

На правах рукописи

Евстратов Дмитрий Игоревич

**РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ СОКРАЩЕНИЯ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ И ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
РАБОТЫ СИЛОВОГО ТРАКТА ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА
ОРГАНОВ УПРАВЛЕНИЯ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Специальность 05.02.02

«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

АВТОРЕФЕРАТ

Диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2013 г.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (МАИ).

Научный руководитель: Лалабеков Валентин Иванович
доктор технических наук, ст. научн. сотрудник

Официальные оппоненты:

Чекмазов Владимир Ильич, доктор технических наук, профессор, Тульский государственный университет, профессор

Волков Сергей Владимирович, кандидат технических наук, ОАО «Центральный научно-исследовательский институт автоматики и гидравлики», заместитель главного конструктор

Ведущая организация: ОАО "Корпорация «Московский институт теплотехники» (г. Москва).

Защита состоится «26» ноября 2013 г. в 11 часов на заседании диссертационного совета Д212.125.07 в Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете) по адресу: г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4, главный административный корпус, зал заседаний Учёного совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МАИ.

Автореферат разослан « » 2013 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.125.07,

кандидат технических наук, доцент



А.Б. Кондратьев.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Приводы органов управления беспилотного летательного аппарата (ЛА) являются элементами, в которых происходит значительное усиление мощности командного сигнала. Усиление мощности обеспечивается за счёт наличия в энергетическом тракте привода входящим в его состав бортового источника питания.

Высокие требования к энергомассовым показателям привода обусловлены тем фактом, что для летательного аппарата привод является в совокупности с другими элементами пассивной массой, которая определяет массу полезной нагрузки. Таким образом, решение проблем, связанных со снижением массы источника питания при выполнении требований к выходной мощности за счёт снижения энергозатрат на управление обеспечит повышение эффективности ЛА – увеличение полезной нагрузки по отношению к его суммарной массе.

Так как возмущённое движение беспилотных летательных аппаратов по данным публикаций составляет 10...12% от энергетической загрузки рулевого привода в течение ограниченного времени работы двигательной установки, то целесообразно в качестве источника питания приводов использовать газогидравлический источник питания, состоящий из твердотопливного газогенератора и вытеснительной системы подачи рабочей жидкости – вытеснительный пороховой аккумулятор давления. Достоинством такой схемы является простота конструкции, а, следовательно, и высокая надёжность. Указанный привод в широком диапазоне мощностей конкурентоспособен по энергомассовым показателям с более сложными в конструктивном отношении аналогами.

С учётом отмеченного, совершенствование существующих проектных методик за счёт более полного учёта факторов, связанных с условиями применения в составе головного объекта, а также предложение новых технических решений, направленных на улучшение энергомассовых показателей газогидравлических рулевых приводов с вытеснительной системой подачи рабочей жидкости для повышения эффективности летательного аппарата является актуальной проблемой.

Объектом исследования – является газогидравлический источник питания вытеснительного типа рулевого привода.

Целью диссертационной работы является дальнейшее развитие существующих проектных методов и технических решений, обеспечивающих создание газогидравлического привода, обладающего минимальными энергетическими потерями в силовом тракте привода и надёжной работой для повышения эффективности ЛА.

Задачи исследования.

Достижение поставленной цели предлагается решением задач, включающих:

1. Сравнительный анализ приводов органов управления по энергомассовым показателям.
2. Учёт влияния эксплуатационных факторов (температурного диапазона применения привода) для определения необходимого запаса рабочей жидкости в баке газогидравлического привода.
3. Разработку технических решений по стабилизации давления в энергетическом тракте газогидравлического средствами системы управления и работой рулевых машин.
4. Разработку математической модели участка работы источника энергии газогидравлического привода от момента запуска до достижения режима заданной мощности, обеспечивающей возможность синтеза параметров, реализующих минимизацию времени готовности привода к началу эксплуатации.
5. Уточнение границ, разделяющих плоскость параметров «мощность – время» на области существования приводов минимальной массы с учётом выполнения требований к динамике работы энергетического тракта на участке движения рулевых машин в переходных режимах при максимально действующих возмущениях на ЛА.

Методы исследования. Поставленные в данной работе задачи решались с использованием метода анализа и синтеза энергомассовых показателей, методов теории линейных и нелинейных систем, газо- и гидромеханики, а также методов современной теории автоматического управления, математического и натурального моделирования динамических систем с применением современных средств компьютерной техники.

Научные результаты, выносимые на защиту:

1. Усовершенствованная методика расчёта необходимого запаса рабочей жидкости в вытеснительном источнике питания газогидравлического рулевого привода управления поворотным соплом, учитывающая граничные условия эксплуатации, динамические режимы работы привода и гидромеханические свойства рабочей жидкости.

2. Алгоритм, параметрически связывающий энергетический канал, сигнал управления и рулевую машину и обеспечивающий, за счёт введения звена коррекции в сигнал управления исполнительным механизмом, стабилизацию давления в камере твердотопливного газогенератора (ТГ) на минимально допустимом уровне, существенно снижающий разброс внутрибаллистических характеристик ТГ, минимизирующий энергозатраты в силовом тракте привода при сохранении расчётных запасов устойчивости в штатном режиме работы привода и при действии в ТГ нерасчётных возмущений.

3. Математическая модель работы вытеснительного источника питания газогидравлического рулевого привода на участке времени от момента запуска до достижения требуемой мощности и при аномальных ситуациях работы привода.

4. Методическая процедура альтернативного выбора параметров ТГ для газогидравлических преобразователей энергии в части уточнения границ, разделяющих плоскость параметров «мощность – время» на области существования приводов минимальной массы с учётом динамического показателя.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

- получены достоверные, по сравнению с традиционно принятой методикой, данные по объёму жидкости в баке вытеснителя, в обоснование её достаточности для обеспечения заданного времени работы;

- разработаны способ стабилизации давления в ТГ за счёт формирования управления газогидравлическим рулевым приводом и устройство для его реализации, подтвержденные патентом на изобретение № 2012112110, 2013г.

- разработан твёрдотопливный газогенератор с заданным расположением нулей передаточной функции подтвержденный патентом на полезную модель № 119811, 2012г.

- на основе нелинейных дифференциальных уравнений разработана математическая модель работы вытеснительного источника питания на участке времени от момента запуска до достижения требуемой мощности, характеризующая быстродействие в готовности привода к эксплуатации, а также устойчивость работы привода при действии возмущений различной природы;

- решена задача, связанная с расширением области применения газогидравлического рулевого привода с вытеснительным источником питания в сторону области ранее занимаемой более сложным в конструктивном отношении газогидравлическим рулевым приводом с аксиально-поршневым мотор насосным агрегатом.

