОДРК=0.4	
↓ f, Гц	A=10%	A=8%	A=6%	A=4%	A=2%	A=1%	A=0.6%	A=0.2%
0.5	-0.03	-0.03	-0.02	-0.01	-0.01	-0.02	-0.04	-0.15
1	-0.18	-0.17	-0.14	-0.09	-0.04	-0.04	-0.05	-0.16
2	-0.8	-0.7	-0.7	-0.5	-0.3	-0.1	-0.1	-0.2
4	-3.5	-3.1	-2.6	-2.1	-1.5	-0.7	-0.4	-0.5
6	-5.8	-5.8	-5.2	-4.4	-3.2	-1.9	-1.1	-0.8
8	-7.7	-7.5	-7.2	-6.5	-4.9	-3.4	-2.1	-1.2
10	-9.3	-9.1	-8.8	-8.1	-6.5	-4.8	-3.3	-1.8
12	-10.8	-10.5	-10.2	-9.5	-8.0	-6.1	-4.5	-2.6
14	-11.9	-11.7	-11.4	-10.7	-9.2	-7.3	-5.6	-3.4
16	-13.0	-12.8	-12.4	-11.8	-10.3	-8.3	-6.7	-4.3
18	-13.9	-13.7	-13.4	-12.8	-11.2	-9.3	-7.6	-5.2
20	-14.8	-14.6	-14.2	-13.6	-12.0	-10.2	-8.6	-6.1
Фаза, °							ОДРК=0.4	
↓ f, Гц	A=10%	A=8%	A=6%	A=4%	A=2%	A=1%	A=0.6%	A=0.2%
0.5	-4	-4	-3	-3	-3	-4	-4	-8
1	-11	-10	-9	-7	-5	-6	-7	-11
2	-25	-24	-22	-19	-13	-10	-11	-16
4	-48	-48	-47	-41	-34	-24	-20	-24
6	-58	-59	-59	-58	-50	-40	-33	-32
8	-66	-66	-66	-66	-61	-53	-45	-41
10	-71	-71	-71	-71	-69	-62	-56	-50
12	-75	-75	-75	-75	-74	-69	-64	-59
14	-79	-78	-78	-78	-78	-75	-71	-67
16	-81	-81	-81	-81	-81	-80	-77	-75
18	-84	-83	-83	-84	-84	-84	-82	-82
20	-86	-85	-85	-86	-87	-88	-87	-88

Стоит отметить, что на диапазон амплитуд входных сигналов существенное влияние оказывает величина начального напряжения на мехатронном модуле  $U_{но}$  или же связанная с ней величина начального давления питания клапана реверса (для приведенных результатов уровень начального давления принимался равным 50 атм, что соответствует настройке базовой схемы). Оценка влияния начального давления на клапане реверса на характеристики привода будет приведена далее.

Таблица 7.2

Амплитуда, dB							ОДПК=0.6	
↓ f, Гц	A=10%	A=8%	A=6%	A=4%	A=2%	A=1%	A=0.6%	A=0.2%
0.5	-0.03	-0.03	-0.02	-0.02	-0.03	-0.04	-0.08	-0.28
1	-0.18	-0.17	-0.14	-0.10	-0.07	-0.09	-0.13	-0.32
2	-0.8	-0.7	-0.7	-0.6	-0.3	-0.2	-0.3	-0.6
4	-3.5	-3.1	-2.6	-2.2	-1.6	-1.0	-0.8	-1.1
6	-5.8	-5.6	-5.2	-4.4	-3.3	-2.2	-1.6	-1.9
8	-7.8	-7.5	-7.1	-6.5	-5.0	-3.7	-2.8	-2.7
10	-9.3	-9.1	-8.8	-8.1	-6.7	-5.1	-4.0	-3.7
12	-10.7	-10.5	-10.2	-9.5	-8.1	-6.4	-5.2	-4.7
14	-11.9	-11.7	-11.3	-10.7	-9.3	-7.6	-6.3	-5.8
16	-13.0	-12.8	-12.4	-11.8	-10.4	-8.7	-7.4	-6.9
18	-13.9	-13.6	-13.3	-12.7	-11.3	-9.7	-8.4	-8.0
20	-14.8	-14.6	-14.2	-13.6	-12.2	-10.6	-9.3	-9.1
Фаза, °							ОДПК=0.6	
↓ f, Гц	A=10%	A=8%	A=6%	A=4%	A=2%	A=1%	A=0.6%	A=0.2%
0.5	-5	-4	-4	-4	-4	-5	-6	-11
1	-11	-11	-10	-8	-7	-8	-10	-15
2	-25	-24	-23	-20	-15	-14	-15	-23
4	-48	-48	-47	-42	-35	-29	-27	-34
6	-58	-58	-58	-58	-51	-43	-39	-45
8	-66	-65	-65	-65	-62	-55	-51	-55
10	-71	-70	-70	-70	-69	-64	-61	-64
12	-75	-74	-74	-74	-74	-71	-68	-72
14	-78	-78	-77	-77	-78	-77	-75	-80
16	-81	-80	-80	-80	-81	-82	-81	-87
18	-83	-83	-82	-83	-84	-86	-86	-93
20	-85	-85	-84	-85	-87	-90	-90	-99

### 7.1.2. Оценка режимов работы привода с комбинированным регулированием скорости по его частотным характеристикам

Рулевой привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена в зависимости от уровня сигнала рассогласования и настройки

блока управления работает в трех режимах: преимущественно дроссельный режим регулирования скорости, комбинированный режим регулирования скорости и преимущественно электромоторный режим. Методика определения режимов работы привода, предложенная Хомутовым А.В. [30] давала представление о способе регулирования скорости привода с точки зрения энергетических свойств, исходя из потерь давления на клапане реверса. Однако данный способ не позволял получить качественную оценку областей регулирования скорости выходного звена без дополнительных изменений конструкции привода, необходимых для подключения датчиков перепада давления, и трудоемкого эксперимента.

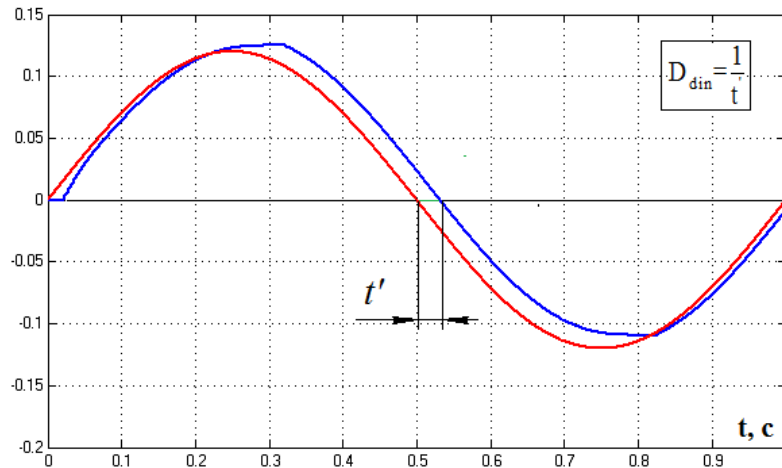
В данном разделе автор попытался установить закономерность изменения режимов преимущественного регулирования скорости привода, исходя из его частотных характеристик. В первую очередь это позволит без дополнительных технических модификаций исследуемых образцов и каких-либо дополнительных данных получать сведения о режимах работы привода, а кроме того позволит дать оценку качественного влияния параметров настройки блока управления на частотные характеристики. Это означает, что предложенный метод позволит определить области, где возможно улучшение частотных характеристик привода за счет изменения параметров настройки блока управления, таких как значение ОДРК,  $U_{no}$  и  $P_0$ , а также степень влияния указанных параметров на характеристики. Фактически, в областях, где регулирование скорости носит преимущественно электромоторный характер, изменение настройки ОДРК окажет малое влияние на динамические характеристики, в то же время в областях с преимущественно дроссельным регулированием такая настройка может дать существенное улучшение характеристик.

Для оценки режимов регулирования скорости, автором было введено понятие качества динамического процесса привода. Под данным понятием понимается соотношение:

$$D_{din} = \frac{w[\text{рад}/\text{с}]}{\varphi[\text{рад}]} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{\varphi[^\circ] \cdot \pi/180} = \frac{360 \cdot f[\text{Гц}]}{\varphi[^\circ]}, \left[ \frac{1}{\text{с}} \right] \quad (7.2)$$

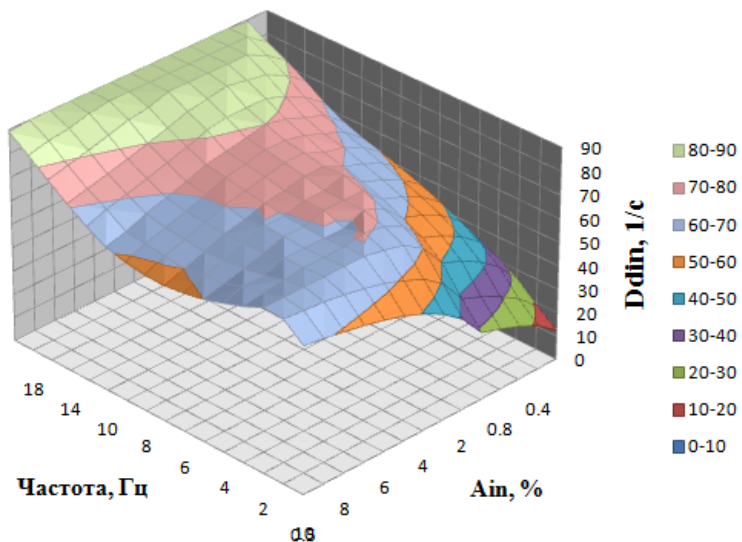
Где  $w$  - частота гармонического сигнала вида  $A \cdot \sin(\omega t)$ ,  $\varphi$  - фазовое запаздывание привода при обработке гармонического сигнала.

Графическая интерпретация соотношения представлена на рис. 7.5.



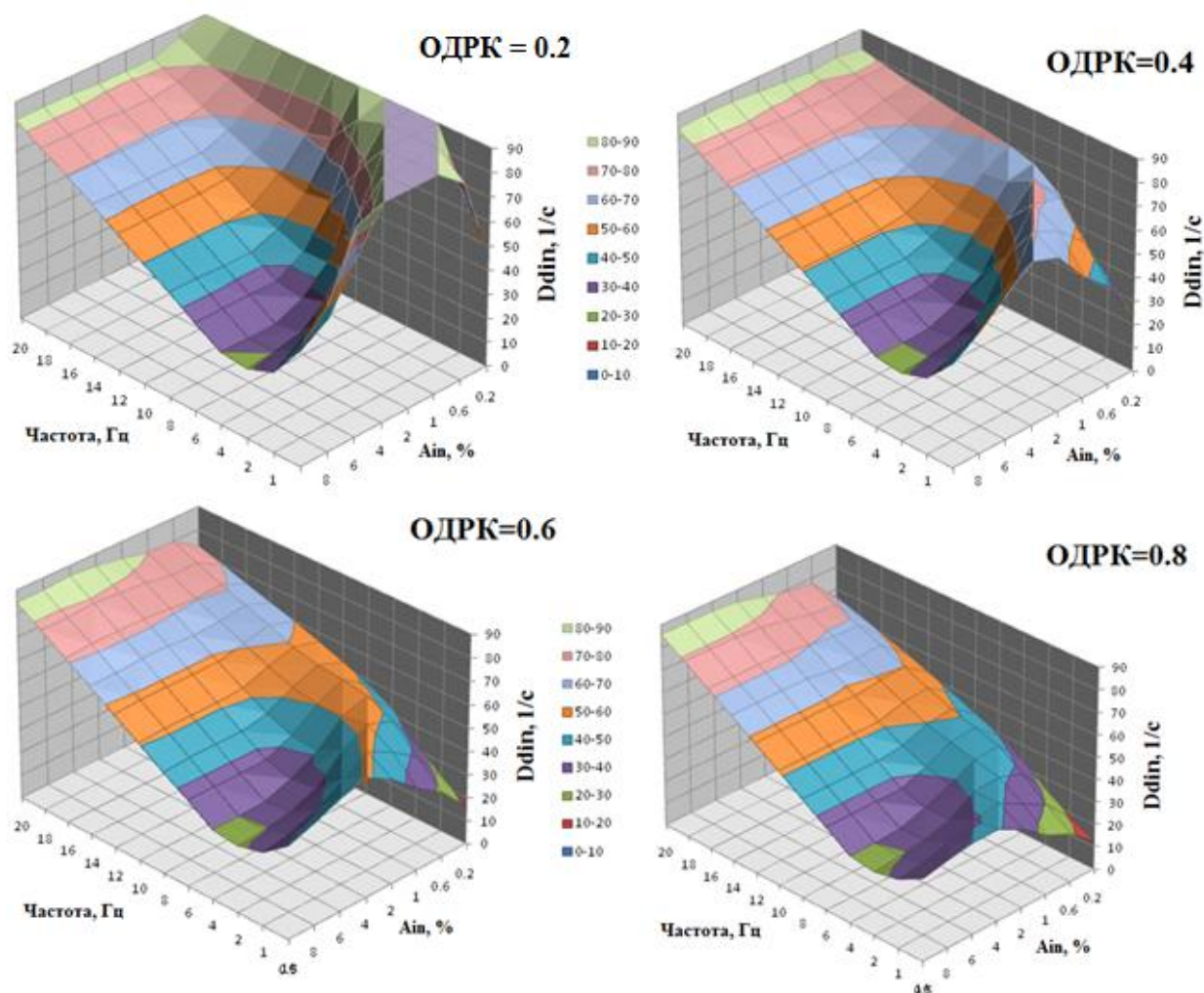
**Рис. 7.5.** Оценки режимов преимущественного регулирования скорости

На рис. 7.6 представлен график качества динамического процесса для дроссельного привода, питающегося от пониженного давления в 50 атм. и регулируемого только клапаном реверса.



**Рис. 7.6** Качество динамического процесса для дроссельного привода с давлением питания 50 атм.

Для исследуемого привода была преобразована известная фазовая частотная характеристика, полученная для различных значений ОДРК. Графики качества динамического процесса представлены на рис. 7.6.



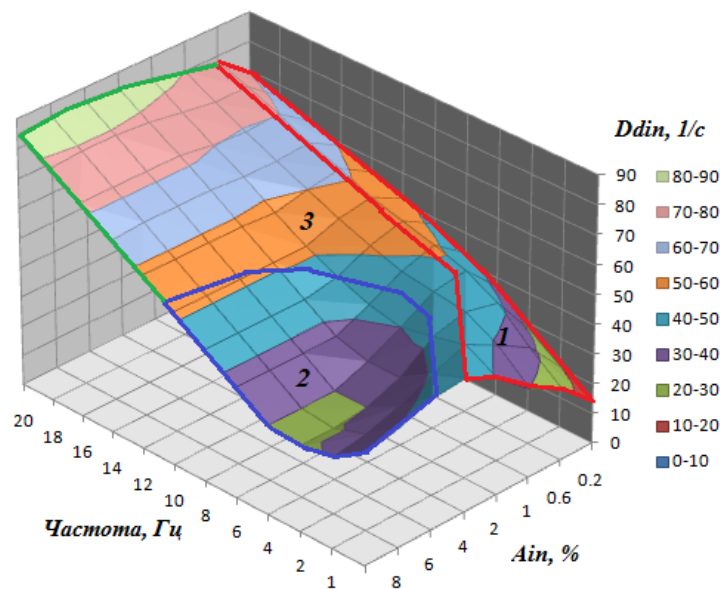
**Рис. 7.7.** Качество динамического процесса ЭГРП-КРС при настройке ОДРК=0.2, 0.4, 0.6 и 0.8

Настройка относительного диапазона регулирования клапана реверса ОДРК характеризует области работы привода в преимущественно дроссельном режиме. Исходя из полученных результатов, некоторые из которых отраженных на рисунке 7.7, можно сделать следующие выводы:



- Настройка ОДРК не определяет ширину диапазона входных амплитуд, для которых возможно улучшить частотные характеристики привода.
- Диапазон амплитуд входных сигналов, для которого наблюдается эффект улучшения динамических характеристик путем изменения ОДРК, составляет от 0.2 до 6%.
- Эффективность настройки ОДРК падает с величины равной 0.7.

Для привода с комбинированным регулированием скорости на графиках, отражающих качество динамического процесса, можно выделить три области: преимущественно дроссельного регулирования скорости, преимущественно электродвигательного регулирования и область комбинированного регулирования скорости выходного звена (см. рис. 7.8).



**Рис. 7.8.** Области регулирования скорости выходного звена

Область "1" соответствует преимущественно дроссельному регулированию скорости, область "2" - преимущественно электродвигательному регулированию скорости выходного звена, область "3" - комбинированному регулированию скорости. Граница между областями 2 и 3 показана условно. Полученные графики легко соотносятся с графиками частотных характеристик

привода и позволяют выделять области, для которых возможно качественное улучшение частотных характеристик привода за счет рационального выбора параметров настройки блока управления.

### 7.1.3. Оценка динамических свойств привода с комбинированным регулированием скорости при работе под нагрузкой

При испытаниях прототипа привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена проводимых в ЦАГИ, [38] была выявлена деградация частотных характеристик привода под нагрузкой. АФЧХ такого привода приведены на рисунке 7.9. Из рисунка видно, что с увеличением нагрузки на штоке привода происходит ухудшение его амплитудных и фазочастотных характеристик.