Практическая значимость полученных автором диссертации, результатов для теории и практики определяется следующим:

- повышением эффективности и достоверности инженерных расчетов за счет использования разработанной методики и выявленных закономерностей влияния вязкости жидкости, температурного диапазона эксплуатации ТГ и работы газового регулятора давления на запас рабочей жидкости в баке вытеснительного источника питания;

- повышением качества переходных процессов, надёжности работы привода, за счёт введения в контур управления корректирующего механизма, обеспечивающего стабилизацию параметров энергетического тракта газогидравлического рулевого привода средствами системы управления и возможностями рулевых машин;

- увеличением эффективности инженерных расчетов за счет разработанной математической модели участка выхода на заданный режим мощности газогидравлического рулевого привода, описывающей с достаточной для инженерных расчётов точностью механизм процесса запуска, протекающего в газогидравлическом рулевом приводе и определяющего его боеготовность;

- получением уточнённых данных по энергомассовым показателям приводов с учётом снижения энергетических ресурсов источников питания при их работе в переходных режимах.

Достоверность научных положений и выводов

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций обусловлена использованием апробированных современных методов расчёта, компьютерного моделирования и подтверждением экспериментальными данными.

Апробация результатов работы

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

- XX, XXI, XXII научно-технических семинарах «Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации. Алушта, сентябрь 2011, 2012, 2013 гг.;

- XVII международном симпозиуме «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред им. А.Г. Горшкова», Ярополец, февраль 2011г.

Реализация работы. Материалы диссертационной работы были использованы в учебных и научно-исследовательских работах, проводимых «Московским авиационным институтом (национальным исследовательским университетом)», при создании курса лекций по теме: «Пневмоавтоматика и пневмопривод ЛА», «Исполнительное устройство САУ ЛА» и учебного пособия: «Газогидравлические приводы органов управления летательных аппаратов. Основы разработки» издательство ФГУП «НТЦ «Информтехника», 2012г., главы 4, 7, 8, при выполнении в 2013г. совместно с ОАО «Центральным научно-исследовательским институтом автоматизации и гидравлики» работы по теме «Разработка рулевого привода для ДУ III ступени модернизированного изделия. Проведение математического моделирования» разделы 4, 7.

Публикации

По теме диссертационной работы опубликовано 13 научных работ, из них – 3 опубликованы в научных изданиях, рецензируемых ВАК РФ. Также получены патенты на изобретение и полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников, включающего 24 наименования. Диссертация изложена на 136 страницах машинописного текста. Диссертация содержит 57 рисунков и 1 таблицу.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформированы цели и задачи диссертационной работы, определена научная новизна и практическая ценность полученных результатов. Приведены сведения об апробации и публикациях, представлена структура диссертации. Сделан обзор публикаций, близких по тематике авторов: Боровского Э.В., Гладкова И.М., Лалабекова В.И., Мухамедова В.С., Шмачкова Е.А., Труханова Г.А., Полковникова В.А., Прилипова А.В., Неймана В.Г. с оценкой преимуществ и недостатков.

В первой главе проведен сопоставительный анализ приводов для решения задач управления ЛА. Рассмотрены три схемы газогидравлического рулевого привода с применением в качестве первичного источника газовой энергии – твердотопливного газогенератора с газогидравлическими преобразователями вытеснительного, аксиально-поршневого и турбонасосного агрегатов. Определены основные преимущества и недостатки в применении твердотопливного газогенератора.

В результате анализа внутрибаллистических характеристик совместной работающих твердотопливного газогенератора с газогидравлическим преобразователем энергии показано, что использование твердотопливного газогенератора с аксиально-поршневым мотор-насосным агрегатом обеспечивает минимальный разброс по расходу при сохранении постоянного давления на выходе. Наихудшие энергомассовые показатели связаны с работой твердотопливного газогенератора в составе турбонасосного агрегата и обусловлены максимальным разбросом внутрибаллистических характеристик твердотопливного газогенератора при эксплуатации его в заданном температурном диапазоне.

Анализ преимуществ и недостатков твердотопливного газогенератора с газогидравлическими преобразователями выявил, что наиболее эффективная процедура в плане совершенствования энергомассовых показателей для изделий рассматриваемого класса связана с источником питания, состоящим из твердотопливного газогенератора и преобразователя энергии вытеснительного типа – наиболее простого в конструктивном исполнении и надёжного в работе

энергоблока привода, который и выбран в качестве объекта исследования в данной работе.

Во второй главе представлена усовершенствованная методика расчёта запаса рабочей жидкости в вытеснительном источнике питания, учитывающая многообразие условий эксплуатации, особенности работы рулевых машин и твердотопливного газогенератора в этих условиях, позволяющая обеспечить работоспособность привода в течение заданного времени.

Объектом исследования является газогидравлический привод (рис. 1), состоящий из порохового аккумулятора давления (ПАД) и 2 рулевых машин (РМ), обеспечивающих управление ЛА по каналам тангажа и рыскания.

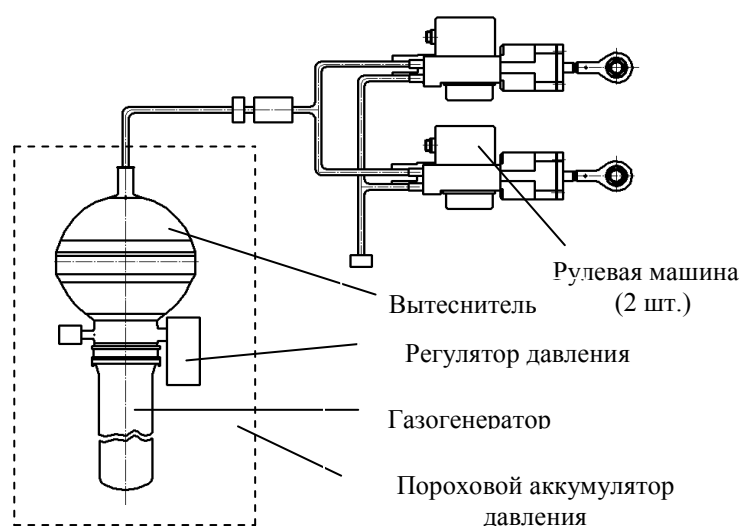


Рис. 1 Расчётная схема газогидравлического привода с ВИП

Традиционный метод расчёта объёма рабочей жидкости в баке вытеснителя предполагает использование для решения поставленной задачи следующего соотношения:

$$V_{\Sigma}^{TP} = n \cdot A_{II} \cdot h_{\Sigma} + n \cdot Q_{VT}^H \cdot [\tau - 0,5 \cdot \tau_{вых} - (1 - k_{\partialв}) \tau_{\partialв}] \quad (1)$$

где V_{Σ}^{TP} - запас объёма вытесняемой жидкости из бака, n - количество РМ в составе привода, A_{II} - эффективная площадь поршня РМ, h_{Σ} - интегральный путь движения РМ, Q_{VT}^H - максимальный непроизводительный расход РМ при номинальной температуре - $t_{ном}$ и максимальном давлении - P_{max} , τ - время работы привода, $\tau_{вых}$ - время выхода на режим по давлению, $k_{\partialв}$ - коэффициент расхода для

РМ при движении, $\tau_{дв}$ - время непрерывного движения РМ с максимальной скоростью.