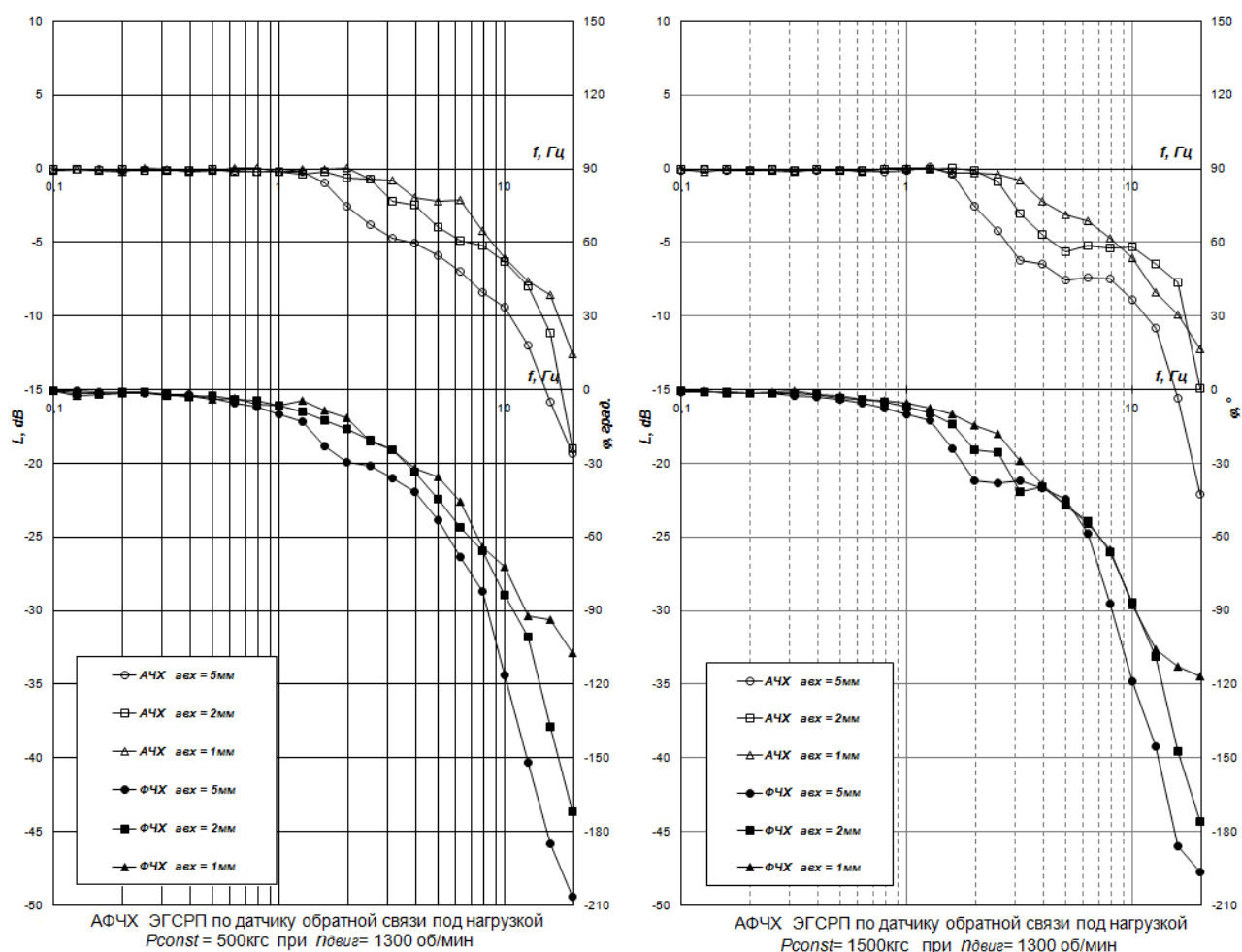
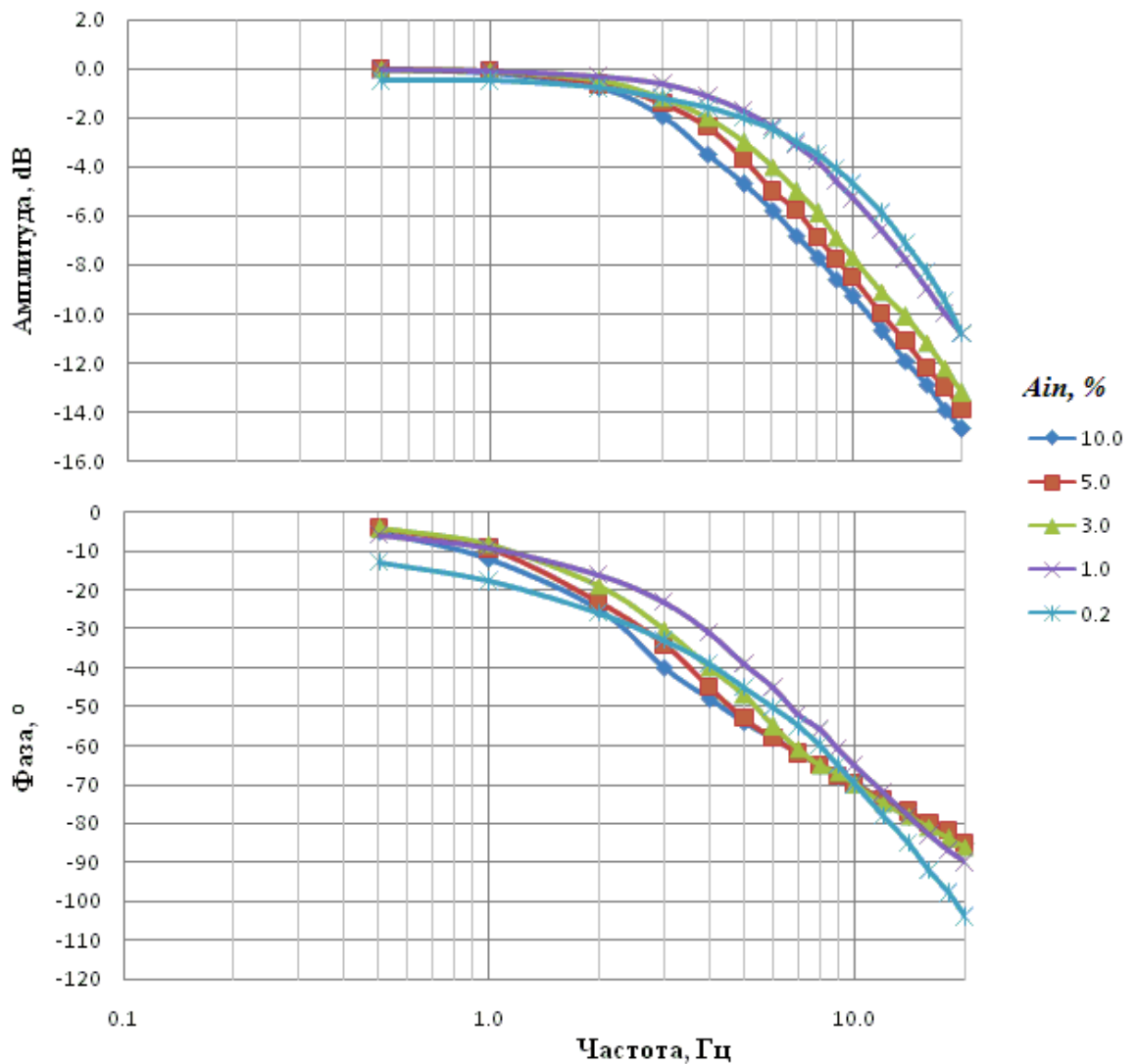


Рис. 7.9. Частотные характеристики прототипа привода с комбинированным регулированием скорости

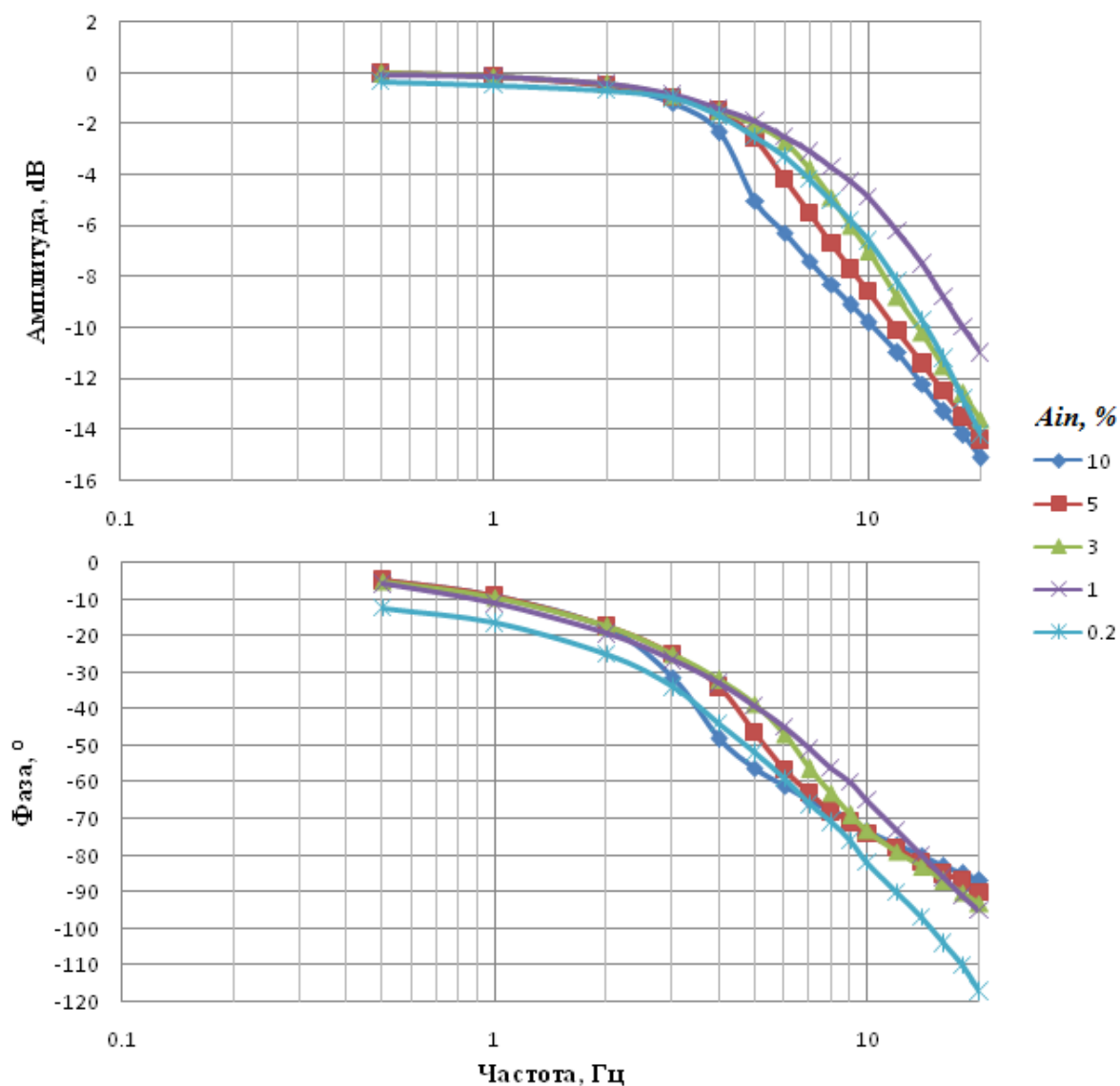


При математическом моделировании привода, рассматриваемого в предлагаемой работе, оценка динамических свойств производилась для трех различных уровней величины нагрузки, соответствующих 20%, 40% и 60% от максимального усилия, развиваемого приводом ( $F_{max}$ ). Стоит отметить, что величины до 40% от  $F_{max}$  соответствуют реальным балансировочным нагрузкам рулевых приводов пассажирских и транспортных ЛА.

На рисунке 7.10 приведены частотные характеристики ЭГРП-КРС без воздействия нагрузки, снятые для различных амплитуд входного сигнала, а на рисунке 7.11 показаны фазовые и амплитудные характеристики привода, снятые при нагрузке 20% от  $F_{max}$ .



**Рис. 7.10.** ЛАФЧХ электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости для амплитуд входного сигнала равных 10,5,3,1 и 0.2% от  $A_{max}$ , полученные для случая  $F_n=0$



**Рис. 7.11.** ЛАФЧХ ЭГРП-КРС для амплитуд входного сигнала, соответствующих 10,5,3,1 и 0.2% от  $A_{max}$  для случая  $F_n=0.2 \cdot F_n(max)$

Стоит отметить, что все представленные частотные характеристики (здесь и в дальнейшем при исследовании влияния нагрузки) снимались для настройки привода  $ODPK=0.7$ . Из графиков видно, что уже при 20% нагрузки отработка малых входных сигналов существенно ухудшается.

На графиках хорошо видна отличительная особенность гидроприводов с комбинированным регулированием скорости: в зоне малых сигналов наблюдается улучшение динамических свойств привода. Это объясняется тем, что в области малых сигналов ЭГРП-КРС работает в преимущественно дроссельном режиме, т.е. управление скоростью выходного звена

осуществляется путем дросселирования жидкости через окна клапана реверса. По мере увеличения входного сигнала и открытия окон клапана, эффективность дроссельного регулирования падает, плавно переходя к более экономичному электромоторному регулированию скорости выходного звена.

Проведенное исследование показало, что деградация характеристик привода усиливается с увеличением нагружения. Эффект деградация частотных характеристик базовой схемы (с известным алгоритмом синхронного управления) исследуемого привода в области малых амплитудах управляющего сигнала объясняется сокращением области работы привода в режиме преимущественно дроссельного регулирования скорости. При нагружении возникает перепад давления в полостях гидроцилиндра и, следовательно, уменьшается сравнительно небольшой перепад давления на окнах золотникового клапана реверса (50 атм. для базовой схемы), который обеспечивает преимущественно дроссельное регулирование скорости. Эта зависимость усиливается тем обстоятельством, что при нагружении привода его выходное звено несколько проседает и возникающий сигнал рассогласования следящего привода приоткрывает окна клапана реверса, увеличивая их гидравлическую проводимость.

Сводные данные по амплитудным и фазовым характеристикам для различных величин нагрузки приведены в таблице 7.3 и таблице 7.4.

Таблица 7.3

↓ f, Гц	Амплитуда, dB							
	Авх=10%				Авх=5%			
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	-0.1	-0.2
2	-0.8	-0.5	-0.6	-0.6	-0.7	-0.5	-0.5	-0.6
4	-3.5	-2.3	-4.3	-6.4	-2.4	-1.5	-1.7	-2.7
6	-5.8	-6.3	-7.3	-9.9	-5	-4.2	-4.9	-7.2
8	-7.7	-8.3	-9.2	-11.8	-6.9	-6.7	-7.4	-10.2
10	-9.3	-9.8	-10.7	-13.3	-8.5	-8.6	-9.3	-12.2
12	-10.7	-11	-11.9	-14.7	-10	-10.1	-10.7	-13.7
14	-11.9	-12.2	-13	-15.8	-11.1	-11.4	-11.9	-15
16	-12.9	-13.3	-14.2	-16.8	-12.2	-12.5	-13	-16
18	-13.9	-14.2	-14.9	-17.6	-13	-13.5	-13.8	-17
20	-14.7	-15.1	-15.9	-18.5	-13.9	-14.4	-14.7	-17.8

↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%
0.5	-5	-5	-5	-6	-4	-5	-6	-6
1	-12	-9	-9	-10	-9	-9	-10	-11
2	-25	-18	-17	-20	-23	-18	-18	-19
4	-48	-48	-50	-59	-45	-34	-35	-44
6	-58	-61	-60	-67	-58	-57	-58	-67
8	-65	-68	-66	-71	-65	-68	-67	-76
10	-70	-73	-70	-75	-70	-74	-72	-80
12	-74	-77	-75	-78	-74	-78	-76	-83
14	-78	-80	-78	-81	-77	-82	-80	-86
16	-80	-83	-81	-84	-80	-85	-83	-88
18	-83	-85	-84	-86	-82	-87	-85	-91
20	-85	-87	-86	-88	-85	-90	-88	-93

Таблица 7.4

↓ f, Гц	Амплитуда, дВ							
	А <sub>вх</sub> =1%				А <sub>вх</sub> =0.2%			
	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	-0.1	-0.2
2	-0.8	-0.5	-0.6	-0.6	-0.7	-0.5	-0.5	-0.6
4	-3.5	-2.3	-4.3	-6.4	-2.4	-1.5	-1.7	-2.7
6	-5.8	-6.3	-7.3	-9.9	-5	-4.2	-4.9	-7.2
8	-7.7	-8.3	-9.2	-11.8	-6.9	-6.7	-7.4	-10.2
10	-9.3	-9.8	-10.7	-13.3	-8.5	-8.6	-9.3	-12.2
12	-10.7	-11	-11.9	-14.7	-10	-10.1	-10.7	-13.7
14	-11.9	-12.2	-13	-15.8	-11.1	-11.4	-11.9	-15
16	-12.9	-13.3	-14.2	-16.8	-12.2	-12.5	-13	-16
18	-13.9	-14.2	-14.9	-17.6	-13	-13.5	-13.8	-17
20	-14.7	-15.1	-15.9	-18.5	-13.9	-14.4	-14.7	-17.8
↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%
0.5	-5	-5	-5	-6	-4	-5	-6	-6
1	-12	-9	-9	-10	-9	-9	-10	-11
2	-25	-18	-17	-20	-23	-18	-18	-19
4	-48	-48	-50	-59	-45	-34	-35	-44
6	-58	-61	-60	-67	-58	-57	-58	-67
8	-65	-68	-66	-71	-65	-68	-67	-76
10	-70	-73	-70	-75	-70	-74	-72	-80
12	-74	-77	-75	-78	-74	-78	-76	-83
14	-78	-80	-78	-81	-77	-82	-80	-86
16	-80	-83	-81	-84	-80	-85	-83	-88
18	-83	-85	-84	-86	-82	-87	-85	-91
20	-85	-87	-86	-88	-85	-90	-88	-93

Обобщенные данные по степени деградации характеристик исследуемого привода под действием нагрузки приведены в таблице 7.5 и 7.6 и на рисунках 7.12 и 7.13.