Падение величины непроизводительного расхода при движении РМ относительно величины непроизводительного расхода в неподвижной РМ связано с увеличением гидравлического сопротивления плоского зазора движущего золотника и установлено экспериментально для рассматриваемых РМ по опытным данным ОАО «ЦНИИАГ».

Расчет объёма с учетом изменения вязкости рабочей жидкости.

Приведённый выше расчёт имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что не учитывается факт изменения вязкости рабочей жидкости, а, следовательно, и непроизводительного расхода от температуры жидкости, обусловленной температурой эксплуатации привода.

Действительно, исходными данными установлена величина непроизводительного расхода в РМ при номинальной температуре $t_{ном}$ и давлении P_{max} . Эти требования записываются в технические условия на РМ, являются контрольными при сдаче РМ на заводе-изготовителе и представлены в техническом паспорте на РМ. Так как максимальная температура эксплуатации выше (t_{max}), чем температура ($t_{ном}$), при которой РМ проходит сдачу, то для расчёта потребного объёма следует уточнить величину непроизводительного расхода в РМ для максимальной температуры эксплуатации, при которой происходит уменьшение вязкости используемой марки рабочей жидкости.

Для уточнения величины непроизводительного расхода определяют изменение кинематической вязкости с ν_H на ν_{max} при переходе от температуры $t_{ном}$ к t_{max} . Тогда величина непроизводительного расхода за счёт уменьшения вязкости при работе t_{max} при P_{max} составит величину:

$$Q_{VT}^{max} = \frac{\nu_H}{\nu_{max}} \cdot Q_{VT}^H \quad (2)$$

Расчет объёма с учетом изменения температуры рабочей жидкости.

Также следует отметить, что одновременно с ростом температуры увеличивается объём рабочей жидкости в баке за счёт её расширения в соответствии с выражением:

$$\Delta V_t = (V_{II} + V_{YT}) \cdot \beta_t \cdot (t_{\max} - t_H) \quad (3)$$

где β_t - объёмный коэффициент температурного расширения рабочей жидкости.

Расчет объёма с учетом изменения максимального давления

Следующим этапом уточнения величины запаса рабочей в баке ПАД является учёт уменьшения максимального значения давления во взаимосвязанной системе ТГ+ПАД+РМ за счёт увеличения непроизводительного расхода в РМ в результате снижения вязкости рабочей жидкости при температуре эксплуатации t_{\max} .

На основании решения уравнений газового баланса в системе «ТГ - газовый клапан - вытеснитель-потребитель» уточнённая величина максимального давления P_{\max}^* находится из выражения:

$$u_{1\max} \cdot \gamma \cdot S^* \cdot P_{\max}^{*\nu} = \frac{Q_{YT\min}^{H\Sigma} \cdot V_H \cdot P_{\max}^*}{\chi \cdot R \cdot T} + A \cdot [\sigma_0 + K_{\sigma P} \cdot (P_{\max}^* - P_{\min})] \cdot P_{\max}^* \quad (4)$$

в результате графического решения двух уравнений:

$$y1(P_{\max}^*) = \frac{u_{1\max} \cdot \gamma \cdot S^*}{P_{\max}^{*\nu}} \quad (5)$$

$$y2(P_{\max}^*) = \frac{Q_{YT\min}^{H\Sigma} \cdot V_H}{\chi \cdot R \cdot T} + A \cdot [\sigma_0 + K_{\sigma P} \cdot (P_{\max}^* - P_{\min})]$$

где $u_{1\max}$ - коэффициент чувствительности скорости горения к максимальной температуре эксплуатации - t_{\max} заряда твёрдого топлива, γ - удельный вес топлива, S^* - уточненная площадь поверхности горения топлива, учитывающая изменение расхода рабочей жидкости потребляемой РМ из вытеснителя, ν - показатель степени в законе горения топлива, χ - коэффициент тепловых потерь газа в объёме бака вытеснителя, R - удельная газовая постоянная продуктов сгорания топлива, T - температура газа, A - коэффициент истечения газа, σ_0 - площадь зазора между клапаном и седлом в закрытом состоянии, $K_{\sigma P}$ - коэффициент пропорциональности между проходным сечением клапана и давлением в зоне регулирования,

P_{min} – давление настройки клапана, $Q_{VTmin}^{H\Sigma}$ – суммарная минимальная величина непроизводительного расхода для всех РМ.

Подставив уточнённые значения непроизводительного расхода, максимального давления в уравнение (1), вычтя объём, полученный в результате расширения рабочей жидкости под действием температуры t_{max} , из суммы полезного объёма и объёма затрачиваемого на компенсацию непроизводительного расхода, получим уточнённый суммарный объём рабочей жидкости, необходимый для работы привода в течение времени τ в виде:

$$V^* = \left\{ n \cdot A_H \cdot h_\Sigma + n \cdot Q_{VT}^H \cdot \frac{V_H}{V_{max}} \cdot \frac{P_{max}^*}{P_{max}} \cdot [\tau - 0,5 \cdot \tau_{\text{вых}} - (1 - k_{\text{об}}) \cdot \tau_{\text{об}}] \right\} \cdot [1 - \beta_t \cdot (t_{max} - t_H)] \quad (6)$$

Анализ результатов расчёта объёма при использовании выражений (1) и (6) для базового варианта привода перспективного изделия показал, что расчёт по выражению (6) даёт завышенный \sim на 15% результат, чем вычисленный по выражению (1), что свидетельствует о возможной нехватке рабочей жидкости в случае использования традиционной методики.

В третьей главе разработаны способ стабилизации давления газа в камере ТГ и устройство для его реализации (рис. 2), обеспечивающие стабилизацию за счёт формирования в сигнале управления рулевыми машинами сигнала коррекции. Располагая информационным сигналом о давлении в ТГ, после его сравнения с уставкой давления (минимально допустимым значением давления) формируется суперпозиция сигнала управления и гармонического сигнала коррекции с амплитудой пропорциональной разности давлений. В результате действия модулированного сигналом коррекции сигнала управления существенно уменьшается реакция давления в камере сгорания на увеличение газоприхода ТГ за счёт повышения потребления рабочей жидкости исполнительным механизмом. Это приводит соответственно к уменьшению газоприхода от ТГ, а, следовательно, инвариантности давления в камере сгорания к нерасчётным увеличениям поверхности горения как в случае аномальной работы, так и в случае эксплуатации ТГ при температурах выше минимальной. Тем самым косвенно, с помощью возможностей системы управления и гидросистемы, происходит регулирование давления в камере сгорания ТГ и, как следствие, обеспечивается устойчивость работы привода при сохранении качества переходных процессов в нём за счёт

неизменности величины добротности привода, в которую составной частью входит входное давление в РМ.

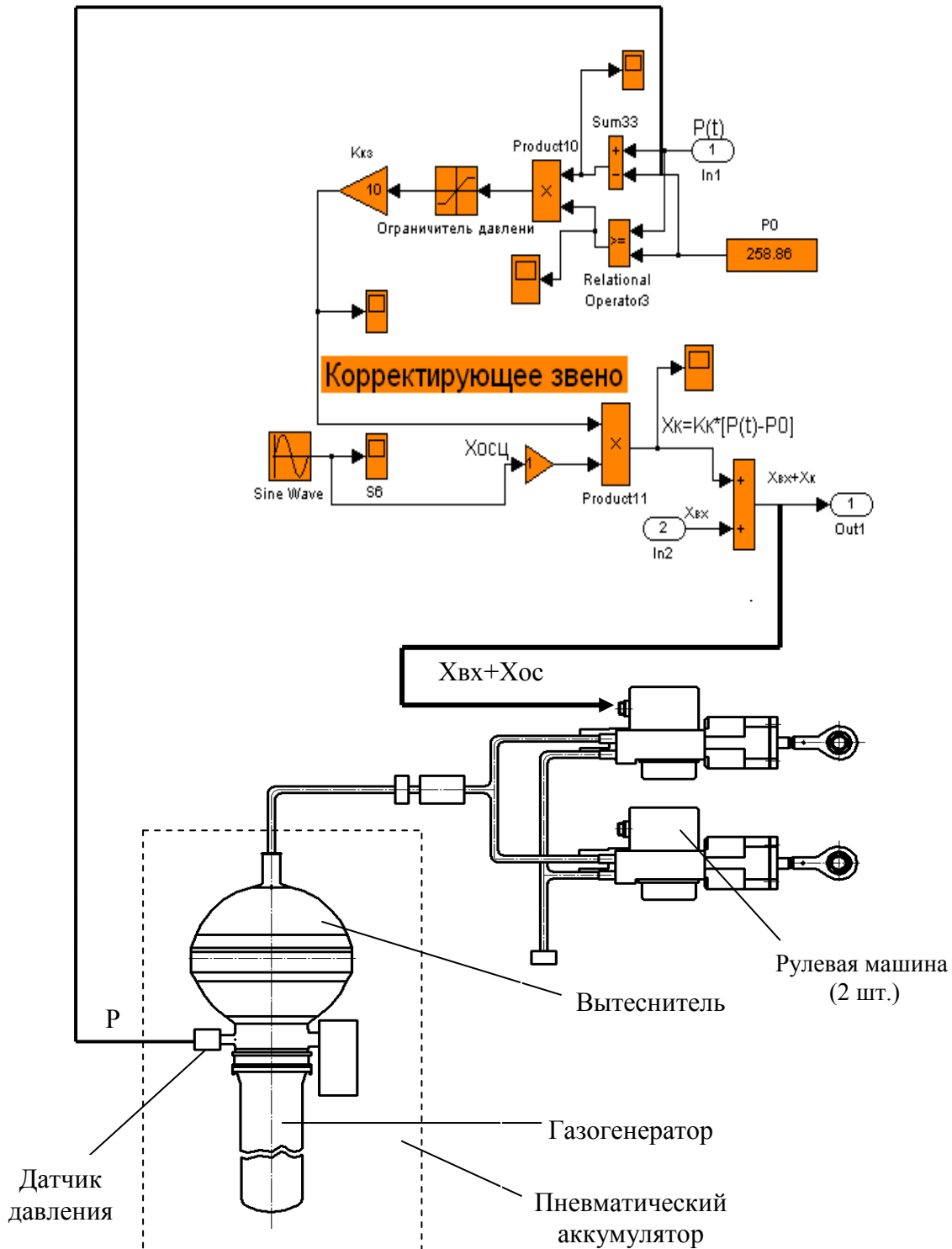


Рисунок 2. ГГИП – газогидравлический источник питания, РМ – рулевая машина, $X_{к}$ – сигнал коррекции, $X_{осц}$ – сигнал осцилляции, $X_{вх}$ – сигнал управления, $P(t)$ – текущее значение давления, P_0 – стационарное значение давления, RelationalOperator – логический блок «>=», $K_{к}$ – коэффициент коррекции.

Для иллюстрации работы звена коррекции, на основе ранее созданной математической модели ГРП была построена объединенная математическая модель ГРП со звеном коррекции и без него.

По результатам моделирования были получены переходные процессы изменения давления в камере сгорания ТГ для обоих вариантов ГРП со звеном коррекции без регулятора и с регулятором без звена коррекции (рис.3). В качестве возмущающего фактора рассматривается импульсное увеличение площади поверхности горения заряда в 1,75 раза.

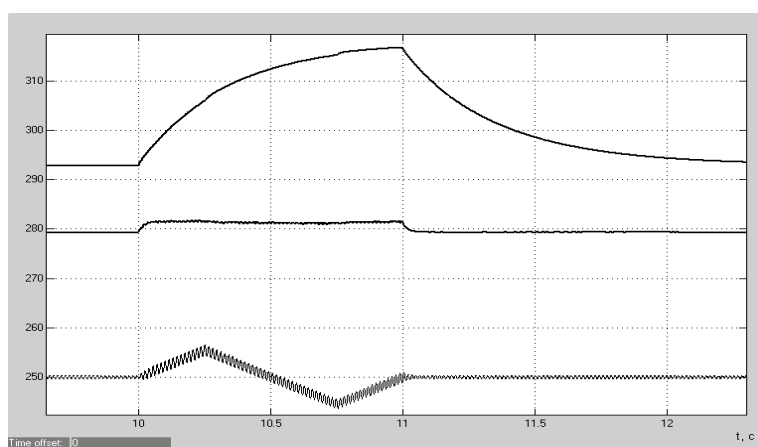


Рис. 3 Зависимость $P_k, P_{б/к}, X_{вх}=f(t)$:

P_k - давление газа при действии звена коррекции, $P_{б/к}$ - давление газа без действия звена коррекции, $X_{вх}$ - входной сигнал в РМ модулированный сигналом осцилляции, $\Delta S \cdot 1.75$ – величина амплитуды прямоугольного импульса прироста поверхности горения.

Как следует из графика, представленного на рис. 3, при использовании звена коррекции давление газа в камере ТГ практически не отличается от стационарного значения (ошибка не превышает 1...2%) в отличие от варианта ГРП с регулятором давления газа, при котором давление выходит за верхнюю границу допустимого диапазона.