Таблица 7.5

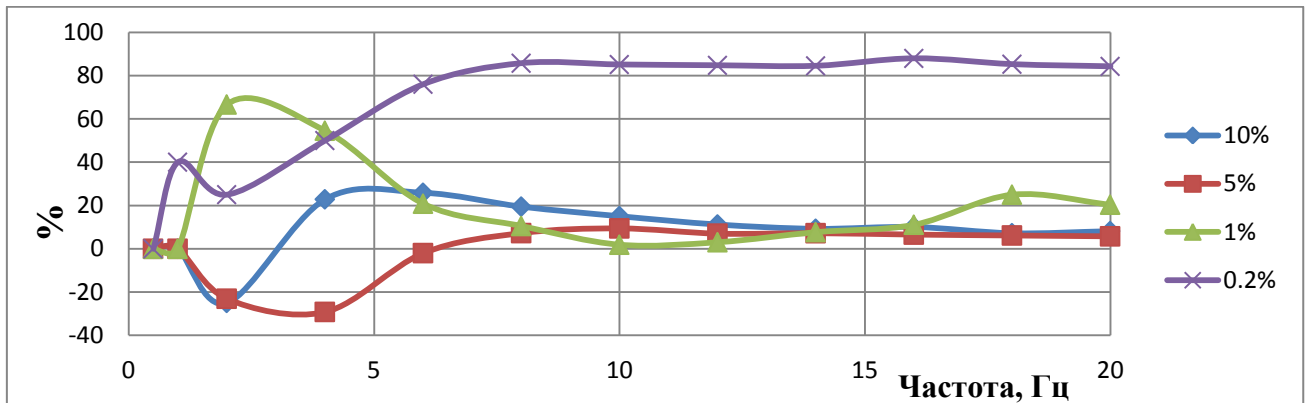
$\downarrow f, \text{Гц}$	Деградация АЧХ при $F_n=0.4F_n(\max)$							
	Авх=10%		Авх=5%		Авх=1%		Авх=0.2%	
	$\Delta L, \text{dB}$	$\Delta L, \%$	$\Delta L, \text{dB}$	$\Delta L, \%$	$\Delta L, \text{dB}$	$\Delta L, \%$	$\Delta L, \text{dB}$	$\Delta L, \%$
0.5	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0
1	0.1	-25	0.0	0	0.0	0	-0.1	50
2	0.2	-25	0.2	-23	-0.2	67	-0.2	25
4	-0.8	23	0.7	-29	-0.6	55	-0.8	50
6	-1.5	26	0.1	-2	-0.5	21	-1.9	76
8	-1.5	19	-0.5	7	-0.4	11	-3.0	86
10	-1.4	15	-0.8	9	-0.1	2	-4.0	85
12	-1.2	11	-0.7	7	-0.2	3	-5.0	85
14	-1.1	9	-0.8	7	-0.6	8	-6.0	85
16	-1.3	10	-0.8	7	-1.0	11	-7.3	88
18	-1.0	7	-0.8	6	-2.5	25	-8.1	85
20	-1.2	8	-0.8	6	-2.2	20	-9.1	84

Таблица 7.6

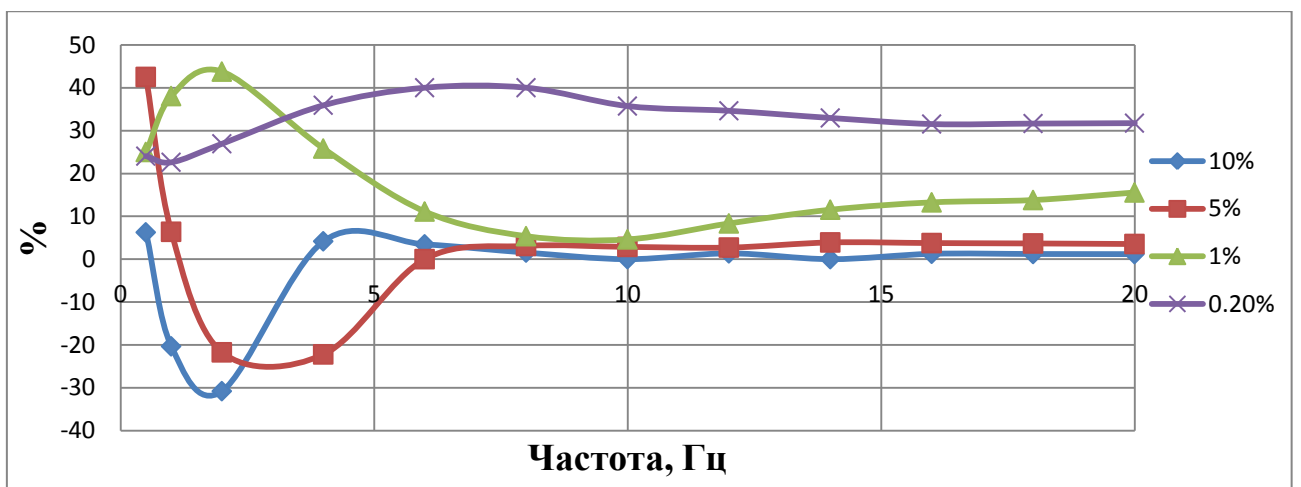
$\downarrow f, \text{Гц}$	Деградация ФЧХ при $F_n=0.4F_n(\max)$							
	Аin=10%		Аin=5%		Аin=1%		Аin=0.2%	
	$\Delta\phi, ^\circ$	$\Delta\phi, \%$	$\Delta\phi, ^\circ$	$\Delta\phi, \%$	$\Delta\phi, ^\circ$	$\Delta\phi, \%$	$\Delta\phi, ^\circ$	$\Delta\phi, \%$
0.5	-0.3	6	-1.7	43	-1.5	25	-3.1	24
1	2.4	-20	-0.6	6	-3.5	38	-4.0	23
2	7.7	-31	5.0	-22	-7.0	44	-7.0	27
4	-2.0	4	10.0	-22	-8.0	26	-14.0	36
6	-2.0	3	0.0	0	-5.0	11	-20.0	40
8	-1.0	2	-2.0	3	-3.0	5	-24.0	40
10	0.0	0	-2.0	3	-3.0	5	-25.0	36
12	-1.0	1	-2.0	3	-6.0	8	-27.0	35
14	0.0	0	-3.0	4	-9.0	12	-28.0	33
16	-1.0	1	-3.0	4	-11.0	13	-29.0	32
18	-1.0	1	-3.0	4	-12.0	14	-31.0	32
20	-1.0	1	-3.0	4	-14.0	16	-33.0	32

Полученные результаты показывают, что возникающий вследствие нагружения привода сигнал рассогласования в базовой схеме ЭГРП-КРС недостаточен для восстановления баланса расходов на входе в клапан. В результате давление питания клапана реверса падает, что дополнительно сокращает возможность дроссельного регулирования скорости в приводе.

Анализируя полученные данные можно констатировать, что при нагружении базовой схемы электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости указанные процессы приводят к резкому сокращению области преимущественно дроссельного регулирования скорости и соответствующему ухудшению динамических характеристик в зоне малых амплитуд входных сигналов.



**Рис. 7.12** Дegradaция АЧХ при работе привода под нагрузкой  $F_n=0.4F_n(\max)$



**Рис. 7.13** Дegradaция ФЧХ при работе привода под нагрузкой  $F_n=0.4F_n(\max)$

В зоне малых амплитуд входных сигналов (0.2-5%) и диапазоне частот до 10 Гц наблюдается существенное до 80% или 4dB ухудшение амплитудной характеристики и до 35% или до 25° ухудшение фазовой характеристики. Данный эффект наблюдается при нагрузках, соответствующих реальным балансировочным моментам пассажирских ЛА, соответственно при работе

привода под нагрузкой, превышающей балансировочную, эффект деградации характеристик будет более существенным.

Интересно отметить, что в то же время имеет место некоторое улучшение частотных характеристик привода при его нагружении для величин амплитуд входных сигналов, составляющих 5-10% от максимального значения в области средних частот. В этих условиях привод переходит к преимущественно электродвигательному регулированию скорости и указанный эффект можно объяснить увеличением жесткости рабочей жидкости, содержащей некоторое количество нерастворенного воздуха, из-за роста давления в полостях гидроцилиндра при его нагружении. Аналогичный эффект наблюдался при испытаниях прототипа привода с комбинированным регулированием, проведенных в ЦАГИ [38].

## **7.2. Схемное решение, улучшающее динамические характеристики привода с комбинированным регулированием скорости под нагрузкой**

Рассмотренные выше частотные характеристики базовой схемы [16,30] свидетельствуют о том, что основным недостатком привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена можно считать некоторую деградацию его частотных характеристик в области малых амплитуд управляющего сигнала, возникающую при нагружении привода. Нужно отметить, что указанный эффект привлекает пристальное внимание именно потому, что в значительной степени нивелирует уникальное и очень ценное качество рассматриваемого типа привода: его частотные характеристики значительно улучшаются при снижении амплитуды управляющего сигнала с нескольких процентов до десятых долей процента от максимального сигнала. Эта уникальная особенность характеристик ЭГРП-КРС обеспечивается автоматическим переходом привода с режима экономичного электродвигательного регулирования скорости к режиму более точного и динамичного дроссельного регулирования скорости выходного звена.

Как было указано выше, эффект деградации характеристик при нагружении привода вызван именно сокращением области дроссельного регулирования скорости, вызванного этим нагружением. Размер области дроссельного регулирования в базовом варианте рассматриваемого привода в значительной степени определяется фиксированным уровнем начального давления нагнетания приводного насоса, соответствующим нейтральному состоянию ненагруженного привода.

Уровень начального давления регулируется величиной минимальных оборотов вала электродвигателя и определяется начальным управляющим напряжением  $U_{но}$  мехатронного модуля. Величина минимальных оборотов зависит от уровня утечек в насосе и клапане реверса, а также от величины необходимого начального давления нагнетания. В базовом варианте привода начальное давление на клапане реверса соответствует величине, равной 50 атм., позволяя обеспечивать высокую динамику малонагруженного привода в требуемом диапазоне амплитуд управляющего сигнала.

Учитывая выявленное сокращение области дроссельного регулирования скорости при повышении величины внешней нагрузки, можно увеличить уровень начального давления питания клапана реверса. Это позволит расширить диапазон нагрузок на привод, при котором эффективность дроссельного регулирования будет достаточной для обеспечения хороших динамических характеристик привода в зоне малых сигналов управления в широком диапазоне эксплуатационных нагрузок. Однако при повышении начального давления заметно ухудшаются энергетические показатели привода, которые являются важными для приводов подобного типа. При увеличении начального давления возрастает энергопотребление в нейтральном состоянии, увеличивается тепловыделение, ухудшается КПД, поэтому при поиске схемных решений по улучшению частотных характеристик привода особое внимание следует обратить на его энергопотребление.

Поскольку значительную часть времени полета пассажирского (транспортного) самолета его рулевые приводы находятся в состоянии, близком



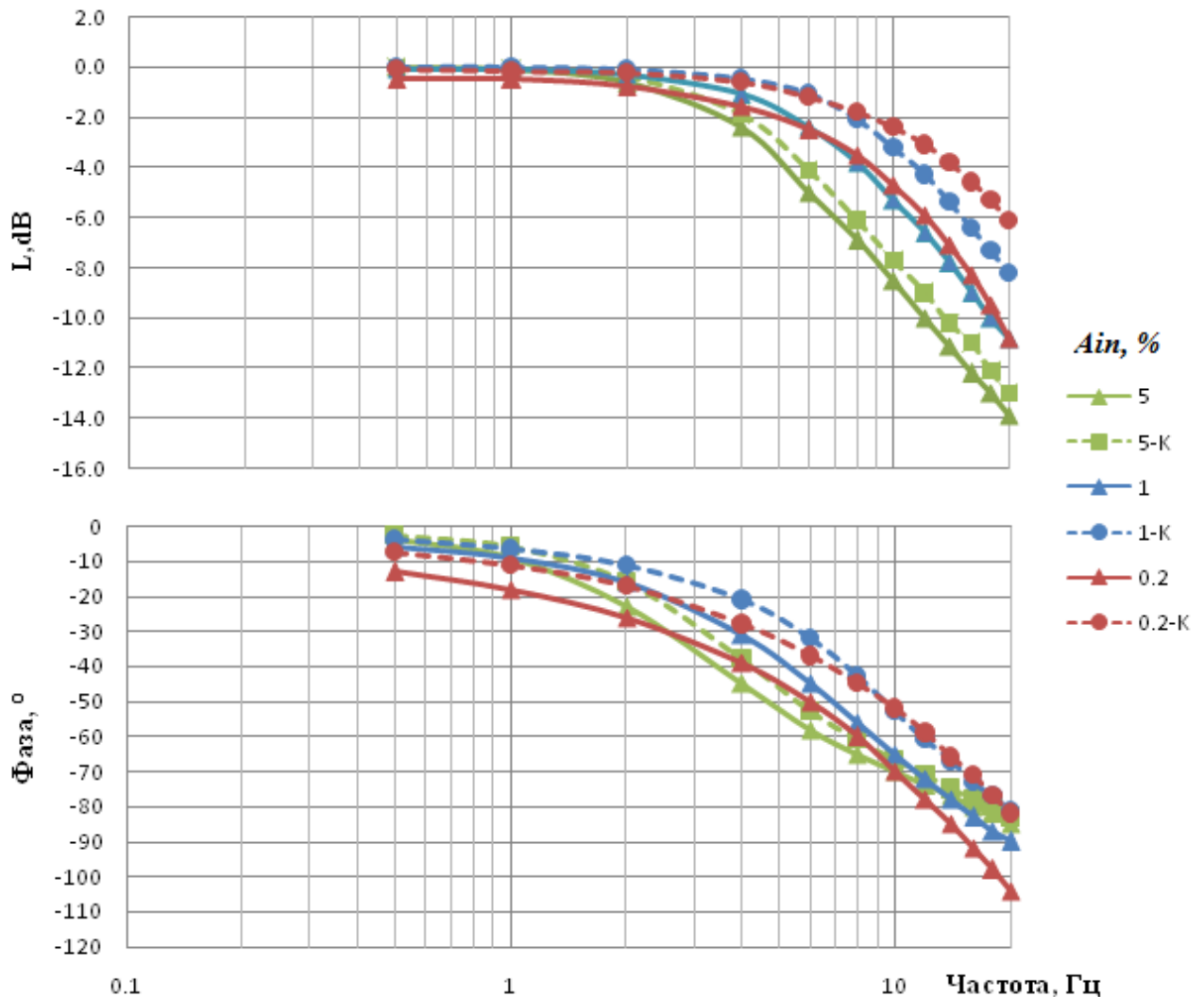
к нейтральному, парируя воздействие аэродинамических нагрузок, для оценки энергетических свойств в диссертационном исследовании использовалось энергопотребление нагруженного привода в нейтральном состоянии и при обработке им типовых полетных режимов.

Известная настройка алгоритмов управления приводом [19,30] подразумевала создание на клапане реверса начального давления  $P_0=50$  атм. Для определения степени улучшения характеристик привода под нагрузкой, проведена оценка его частотных характеристик при работе от повышенного до 100 атм. начального давления на клапане реверса. Такая настройка обеспечивается поднятием начального управляющего напряжения мехатронного модуля привода и, как следствие, увеличением минимальных оборотов его электродвигателя. В целом, оценка предлагаемого способа улучшения частотных характеристик привода при его нагружении будет зависеть также и от величины потребляемой мощности в режиме удержания выходного звена в нейтральном положении.

Для детального исследования было проведено моделирование работы базового варианта следящего привода при различных вариациях начального давления, амплитуд управляющего сигнала и степени нагружения привода. На рисунке 7.14 приведены амплитудные и фазовые частотные характеристики ненагруженного привода с уровнем начального давления на клапане реверса в 50 и 100 атмосфер. На этих графиках представлены частотные характеристики привода, полученные для величин входного сигнала, соответствующих 5, 1 и 0.2% от максимального сигнала. С индексом "К" указаны характеристики для варианта настройки привода, работающего с повышенным начальным давлением на клапане реверса.

Из представленных графиков видно, что в областях, соответствующих малым уровням входного сигнала, где осуществляется преимущественно дроссельное регулирование скорости, увеличение начального давления на клапане реверса наиболее эффективно и наблюдается существенное улучшение частотных характеристик. В то же время, повышение начального давления

расширяет область преимущественно дроссельного регулирования скорости и при амплитуде 5% от максимального управляющего сигнала улучшение характеристик также присутствует, хотя и в меньшей степени, чем при малых амплитудах входного сигнала.

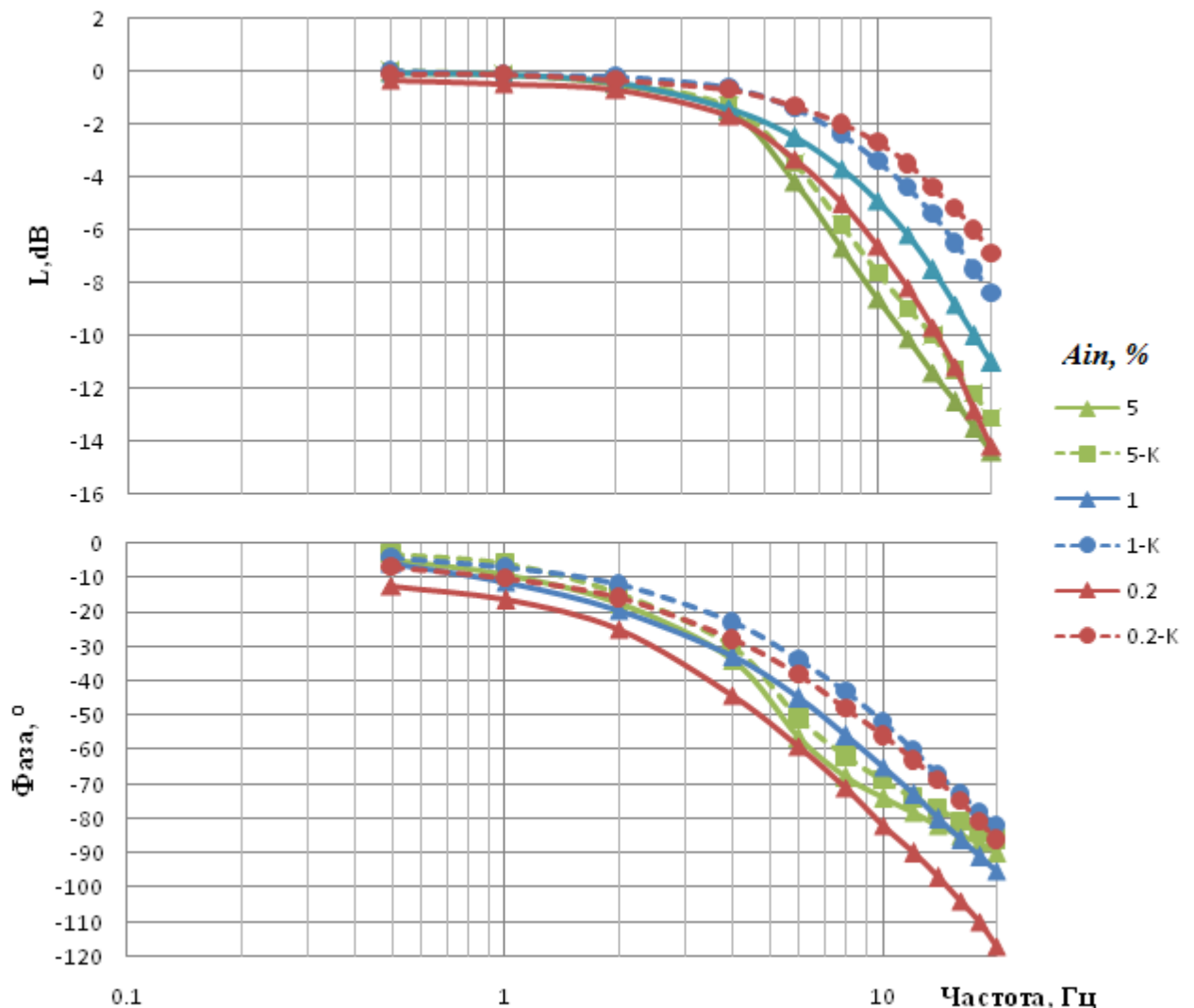


**Рис. 7.14.** ЛАФЧХ гидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости (ЭГРП-КРС) выходного звена при различных начальных давлениях на клапане реверса для режима  $F_n=0$