Следует также отметить, что за счёт использования устройства коррекции существенно снижается разброс давления в камере сгорания, формируемый температурной зависимостью работы топлива и настройкой газового регулятора давления, и поддерживается неизменным на минимально допустимом уровне давления в течение всего времени работы ТГ.

Наличие осциллирующего движения органа управления с малой амплитудой одновременно снимает в нагрузке трение, снижая величину нагрузки, действующей на шток РМ, и требуемую для управления мощность.

При дополнительном объёме жидкости, необходимом для компенсации расхода затрачиваемого на воспроизведение осцилляции, из состава ТГ исключается металлоёмкий и сложный в отработке газовый регулятор давления. Поэтому общее увеличение массы газогидравлического источника питания (ГГИП) не ожидается.

Исключение из состава ТГ обеспечивает сокращение объёма испытаний, сроков отработки и повышение надёжности работы, а снижение максимальной величины давления в камере сгорания ТГ позволяет уменьшить массу оболочки корпуса при сохранении требований к прочности, и улучшить энергомассовые показатели ТГ в целом.

В четвертой главе посредством обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений произведено описание процесса запуска вытеснительного источника энергии (ИЭ), а также стационарного участка работы в составе привода с воспроизведением аномальных режимов работы.

Как показали данные экспериментальной отработки ПАД, процессу запуска на участке подъёма давления сопутствует затухающий колебательный процесс со значительным перерегулированием. Механизм этого процесса до настоящего времени не нашёл объяснения.

Отмечено, что частота процесса не носит волновой характер, свойственный газодинамическим процессам, а свойственна механической системе. В тоже время сам процесс происходит на участке изменения давления до значения давления настройки газового клапана, поэтому влияние работы клапана на формирование колебательного процесса следует исключить.

Механическая система, способная возбудить указанные колебания, может быть сформирована гибкой диафрагмой, объёмом бака с рабочей жидкостью (масса), растворённым в жидкости воздушной среды (эквивалент пружины). При этом отмечено, что растворённый в жидкости воздух обладает свойством образовывать воздушный объём в результате коагуляции растворённых в жидкости воздушных пузырьков при длительной эксплуатации (20...25 лет) в составе

изделия. Величина воздушного объёма входит в постоянную времени и коэффициент демпфирования колебательного звена гидро-газо-механической системы «гибкая диафрагма-сжимаемая жидкость-воздушный объём-масса жидкости». Синтезируя параметры, входящие в постоянную времени и коэффициент демпфирования, подобрана комбинация параметров, которая обеспечит приближение с необходимой точностью к реальным процессам запуска ПАД'а.

С учётом степенного закона зависимости скорости горения от давления, уравнения состояния газа в газовой полости вытеснителя, линейной зависимости непроизводительного расхода жидкости от давления и сверхкритического истечения газа через клапан уравнение баланса записывается в виде для $P > P_0$:

$$u_1 \cdot \gamma \cdot S \cdot P^\nu = \frac{(K_{YT} \cdot P) \cdot P}{\chi \cdot R_G \cdot T_G} + A \cdot [\sigma_0 + K_{\sigma P} (P - P_0)] \cdot P + \frac{V}{R_G \cdot T_G} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (7)$$

где u_1 - коэффициент чувствительности скорости горения к температуре заряда твёрдого топлива, γ - удельный вес топлива, S - поверхность горения топлива, ν - показатель степени в законе горения топлива, χ - коэффициент тепловых потерь газа в объёме бака вытеснителя, R_G - удельная газовая постоянная продуктов сгорания топлива, T_G - температура газа, A - коэффициент истечения газа, σ_0 - площадь зазора между клапаном и седлом в закрытом состоянии, $K_{\sigma P}$ - коэффициент пропорциональности между проходным сечением клапана и давлением в зоне регулирования.

Для $P < P_0$ уравнение баланса прихода и расхода при течении газа через минимальное сечение клапана, образованного его положением на седле, преобразуется к виду:

$$u_1 \cdot \gamma \cdot S \cdot P^\nu = \frac{(K_{YT} \cdot P) \cdot P}{\chi \cdot R_G \cdot T_G} + A \cdot \sigma_0 \cdot P + \frac{V}{R_G \cdot T_G} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) описывают процессы, протекающие в газовой полости вытеснительного источника питания (ВИП), до диафрагмы.

Уравнения, описывающие процессы за диафрагмой в полости бака с рабочей жидкостью и воздушной средой, составлены на основании использования уравнений неразрывности (сплошности) потока жидкости, сжатия рабочей

жидкости в нагнетательной полости гидросистемы, состояния растворённого воздуха в объёме воздушной среды в жидкости бака.

Объёмный расход газа Q_{Σ} в газовой части ГГРП, используется для компенсации расходов на сжатие воздушной среды и вытеснения жидкости из полости бака, в виде:

$$Q_{\Sigma} = S_D \cdot \frac{dx}{dt} = Q_{VT} + Q_{CЖ}^{\text{ж}} + Q_{CЖ}^B \quad (9)$$

где S_D - площадь диафрагмы, x - перемещение диафрагмы,

$Q_{VT} = K_{VT} \cdot P_H$ - утечки в плоских зазорах золотников РМ,

$$Q_{CЖ}^B = -\frac{V_B}{P_H} \cdot \frac{dP_H}{dt} \dots (P_H \cdot V_B = m \cdot R \cdot T \rightarrow \frac{P_H}{RT} \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{RT} \cdot \frac{dP_H}{dt} = 0) - \text{расход на сжатие}$$

воздуха в баке (V_B - объём воздушной среды бака до её сжатия, m - масса воздуха в жидкостной полости бака), $Q_{CЖ}^{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{E} \frac{dP_H}{dt}$ ($V_{\text{ж}}$ - объём жидкости в полости бака, E - объёмный модуль упругости рабочей жидкости).

После подстановки составляющих расхода уравнение баланса расхода примет вид:

$$S_D \cdot \frac{dx}{dt} = K_{VT} \cdot P_H + \left(\frac{V_{\text{ж}}}{E} - \frac{V_B}{P_H} \right) \cdot \frac{dP_H}{dt} \quad (10)$$

Уравнение нагрузки, действующей на диафрагму, в соответствии с уравнением баланса сил и учётом инерционности массы жидкости $\frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma \cdot S_D}{g}$,

имеет вид:

$$(P - P_H) \cdot S_D = C_B \cdot x + K_{BT} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma_{\text{ж}}}{g} \frac{dQ_{\text{ж}}}{dt} = C_B \cdot x + K_{BT} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\alpha \cdot L \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot S_D}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad (11)$$

где $\alpha = 1,1$ - коэффициент количества движения, не зависящий от времени, L - полный ход диафрагмы до полного вытеснения жидкости из бака, $g = 980 \frac{\text{см}}{\text{с}^2}$ - ускорение свободного падения, $\gamma_{\text{ж}} = 0,85 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кГ}}{\text{см}^3}$ - удельный вес рабочей жидкости, C_B - суммарная жёсткость диафрагмы и воздушной пружины (величина,

определяемая в ходе моделирования), K_{BT} - коэффициент вязкого трения (определяется течением жидкости в плоском зазоре золотников РМ).

После использования преобразований Лапласа для уравнений описывающих процессы, протекающие в газовой и гидравлической частях ГГРП, построим обобщённую математическую модель газовой и гидравлической частей ГГРП.

Результаты моделирования процессов в обобщённой модели газовой и гидравлической частей ГГРП представлены на рис. 4.

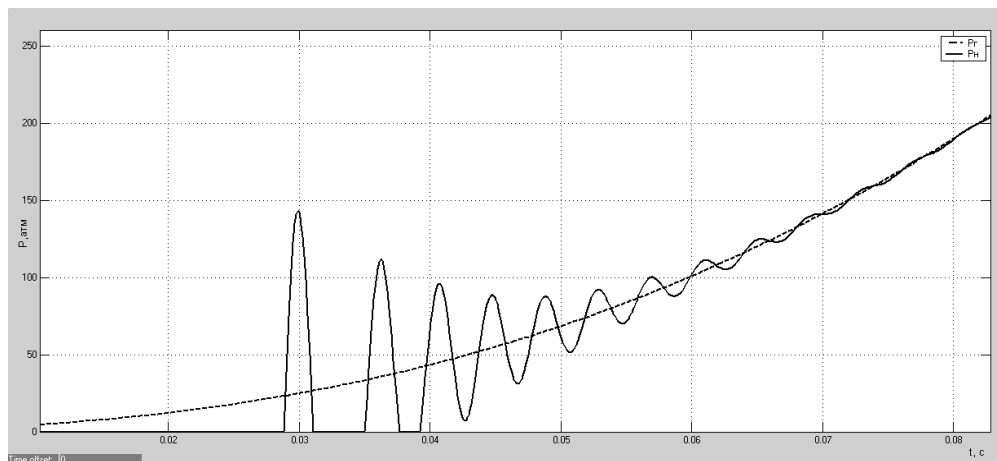


Рис. 4. Переходный процесс изменения давления в газовой и гидравлической полостях при запуске ГГРП.

Как следует из графика рис.4, процесс запуска ГГРП сопровождается затухающим колебательным процессом, обусловленным взаимодействием массы жидкости бака, гидравлической и газовой пружин. Затухание процесса происходит по мере сжатия газового объёма при увеличении давления и при достижении давления настройки газового клапана практически прекращается. Высокая частота изменения давления нагнетания фильтруется газовым объёмом бака и камеры сгорания и не находит отражение в кривой давления газа (гладкая экспонента в характере роста давления газа).

Достоверность разработанной модели ГГРП подтверждена представленными на рис.5 переходными процессами участка запуска, полученными в результате моделирования и эксперимента одного из образцов ГГП с данными соответствующими данным математического моделирования, представленных выше.

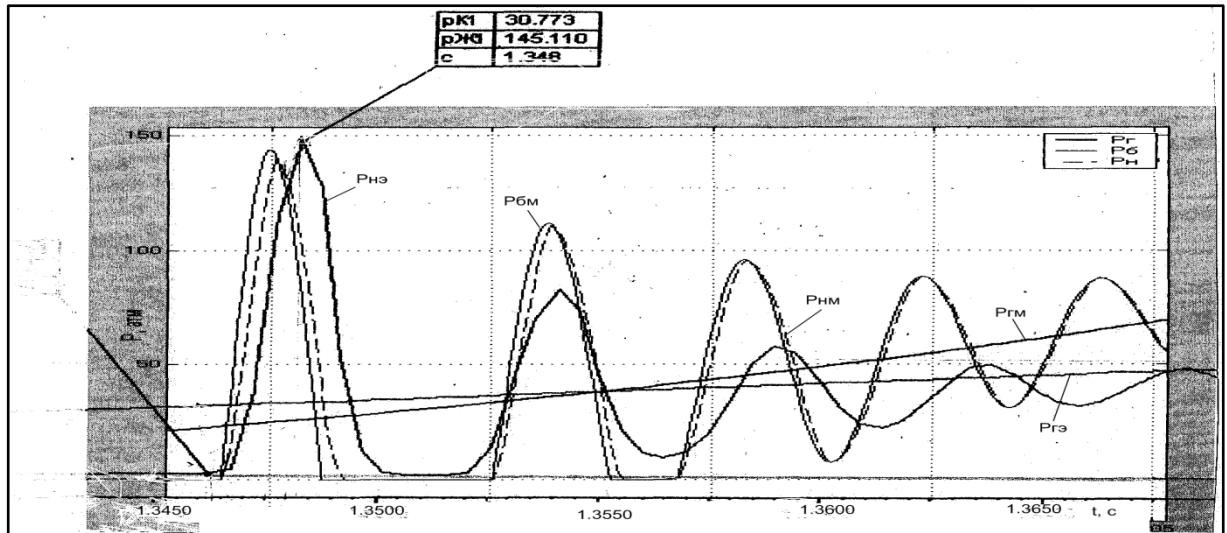


Рис. 5 Экспериментальный участок и участок моделирования процесса запуска ГПП:

$P_{гм}$, $P_{нм}$ – давление в газовой и гидравлической полостях, полученные на модели, $P_{гэ}$, $P_{нэ}$ - давление в газовой и гидравлической полостях, полученные в эксперименте.

Математическая модель ГГРП, дополненная блоками разгерметизации, РМ и нагрузки, позволяющая анализировать процессы в ГГП при действии возмущений различной природы в приводе, представлена на рис. 6.