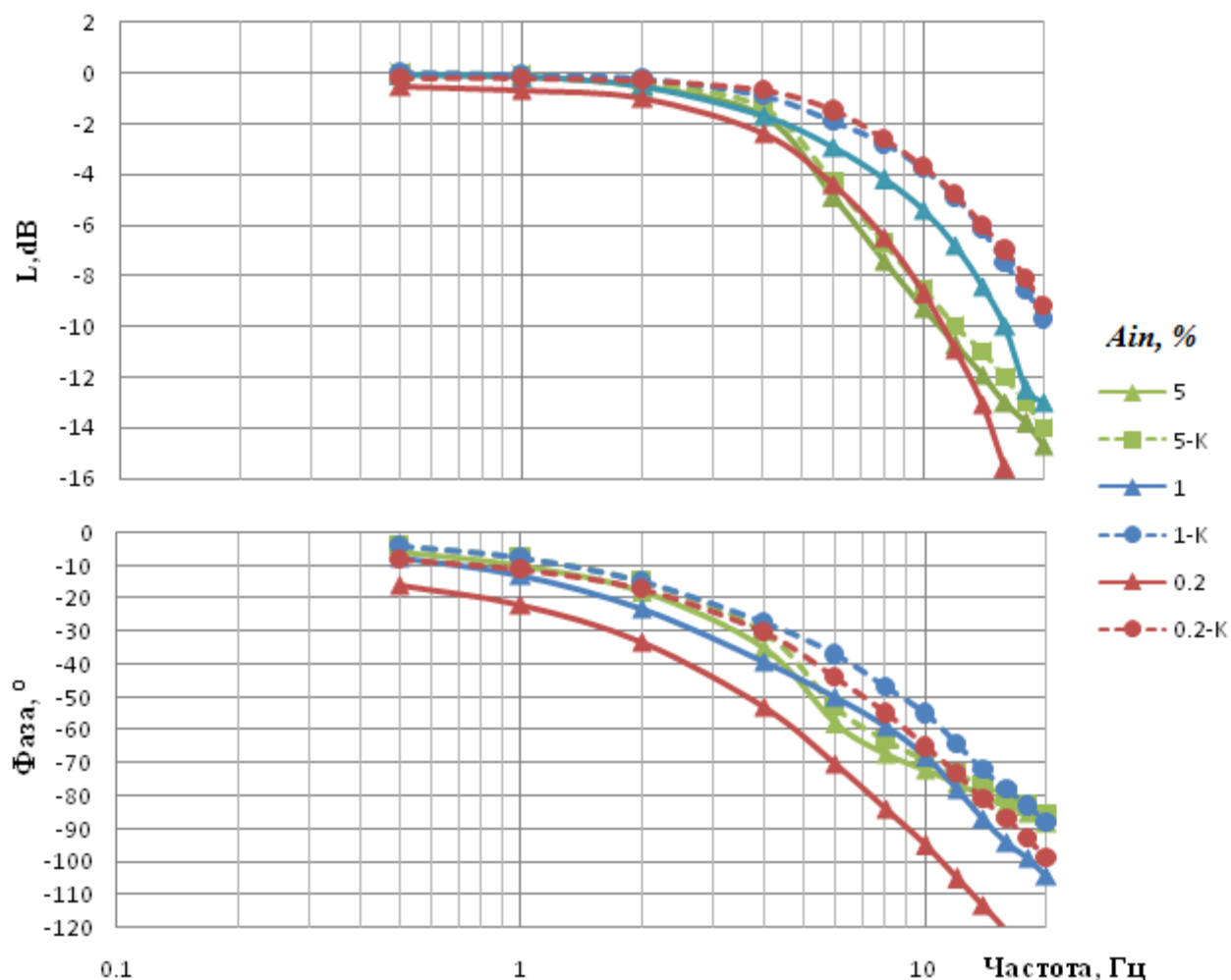
Оценочная потребляемая ненагруженным приводом мощность в нейтральном состоянии при повышении начального давления на клапане реверса до 100 атм. составляет 543 Вт. При настройке привода, соответствующей начальному давлению на клапане реверса в 50 атмосфер, потребляемая ненагруженным приводом мощность составляет 167 Вт. Стоит

отметить, что под потребляемой мощностью подразумевается мощность, потребляемая электродвигателем. В работе не учитываются потери мощности в блоке управления электродвигателем и приводом.

На рисунке 7.15 и 7.16 показаны амплитудные и фазовые частотные характеристики ЭГРП-КРС для случая нагружения выходного звена постоянной нагрузкой, составляющей 20 и 40% от максимального усилия привода. На графиках используются следующие обозначения: цифра означает уровень входного сигнала в процентах, индекс «К» означает работу привода на повышенном до 100 атмосфер начальном давлении на клапане реверса. Оценочные данные по потребляемым мощностям приведены в таблице 7.7.



**Рис. 7.15.** ЛАЧХ ЭГРП-КРС при различных начальных давлениях на клапане реверса для режима  $F_n=0.2 \cdot F_n(\max)$ , кгс



**Рис. 7.16.** ЛАФЧХ гидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости (ЭГРП-КРС) при различных начальных давлениях на клапане реверса для режима  $F_n=0.4 \cdot F_n(\max)$ , кгс

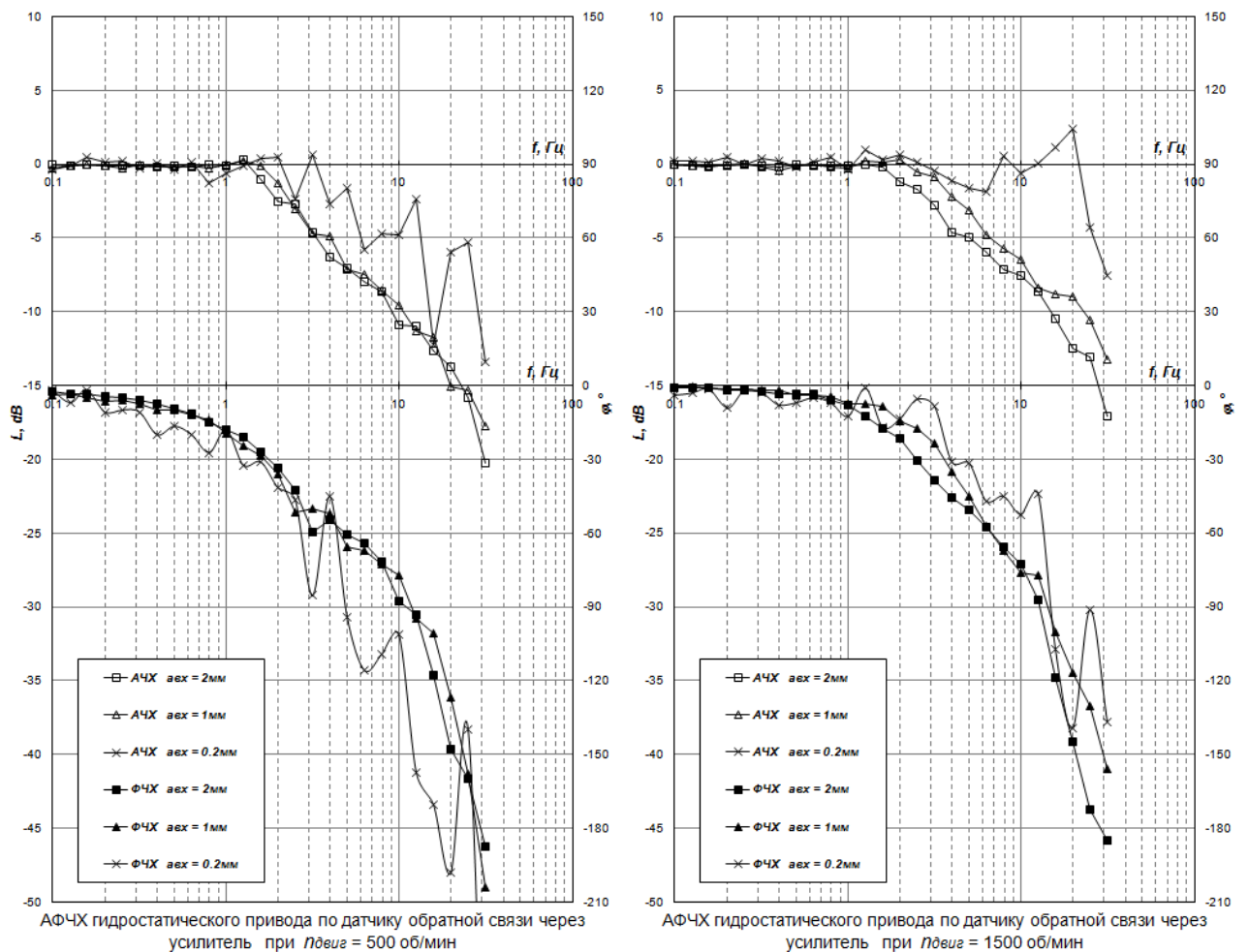
Таблица 7.7

	N, Вт		
	$F=0.2 \cdot F_{\max}$	$F=0.4 \cdot F_{\max}$	$F=0.6 \cdot F_{\max}$
$P_0=50$ атм.	212 Вт	390 Вт	671 Вт
$P_0=100$ атм.	510 Вт	580 Вт	800 Вт

Рассмотренные характеристики базового варианта гидропривода с комбинированным регулированием скорости показали, что повышение начального давления питания клапана реверса до 100 атм. обеспечивает улучшение частотных характеристик привода в области малых управляющих сигналов даже при действии статических нагрузок, составляющих до 60% от

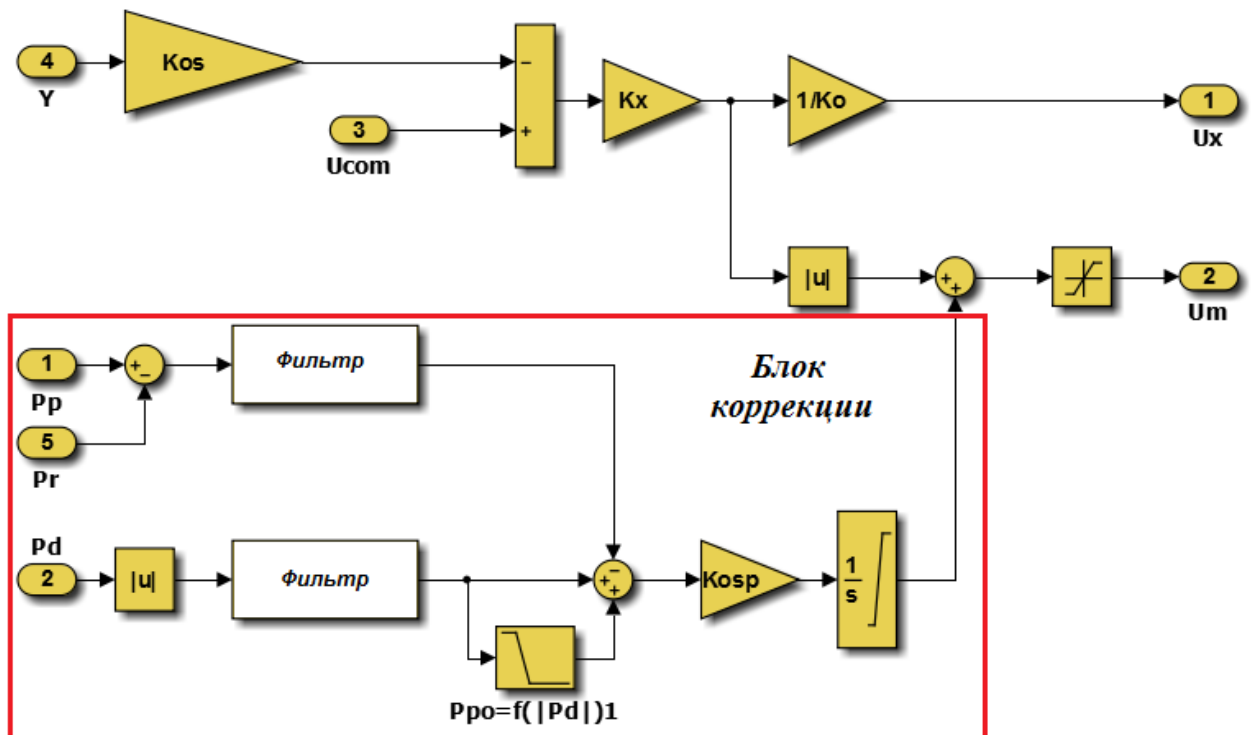
максимального усилия, развиваемого приводом. Однако такой способ улучшения динамических характеристик привода приводит к росту энергопотребления в режиме удержания его нагруженного выходного звена в 1,2 – 3,3 раза (с увеличением нагрузки разница между потребляемыми мощностями для различных начальных давлений на клапане реверса уменьшается).

Испытания прототипа привода с комбинированным регулированием скорости, проведенные в ЦАГИ, показали эффективность данного способа (см. рис. 7.17)



**Рис. 7.17.** Частотные характеристики прототипа привода с комбинированным регулированием скорости при различных оборотах двигателя.

Для сохранения динамических характеристик привода в зоне малых амплитуд входных сигналов при его нагружении и одновременной минимизации энергетических затрат на повышение давления на клапане реверса наиболее выгодным выглядит подход, реализующий увеличение перепада давления на клапане реверса пропорционально текущей величине нагрузки на привод. Такой подход реализуется при введении в алгоритм управления мехатронным модулем *обратной связи по перепаду давления на клапане реверса*. Структурная схема, реализующая коррекцию по перепаду давления на клапане реверса, представлена на рисунке 7.18. Вместо первоначального блока, задающего неизменное начальное напряжение на мехатронном модуле, применен алгоритмический блок, реализующий динамическую коррекцию управляющего напряжения мехатронного модуля по перепаду давления на клапане реверса  $Pd_{kr}$ .



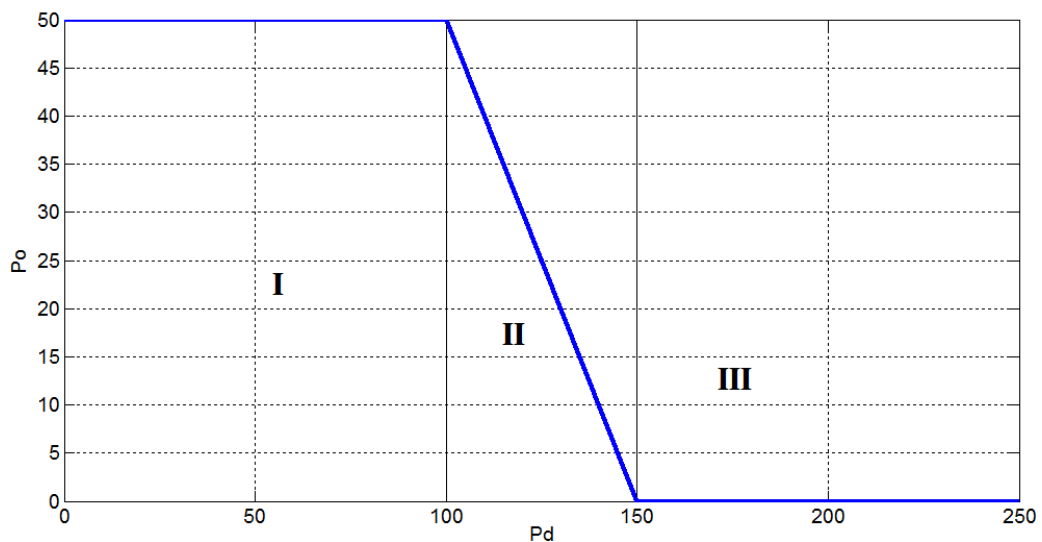
**Рис. 7.18** Структурная схема коррекции по перепаду давления на клапане реверса  $Pd_{kr}$

Структура корректирующих связей обеспечивает реализацию следующих принципов формирования входного давления на клапане реверса:

- за счет введения отрицательной обратной связи по перепаду давления на клапане реверса  $\{(P_p - P_r) - |P_1 - P_2|\}$  требуемая величина поддерживается на задаваемом уровне вне зависимости от изменения величины утечек в насосе и небольшого открытия рабочих окон клапана реверса, соответствующего режиму дроссельного регулирования скорости привода;
- задаваемый уровень перепада давления на клапане реверса при дроссельном регулировании скорости зависит от абсолютной величины перепада давления в гидроцилиндре и определяется таблично задаваемой функцией  $P_{po} = f(|P_1 - P_2|)$ , рис.7.19;
- табличная функция в случае необходимости может ограничивать диапазон нагрузок, в котором привод стремится реализовать дроссельное регулирование скорости при малых амплитудах управляющего сигнала для ограничения избыточного энергопотребления привода при больших нагрузках;
- корректирующий сигнал  $U_{no}$  ограничен сверху некоторым максимальным значением. Верхний порог  $U_{no}$  определяет диапазон амплитуд управляющего сигнала, при котором реализуется преимущественно дроссельное регулирование скорости (при условии достаточности предельной производительности встроенной насосной станции) и определяет максимальное добавочное энергопотребление.

Величина фактического перепада давления на клапане реверса определяется установленными в приводе датчиками перепада давления на насосе и в полостях гидроцилиндра. Эти датчики, помимо указанной функции, используются и в других сервисных алгоритмах привода. В частности, они задействованы в системе встроенного контроля.

Для обеспечения точности поддержания требуемого перепада давления на клапане реверса, следящий контур имеет астатизм за счет установленного интегратора. При малых амплитудах управляющего сигнала следящий корректирующий контур поддерживает заданное избыточное давление на входе клапана реверса, обеспечивая дроссельное регулирование скорости выходного звена. При дальнейшем увеличении сигнала рассогласования на выходе корректирующего контура устанавливается предельное значение, и коррекция перестает быть эффективной. При этом привод переходит от дроссельного к электродвигательному способу регулирования скорости.



**Рис. 7.19.** Таблично заданная функция блока  $P_{p0}=f(|P_d|)$

Пример графика табличной функции приведен на рисунке 7.19. При использовании такой функции, блок коррекции по давлению устанавливает перепад давления на клапане реверса в 50 атмосфер при величине модуля перепада давления в цилиндре, лежащем в диапазоне от 0 до 100 атм., а затем плавно уменьшает его до нуля при увеличении перепада давления в цилиндре.