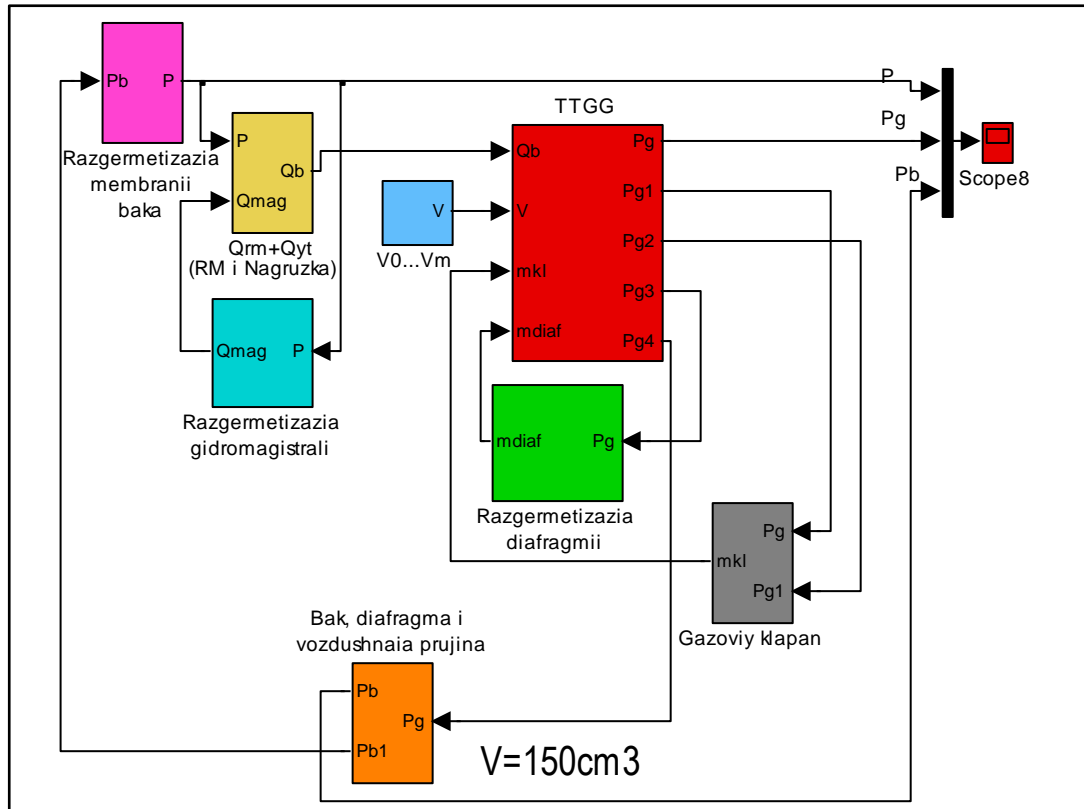


Рис. 6 Математическая модель, дополненная блоками разгерметизации, РМ и нагрузки

Результаты натурных испытаний привода в составе головного изделия, в ходе которых зафиксирован аномальный режим работы при разгерметизации гидравлической магистрали на 1с и подвижной диафрагмы бака после опорожнения рабочей жидкости на 11с, воспроизведены с использованием математической модели и представлены на рис. 7.

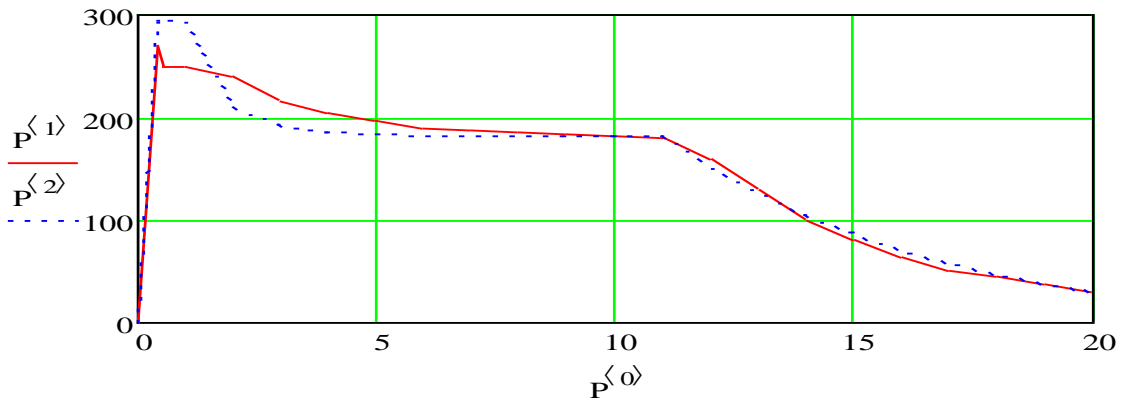


Рис. 7 Результаты эксперимента и моделирования $P=f(t)$ при разгерметизации гидравлической магистрали привода на 1с и диафрагмы бака на 11с:

---- - экспериментальные данные, ——— - данные моделирования

Анализ результатов моделирования и эксперимента подтвердил адекватность описания математической моделью физических процессов, протекающих в приводе с достаточной для инженерных расчётов точностью. При этом полученные в ходе моделирования проходные сечения, образовавшиеся при разгерметизации гидромагистрали ($f_{гм}=0.032\text{см}^2$) и диафрагмы ($f_{д}=0.06\text{см}^2$) подтверждены результатами натурного моделирования.

Разработанная математическая модель для анализа переходных процессов выхода на режим источника питания и случаев его аномальной работы достоверна и может быть использована для анализа переходных процессов и стационарных режимов работы источника питания в составе газогидравлического привода.

В пятой главе представлена процедура проведения сравнительной оценки энергетических характеристик ИЭ на примере аксиально-поршневого и вытеснительного агрегатов при введении в алгоритм процедуры нового показателя: совпадения переходных процессов изменения давления в источнике энергии в момент движения РМ с максимальной скоростью при действии полной нагрузки и их остановки.

Впервые предлагается ввести в процедуру сравнительной оценки энергетических характеристик показатель совпадения переходных процессов в энергетическом тракте сравниваемых приводов. Только в такой постановке задача сравнения становится корректной.

Для реализации предлагаемой процедуры используются математические модели сравниваемых приводов и оцениваются переходные процессы на штатную работу приводов, добиваются их совпадения за счет вариации параметров ТГ, и только при их совпадении производится сравнительная оценка энергетических параметров. После проведённой оценки, области существования приводов минимальной массы в плоскости параметров «мощность-время работы» должны быть подвергнуты корректировке (рис.8).

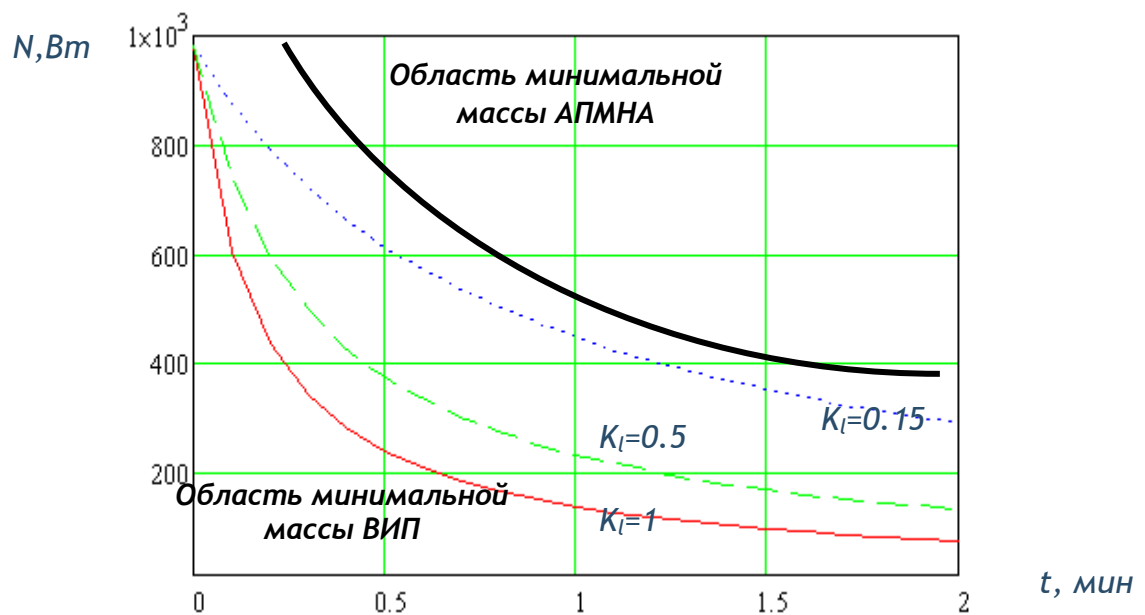


Рис. 8 Зависимость $N=f(t)$ при различных значениях интегрального хода K_I штока с учётом корректировки границы для ВИП:

ВИП – вытеснительный источник питания, *АПМНА* - аксиально-поршневой мотор-насосный агрегат, t - время работы, N - мощность привода.

Эффективность предложенной методики проиллюстрирована расчётами для двух образцов газогидравлического привода, используемых в составе головных изделий, эксплуатируемых в настоящее время.

Предлагаемая методика носит общий характер и вполне применима к другим парам сопоставляемых приводов не только газогидравлического типа.

Основные выводы и результаты работы

1. Предложено для расчёта запаса рабочей жидкости в баке вытеснительного источника энергии использовать более полный набор факторов влияния, включающих зависимость свойств рабочей жидкости и заряда ТГ от давления и температуры эксплуатации, взаимодействия параметров газового регулятора давления, внутриваллистических характеристик заряда с режимами работы рулевых машин.

2. Разработана методика парирования возмущений, характерных для работы ТГ, средствами системы управления и рулевой машины привода. Предложенное звено коррекции давления газа в ТГ обеспечивает стабилизацию давления в случаях нерасчётного превышения газоприхода от увеличения поверхности горения заряда, сохраняя при этом заданные показатели устойчивости и качества работы привода.

3. Использование звена коррекции, стабилизирующего давление, эффективно также для поддержания давления на допустимом минимальном уровне при эксплуатации заряда ТГ в широком температурном диапазоне. Тем самым обеспечиваются минимальные массовые показатели самого заряда, и исключается необходимость применения в составе ТГ газового регулятора давления – устройства, требующего на практике длительной автономной отработки и сложной защиты от действия высокотемпературного газа на малоразмерные проходные сечения чувствительного элемента регулятора. Способ коррекции давления и устройство для его реализации защищены патентом РФ.

4. На основе дифференциальных уравнений, описывающих работу источника энергии при его запуске и на стационарном участке в составе рулевого привода, разработана математическая модель, позволяющая анализировать поведение параметров привода на переходных режимах работы. В результате решения с использованием математической модели задачи запуска источника энергии подтверждены, полученные в ходе экспериментальной отработки, процессы, связанные с затухающим колебательным изменением давления нагнетания рабочей жидкости, обусловленным взаимодействием в газогидравлической части элементов и свойств конструкции: массы жидкости в баке, растворённой в жидкости газовой среды, механической жёсткости гибкого диафрагменного узла.

С использованием полной математической модели привода решены задачи идентификации источников возмущения, подтвержденные экспериментальными данными, связанными с действиями в приводе аномальных возмущающих факторов: разгерметизации магистрали нагнетания и связанного с разгерметизацией прорыв гибкой диафрагмы после нерасчётного опорожнения рабочей жидкости из бака источника энергии. Математическая модель нашла применение в процедуре идентификации источников аномальной работы, встретившихся в ходе отработки приводов, и позволила сократить сроки разработки.

5. Разработана уточнённая методика альтернативного выбора источников энергии газогидравлических приводов, учитывающая реакцию давления на действие ступенчатого потребления рабочей жидкости в РМ при реализации максимальной скорости движения нагруженных органов управления ЛА.

6. Учёт реакции давления на штатное возмущение при рассмотрении альтернативных вариантов позволяет расширить область применения приводов минимальной массы с вытеснительным источником питания, представленную в плоскости параметров «мощность-время работы». В рассмотренном примере альтернативного выбора источника питания из двух вариантов источников питания, состоящих из ТГ+АПМНА и ТГ+Выт, граница области применения привода с вытеснительным источником переместилась на 10..12% в область, занимаемую приводом с АПМНА до использования предложенной методики.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Евстратов, Д.И. Твёрдотопливный газогенератор с заданным расположением нулей передаточной функции / Д. И. Евстратов, А.Я. Лашёв, В.И. Лалабеков. Патент на полезную модель № 119811.

2. Евстратов, Д.И. Способ формирования управления газогидравлическим рулевым приводом и устройство для его реализации / Д. И. Евстратов, А.Я. Лашёв, В.И. Лалабеков, Е.А. Шмачков. Положительное решение по заявке на изобретение № 2012112110.

3. Евстратов, Д.И. Результаты математического моделирования участка выхода на режим газогидравлического преобразователя энергии рулевого привода / Д.И. Евстратов // Труды МАИ. - 2012. - №54.

4. Евстратов, Д.И., Методика расчёта объёма рабочей жидкости в пороховом аккумуляторе давления / Д.И. Евстратов, В.И. Лалабеков / Проблемы совершенствования робототехнических и интеллектуальных систем летательных аппаратов: Сборник докладов IX научно-технической конференции. Москва. МАИ. июнь 2012 г.-М.: МАИ-ПРИНТ, 2012. С. 219-224.

5. Евстратов, Д.И., Коррекция положения нулей и полюсов передаточной функции энергетического тракта газогидравлического рулевого привода / Д.И. Евстратов, В.И. Лалабеков, А.Я. Лащев / Сборник Тульского Государственного Университета «Технические Науки». Вып. 5, Ч. 1.–Тула: ТулГУ, 2011. С. 327-331.

6. Евстратов, Д.И., Сравнительная оценка источников питания энергетического тракта газогидравлического привода с использованием динамического критерия / Д.И. Евстратов, А.А. Кабешкин, В.И. Лалабеков, Е.А. Шмачков и др. // Труды МИТ. – 2012 - Том 12.

7. Евстратов, Д. И., Сравнительный расчёт массовых показателей элементов энергетического тракта газогидравлического привода органов управления летательного аппарата / Д.И. Евстратов, В.И. Лалабеков, С.Л. Самсонович // Вестник МАИ.-2013 - № 3 -Том 29.