В целом, предлагаемое схемное решение блока управления гидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости обеспечивает сохранение высоких динамических характеристик привода при его нагружении. Оно позволяет регулировать все ключевые параметры области дроссельного регулирования скорости, рассмотренные



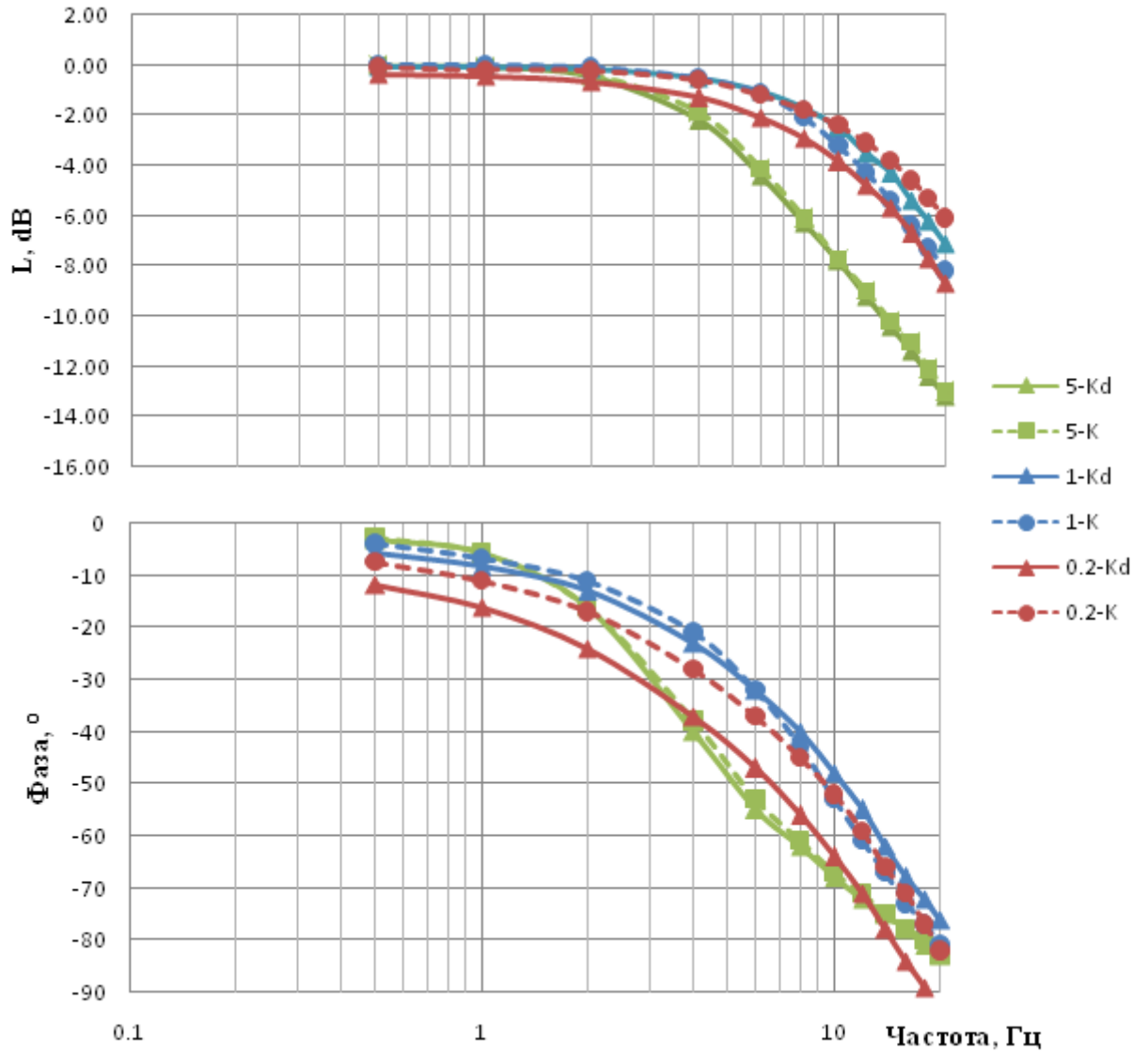
ранее: величину перепада давления на клапане реверса  $P_{dkr}$ , диапазон амплитуд управляющего сигнала и диапазон нагрузок, для которых осуществляется преимущественно дроссельное регулирование скорости.

Для оценки эффективности работы ЭГРП-КРС с предложенным блоком коррекции было проведено моделирование его работы при различных амплитудах управляющего сигнала и степени нагружения привода. При моделировании использовалась табличная функция, показанная на рис.7.19. Корректирующий сигнал  $U_{no}$  ограничен сверху величиной  $2 \cdot U_{no}$ , а снизу  $0.5 \cdot U_{no}$ . Как и в предыдущем случае, критериями оценки служат как динамические свойства системы, так и энергопотребление привода в режиме удержания нагруженного выходного звена.

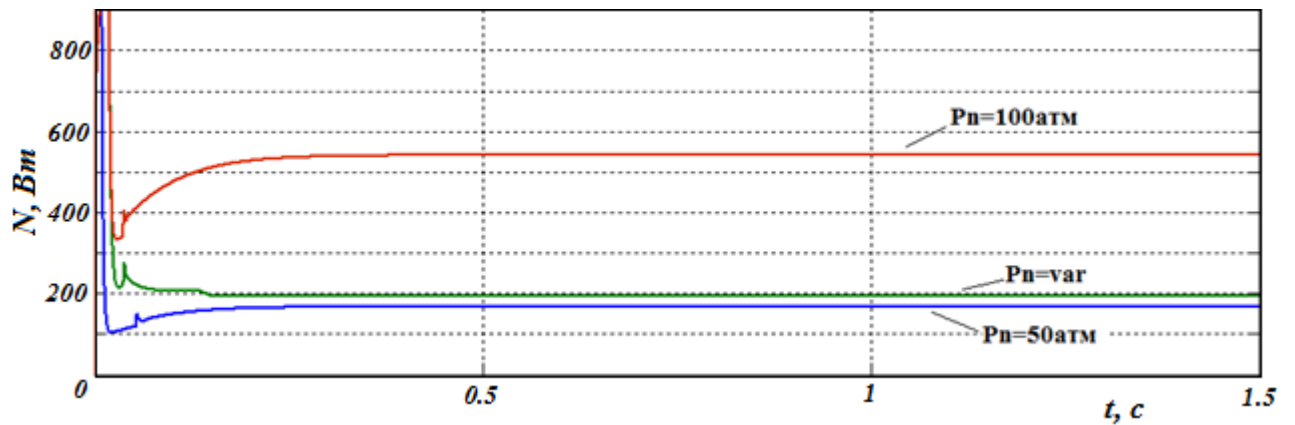
Для всех случаев, описанных ниже, графики частотных характеристик имеют следующие обозначения: цифра означает величину амплитуды входного сигнала в процентах. Индекс "К" означает, что применялось повышение начального давления на клапане реверса до 100атм. (способ описан выше), индекс "Kd" означает, что использовалась *обратная связь по перепаду давления на клапане реверса  $P_{dkr}$* .

Частотные характеристики двух вариантов настройки ЭГРП-КРС (работающего при повышенном начальном давлении и с коррекцией по перепаду давления) представлены на рисунке 7.20.

Из графиков видно, что *коррекция по перепаду давления на клапане реверса* несколько уступает варианту настройки привода, работающему при повышенном начальном давлении на клапане реверса, только в области околонулевых сигналов (0.2%). В остальном диапазоне предлагаемый вариант коррекции не уступает рассмотренному ранее варианту. При этом потребляемая приводом мощность при отсутствии управляющего сигнала составляет всего 195 Вт, что примерно в 3 раза меньше, чем в случае постоянного повышения начального давления на клапане (543 Вт) и лишь на 30 Вт выше варианта настройки привода без коррекции. Графики потребляемых мощностей в процессе приведения привода в нейтральное положение показаны на рис. 7.21.

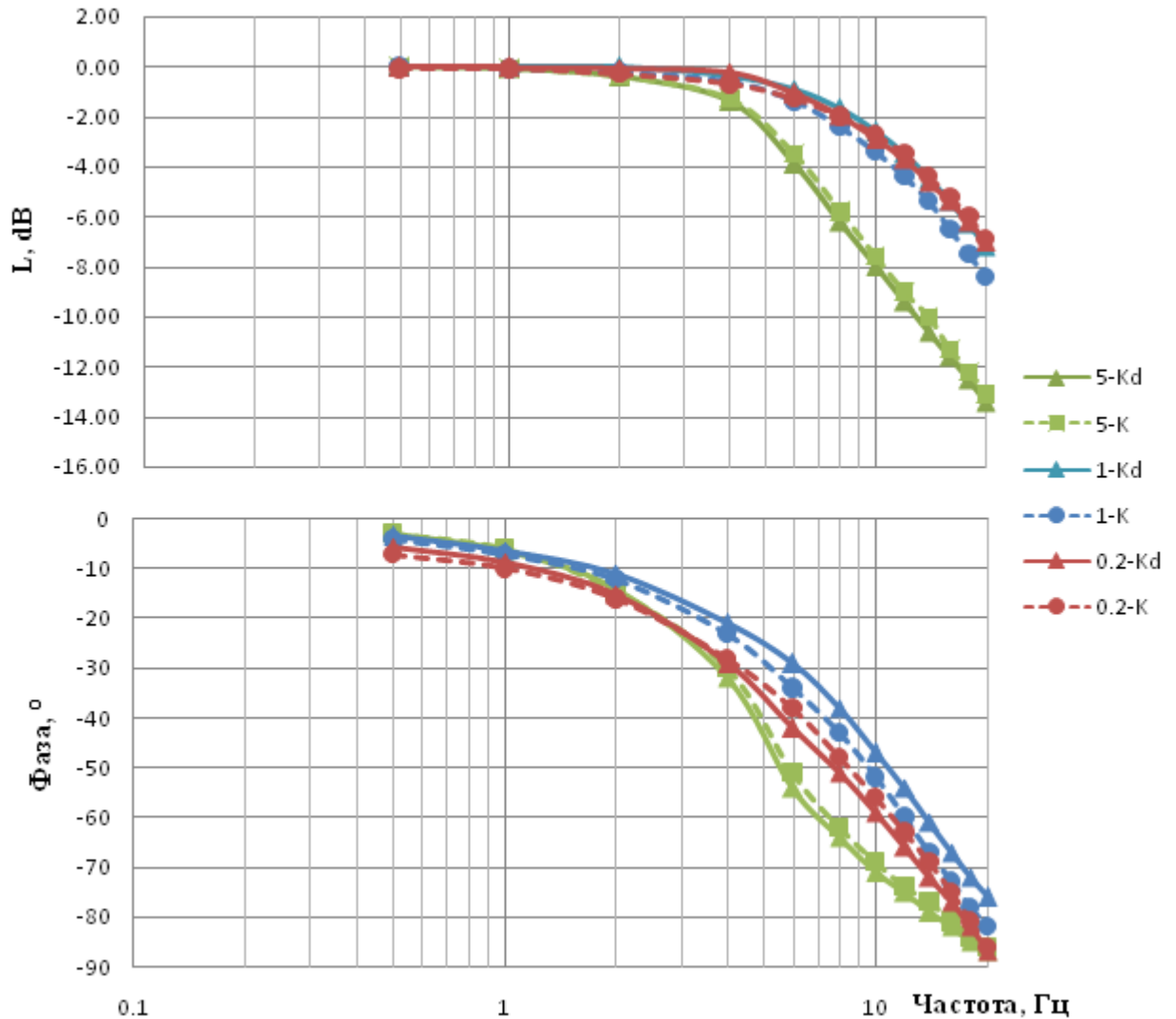


**Рис. 7.20.** ЛАФЧХ двух вариантов настройки гидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости при  $F_n=0$



**Рис. 7.21.** Потребляемые мощности для трех вариантов настройки привода при  $F_0=0$

Частотные характеристики ЭГРП-КРС для двух вариантов настройки: с повышенным начальным давлением до 100 атмосфер на клапане реверса (К) и с *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса (Kd)*, нагруженных постоянной нагрузкой  $F_n=920$  кгс (20% от максимального усилия привода), представлены на рисунке 7.22.

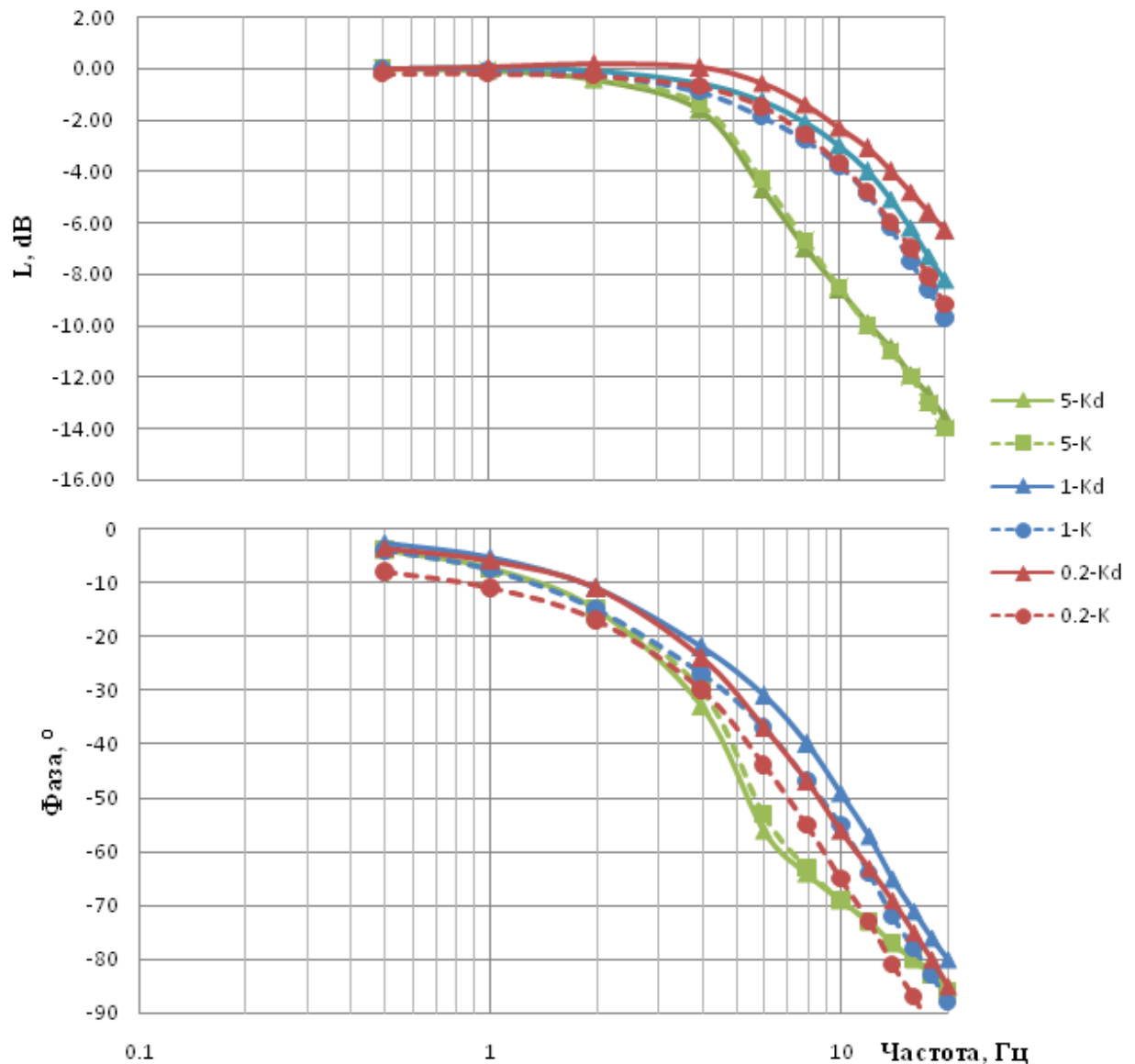


**Рис. 7.22.** ЛАФЧХ двух вариантов настройки электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости при  $F_n=0.2 \cdot F_n(\text{max})$

По графикам видно, что коррекция по перепаду давления по эффективности обеспечения динамических характеристик практически не уступает варианту привода, работающего при постоянном повышенном начальном давлении на клапане реверса. При этом для *коррекции по перепаду*

давления на клапане реверса  $P_{dkr}$  потребляемая мощность составляет 400 Вт, против 510 Вт при повышении начального давления до 100 атм.

Таким образом, уже при 20%-ной нагрузке вариант с *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса* выглядит эффективней с точки зрения совокупности динамических и энергетических свойств по сравнению с настройкой привода, повышающей перепад давления на фиксированную величину. На рисунке 7.23 представлены частотные характеристики ЭГРП-КРС при работе под нагрузкой, равной 1840 кгс.



**Рис.7.23.** ЛАФЧХ двух вариантов электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости при  $F_n=0.4 \cdot F_n(\text{max})$

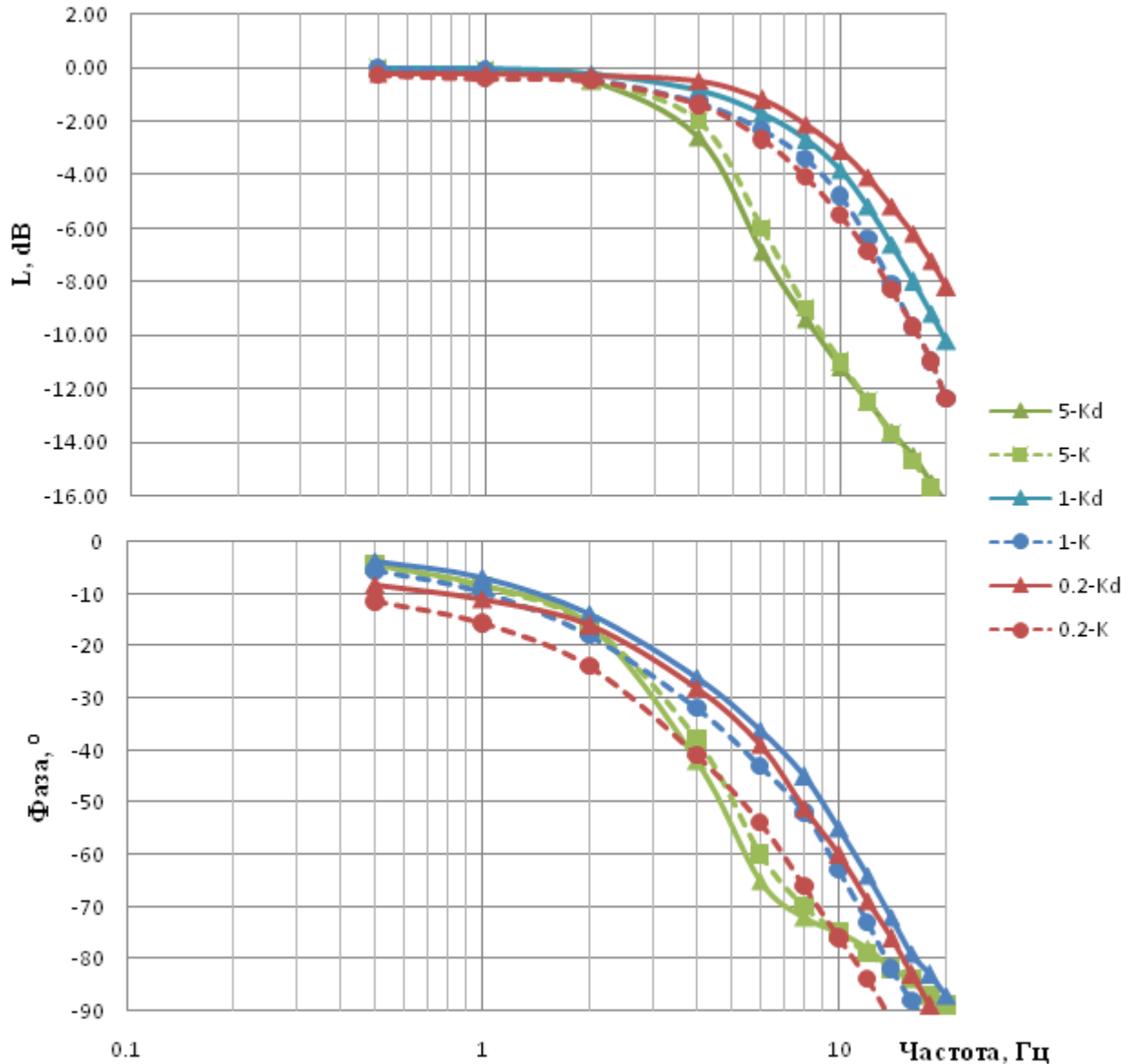
Графики показывают, что динамические свойства привода, в котором применена коррекция по перепаду давления на клапане реверса, в области малых входных сигналов лучше по сравнению с вариантом настройки, повышающим начальное давление на клапане реверса на фиксированную величину. При этом мощность, потребляемая приводом в режиме удержания нагруженного выходного звена, для варианта настройки с *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса* составляет 776 Вт против 580 Вт для варианта настройки с фиксированным начальным давлением на клапане.

Полученные результаты объясняются тем, что при использовании *коррекции по перепаду давления на клапане реверса Pdkr*, высокая эффективность преимущественно дроссельного регулирования скорости в области малых амплитуд входных сигналов полностью сохраняется и при 40%-ном нагружении привода. При использовании повышенного начального давления на клапане реверса при этом же уровне нагружения эффективность дроссельного регулирования падает и начинается переход к экономичному, но менее динамичному электромоторному регулированию скорости.

На рисунке 7.24 представлены частотные характеристики двух вариантов привода при уровне нагружения 2760 кгс (60% от максимального развиваемого усилия). При 60%-ном нагружении привода частотные характеристики варианта настройки привода с *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса Pdkr* превосходят таковые для варианта привода с повышенным начальным давлением на клапане реверса.

Потребляемая приводом мощность в режиме удержания нагруженного выходного звена для варианта с динамической коррекцией составляет 984 Вт против 802 Вт для варианта привода с повышенным начальным давлением на клапане реверса. Полученные результаты объясняются тем, что при 60%-ном нагружении привода и использовании *коррекции по перепаду давления на клапане реверса*, остаточная эффективность дроссельного регулирования сохранилась лучше (диапазон его работы был задан табличной функцией, показанной на рис.7.19), чем при использовании повышенного начального

давления на клапане реверса, где произошел более глубокий переход на экономичное, но менее динамичное электромоторное регулирование скорости.



**Рис. 7.24.** ЛАФЧХ двух вариантов настройки электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости при  $F_n=0.6 \cdot F_n(\max)$

Сводные результаты исследования вынесены в таблицу 7.8, в которой лучшие результаты выделены зеленым, а худшие красным.

Таблица 7.8

	Базовый вариант, P <sub>n</sub> =50атм	Повышение давления P <sub>n</sub> =100атм	Коррекция по перепаду давления
Потребляемая мощность при удержании нагруженного выходного звена, Вт:			
F=0	167	543	195
F=920кгс	212	510	400
F=1840кгс	390	580	776
F=2760кгс	672	802	984
Динамические свойства A=1%, f=1Гц			
F=0	-0.1 дБ, -9°	-0 дБ, -7°	-0.1 дБ, -8°
F=920кгс	-0.1 дБ, -11°	-0.1 дБ, -7°	0 дБ, -6°
F=1840кгс	-0.2 дБ, -13°	-0.1 дБ, -8°	0 дБ, -5°
F=2760кгс	-0.2 дБ, -14°	-0.1 дБ, -10°	0 дБ, -7°
Динамические свойства A=1%, f=4Гц			
F=0	-1.1 дБ, -31°	-0.5 дБ, -21°	-0.5 дБ, -23°
F=920кгс	-1.4 дБ, -33°	-0.6 дБ, -23°	-0.4 дБ, -21°
F=1840кгс	-1.7 дБ, -39°	-0.9 дБ, -27°	-0.6 дБ, -22°
F=2760кгс	-1.9 дБ, -43°	-1.3 дБ, -32°	-0.9 дБ, -26°
Динамические свойства A=1%, f=10Гц			
F=0	-5.3 дБ, -65°	-3.2 дБ, -53°	-2.5 дБ, -48°
F=920кгс	-4.9 дБ, -65°	-3.4 дБ, -52°	-2.6 дБ, -47°
F=1840кгс	-5.4 дБ, -68°	-3.8 дБ, -55°	-3.0 дБ, -49°
F=2760кгс	-6.7 дБ, -80°	-4.8 дБ, -63°	-3.8 дБ, -55°
Динамические свойства A=0.2%, f=1Гц			
F=0	-0.5 дБ, -18°	-0.2 дБ, -11°	-0.5 дБ, -16°
F=920кгс	-0.5 дБ, -16°	-0.1 дБ, -10°	0 дБ, -9°
F=1840кгс	-0.7 дБ, -22°	-0.3 дБ, -11°	0 дБ, -6°
F=2760кгс	-0.6 дБ, -23°	-0.4 дБ, -16°	-0.2 дБ, -11°
Динамические свойства A=0.2%, f=4Гц			
F=0	-1.6 дБ, -39°	-0.6 дБ, -28°	-1.3 дБ, -37°
F=920кгс	-1.7 дБ, -44°	-0.7 дБ, -28°	-0.2 дБ, -29°
F=1840кгс	-2.4 дБ, -53°	-0.7 дБ, -30°	0 дБ, -24°
F=2760кгс	-2.8 дБ, -58°	-1.4 дБ, -41°	-0.5 дБ, -28°
Динамические свойства A=0.2%, f=10Гц			
F=0	-4.7 дБ, -70°	-2.4 дБ, -52°	-3.8 дБ, -64°
F=920кгс	-6.6 дБ, -82°	-2.7 дБ, -56°	-2.9 дБ, -59°
F=1840кгс	-8.7 дБ, -95°	-3.7 дБ, -65°	-2.3 дБ, -56°
F=2760кгс	-10 дБ, -104°	-5.5 дБ, -76°	-3.1 дБ, -60°

### 7.3. Влияние параметров настройки блока управления приводом на его динамические характеристики

Ключевым фактором, влияющим на динамические характеристики привода с комбинированным регулированием скорости, является настройка его блока управления, включающая в себя следующие параметры: **ОДРК**, начальное напряжение на электродвигателе  **$P_0$**  и начальное давление на клапане реверса  **$U_0$** . При использовании коррекции по перепаду давления на клапане реверса к указанным параметрам добавляются ограничения, задаваемые табличной функцией (см. рис 7.19 и раздел 7.2), ограничения  **$U_0$** , устанавливаемые в интеграторе и коэффициент обратной связи по давлению  **$K_{osp}$** . Помимо выбора параметров исполнительных механизмов и агрегатов, обеспечивающих требуемые статические характеристики, оценка влияния указанных параметров на динамические характеристики привода является важной практической задачей при проектировании приводов с комбинированным регулированием скорости. В данном разделе автор объединяет результаты исследований и дает оценку влияния параметров настройки управления приводом, включая управляющие алгоритмы, на его динамические характеристики.

Для базового варианта настройки привода одним из ключевых параметров является коэффициент относительного диапазона регулирования клапана реверса (**ОДРК**). Настройка ОДРК улучшает характеристики привода лишь в малом диапазоне амплитуд входных сигналов (0.2-6%) при фиксированной величине начального давления на клапане реверса. Данный эффект обуславливается тем, что величина начального давления на клапане реверса ограничена (50 атм.) и по мере открытия окон перепад давления на клапане реверса падает, снижая эффективность дроссельного регулирования. Величина ОДРК, фактически, определяет чувствительность привода в зоне малых входных сигналов управления (значение ОДРК обратно пропорционально коэффициенту усиления ветви управления клапаном реверса), однако уменьшение коэффициента может оказать влияние на



стабильность характеристик, а увеличение - минимизировать эффект преимущественно дроссельного регулирования. Кроме того, с точки зрения энергетических свойств, оценки которых были получены при исследовании работы привода в типовых режимах полета, можно сделать вывод, что уменьшение величины ОДРК положительно сказывается на энергетических свойствах привода: окна клапана реверса открываются раньше, соответственно потери, вызванные дросселированием жидкости на них, уменьшаются. В результате исследования были получены рекомендуемые значения настройки  $ОДРК=0.4...0.7$ .

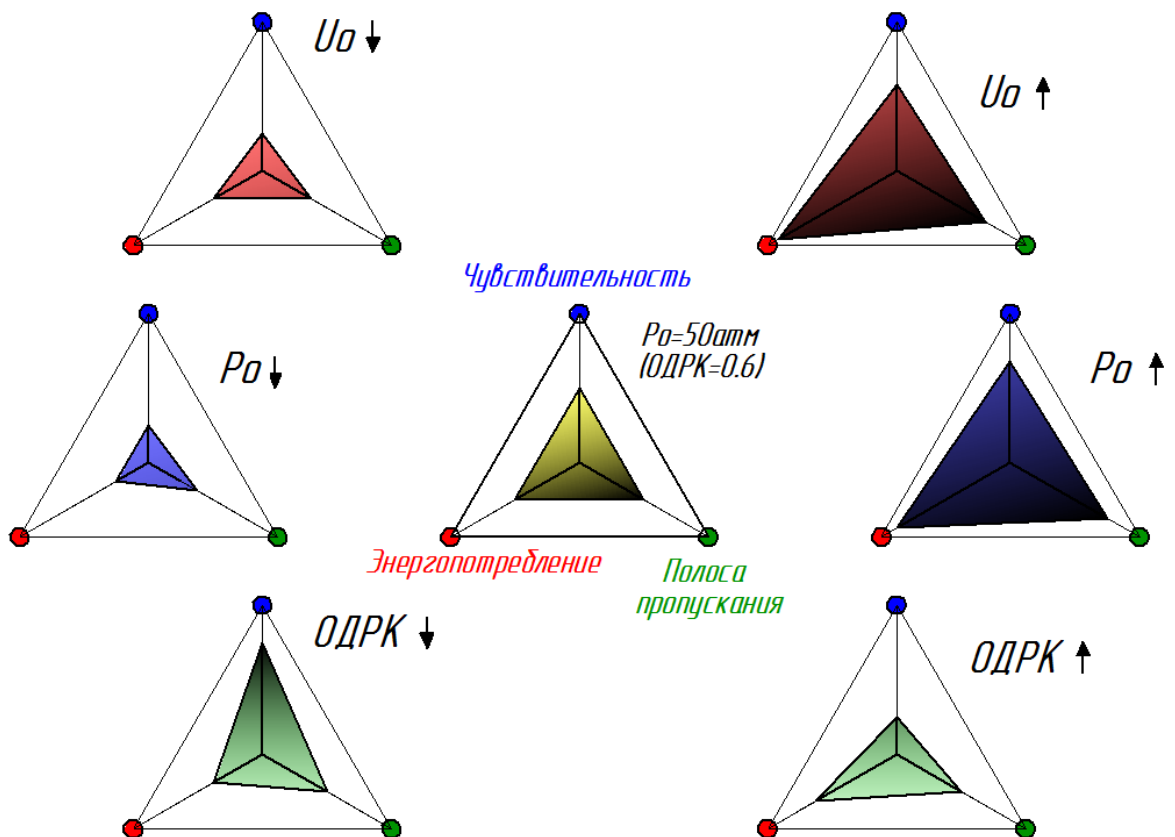
Начальное напряжение на электродвигателе *Uno*. При увеличении начального напряжения на мехатронном модуле увеличиваются минимальные обороты двигателя (при испытаниях привода на стенде МАИ применялось аналоговое управление мехатронным модулем). С увеличением оборотов двигателя возрастает расход жидкости, создаваемый насосом и, соответственно, давление на входе клапана реверса. При этом потребляемая приводом мощность растет, а с точки зрения динамических характеристик незначительно увеличивается (до 30%) полоса пропускания, и возрастает чувствительность привода до 50% (до 2.5 дБ и  $25^{\circ}$  для амплитуды входного сигнала  $A_{вх}=0.01A_{max}$ ) в зоне малых амплитуд входных сигналов за счет усиления дроссельного эффекта, вызванного повышением начального давления на клапане.

Начальное давление на клапане реверса *Po*. Хотя увеличение давления на клапане реверса обусловлено повышением минимальных оборотов вала электродвигателя, что соответствует изменению настройки *Uno*, перепад давления на клапане реверса также зависит от величины утечек в насосе и на золотнике клапана. С точки зрения энергетических свойств привода, данная мера в значительной степени повышает энергопотребление в нейтрали.

На рисунке 7.25 показаны обобщенные диаграммы влияния параметров настройки базового варианта ЭГРП-КРС (без коррекции по перепаду давления на клапане реверса *Pdkr*) на его характеристики. Диаграммы наглядно

показывают зависимость выходных характеристик привода от настройки параметров его блока управления.

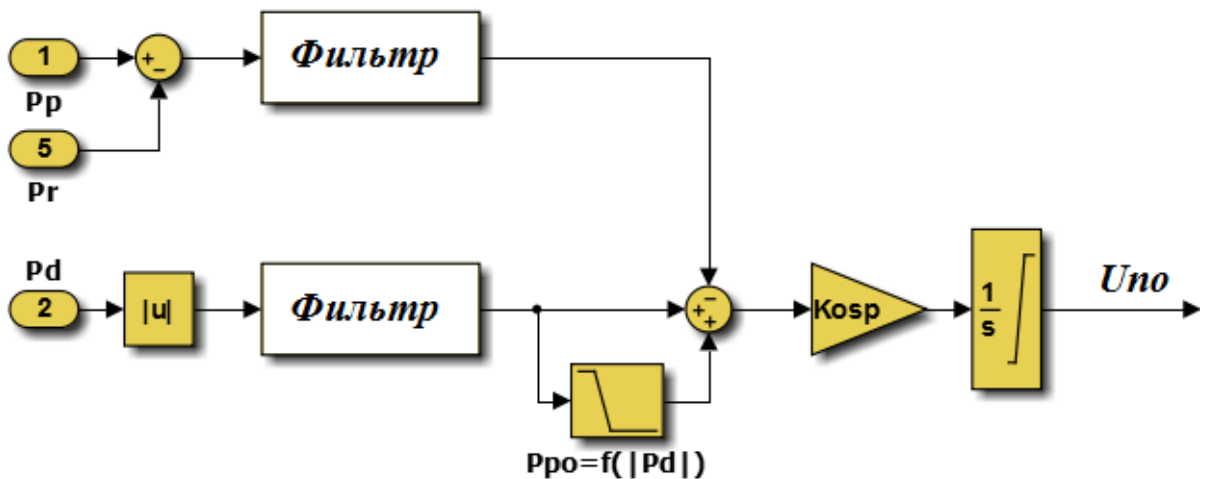
Стоит отметить, что диаграммы возможно интерпретировать совместно. К примеру, при увеличении начального давления на клапане реверса и уменьшении значения настройки ОДРК чувствительность привода возрастает, диапазон амплитуд, для которых будет наблюдаться улучшение характеристик, расширится, но при этом возрастает потребляемая приводом мощность.



**Рис. 7.25.** Графическое представление влияния параметров настройки привода на его выходные характеристики

Для варианта настройки привода с динамической *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса*  $Pdkr$ , показанной на рисунке 7.26, ключевыми параметрами, влияющими на характеристики привода, являются табличная функция  $Po=f(|Pd|)$ , представленная на рисунке 7.19, и ограничения  $Uo$ , задаваемые в блоке интегратора. Данные параметры определяют диапазон входных нагрузок, для которых необходимо улучшение динамических свойств

привода и степень их улучшения. Точность и быстродействие подстройки осуществляется коэффициентом  $K_{osp}$ . Функция подстройки естественно деградирует по мере увеличения сигнала рассогласования за счет уменьшения сопротивления окон клапана реверса. Фильтры, установленные в схеме, определяют быстроту изменения требуемых нагрузок. В общем случае в качестве фильтра выступает апериодическое звено, реализующее функцию фильтра низких частот (ФНЧ).



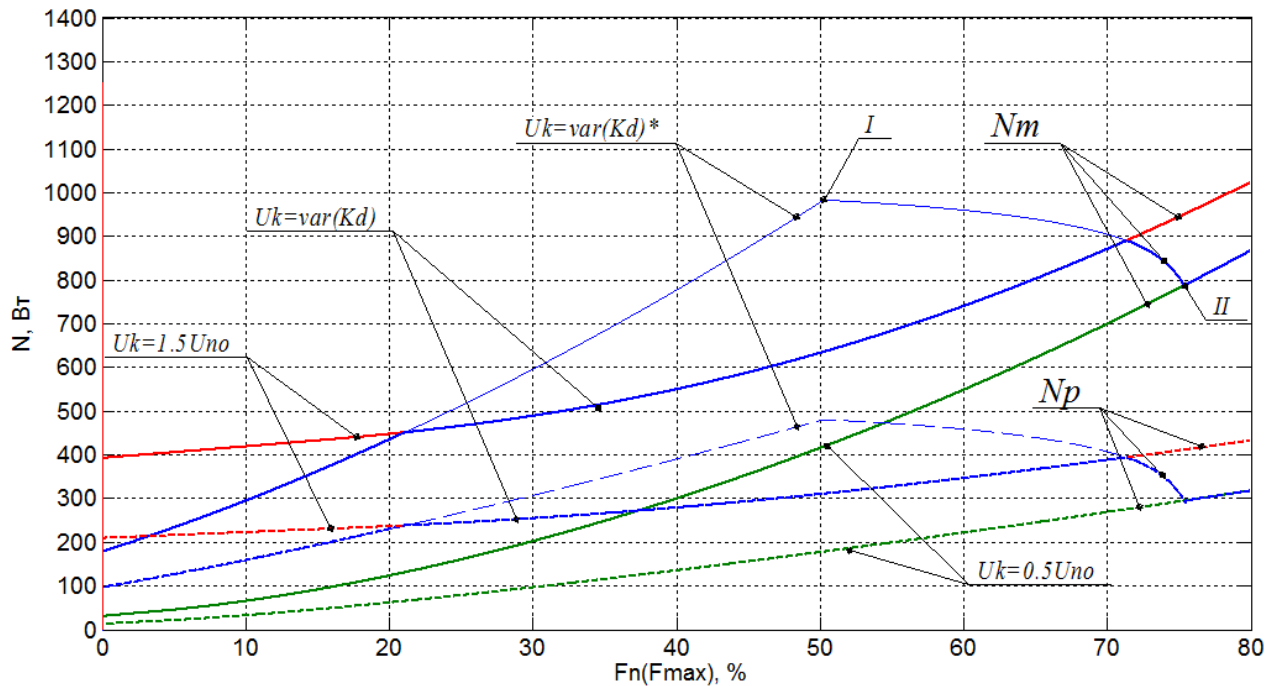
**Рис. 7.26.** Схема коррекции по перепаду давления на клапане реверса

Оценка влияния настройки привода с *коррекцией по перепаду давления на клапане реверса* является многопараметрической задачей. В проведенном исследовании влияние параметров корректирующего устройства оценивалось по частотным характеристикам и энергетическим показателям. Оценка энергетических свойств производилась при работе привода в режиме удержания нагрузки. В представленную оценку также легли результаты расчета потребляемых мощностей ЭГРП-КРС имеющего меньшую мощность (привод ИМД-21, представленный на выставке МАКС-2013, [1], см. рис.1.4) при отработке им типовых полетных режимов для руля высоты RRJ-100, указанных в таблице 1.1.

При оценке динамических свойств построено семейство частотных характеристик, соответствующих различным вариантам настройки блока коррекции с целью определения степени влияния указанных параметров на

полосу пропускания, чувствительность привода и возможность расширения диапазона амплитуд входных сигналов, для которых требуется повышение качества отработки.

На рисунке 7.27 представлено семейство кривых, характеризующих оценочную мощность, потребляемую электродвигателем ( $N_m$ ), и мощность на выходе насоса ( $N_p$ ). Результаты получены для режима удержания медленноменяющейся противодействующей нагрузки.



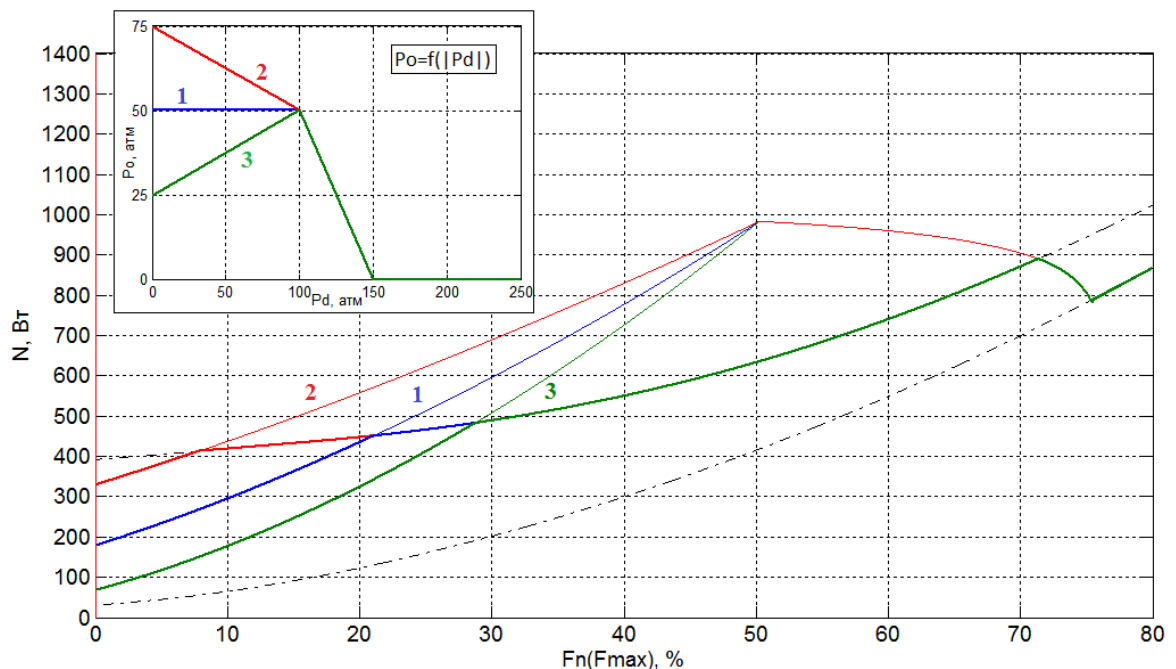
**Рис. 7.27** Графики изменения потребляемой мощности для различных значений настроек привода

Кривые " $1.5U_o$ " и " $0.5U_o$ " соответствуют мощностям при постоянном начальном (минимальном) напряжении на мехатронном модуле, равном  $1.5U_{no}$  и  $0.5U_{no}$  соответственно. Графики " $var(Kd)$ " и " $var(Kd)^*$ " соответствуют настройке привода с коррекцией по перепаду давления на клапане реверса. Табличная функция  $P_o=f(|Pd|)$  для исследуемого привода представлена на рисунке 7.19. При этом для варианта " $var(Kd)^*$ " верхний предел в интеграторе отсутствовал, а для варианта " $var(Kd)$ " соответствовал величине  $1.5U_{no}$ . Рассматриваемые графики получены для привода с идеализированным клапаном реверса, имеющим симметричную регулировочную характеристику

золотника и равные по величине перекрытия, обеспечивающие симметричную перепадную характеристику. Стоит отметить, что под  $U_{no}$ , аналогично предыдущим разделам, понимается величина добавочного сигнала на мехатронном модуле, при котором на клапане реверса достигается давление 50 атм.

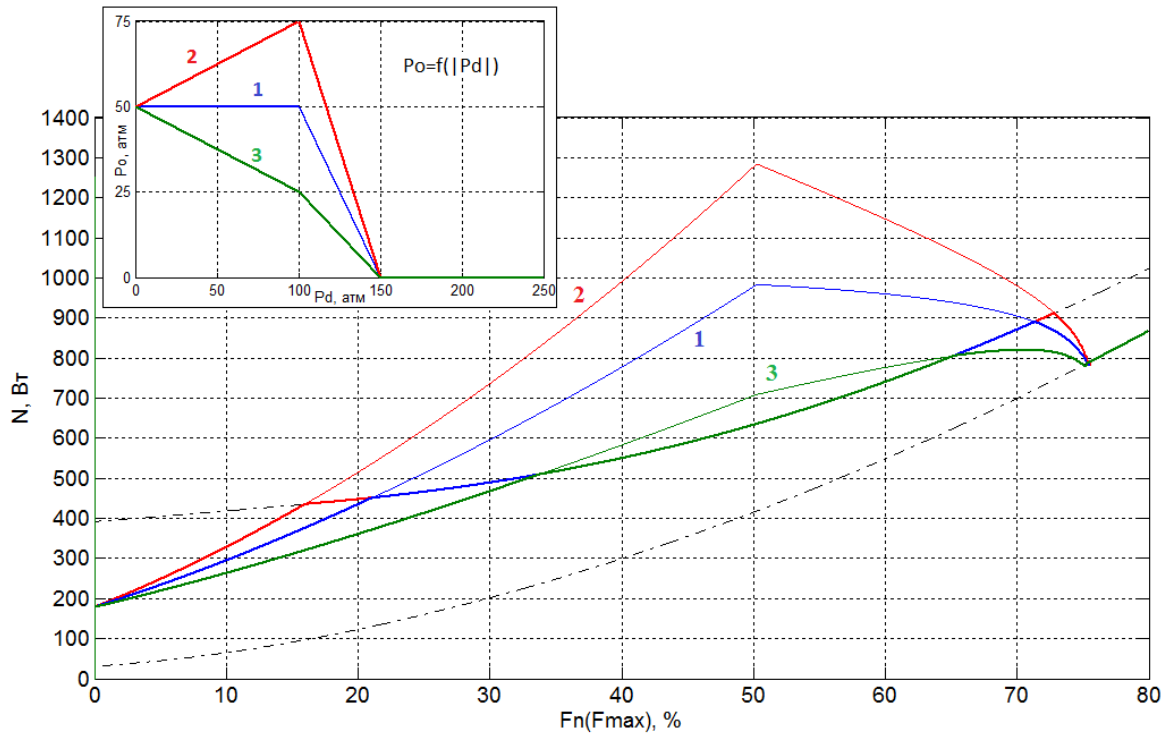
Из графиков видно, что функция  $P_o=f(|Pd|)$  ограничивает диапазон сил, для которых действует коррекция. После превышения нагрузкой величины, эквивалентной перепаду давления в 100 атм. (область 1 рис. 7.19), коррекция начинает деградировать (I, область 2 рис. 7.19) и ослабевает при достижении перепада давления на поршне равного 150 атм. (II, область 3 рис. 7.19).

На рисунке 7.28 показаны графики потребляемых электродвигателем мощностей для трех вариантов настройки табличной функции  $P_o=f(|Pd|)$ , имеющей различный начальный перепад давления на клапане реверса. При этом в настройках интегратора установлены ограничения  $0.5U_{no}$  и  $1.5U_{no}$  по верхнему и нижнему пределу соответственно. Тонкими линиями показаны графики мощностей при неограниченном верхнем пределе интегратора.

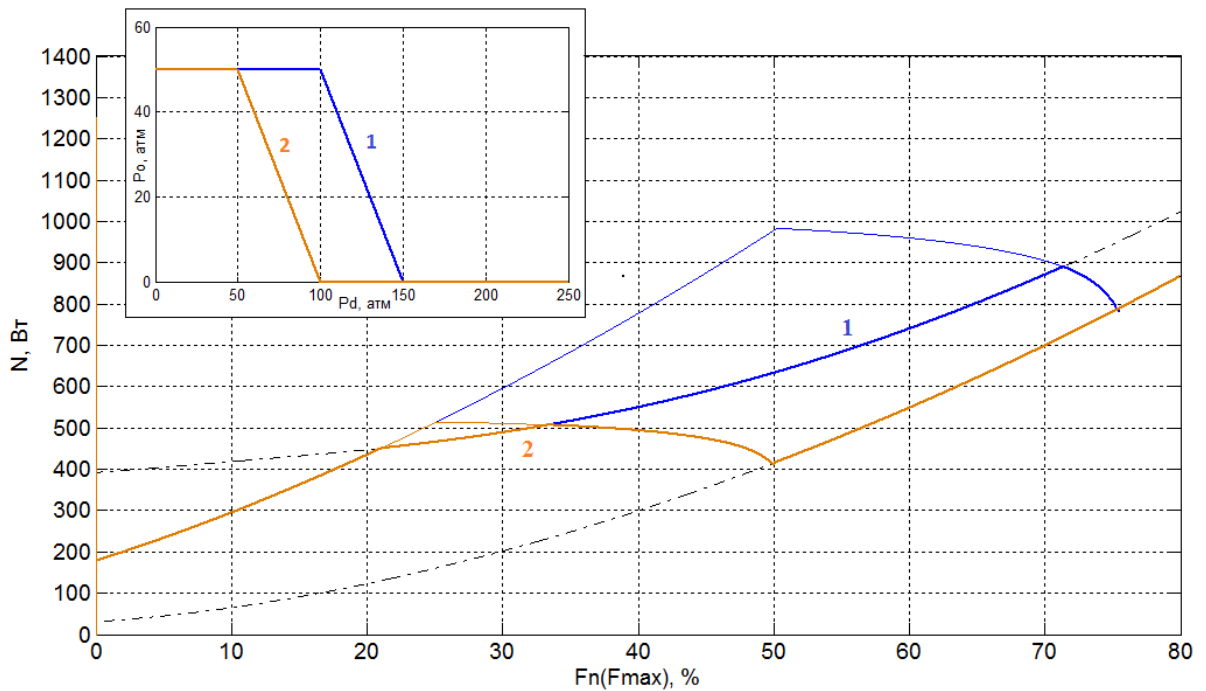


**Рис. 7.28.** Графики изменения потребляемой мощности для различных начальных значений функции  $P_o=f(|Pd|)$

Аналогично на рисунках 7.29 и 7.30 показаны графики мощностей при различных промежуточных точках табличной функции, и диапазоне нагрузок на приводе.



**Рис. 7.29.** Потребляемая мощность для различных промежуточных значений функции  $P_o=f(|P_d|)$



**Рис. 7.30.** Функция  $P_o=f(|P_d|)$  и потребляемая приводом мощность при различном диапазоне влияния коррекции

Как было сказано ранее, функция  $P_o=f(P_d)$  устанавливает величину перепада давления на клапане реверса, что улучшает динамические свойства привода для требуемого диапазона рабочих нагрузок. Сводная оценка влияния табличной функции и ограничений на блоке интегрирования показана в таблицах 7.9-7.12.

Таблица 7.9

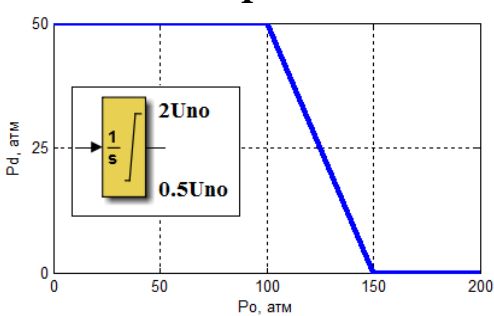
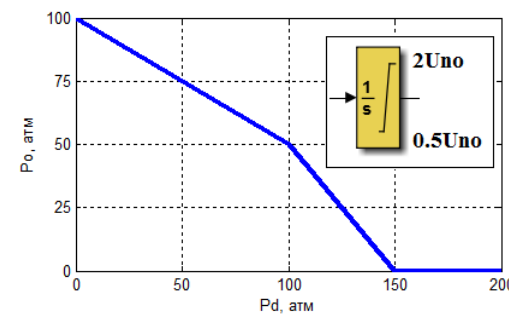
Амплитуда входного сигнала $A_{вх}=10\%$								
↓ f, Гц	Амплитуда, дВ							
	I				II			
								
Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1
2	-0.8	-0.5	-0.6	-0.6	-0.6	-0.4	-0.5	-0.5
4	-3.5	-2.3	-4.3	-6.4	-2.9	-2.7	-3.6	-5
6	-5.8	-6.3	-7.3	-9.9	-5	-5.5	-6.7	-9
8	-7.7	-8.3	-9.2	-11.8	-7	-7.2	-8.5	-11
10	-9.3	-9.8	-10.7	-13.3	-8.6	-8.6	-10	-12.4
12	-10.7	-11	-11.9	-14.7	-10	-9.8	-11.3	-13.5
14	-11.9	-12.2	-13	-15.8	-11	-11	-12.5	-14.7
16	-12.9	-13.3	-14.2	-16.8	-12	-12	-13.5	-15.7
18	-13.9	-14.2	-14.9	-17.6	-13	-13	-14.5	-16.5
20	-14.7	-15.1	-15.9	-18.5	-14	-13.9	-15.3	-17
↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
0.5	-5	-5	-5	-6	-2	-3	-3	-4
1	-12	-9	-9	-10	-7	-7	-7	-7
2	-25	-18	-17	-20	-20	-15	-15	-16
4	-48	-48	-50	-59	-43	-42	-44	-51
6	-58	-61	-60	-67	-55	-56	-57	-63
8	-65	-68	-66	-71	-62	-63	-63	-68
10	-70	-73	-70	-75	-68	-68	-68	-72
12	-74	-77	-75	-78	-72	-73	-73	-76
14	-78	-80	-78	-81	-76	-77	-77	-79
16	-80	-83	-81	-84	-79	-80	-80	-81
18	-83	-85	-84	-86	-81	-83	-83	-84
20	-85	-87	-86	-88	-83	-85	-85	-86

Таблица 7.10

Амплитуда входного сигнала $A_{вх}=1\%$								
↓ f, Гц	Амплитуда, дВ							
	I				II			
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
0.5	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	0	0	0	0
1	-0.1	-0.1	-0.2	-0.2	0	0	0	-0.1
2	-0.3	-0.4	-0.5	-0.6	-0.1	-0.1	-0.1	-0.2
4	-1.1	-1.4	-1.7	-1.9	-0.3	-0.4	-0.6	-0.9
6	-2.4	-2.5	-2.9	-3.4	-0.8	-0.9	-1.3	-1.7
8	-3.8	-3.7	-4.2	-4.8	-1.5	-1.7	-2.1	-2.7
10	-5.3	-4.9	-5.4	-6.7	-2.4	-2.6	-3	-3.8
12	-6.6	-6.2	-6.8	-9	-3.4	-3.5	-4	-5.2
14	-7.8	-7.5	-8.4	-11.3	-4.4	-4.4	-5.1	-6.4
16	-9	-8.8	-10	-13.6	-5.3	-5.4	-6.2	-8
18	-10	-10	-12.5	-15.7	-6.2	-6.3	-7.3	-9.2
20	-10.8	-11	-13	-17.8	-7	-7.1	-8.2	-10.2
↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
0.5	-6	-6	-8	-8	-4	-3	-3	-4
1	-9	-11	-13	-14	-6	-6	-6	-7
2	-16	-20	-23	-25	-10	-10	-11	-14
4	-31	-33	-39	-43	-18	-19	-21	-26
6	-45	-45	-50	-56	-27	-28	-31	-36
8	-56	-56	-59	-66	-37	-38	-40	-45
10	-65	-65	-68	-80	-46	-46	-49	-55
12	-72	-73	-78	-93	-54	-54	-57	-64
14	-78	-80	-87	-102	-61	-61	-65	-72
16	-83	-86	-94	-110	-67	-67	-71	-79
18	-87	-91	-99	-117	-72	-72	-76	-83
20	-90	-95	-104	-123	-76	-76	-80	-87

При увеличении значения верхнего порога интегратора эффективность коррекции по давлению при малых амплитудах входного сигнала возрастает. Это позволяет приводу повышать добавочный сигнал на мехатронный модуль в более широком диапазоне. Этот факт с одной стороны увеличивает диапазон нагрузок, для которых привод способен обеспечить требуемый перепад давления на клапане, а с другой существенно увеличивает потребляемую приводом мощность. Сводные данные для данной настройки приведены в таблице 7.11 и 7.12.



Уровень входного сигнала 10%								
↓ f, Гц	Амплитуда, дВ							
	I				III			
F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	0	0	0	0
2	-0.8	-0.5	-0.6	-0.6	-0.3	-0.3	-0.3	-0.4
4	-3.5	-2.3	-4.3	-6.4	-3	-2.5	-3.2	-4.7
6	-5.8	-6.3	-7.3	-9.9	-4.9	-4.8	-6.2	-8.1
8	-7.7	-8.3	-9.2	-11.8	-5.6	-6.4	-8	-10
10	-9.3	-9.8	-10.7	-13.3	-8.1	-7.8	-9.5	-11.5
12	-10.7	-11	-11.9	-14.7	-9.5	-9	-10.7	-12.6
14	-11.9	-12.2	-13	-15.8	-10.7	-10.2	-11.9	-13.8
16	-12.9	-13.3	-14.2	-16.8	-11.7	-11.2	-12.9	-14.6
18	-13.9	-14.2	-14.9	-17.6	-12.7	-12.2	-13.8	-15.5
20	-14.7	-15.1	-15.9	-18.5	-13.5	-13.1	-14.5	-16.4
↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%	F <sub>n</sub> =0%	F <sub>n</sub> =20%	F <sub>n</sub> =40%	F <sub>n</sub> =60%
0.5	-5	-5	-5	-6	-3	-2	-2	-3
1	-12	-9	-9	-10	-5	-5	-5	-5
2	-25	-18	-17	-20	-17	-13	-12	-15
4	-48	-48	-50	-59	-42	-39	-40	-46
6	-58	-61	-60	-67	-53	-52	-54	-59
8	-65	-68	-66	-71	-60	-59	-61	-65
10	-70	-73	-70	-75	-66	-65	-67	-69
12	-74	-77	-75	-78	-71	-70	-71	-73
14	-78	-80	-78	-81	-75	-74	-75	-76
16	-80	-83	-81	-84	-78	-78	-78	-79
18	-83	-85	-84	-86	-80	-81	-81	-82
20	-85	-87	-86	-88	-82	-83	-84	-85

Таблица 7.12

Уровень входного сигнала 1%								
↓ f, Гц	Амплитуда, дВ							
	I				III			
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
0.5	0	0	0	0	0	0	0.0	0.0
1	-0.2	-0.1	-0.2	-0.2	-0.1	0	0.0	0.0
2	-0.8	-0.5	-0.6	-0.6	-0.2	-0.1	-0.1	-0.1
4	-3.5	-2.3	-4.3	-6.4	-0.4	-0.2	-0.1	-0.4
6	-5.8	-6.3	-7.3	-9.9	-0.9	-0.6	-0.6	-1.2
8	-7.7	-8.3	-9.2	-11.8	-1.7	-1.3	-1.2	-1.9
10	-9.3	-9.8	-10.7	-13.3	-2.5	-1.9	-1.8	-2.6
12	-10.7	-11	-11.9	-14.7	-3.3	-2.6	-2.6	-3.5
14	-11.9	-12.2	-13	-15.8	-4.1	-3.2	-3.4	-4.4
16	-12.9	-13.3	-14.2	-16.8	-4.9	-3.9	-4.2	-5.2
18	-13.9	-14.2	-14.9	-17.6	-5.7	-4.5	-4.9	-6.0
20	-14.7	-15.1	-15.9	-18.5	-6.5	-5.2	-5.7	-6.8
↓ f, Гц	Фаза, гр.							
	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%	Fn=0%	Fn=20%	Fn=40%	Fn=60%
	0.5	-5	-5	-5	-6	-5	-3	-3
1	-12	-9	-9	-10	-8	-6	-5	-6
2	-25	-18	-17	-20	-13	-11	-10	-12
4	-48	-48	-50	-59	-23	-20	-19	-24
6	-58	-61	-60	-67	-33	-29	-27	-32
8	-65	-68	-66	-71	-41	-36	-34	-38
10	-70	-73	-70	-75	-48	-43	-41	-45
12	-74	-77	-75	-78	-55	-48	-47	-51
14	-78	-80	-78	-81	-60	-54	-53	-57
16	-80	-83	-81	-84	-65	-58	-59	-63
18	-83	-85	-84	-86	-70	-63	-64	-67
20	-85	-87	-86	-88	-74	-67	-68	-71

Анализируя полученные результаты можно сделать следующие выводы:

- *Коррекция по перепаду давления на клапане реверса Pdkr* является эффективным инструментом, позволяющим улучшить динамические характеристики привода с комбинированным регулированием скорости выходного звена.
- Гибкость настроек блока коррекции позволяет улучшать динамические характеристики привода для различных диапазонов

нагрузок, требуемого диапазона частот и амплитуд входных сигналов, соответствующим различным режимам полета ЛА.

- За счет рационального выбора параметров, предложенный вариант коррекции позволяет улучшать динамические свойства привода при сохранении высокой энергетической эффективности, присущей приводам с комбинированным регулированием скорости.
- Предложенная коррекция по перепаду давления на клапане реверса дает полный набор инструментов, позволяющий улучшить частотные характеристики привода в области малых входных сигналов как при ненагруженном выходном звене, так и при работе под нагрузкой. При этом *перепад давления в 50 атм. на клапане реверса позволяет обеспечить эффективную работу привода при сохранении хороших энергетических показателей.*
- Для расширения диапазона амплитуд входных сигналов, для которых требуется улучшение динамических характеристик, необходимо увеличивать область дроссельного регулирования скорости выходного звена путем повышения минимальных оборотов электродвигателя и создания на клапане реверса избыточного давления. Одним из возможных решений является повышение минимальных оборотов двигателя с целью создания избыточного давления перед клапаном реверса. Однако при этом возрастает энергопотребление привода для всего диапазона входных сигналов.

#### **7.4. Выводы**

1. При нагружении электрогидравлического привода с комбинированным регулированием скорости происходит сокращение области преимущественно дроссельного регулирования скорости и, как следствие, ухудшение его частотных характеристик, особенно при малых амплитудах управляющего сигнала.

2. Предлагаемое автором решение по доработке алгоритмов управления приводом обеспечивает расширение области дроссельного регулирования скорости выходного звена за счет увеличения начального давления на входе клапана реверса  $P_n$ . Например, при увеличении  $P_n$  с 50 атм., применяемого в известном варианте настройки до 100 атм., привод сохраняет высокие динамические характеристики вплоть до 40%-ной величины нагружения выходного звена. Однако при этом ухудшаются энергетические показатели привода: потребляемая в режиме удержания нагруженного выходного звена мощность возрастает в 3,3 – 1,2 раза, особенно при малых величинах нагрузок.

3. Для минимизации амплитудных и фазочастотных искажений, вносимых приводом при отработке гармонического сигнала при работе под нагрузкой, необходимо использовать схемное решение, способное сохранить все преимущества приводов с комбинированным регулированием скорости по части энергетической эффективности и улучшить с требуемой степенью его динамические характеристики. Таким решением является цифровой регулятор, входящий в блок управления приводом и обеспечивающий комплексное управление приводом по трём координатам состояния - перемещению золотника клапана реверса, скорости вращения вала электродвигателя и перепаду давления на клапане реверса. Это схемное решение обеспечивает сохранение высоких динамических характеристик привода в требуемом диапазоне рабочих нагрузок, обладает гибкой настройкой и возможностью обеспечить умеренное энергопотребление.

4. Разработанное новое схемное решение блока управления электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости позволяет настраивать его выходные характеристики, такие как диапазон нагрузок, для которых требуется улучшение частотных характеристик, степень улучшения частотных характеристик в области малых амплитуд входных сигналов, ограничивать энергопотребление.

5. Гибкость настройки параметров управления приводом позволяет настраивать его работу под требования системы управления ЛА вплоть до

динамической подстройки по фактическому режиму полета, что делает привод, по сути, адаптивным.

6. Разработанная корректирующая структура использует сигналы двух датчиков перепада давления: на насосе и в полостях гидроцилиндра. Эти датчики, помимо указанной функции, используются и в других сервисных алгоритмах привода, в частности они задействованы в системе встроенного контроля, т.е. корректирующая структура не увеличивает номенклатуру приводного оборудования и не является избыточной.

8. Представленные алгоритмы позволяют автоматически подстраивать входное давление на клапане реверса в соответствии с табличной функцией, что не требует предварительной настройки привода.

9. Установлены соответствия между способами преимущественного регулирования скорости выходного звена и частотными характеристиками привода. Данная оценка позволяет определять диапазон областей, для которых изменение параметров настройки и сами параметры, будут наиболее эффективными.

10. Определено качественное влияние параметров настройки базовой схемы ЭГРП-КРС на его динамические и энергетические характеристики. Выработаны рекомендации по настройке и выбору параметров корректирующего модуля.

11. Установлено, что величина перепада давления в 50 атм. на клапане реверса достаточна для обеспечения эффективной работы привода под нагрузкой при условии ее поддержания.

12. Рекомендуемый диапазон значений настройки ОДРК составляет 0.4...0.7.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Для решения проблемы обеспечения высококачественных динамических характеристик привода с электрическим энергетическим каналом в зоне малых амплитуд сигналов управления целесообразно использовать приводы с комбинированным регулированием скорости.

Для улучшения частотных характеристик такого привода при нагружении его выходного звена постоянной или медленно меняющейся нагрузкой, предлагается осуществлять дополнительное управление приводным электродвигателем *по перепаду давления на клапане реверса* в зависимости от величины нагрузки. Указанная система обеспечивает управление рулевыми поверхностями при амплитудах сигналов управления от 0.2 до 5% с фазочастотными и амплитудно-частотными искажениями, не превышающими аналогичные показатели типовых рулевых гидроприводов с дроссельным регулированием скорости. Проведенное в работе исследование указанного нового схемного решения показывает его эффективность.

2. Решение, предлагаемое автором, позволяет обеспечивать требуемые показатели динамики привода с комбинированным регулированием скорости в различных диапазонах изменения балансировочных и медленно меняющихся нагрузок на рулевых поверхностях и повышать чувствительность привода в области малых амплитуд входных сигналов. Гибкость настроек параметров предлагаемой системы дает возможность управлять рабочими процессами привода, изменяя их под конкретные требования системы управления самолета вплоть до динамической подстройки по фактическому режиму полета.

3. Для оценки влияния настроек параметров управления приводом с комбинированным регулированием скорости на его динамические характеристики рекомендуется одновременно оценивать несколько координат состояния, таких как начальное давление на клапане реверса  $P_0$ , минимальное напряжение на входе мехатронного модуля  $U_{no}$ , значение коэффициента настройки относительного диапазона регулирования клапана реверса  $ОДРК$  и величину нагрузки  $F_n$ . С этой точки зрения для решения задачи выбора

параметров настройки рекомендуется использовать разработанную автором методологию трёхмерного графического представления зависимости частотных характеристик привода от амплитуды управляющего сигнала.

4. Трёхмерное графическое представление *областей преимущественного способа регулирования скорости выходного звена*, получаемое на основании фазочастотных и амплитудно-частотных характеристик привода, позволяет осуществлять настройку блока управления приводом в соответствии с требованиями к диапазону амплитуд входных сигналов и полосе частот изменения управляющего сигнала.

5. В результате исследования определено влияние параметров настройки блока управления электрогидравлическим рулевым приводом с комбинированным регулированием скорости (КРС) на его динамические и энергетические характеристики и получены рекомендации по настройке разработанной автором системы регулирования скорости выходного звена, улучшающей характеристики привода с КРС при увеличении внешней нагрузки.

Проведенные в работе исследования показали, что:

- высококачественные (на уровне типовых рулевых приводов с дроссельным регулированием скорости) частотные характеристики приводов с комбинированным регулированием скорости наблюдаются в областях, составляющих 0.25-6% от максимальной амплитуды входного сигнала. Расширение диапазона амплитуд возможно за создания дополнительного перепада давления на клапане реверса, что ухудшает энергетические свойства привода;
- величина перепада давления в 50 атм. на клапане реверса достаточна для обеспечения требуемых динамических показателей привода в области малых (0.25-6%) амплитуд входных сигналов при сохранении хороших энергетических показателей;
- улучшение частотных характеристик привода в области малых входных сигналов целесообразно производить настройкой

коэффициента относительного диапазона регулирования клапана реверса (ОДРК). Рекомендуемые значения коэффициента ОДРК=0.4...0.7.



## Литература

- [1] Алексеенков А.С. Разработка демонстрационного стенда для двухрежимного электрогидравлического привода // Московская молодёжная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике – 2013», Сборник тезисов докладов. Москва, МАИ, 2013
- [2] Алексеенков А.С., Молодяков Д.С. Разработка программного обеспечения для гидравлических стендов на основе технологии LabView // 11-я Международная конференция «Авиация и космонавтика – 2012». Тезисы докладов. – СПб.: Мастерская печати, 2012. – 385 с. МАИ, 2012
- [3] Алексеенков А.С., Найденов А.В., Селиванов А.М. Оценка области дроссельного регулирования в приводе с комбинированным регулированием скорости выходного звена // Известия Тульского государственного университета. Технические науки, вып. 5, ч. 1, Тула: изд-во ТугГУ, 2011
- [4] Алексеенков А.С., Найденов А.В., Селиванов А.М. Перспективы развития автономных электрогидравлических приводов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки, вып. 5, ч. 1, Тула: изд-во ТугГУ, 2011
- [5] Андреев А.Б., Верклов И.Н., Федосеева Н.В.. Рулевые приводы рационально электрофицированных маневренных и транспортных самолетов пятого поколения // МГТУ им. Н.Э.Баумана, каф.Э10
- [6] Вашкевич О.В., Ермаков С.А., Живов Ю.Г., Квасов Г.В., Константинов Г.С., Кувшинов В.М., Кузнецов В.Е., Митриченко А.Н., Петров В.Н., Редько П.Г., Селиванов А.М., Хомутов В.С.. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолетов // Сборник тезисов IX международного научно-технического симпозиума «Авиационные технологии XXI века ASTEC'07», ЦАГИ, г. Жуковский, 2007
- [7] Ермаков С.А., Карев В.И., Митриченко А.Н., Селиванов А.М., Сухоруков Р.В. Системы рулевых приводов пассажирских самолетов, их развитие и обеспечение безотказности управления. Вестник московского авиационного института, том 17, №3, М., издательство МАИ, 2010

[8] Ермаков С.А., Карев В.И., Попов Б.Н., Селиванов А.М., Сухоруков Р.В. Электрогидростатические приводы – конфигурация и характеристики // Труды 7-й Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы совершенствования робототехнических и интеллектуальных систем летательных аппаратов», М.:МАИ, 2005

[9] Ермаков С.А., Редько П.Г., Селиванов А.М. и др. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолётов // «Полёт» №1, 2008

[10] Ермаков С.А., Селиванов А.М., Хомутов В.С. Схемотехника и характеристики электрогидростатических приводов // Сборник докладов XV международного научно-технического семинара «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации», Алушта: МАИ, 2006

[11] Контантинов Г.С., Кувшинов В.М., Кузнецов И.П., Паршин А.А., Редько П.Г., Стеблин А.И., Халецкий Л.В. Перспективы и проблемы создания рулевых приводов с электрическим энергопитанием // «Вестник Московского авиационного института», № 2, 2013 г., т. 20, стр. 148...158

[12] Константинов С.В., Редько П.Г. Формирование требований к динамическим характеристикам приводов рулевых поверхностей маневренных самолетов // Техника воздушного флота. № 2, 2001

[13] Найденов А.В., Селиванов А.М. Разработка и анализ математической модели электрогидростатического привода // Сборник докладов XVIII международного научно-технического семинара «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации», Алушта МАИ, 2009

[14] Полковников В.А., Селиванов А.М. Определение энергетических характеристик исполнительных механизмов электрогидростатических следящих приводов ЛА // Известия Академии наук. Теория и системы управления, №6, 2003

[15] Редько П.Г., Селиванов А.М. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным регулированием скорости // Труды 7-й Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы совершенствования робототехнических и интеллектуальных систем летательных аппаратов», М.:МАИ, 2005

[16] Селиванов А.М. Автономный электрогидравлический рулевой привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена // Вестник московского авиационного института, том 17, №3, М., издательство МАИ, 2010

[17] Селиванов А.М. Принцип комбинированного регулирования скорости выходного звена гидравлического привода и его современная реализация // Вестник московского авиационного института, том 18, №3, М., издательство МАИ, 2011

[18] Селиванов А.М. Системы рулевых приводов пассажирских самолетов, их развитие и обеспечение безотказности управления. Вестник московского авиационного института, том 17, №3, М., издательство МАИ, 2010

[19] Селиванов А.М., Хомутов В.С. Алгоритм управления скоростью выходного звена привода с комбинированным управлением // Сборник докладов XVII международного научно-технического семинара «Современные технологии в задачах управления, автоматике и обработки информации», Алушта МАИ, 2008

[20] Селиванов А.М., Хомутов В.С. Разработка адаптивного электрогидравлического привода // Обзорение прикладной и промышленной математики, М., ОПиПМ, 2008, №5

[21] Селиванов А.М., Хомутов В.С. Результаты испытаний макета электрогидростатического привода // Сборник докладов XVI международного научно-технического семинара «Современные технологии в задачах управления, автоматике и обработки информации», Алушта МАИ, 2007

[22] Селиванов А.М., Хомутов В.С. Формирование рациональной структуры системы рулевых приводов перспективных пассажирских самолетов

// Сборник докладов XVII международного научно-технического семинара «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации», Алушта МАИ, 2008

[23] Белевитин Б.В., Ермаков С.А. Схемотехническое проектирование авиационных рулевых гидроприводов с резервированием. М.: МАИ, 1992

[24] Боровин Г.К., Малышев В.Н., Попов Д.Н. Математическое моделирование и оптимальное проектирование автономных электрогидравлических приводов. Издательство института прикладной математики им. М. В. Келдыша, 2003

[25] Казмиренко А.Ф. Электрогидравлические мехатронные модули движения. М.: Радио и связь, 2001

[26] Кушнерев В.В. Авиационные системы приводов с единым электрическим источником энергопитания. Аналитический обзор информационных материалов. М., изд. МАИ. 2004

[27] Оболенский Ю.Г. Управление полетом маневренных самолетов. М.: Филиал ФГУП «Военное издательство» МО РФ, 2007, 480 с.

[28] Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, Москва, 2001

[29] Селиванов А.М. Моделирование на ЭВМ автономных электрогидравлических приводов. Учебное пособие по курсу "Гидроавтоматика и гидропривод Л.А.", 1995

[30] Хомутов В.С. Улучшение статических и динамических характеристик электрогидростатического привода в области малых сигналов управления, диссертация канд. техн. наук, 2008

[31] Черных И.В. Simulink: Инструмент моделирования динамических систем / Издательство Диалог-МИФИ", Москва 2004

[32] Амбарников А.В., Владимиров С.В., Редько П.Г., Селиванов А.М. Электрогидростатический привод. Патент РФ на изобретение №2289189

Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. 2006

[33] Селиванов А.М., Редько П.Г., Тычкин О.В., Константинов С.В., Квасов Г.В. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным управлением скорости выходного звена. Патент РФ на изобретение №2305210, М.: Роспатент, Официальный бюллетень "Изобретения. Полезные модели" №24, 2007

[34] Селиванов А.М., Редько П.Г., Тычкин О.В., Константинов С.В., Квасов Г.В. Автономный электрогидравлический привод с комбинированным управлением скорости выходного звена. Патент РФ на изобретение №.2305211, М.: Роспатент, Официальный бюллетень "Изобретения. Полезные модели" №24, 2007

[35] Автономные гидравлические приводы // Машиностроение. Энциклопедия, Т.IV-2 Гидро- и виброприводы, Глава 7 / М., Машиностроение, 2012

[36] АКТ № 02/55-12 о проведении испытаний рулевого привода ДРП1. ОАО ММЗ «Рассвет», 2012

[37] Гидравлические агрегаты и приводы систем управления полетом летательных аппаратов. Информационно-справочное пособие / Под общ. ред. П.Г. Редько. - М.: Олита, 2004

[38] Отчет по испытаниям ЭГСРП, ГНЦ ФГУП «ЦАГИ», 2008

[39] Учебный курс LabView Основы I. Авторский коллектив Михеев П.М., Крылова С.И., Лукьянченко В.А., Урюпина Д.С. Издание: Март 2007

[40] Воронович С. Каргопольцев В. Кутахов В. «Полностью электрический самолёт». <http://aviapanorama.su/2009/04/polnostyu-elektricheskij-samolyot/>

- [41] Frischemeier S. Electrohydrostatic Actuators for Aircraft Primary Flight Control - Types, Modeling and Evaluation. Technical University Hamburg-Hamburg, Section Aircraft Systems Engineering, Nesspriel 5, D-21129 Hamburg Germany
- [42] Integral flight control system preliminary project stage // Иркут-Як // MC21, aircraft family // Проспект 2010
- [43] W.E. Murray, L.J. Feiner, R.R. Flores. Evaluation of All-Electric Secondary Power for Transport Aircraft. NASA Contractor Report 189077, January 1992
- [44] A380-800 Flight Deck and Systems Briefing for Pilots Issue, 02, March 2006
- [45] Evolution of Powered Flight Controls, MOOG's official presentation February 10, 2012
- [46] GOODRICH. B787 PDOS Components. Фирменный проспект. 2008
- [47] GOODRICH. A380 EBHA Architecture. Фирменный проспект. 2008
- [48] Dominique van den Bossche. The A380 flight control electrohydrostatic actuators, achievements and lessons learn // ICAS 2006
- [49] LIEBHERR\_1998PT0001\_A380 /Фирменный каталог. 1998
- [50] Mission critical solutions for defense, MOOG's official presentation, 2009
- [51] RRJ Elevator Control System Specification, 2837SP0002, 2007
- [52] RRJ Aileron/Elevator Servocontrol, 2431SP0001, 2006
- [53] Reliability and safety enhanced electrical actuation systems architectures, collaborative project, FP7-AAT-2013-RUSSIA
- [54] System electric d'invepemn de passe de l'A380
- [55] Markus Bildstein. A380 Spoiler Electrical Back-up Hydraulic Actuator (A380 Spoiler EBHA), presented SAE A-6 Symposium, Toulouse, France 17 Oct. 2002 // Liebherr – Aerospace Lindenberg / GmbH. Germany